

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ И.С. ТУРГЕНЕВА»

На правах рукописи



Родичев Алексей Юрьевич

**УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА ОСНОВЕ
ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ТЮНИНГА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ
БАЛАНСИРНЫХ ПОДВЕСОК**

Специальность 2.9.5. Эксплуатация автомобильного транспорта

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук,
профессор
Савин Леонид Алексеевич

Орёл 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ БАЛАНСИРНОЙ ПОДВЕСКИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ КАК ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ	19
1.1 Назначение, условия функционирования и требования к элементам балансирных подвесок (условия работы) грузовых автомобилей	19
1.2 Анализ работоспособности и эффективности использования подвесок грузовых автомобилей	29
1.3 Обзор исследований и технических решений	36
1.3.1 Теоретические методы оценки износа подшипников скольжения грузового автомобиля	39
1.3.2 Использование биметаллических подшипников скольжения	46
1.3.3 Использование твердосмазочных покрытий	49
1.3.4 Мониторинг износа рабочих поверхностей подшипникового узла скольжения	55
1.3.5 Технические решения	58
1.4 Комплексный подход к оценке износа подшипников скольжения	60
1.4.1 Анализ повреждений подшипниковых узлов скольжения балансирной подвески	60
1.4.2 Анализ износа подшипников скольжения балансирной подвески грузовых автомобилей в зависимости от условий эксплуатации	66
1.4.3 Статистическая обработка износной информации	68
1.5 Структура, выводы по главе, задачи исследования	74
2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СМАЗКИ И ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ БАЛАНСИРНОЙ ПОДВЕСКИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ	85
2.1 Параметры узла скольжения балансирной подвески грузового автомобиля и условия его эксплуатации	86

2.2 Моделирование процесса смазки подшипников скольжения и анализ причин изнашивания.....	93
2.3 Определение скорости изнашивания и ресурса работы подшипников скольжения.....	110
2.4 Методика предиктивного анализа остаточного ресурса.....	121
2.5 Выводы по главе.....	129
3. УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ	133
3.1 Технологические аспекты использования биметаллических подшипников скольжения при ремонте узлов и агрегатов автомобилей	134
3.2 Методы повышения прочности сцепления антифрикционного покрытия, используемые материалы и методика оценки прочности сцепления	138
3.3 Формирование антифрикционного покрытия под воздействием центробежной силы.....	144
3.4 Использование термореагирующих покрытий для увеличения прочности сцепления антифрикционного слоя.....	155
3.5 Использование послойного пластического деформирования для увеличения прочности сцепления антифрикционного покрытия	160
3.6 Технологические, эксплуатационные и экономические аспекты применения биметаллических подшипников скольжения	168
3.6.1 Технологический процесс изготовления биметаллических подшипников скольжения балансирных устройств	168
3.6.2 Эксплуатационные испытания биметаллических подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля	170
3.6.3 Экономическая эффективность от применения биметаллических подшипников скольжения балансирных устройств автомобиля КамАЗ	174
3.7 Выводы по главе.....	181

4. УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ЗА СЧЕТ ТВЕРДОСМАЗОЧНЫХ АНТИФРИКЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ ПРИ ТЕХНИЧЕСКОМ ОБСЛУЖИВАНИИ И РЕМОНТЕ	185
4.1 Использование твердосмазочных антифрикционных покрытий в процессе изготовления, технического обслуживания и ремонта автомобилей	186
4.2 Формирования твердосмазочного антифрикционного покрытия на поверхности узлов трения	191
4.2.1 Выбор оптимальных значений скорости воздушного потока и дистанции до модифицируемой поверхности	192
4.2.2 Влияние послойного нанесения на структурные и функциональные характеристики твердосмазочных покрытий	195
4.3 Исследование прочности сцепления твердосмазочного антифрикционного покрытия с основой.....	204
4.3.1 Проведение многофакторного эксперимента.....	204
4.3.2 Проведение сравнительных испытаний покрытий	214
4.3.3 Проведение сравнительных испытаний двух методов.....	221
4.4 Эксплуатационные особенности использования твердосмазочных антифрикционных покрытий	223
4.4.1 Исследование коэффициентов трения твердосмазочных антифрикционных покрытий	224
4.4.2 Исследование процесса приработки твердосмазочных антифрикционных покрытий	229
4.5 Технологические, эксплуатационные и экономические аспекты применения подшипников скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием	238
4.5.1 Технологический процесс изготовления подшипников скольжения балансирных устройств автомобиля КамАЗ с твердосмазочным антифрикционным покрытием.....	238

4.5.2 Эксплуатационные испытания подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля с твердосмазочным антифрикционным покрытием	242
4.5.3 Экономическая эффективность от применения подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля с твердосмазочным антифрикционным покрытием.....	245
4.6 Выводы по главе.....	248
5. ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ЧЕРЕЗ ПРЕВЕНТИВНУЮ ДИАГНОСТИКУ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ БАЛАНСИРНЫХ ПОДВЕСОК	252
5.1 Алгоритмы функционирования контрольно-измерительной системы подшипников скольжения	252
5.1.1 Использование датчика износа рабочей поверхности подшипника скольжения с дискретным конечным состоянием	253
5.1.2 Использование датчика износа рабочей поверхности подшипника скольжения с несколькими дискретными положениями	255
5.1.3 Использование датчика износа рабочей поверхности подшипника скольжения на основе параметров электрической цепи	258
5.1.4 Использование искусственного интеллекта для диагностики подшипниковых узлов скольжения.....	260
5.2 Изготовление подшипников скольжения с интегрированной контрольно-измерительной системой	263
5.3 Проверка работоспособности подшипников скольжения с интегрированной контрольно-измерительной системой	275
5.4 Выводы по главе.....	294
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	298
СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	303
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	304
ПРИЛОЖЕНИЕ А	337
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	346

ПРИЛОЖЕНИЕ В	350
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	361
ПРИЛОЖЕНИЕ Д	365
ПРИЛОЖЕНИЕ Е	369
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж	373
ПРИЛОЖЕНИЕ И	374
ПРИЛОЖЕНИЕ К	375
ПРИЛОЖЕНИЕ Л	379
ПРИЛОЖЕНИЕ М	383

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Обеспечение ресурсного равенства базовых элементов автомобилей, существенно влияющих на эксплуатационные характеристики, представляет собой ключевую задачу на этапах проектирования, производства и эксплуатации транспортных средств. Эффективность использования грузовых автомобилей, включая параметры ресурса, грузоподъемности, сервисного обслуживания и ремонтопригодности, во многом определяется работоспособностью балансирной подвески, воспринимающей значительные динамические нагрузки и обеспечивающей плавность хода. Особую роль в данной системе играют опоры скольжения оси балансира, функционирующие в условиях экстремальных гравитационных и инерционных нагрузок, достигающих 100 кН и более. Особенность их работы заключается в комбинированном характере относительного движения контактирующих поверхностей при вертикальных, продольных и поперечных колебаниях, где ось балансира жестко зафиксирована на раме, а подшипниковый узел, закрепленный в башмаке, совершает сложные возвратно-вращательные и радиальные перемещения в смазочной среде. В таких условиях оценка ресурса подшипника до предельного изнашивания требует последовательного решения гидродинамической и контактной задач, при этом при снижении радиального зазора ниже критического уровня износа он может быть смоделирован с учетом взаимосвязи нагрузки, твердости антифрикционного слоя, параметров дорожного покрытия и коэффициента износа. Анализ существующих исследований выявил отсутствие комплексных теоретических и экспериментальных работ, посвященных изучению смазочных процессов, несущей способности и долговечности подшипников скольжения в условиях многокомпонентных динамических воздействий. Недостаточная изученность механизмов изнашивания, методов повышения ресурса и инструментария для прогнозирования состояния узлов в процессе технического обслуживания и ремонта определяет актуальность разработки новых

подходов. В рамках решения данной проблемы предлагается комплекс методов, включающий внедрение биметаллических подшипников скольжения, нанесение твердосмазочных антифрикционных покрытий на рабочие поверхности, а также интеграцию систем предиктивной диагностики для непрерывного мониторинга температуры, вибраций и износа в реальном времени. Реализация этих решений направлена на минимизацию энергетических потерь, прогнозирование износа и снижение эксплуатационных затрат за счет оптимизации условий функционирования узла.

Решение технической проблемы в диссертационной работе заключается в выявлении закономерностей протекания процессов трения, смазки и изнашивания, разработке методов и технологий повышения износостойкости подшипников скольжения балансирной подвески для реализации практической потребности увеличения ресурса и межремонтных интервалов грузовых автомобилей.

Тематика диссертационной работы соответствует приоритетным направлениям Стратегии научно-технологического развития и Перечня критических технологий Российской Федерации (2024 г.), предполагающих совершенствование транспортных систем, переход к передовым технологиям создания наукоемких продуктов, в частности, на основе методов машинного обучения и новых конструкторских и технологических решений.

Степень разработанности проблемы

Информационную основу исследования составляют фундаментальные работы российских и зарубежных ученых, посвященные совершенствованию автомобильного транспорта. Анализ подшипников скольжения и моделирование их изнашивания разрабатывались в трудах С. М. Захарова, М. В. Коровчинского, В. Н. Прокопьева, Ю. В. Рождественского, И. А. Тодера, Н. А. Хозенюка, К. В. Гаврилова, а также зарубежных исследователей J. F. Booker, P. K. Goenka, H. K. Hirani. Технологии нанесения металлопокрытий с позиции эксплуатационных свойств изучены Ю. С. Борисовым, В. И. Казарцевым, Н. В. Катц, В. П. Лялякиным, А. Ф. Троицким, А. Хасуй. Влияние методов обработки на качество поверхностного слоя рассмотрено В. В. Лапиным,

М. И. Писаревским, А. Г. Сусловым, А. И. Якушевым. Исследования трибосопряжений с антифрикционными покрытиями включают вклад Н. Б. Демкина, И. М. Егорова, И. В. Крагельского, М. М. Матлина, Л. Н. Сентюрихиной, а также зарубежных авторов – Р. Бартона, С. Мюллера, Е. Рабиновича, Е. Робертса, К. Холберга. Прогнозирование остаточного ресурса узлов представлено в работах Du X., Yan J., Li T., Yu W., Wang R., Wen J., König F., Xinchen Zhuang. Отдельное внимание удалено системам контроля и автоматизированной диагностики параметров грузовых автомобилей. Установлено, что отсутствие методик предиктивного анализа, инструментальных средств и конструктивных решений препятствует внедрению подходов к прогнозированию изнашивания подшипников скольжения в режиме реального времени. Данный пробел обуславливает необходимость разработки методологии, учитывающей процессы смазки, изнашивания, технологии нанесения покрытий и оценку остаточного ресурса балансирных подвесок на основе актуального состояния узлов, что определяет цель настоящего исследования.

Цель диссертационной работы заключается в увеличения ресурса грузовых автомобилей на основе функционального тюнинга подшипников скольжения балансирных подвесок.

Задачи исследования:

1. Провести исследования статистических закономерностей изнашивания подшипников скольжения в различных условиях эксплуатации, разработать методы повышения ресурса подшипниковых узлов скольжения и способы их осуществления.

2. Разработать математическую модель подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля, включающую анализ зависимости грузоподъемности и потерь на трение от эксцентрикитета, исследование условий перехода от граничного к жидкостному трению и провести комплекс вычислительных экспериментов их работы.

3. Разработать математическую модель оценки ресурса подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля в зависимости от

скорости, нагрузки и параметров дорожного полотна для определения возможного внепланового ТО и ТР.

4. Разработать нейросетевую модель прогнозирования остаточного ресурса подшипников скольжения башмака балансира грузового автомобиля, функционирующую в экстремальных условиях, которая интегрирует физические закономерности изнашивания и методы машинного обучения, адаптируется к динамическим параметрам эксплуатации (скорость, нагрузка, коэффициент дорожного полотна) через коррекцию прогнозов в реальном времени.

5. Решить задачу повышения прочности сцепления и микротвердости антифрикционных покрытий для биметаллических подшипников скольжения, используемых в процессе ТО и ТР грузовых автомобилей, через рациональный выбор параметров газопламенного напыления, подбор модифицирующих порошков и режимов его формирования.

6. Решить задачу повышения прочности сцепления твердосмазочных антифрикционных покрытий, используемых в процессе ТО и ТР грузовых автомобилей, за счет рационального выбора технологических параметров нанесения и изучения их структурно-механических свойств. Установить взаимосвязи между методами подготовки поверхности, морфологией покрытий и их триботехническими характеристиками. Определить механизмы формирования адаптивных слоев, снижающих трение и изнашивание, а также разработать практические рекомендации для их применения в условия автотранспортных предприятий, направленные на увеличение ресурса узлов трения.

7. Разработать комплекс технических решений и программных средств диагностики балансирующей подвески грузовых автомобилей, объединяющий алгоритмы дискретного и многопозиционного контроля и нейросетевого прогнозирования изнашивания подшипниковых узлов скольжения для совершенствования системы ТО и ТР.

8. Создать экспериментальные образцы подшипников скольжения с интегрированной системой мониторинга, обеспечивающей совместимость с бортовой сетью транспортного средства и облачными платформами для обработки

данных. Реализовать функциональные схемы подключения и программные решения, адаптированные к вариативным эксплуатационным режимам.

9. Выполнить технико-экономическое обоснование эффективности применения предлагаемых решений.

Объектом исследования являются тяжело нагруженные подшипники скольжения балансирной подвески грузовых автомобилей с антифрикционным покрытием опорной поверхности, работающие в условиях граничной и полужидкостной смазки при сложном режиме движения оси и втулки.

Предметом исследования служат процессы изнашивания и смазки, этапы формирования антифрикционных покрытий опорных поверхностей подшипников скольжения, методы и средства оценки остаточного ресурса подшипников скольжения в режиме реального времени.

Научная новизна:

1. Установлены режимы смазки сложно нагруженного подшипника скольжения балансирной подвески грузового автомобиля, работающего в условиях возвратно-вращательного режима работы, определены: поля давлений, минимальная толщина смазочного слоя, грузоподъемность, моменты трения и потери мощности на основе оригинальной методики, заключающейся в реализации математической, алгоритмической и программной модели.

2. На основе моделирования выявлено определяющее влияние эффекта гидродинамического сдавливания смазочной пленки на величину несущей способности и формирование режима смазки в подшипнике скольжения балансирной подвески грузового автомобиля. Установлено, что в данных подшипниках существует принципиальная возможность реализации гидродинамического режима смазки на отдельных этапах движения. Теоретически обосновано, что данный режим, характеризующийся отсутствием контактного взаимодействия опорных поверхностей подшипника скольжения и оси балансира, реализуем при определенном сочетании геометрических, кинематических и силовых параметров в установленных диапазонах.

3. Установлены теоретические зависимости скорости изнашивания опорной поверхности подшипника скольжения башмака балансира грузового автомобиля от скорости движения транспортного средства и состояния дорожного полотна на основе оригинальной модифицированной методики оценки ресурса подшипника скольжения балансирной подвески с использованием уравнения Арчарда с введенным в него коэффициентом дорожного полотна и экспериментально уточнённым безразмерным коэффициентом износа.

4. На основе оригинального комплекса методов, направленных на повышение прочности сцепления антифрикционного покрытия подшипника скольжения балансирной подвески грузового автомобиля в процессе ТО и ТР, формирование структуры, выбор оптимального состава модификаторов и технологических режимов, установлено, что рациональный выбор технологических параметров (расстояние, давление, угол нанесения покрытия) увеличивает прочность сцепления антифрикционных покрытий с основой не более 4 %, доказана эффективность использования термореагирующих порошков в качестве подслоя в составе антифрикционного покрытия, обеспечивающая увеличение прочности сцепления с основой не более 12,5 %, выявлено, что послойное деформирование материала сопровождается упрочнением структуры: микротвердость поверхности возрастает как в приконтактной зоне, так и в глубинных слоях, при этом происходит увеличением прочности сцепления антифрикционного покрытия с основой не более 7 %. Установлено, что применение полного комплекса методов увеличивает прочность сцепления антифрикционного покрытия с основанием не более чем на 20 %.

5. Установлены факторы, влияющие на прочность сцепления твердосмазочного покрытия с основой, определены структурно-механические особенности формирования покрытий, выявлена зависимость изменения толщины твердосмазочного покрытия от процесса приработки; на основе комплекса методов установлены и уточнены технологические параметры нанесения твердосмазочных антифрикционных покрытий (дистанции нанесения покрытия, давление (скорость потока), угол нанесения покрытия).

Теоретическая значимость полученных в диссертации научных результатов заключается в выявлении закономерностей работы сложно нагруженных подшипников скольжения балансирных подвесок грузовых автомобилей, функционирующих в условиях сложного возвратно-вращательного движения элементов трибосопряжения, жидкостной и граничной смазки с относительно неподвижной опорной осью и качающимся при колебаниях автомобиля подшипником скольжения; разработке физических основ новых методов нанесения износостойких антифрикционных покрытий и доказательстве возможностей повышения их прочности сцепления с основой; формировании комплексной методологии предиктивной аналитики подшипников скольжения для расчета остаточного ресурса и планирования сроков технического обслуживания.

Практическая значимость работы заключается в разработке, апробации и внедрении новых технических и технологических решений, подтвержденных патентами, программами ЭВМ, базами данных; в прикладном характере результатов исследований, которые используются на предприятиях по эксплуатации, производству и ремонту грузовых автомобилей:

1. Разработана, апробирована и внедрена методика расчета ресурса подшипников скольжения балансирных подвесок грузовых автомобилей (Свидетельство о гос. регистрации программ для ЭВМ: 2021680059 РФ и 2024612989 РФ), имеющие высокую практическую значимость (акты внедрения: автобаза № 9 ФАО «Орелдорстрой» г. Орла от 19 декабря 2024 г.; ООО «АПК Юность» г. Орла от 26 ноября 2024 г.; ООО «Белмаг» г. Белгород от 18 декабря 2024 г.; ООО «Белдорстрой» г. Белгород от 09 апреля 2025 г.).

2. Разработан, аprobирован, запатентован комплекс методов, направленный на повышение прочности сцепления антифрикционного покрытия в биметаллических подшипниках скольжения: (Пат. 2400312 РФ; Пат. 2424888 РФ; Пат. 2509236 РФ).

3. Разработана, аprobирована и внедрена технология по изготовлению биметаллических подшипников скольжения балансирной подвески (Пат. 2708410 РФ; Пат. 2539515 РФ) автомобиля КамАЗ методом нанесения

многослойного покрытия с помощью газопламенного напыления на механически обработанное стальное основание с последующим межслойным пластическим деформированием антифрикционного слоя (акты внедрения: автобаза № 9 ФАО «Орелдорстрой» г. Орла от 10 декабря 2024 г.; ООО «АПК Юность» г. Орла от 15 ноября 2024 г.; ООО «Белмаг» г. Белгород от 25 января 2024 г.; ООО «Белдорстрой» г. Белгород от 12 февраля 2025 г.).

4. Разработана, апробирована и внедрена технология по нанесению твердосмазочного антифрикционного покрытия на рабочие поверхности подшипников скольжения (Пат. 2734211 РФ; Пат. 2734210 РФ) балансирной подвески автомобиля КамАЗ (акты внедрения: автобаза № 9 ФАО «Орелдорстрой» г. Орла от 17 декабря 2024 г.; ООО «АПК Юность» г. Орла от 24 октября 2024 г.; ООО «Белмаг» г. Белгород от 03 декабря 2024 г.; ООО «Белдорстрой» г. Белгород от 05 марта 2025 г.).

5. Разработаны, апробированы, запатентованы и внедрены конструкторские (Пат. 2750542 РФ; Пат. 2783716 РФ; Пат. 2817311 РФ, Пат. 2822207 РФ), технологические (Пат. 2783323 РФ) и программные средства (Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ: 2022618435 РФ, 2024612988 РФ, 2023663977 РФ, 2023687914 РФ, 2022662940 РФ), направленные на создание системы мониторинга контроля изнашивания подшипников скольжения в режиме реального времени. (акты внедрения в учебный процесс: ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» г. Орел от 12 февраля 2025 г.; ФГБОУ ВО «БГТУ им. В.Г. Шухова» от 14 ноября 2024 г.).

Методология и методы исследования

При выполнении диссертационной работы были использованы методы статистического и регрессионного анализа при обработке экспериментальных данных. Проведение теоретических исследований основано на математическом моделировании процессов трения и изнашивания. Решение уравнений гидродинамической смазки проводилось с использованием численных методов решения дифференциальных уравнений. При разработке новых технических решений подшипников скольжения осей балансиров и систем

автоматизированного контроля износа использованы методы конструктивного синтеза. В системах оценки остаточного ресурса подшипников скольжения применялись методы машинного обучения.

Положения, выносимые на защиту:

1. Результаты исследования статистических закономерностей изнашивания подшипников скольжения в различных условиях эксплуатации.
2. Математическая модель подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля, анализ зависимости грузоподъемности и потерь на трение от эксцентрикитета, исследование условий перехода от граничного к жидкостному трению и комплекс вычислительных экспериментов.
3. Математическая модель оценки ресурса подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля в зависимости от скорости, нагрузки и параметров дорожного полотна для определения возможного внепланового ТО и ТР.
4. Нейросетевая модель прогнозирования остаточного ресурса подшипников скольжения грузового автомобиля и ее результаты.
5. Комплекс методов и результаты экспериментальных исследований повышения прочности сцепления антифрикционных покрытий со стальной основой с помощью оригинального комплекса методов в процессе ТО и ТР грузовых автомобилей, включающие формирование структуры покрытия, выбор состава модификаторов и технологических режимов.
6. Результаты экспериментальных исследований повышения прочности сцепления твердосмазочного антифрикционного покрытия с основой, включая структурно-механические особенности формирования данного типа покрытий при ТО и ТР грузовых автомобилей.
7. Комплекс технических решений и программных средств диагностики балансирной подвески грузовых автомобилей для совершенствования системы ТО и ТР.

Личный вклад автора

Автором лично сформулированы все основные идеи, положенные в основу повышения ресурса работы подшипников скольжения балансирной подвески грузовых автомобилей, цели и задачи работы, выбраны основные направления теоретических и экспериментальных исследований, предложен комплекс технических и программных решений, разработаны методы их реализации, подтвердившие эффективность предложенных решений.

Соответствие диссертационной работы паспорту специальности

Выполненные исследования отвечают формуле паспорта научной специальности 2.9.5. – Эксплуатация автомобильного транспорта: пункт 12 «Закономерности изменения технического состояния автомобилей, их агрегатов и систем, технологического оборудования предприятий, совершенствование на их основе систем технического обслуживания и ремонта, определение нормативов технической эксплуатации»; пункт 15 «Технологические процессы и организация технического обслуживания, ремонта; методы диагностирования технического состояния автомобилей, агрегатов и материалов»; пункт 18 «Совершенствование методов восстановления деталей, агрегатов и управление авторемонтным производством», пункт 23 «Тюнинг конструкций автотранспортных средств в эксплуатации на основе применения новых материалов, технического совершенствования деталей, узлов и агрегатов, программного обеспечения».

Степень достоверности и апробация результатов

Сравнительный анализ полученных теоретических результатов с экспериментальными данными свидетельствует об адекватности разработанных математических моделей реальным процессам в подшипниках скольжения балансирных устройств. Основные положения и результаты исследования доложены, обсуждены и одобрены на всероссийских и международных научно-практических конференциях, конгрессах и форумах: Международной научно-технической конференции «Автоматизация» (г. Сочи, 2018 г.); Международной научно-технической конференции «Трибология – Машиностроению, 2018» (г. Москва, 2018 – 2019 гг.); Международной научно-технической конференции

«Пром–Инжиниринг» (г. Москва, 2019 – 2021 гг.); Всероссийской научно-практической конференции с международным участием имени академика А. Г. Шипунова (г. Тула – Орел, 2019 – 2025 гг.); Международном конгрессе «Автомобили и двигатели» (г. Крагуевац, 2020 г.); Международной конференции «Транспортная доступность Арктики: сети и системы» (г. Санкт – Петербург, 2021 г.); Международной научно-практической конференции «Информационные технологии и инновации на транспорте» (г. Орел, 2018 – 2024 гг.); XVI Международной конференции «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах» (г. Санкт – Петербург, 2024 г.).

Связь работы с научными программами

Исследования и разработки по диссертационной работе проводились в рамках выполнения: проекта № 9.101.2014/к «Гидродинамические эффекты в напорно-сдвиговых течениях сред сложной реологии в каналах переменной геометрии»; проекта № 9.2952.2017/4.6 «Создание многофункционального лабораторно-методологического комплекса общеинженерной подготовки»; проекта № 05.607.21.0303 «Разработка интеллектуальной технологии мониторинга и прототипа программно-аппаратного комплекса безопасности объектов энергетического комплекса» ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно - технологического комплекса России на 2014 – 2020 годы» (уникальный идентификатор соглашения RFMEFI60719X0303); гранта РНФ № 22-19-00789 «Методы синтеза и предиктивного анализа гидромеханических триботронных систем с использованием машинного обучения», государственного задания № 075-00196-24-08 на 2024 год и на плановый период 2025 и 2026 годов от 23.08.2024 г., проект 1024041900021- 8- 2.3.1;2.2.3 «Разработка конструкторских и программно-аппаратных решений управления вибрационными процессами в вертолётном транспорте, обеспечивающих формирование оптимальных компенсационных воздействий» (FSGN-2024-0013).

Публикации

Основные положения диссертации опубликованы в научных трудах: 77 статьях, в том числе 22 статьи в изданиях из перечня рецензируемых научных журналов и изданий для опубликования основных научных результатов диссертаций, 14 в изданиях, включенных в зарубежную аналитическую базу данных Web of Science и Scopus. Результатом проведения исследований являются опубликованные научные работы: 1 монография, 10 патентов на изобретение, 7 свидетельств о государственной регистрации программ для ЭВМ и 1 свидетельство о регистрации базы данных.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, включающего 281 наименование, и 11 приложений. Текст диссертации изложен на 384 страницах, включает 15 таблиц, 151 рисунок.

1. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ БАЛАНСИРНОЙ ПОДВЕСКИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ КАК ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Эффективность работы автомобильного транспорта напрямую зависит от надежности подвижного состава, которая обеспечивается качественным выполнением технического обслуживания и ремонта (ТОиР). Регулярное техническое обслуживание (ТО), своевременный ремонт с использованием качественных материалов, сезонная подготовка автомобиля и использование современных диагностических систем позволяют минимизировать вероятность отказов и продлить срок службы транспортных средств. Особое внимание следует уделять эксплуатации автомобилей в сложных климатических условиях, таких как северные регионы, где низкие температуры и другие факторы оказывают значительное влияние на работоспособность узлов и систем. В конечном итоге надежность автомобиля является результатом совместных усилий производителей, сервисных служб и водителей, направленных на обеспечение безопасной и эффективной эксплуатации транспортных средств.

1.1 Назначение, условия функционирования и требования к элементам балансирующих подвесок (условия работы) грузовых автомобилей

Подвеска грузового автомобиля является критически важным элементом, определяющим его устойчивость, грузоподъемность и комфорт в различных условиях эксплуатации [12, 74]. Её конструкция варьируется в зависимости от типа связи в колёсной паре и используемых упругих элементов, что позволяет адаптировать технику под конкретные задачи (рисунок 1.1).

Зависимая подвеска, где колеса жестко соединены между собой, обеспечивает синхронное перемещение оси колесной пары. Наиболее распространёнными вариантами являются рессорная и балансирующая конструкции.

Рессорная подвеска, основанная на полуэллиптических стальных листах, крепящихся к мосту, применяется в грузовиках ЗИЛ и ГАЗ благодаря простоте и высокой надёжности. Балансирная подвеска, используемая в многоосных машинах (МАЗ, Урал, КрАЗ, КамАЗ), распределяет нагрузку между осями через качающиеся рычаги, что повышает устойчивость на бездорожье [10].

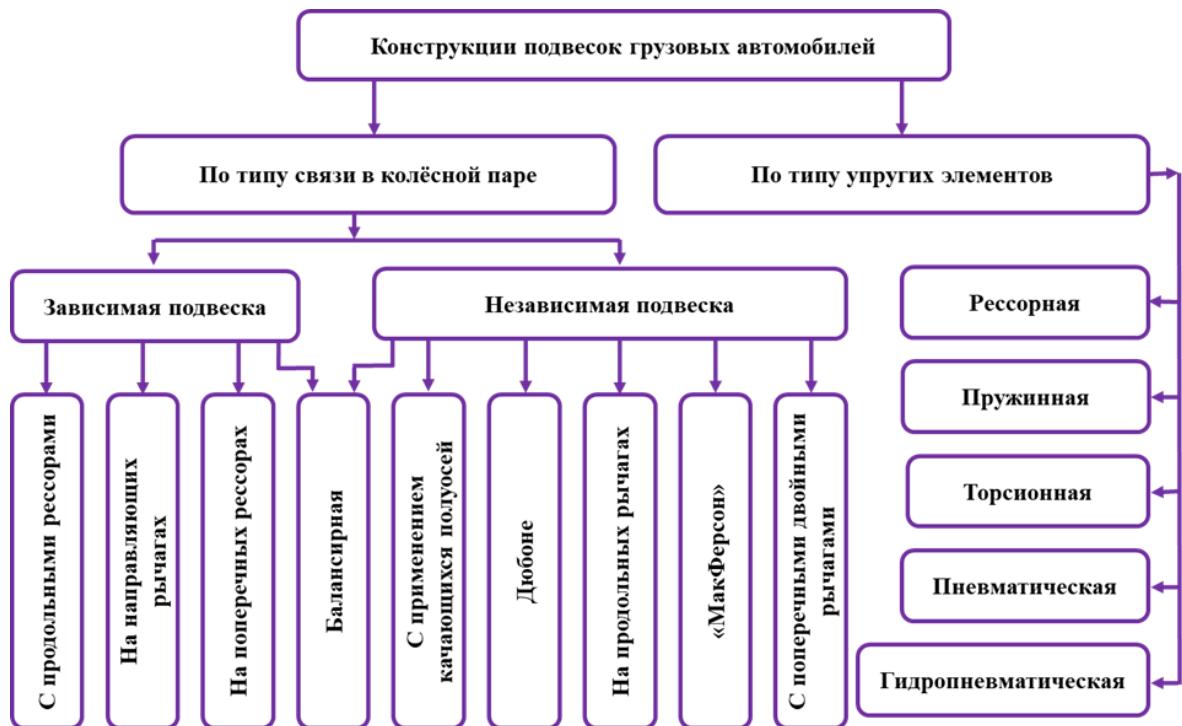


Рисунок 1.1 – Варианты конструкций подвесок грузовых автомобилей

Независимая подвеска, в которой каждое колесо перемещается автономно, улучшает сцепление с дорогой и управляемость. Примером служит система «МакФерсон», включающая стойки, пружины и нижние рычаги. Она применяется в передней подвеске Mercedes Actros для снижения кренов в поворотах. Другой вариант – подвеска на двойных поперечных рычагах, позволяющая регулировать развал и колейность. Такая конструкция востребована в магистральных грузовиках, где требуется высокая точность управления.

Если рассмотреть конструкцию подвески грузовых автомобилей по типу используемых упругих элементов (рисунок 1.2), то рессорная подвеска, состоящая из пакета стальных листов, соединённых хомутами, остаётся классическим решением для тяжелых условий, например, КамАЗ-6520 оснащается рессорно-

балансирующей задней подвеской, сочетающей прочность и низкую стоимость обслуживания. Однако её недостатками являются жёсткость и ограниченная адаптивность к переменным нагрузкам [163].

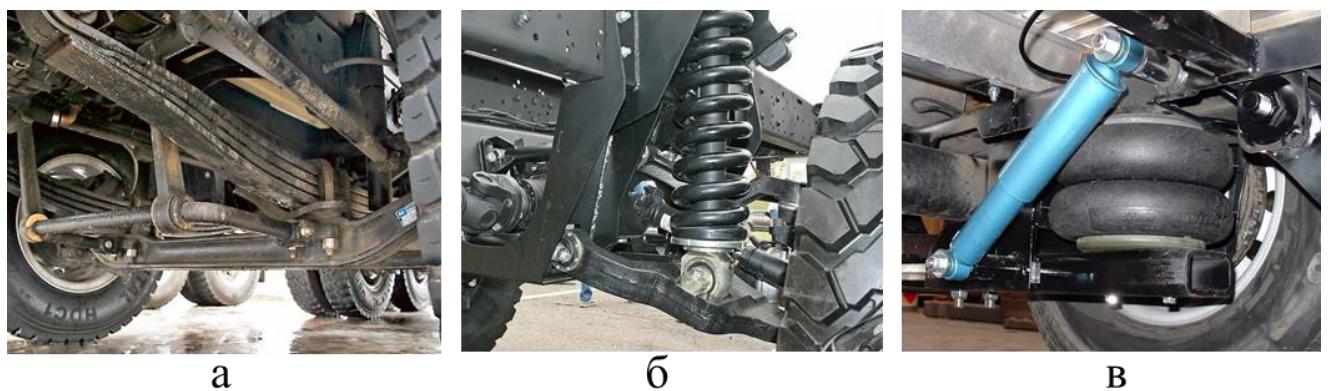


Рисунок 1.2 – Конструкции подвесок грузовых автомобилей по типу используемых упругих элементов:
а – рессорная; б – пружинная; в – пневматическая

С появлением пневматики в 1950-х годах радикально изменился подход к проектированию подвесок, компания «Hendrickson» (США) в 1960-х представила гибридные системы, где рессоры сочетались с пневмобаллонами, что стало стандартом для тягачей [204]. Пневматическая подвеска, использующая воздушные баллоны и электронное управление давлением, обеспечивает плавность хода и регулировку клиренса. Такая система, как в Scania R-series, адаптируется к нагрузке, сохраняя устойчивость на высоких скоростях. Недостатком является высокая стоимость ремонта компонентов, таких как компрессор или пневмобаллоны [77].

Торсионная подвеска, основанная на металлическом стержне, работающем на скручивание, отличается компактностью. Она применяется в передней подвеске Renault Kerax, где важно равномерное распределение веса [135]. Однако при экстремальных нагрузках долговечность торсионов снижается [151].

Гидропневматическая подвеска, сочетающая гидроцилиндры и газовые аккумуляторы, обеспечивает максимальную адаптивность [153]. Она используется в спецтехнике, такой как краны Liebherr, но требует регулярного обслуживания и сложна в ремонте.

В настоящее время прослеживается тенденция к использованию адаптивных подвесок. Ключевым игроком здесь выступает Volvo Group, разработавшая Volvo Dynamic Suspension – систему, где электронные датчики в реальном времени анализируют дорожное покрытие, регулируя давление в пневмобаллонах. Это снижает крен кузова на 30 % и повышает устойчивость на бездорожье [270]. Аналогичные решения внедряет Daimler Trucks в серию Mercedes-Benz Actros, где алгоритмы искусственного интеллекта прогнозируют нагрузку на основе данных маршрута. В качестве дополнительных элементов в подвеске используются: амортизаторы (гидравлические или газомасляные, как в Volvo FH), которые гасят колебания, улучшая комфорт; стабилизаторы поперечной устойчивости, снижающие крены в поворотах; электронные системы, например, ECS (Electronic Controlled Suspension) в MAN TGX, которые автоматически корректируют жёсткость подвески в зависимости от нагрузки и дорожных условий.

Одна из главных проблем – совмещение высокой грузоподъёмности с комфортом. Жёсткие подвески, эффективные для перевозки контейнеров, вызывают вибрации, сокращающие срок службы компонентов. Решение предложила компания «ZF Friedrichshafen», интегрировав в балансирные узлы гидропневматические амортизаторы с переменным демпфированием (CDC) [279]. Такие системы, управляемые через блок ECU, адаптивно гасят колебания, что подтверждено испытаниями на полигонах Scania в Швеции.

Стоит отметить, что конструкция подвески напрямую влияет на эксплуатационные характеристики автомобильного транспорта. Подвески автомобиля КамАЗ-6520 и Урал Next демонстрируют эффективность эксплуатации в тяжелых условиях, тогда как для магистралей комбинируют пневматическую подвеску с независимой передней (Scania 4, 5-series), что повышает комфорт при дальних перевозках [105]. Спецтехника, такая как автокраны Tadano, требует усиленных рессор или гидропневматики для работы с экстремальными нагрузками. Грамотный выбор подвески, учитывающий специфику задач и условия эксплуатации, минимизирует износ узлов и сокращает затраты на обслуживание, что критически важно для экономической эффективности грузовых перевозок.

На данный момент одним из распространённых видов подвески используемым в конструкции грузовых автомобилей в России, является рессорно-балансирная подвеска, которая применяется на трехосных грузовых автомобилях, где средний и задний ведущие мосты расположены близко друг к другу, а также на четырехосных автомобилях и многоосных прицепах. Существует два типа такой подвески: независимая (без реактивных штанг) и зависимая (с реактивными штангами) (рисунок 1.3). Независимая подвеска более распространена благодаря своей простоте и минимальным требованиям к обслуживанию [11].

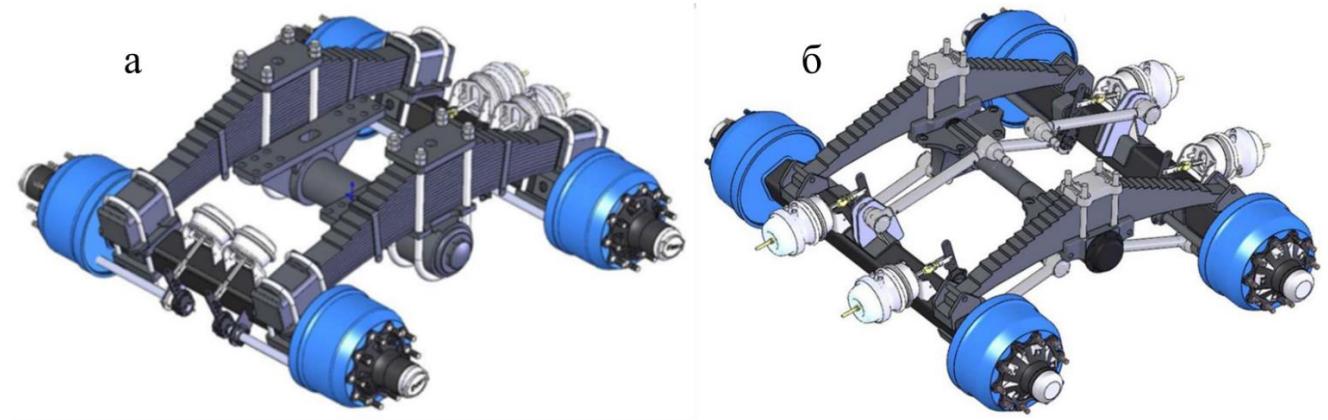


Рисунок 1.3 – Рессорно-балансирная подвеска:
а – независимая; б – зависимая

Зависимая рессорно-балансирная подвеска с реактивными штангами используется на грузовых автомобилях и многоосных полуприцепах (рисунок 1.4). Она выполнена на продольных полуэллиптических рессорах, где соседние оси опираются на концы общих рессор. Средняя часть рессоры крепится к оси балансира, а тяговые и тормозные силы передаются через реактивные штанги. Ход осей ограничивается резиновыми демпферами. Такая подвеска обеспечивает плавный ход, снижает вертикальные перемещения рамы при наезде на препятствия и минимизирует износ элементов ходовой части [18].

Независимая рессорно-балансирная подвеска обеспечивает упругое соединение рамы с колесными осями полуприцепов, смягчая удары при движении по неровной дороге. Рессора крепится средней частью к оси балансира с помощью стремянок, а качающаяся опора фиксируется на раме. Концы рессоры жестко

закреплены в кронштейнах на балках осей. Такая конструкция позволяет рессоре гасить вертикальные нагрузки, передавать боковые усилия и воспринимать продольные силы и реактивные моменты. Подвеска без реактивных штанг образует тележку, которая качается вместе с рессорами на оси балансира. Это обеспечивает независимое вертикальное перемещение каждой оси, стабильный контакт колес с дорогой и равномерное распределение нагрузки на раму и ходовую часть.



Рисунок 1.4 – Конструкция балансирной подвески прицепа автовоза

Рессорно-балансирная подвеска широко применяется в грузовиках с трех- и четырехосной схемой, таких как КАМАЗ-45144, КАМАЗ-65111, Урал NEXT, МАЗ, КрАЗ, а также в автомобилях Volvo, Scania и Renault [9, 48, 81, 89, 247].

Остановимся подробнее на рессорно-балансирной подвеске автомобиля КамАЗ, которая используется на современных трехосных автомобилях КамАЗ, где средний мост смешен к заднему (рисунок 1.5) [132]. Основные компоненты такой подвески включают рессоры и балансиры. Рессоры опираются прямо на мосты, а между ними и рамой находится балансир, который компенсирует вертикальные нагрузки и стабилизирует поперечные смещения. Рессоры опираются на мосты автомобиля, а балансир, как специальное устройство, может иметь одну или две поперечные оси. Ось балансира проходит поперек балансирного устройства и служит осью «качания». Ось балансирной подвески может быть с одной или двумя поперечными осями. В моделях с двумя осями они запрессовываются в кронштейны, которые соединяются стяжкой и крепятся на кронштейнах подвески

при помощи шпилек. Кронштейны крепят ось балансира на лонжеронах рамы при помощи усиленных болтов. Свободные концы осей фиксируются в башмаках рессоры, которые укреплены на рессоре. Каждый башмак имеет отверстие для заливки масла и снабжен уплотнительными кольцами и манжетами для защиты от грязи и пыли.



Рисунок 1.5 – Конструкция балансирной подвески автомобиля КамАЗ

Подшипник скольжения (втулка) башмака изготавливается из антифрикционного материала, такого как алюминий, бронза или алюминиево-цинковый сплав, а также фторопластовые втулки. Балансир компенсирует вертикальные нагрузки и стабилизирует поперечные смещения, что снижает износ ходовой части. Для смазки подшипников скольжения в балансирной подвеске используются различные смазочные материалы: консистентные смазки (смазка Литол - 24 ГОСТ 21150-87), жидкие смазки (масло ТСп-15К ГОСТ 23652, масло ТАП - 15В ГОСТ 23652-79), смазки с повышенной густотой (смазка № 158М ТУ 38.301 – 40 – 25 - 94) специально разработаны для полимерных втулок, таких как втулки из Гроднамида. Выбор правильной смазки зависит от типа используемых втулок и условий эксплуатации автомобиля.

Балансирная подвеска грузовых автомобилей представляет собой ключевой элемент ходовой части, обеспечивающий равномерное распределение нагрузки между осями и повышающий устойчивость транспортного средства при движении. Однако, как и любая механическая система, она подвержена изнашиванию и отказам, что может привести к снижению эксплуатационных характеристик автомобиля. Основные неисправности балансирной подвески обусловлены как естественными процессами старения материалов, так и внешними факторами, такими как перегрузки, агрессивные условия эксплуатации и несвоевременное техническое обслуживание (рисунок 1.6).



Рисунок 1.6 – Повреждения втулок (подшипников скольжения):
 а – башмак балансира с разрушенной втулкой; б – разрушение втулки;
 в – износ втулки

Одной из наиболее распространённых проблем является износ втулок (подшипников скольжения), которые играют важную роль в обеспечении подвижности элементов подвески. Постоянное воздействие высоких нагрузок, трение, а также попадание грязи и влаги приводят к их изнашиванию, что проявляется в виде стуков, люфтов и ухудшения управляемости автомобиля. Для устранения данной неисправности требуется своевременная замена изношенных деталей.

Не менее серьёзной проблемой может стать отказ или деформация рессоры балансирной подвески (рисунок 1.7). Этот элемент подвески подвергается значительным механическим нагрузкам, особенно при перевозке тяжелых грузов или движении по неровным дорогам. В результате может наблюдаться проседание

подвески, крен кузова и снижение комфорта при движении. В таких случаях необходима замена рессоры или восстановление её первоначальной геометрии.



Рисунок 1.7 – Повреждения рессоры балансирной подвески:
а – деформация; б – разрушение

Сопутствующим дефектом часто является износ посадочных мест под рессору [49, 183]. Выработка посадочного места может достигать 1,5 см, из-за чего значительно теряется управляемость автомобилем, а в запущенных случаях посадочное место может подвергаться интенсивному изнашиванию (рисунок 1.8)

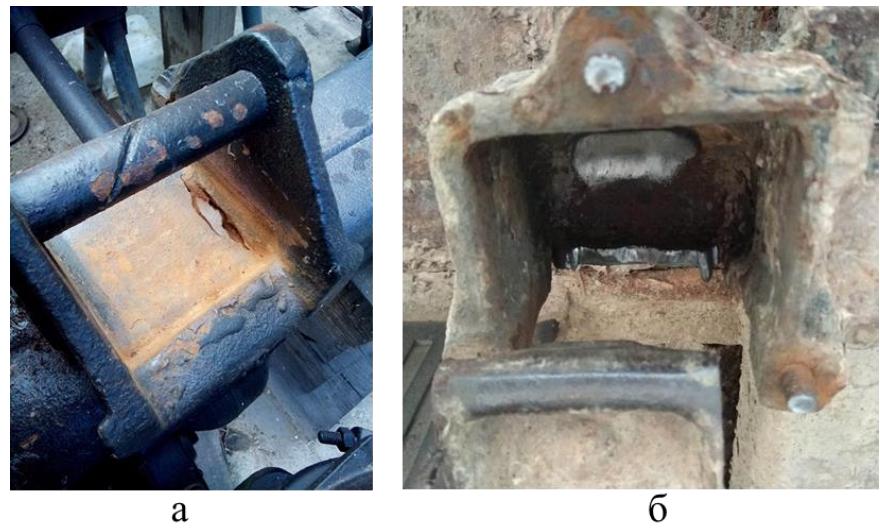
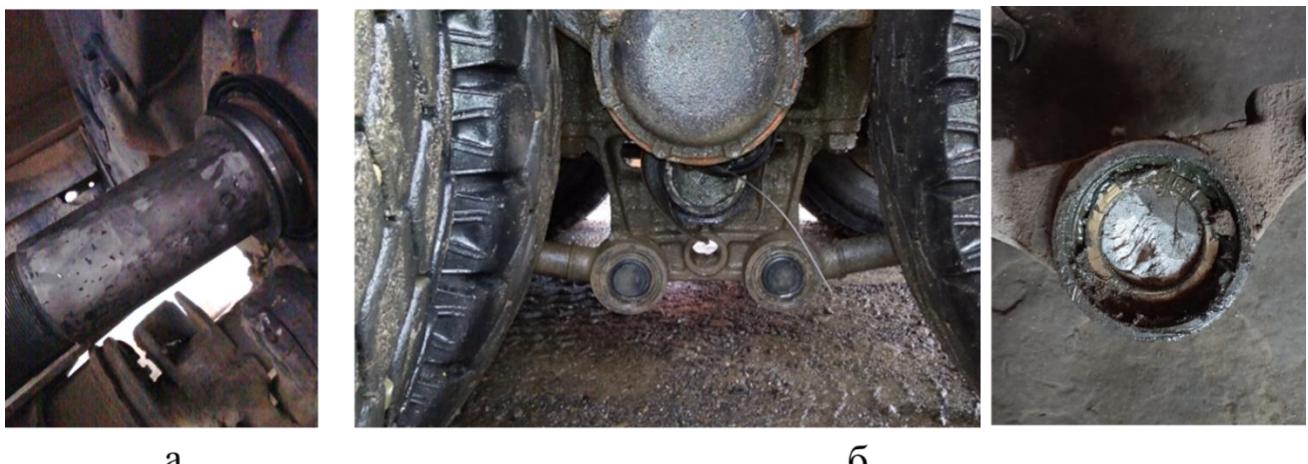


Рисунок 1.8 – Посадочное место под рессору:
а – поврежденное; б – разрушенное

Особое внимание следует уделить состоянию оси балансира (рисунок 1.9), которая также подвержена изнашиванию и коррозии. Повреждение этой детали может привести к люфту в подвеске и неравномерному распределению нагрузки

между осями [83, 86]. Их неисправность сопровождается стуками и ухудшением устойчивости автомобиля.



а

б

Рисунок 1.9 – Повреждения оси балансирующей подвески:
а – износ рабочей поверхности; б – разрушение оси балансира

Кроме вышеперечисленных основных дефектов, которые возникают в процессе эксплуатации, могут быть и второстепенные, но при этом не менее значимые:

- ослабление крепления элементов подвески из-за постоянных вибраций и недостаточной затяжки болтов и гаек, что приводит к появлению люфтов и стуков.
- трещины или износ кронштейнов крепления, возникающие из-за перегрузок, усталости металла или коррозии, их повреждение приводит к люфтам, стукам и нарушению геометрии подвески.
- утечка смазочного материала (амортизаторы, башмак балансира), механические повреждения или естественный износ приводят к раскачиванию кузова и ухудшению управляемости.

Все эти дефекты приводят к неравномерному распределению нагрузки между осями, происходит нарушение геометрии подвески, вызванное ударными нагрузками или износом элементов, что проявляется в виде крена кузова и снижения устойчивости автомобиля.

Для предотвращения неисправностей балансирующей подвески рекомендуется проводить регулярную диагностику, своевременно заменять изношенные детали,

избегать перегрузок и соблюдать рекомендации производителя по техническому обслуживанию. При появлении первых признаков неисправностей, таких как стуки, люфты или ухудшение управляемости, следует незамедлительно обратиться в специализированный сервис для проведения диагностики и ремонта. Это позволит сохранить работоспособность подвески и обеспечить безопасность эксплуатации грузового автомобиля.

1.2 Анализ работоспособности и эффективности использования подвесок грузовых автомобилей

Нарушение правил эксплуатации и технического обслуживания автомобиля приводит к серьезным последствиям, включая снижение надежности, увеличение затрат на ремонт, простоя транспортных средств и угрозу безопасности дорожного движения. Было установлено [162], что снижение надежности и ресурса автомобильного транспорта происходит за счет отсутствия технологической дисциплины, что выражается в невысоком качестве обслуживания и ремонта (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Повторяемость отказов отремонтированных узлов и агрегатов в течение года

№ п/п	Наименование агрегатов, узлов и систем автомобиля	Количество ремонтов одного агрегата в течение года		
		Один раз	Два раза	Три и более
1	Двигатель	54	41	40
2	Система питания	60	9	2
3	Система охлаждения	28	-	1
4	Тормозная система	39	10	3
5	Рулевое управление	26	4	-
6	Коробка передач	28	6	1
7	Редукторы главной передачи	31	12	3
8	Сцепление	30	4	1
9	Рама и кузов	42	9	2
10	Подвеска	57	3	-
11	Электрооборудование	90	19	7

Нарушение правил эксплуатации и технического обслуживания не только снижает надежность автомобиля, но и приводит к значительным экономическим потерям (увеличение затрат на ремонт, увеличение расхода топлива и эксплуатационных материалов, простои транспортных средств). Внедрение на предприятиях технического обслуживания, технологической дисциплины, соблюдение регламентов ТО, использование качественных материалов, обучение водителей и внедрение современных диагностических систем позволяют минимизировать риски и обеспечить долговечность и безопасность эксплуатации автомобиля.

Существует исследование [53], посвященное отказам основных групп деталей и узлов автомобилей КамАЗ, используемых в северных условиях. Авторы данного исследования выделили 26 основных групп сборочных единиц и деталей, которые выходили из строя чаще всего. К таким системам относятся: тормозная система, электрооборудование, подвеска и рулевое управление (рисунок 1.10).

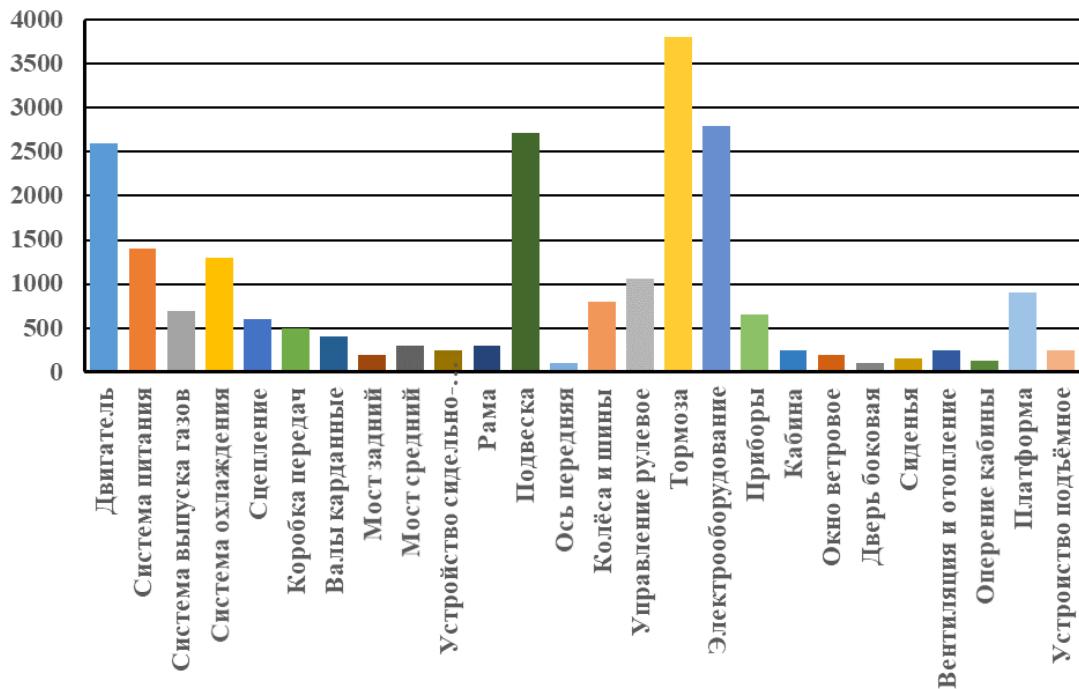


Рисунок 1.10 – Количество отказов по группам деталей и сборочным единицам в течение 5 лет

Было установлено, что на данные группы деталей приходится 47% всех отказов, что позволяет классифицировать их как элементы, ограничивающие работоспособность автомобиля КамАЗ.

Известна работа [21], в которой авторы проанализировали возникающие неисправности на автомобиле КамАЗ в течение гарантийного срока, который составляет 2,5 года. Было установлено, что наибольшее количество отказов приходится на начальный этап эксплуатации. Частыми причинами выхода из строя являются дефекты отдельных деталей (шланги, уплотнительные элементы и т.д.), неисправность которых приводит к потери смазочных и охлаждающих жидкостей, что сказывается на работе уже дорогих узлов и агрегатов. Также стоит отметить, что игнорирование мелких неисправностей, которые могли быть устранены на ранних этапах, перерастает в серьезные отказы, требующие дорогостоящего ремонта или замены целых узлов.

Надежность автомобилей-самосвалов [52] в условиях Западной Сибири определяется ключевыми факторами: природно-климатическими, дорожными условиями, интенсивностью эксплуатации, квалификацией водителей и возрастом парка. Доминирующими являются экстремальные температуры (- 50...- 60°C), вызывающие хрупкость материалов и пятикратный рост отказов зимой, а также низкое качество дорожного покрытия, усиливающее нагрузку на подвеску грузового автомобиля (рисунок 1.11).

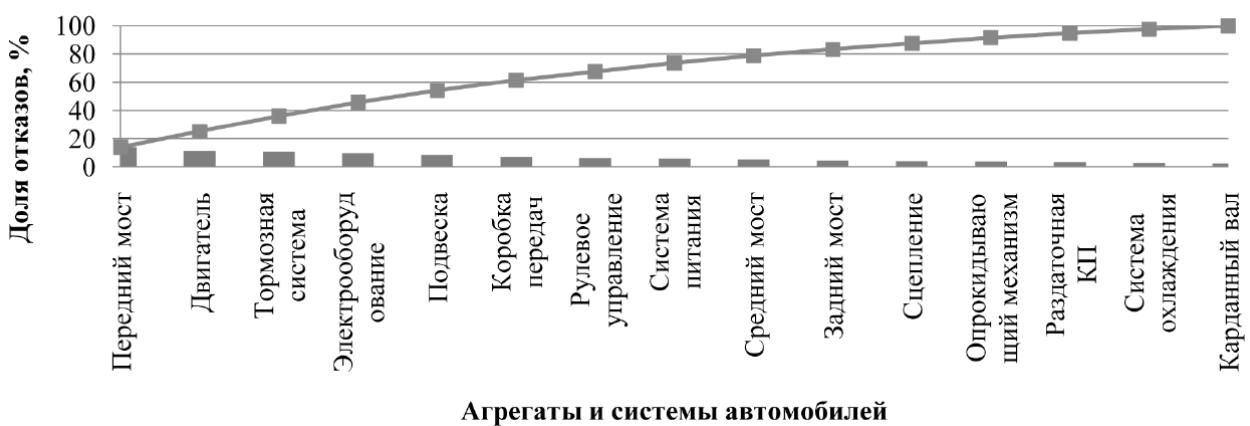


Рисунок 1.11 – Диаграмма Парето частоты отказов автомобилей-самосвалов

Метод априорного ранжирования с участием семи экспертов подтвердил приоритетность климатических и дорожных факторов. Согласованность мнений верифицирована через коэффициент конкордации и критерий Пирсона. На основании проведенных исследований принято решение о корректировке

периодичности технического обслуживания с учетом сезонности и дорожных условий для снижения затрат, и повышения эксплуатационной готовности.

В ходе исследования анализа отказов агрегатов и систем в процессе эксплуатации автомобилей КамАЗ в Приднестровском регионе [177] было установлено, что распределение отказов происходит в следующей последовательности: до 31 % приходится на силовой агрегат, 20 – 25 % – на трансмиссию, при этом 20 % отказов трансмиссии составляет коробка передач. Наиболее изнашиваемыми и часто выходящими из строя деталями трансмиссии автомобилей КамАЗ, требующими восстановления, являются картер коробки передач, вторичный вал, крышка заднего подшипника первичного вала и стакан заднего подшипника промежуточного вала (рисунок 1.12).

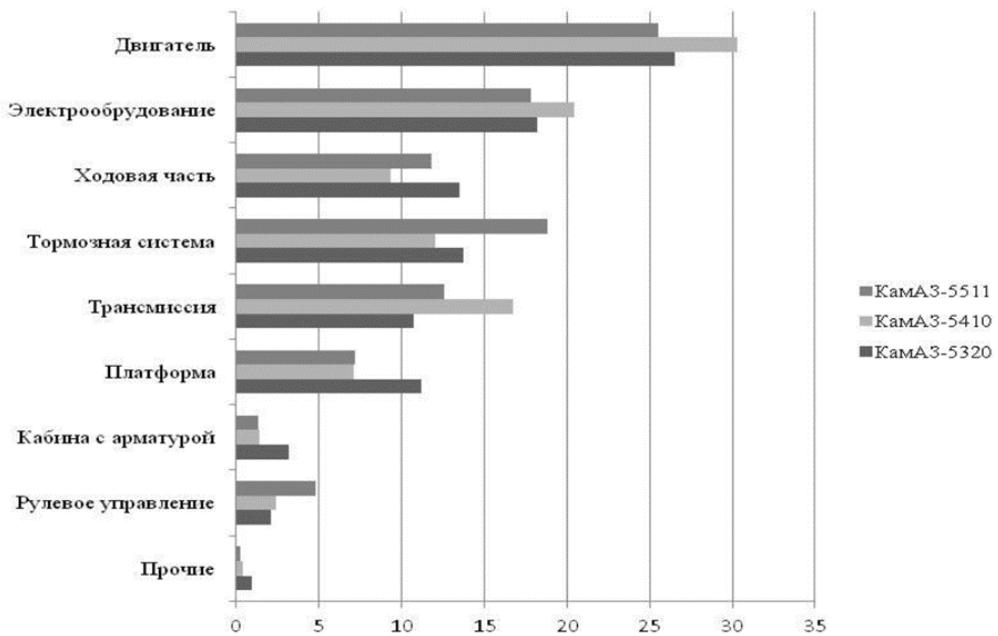


Рисунок 1.12 – Распределение количества отказов агрегатов и систем автомобилей КамАЗ, %

В. И. Посметьев и В. О. Никонов в своей обзорной статье [119] подчеркивают важность повышения эффективности подвесок грузовых специализированных автомобилей и автопоездов, используемых в сложных и изменяющихся природно-климатических и дорожных условиях. Они детально описали основные недостатки, возникающие при эксплуатации автомобилей с традиционными конструкциями подвесок, перечислили последствия использования таких автомобилей в условиях

плохо обустроенных дорог. Авторами были представлены зависимости изменения наработки на отказ элементов рессорной подвески и расчетной долговечности рессоры от скорости движения, ускорения подрессоренной массы прицепа автопоезда при движении по неровностям, а также силы сопротивления гидравлического амортизатора от температуры окружающей среды. В результате анализа выявлены перспективные направления для улучшения эффективности работы подвесок лесовозных автомобилей и автопоездов.

Исследование [136] посвящено анализу надежности трансмиссии автомобилей Урал 4320, эксплуатируемых в условиях нефтегазодобычи. На основе данных 310 отказов 33 автомобилей определены ключевые показатели безотказности для шести элементов: коробок передач, раздаточных коробок, сцеплений, карданных валов, передних и задних мостов. Расчеты частоты отказов, вероятности безотказной работы и плотности вероятностных отказов выявили зависимость надежности от наработки. Средние наработки на отказ варьируются от 56469 км (коробки передач) до 110543 км (передние мосты). Коэффициенты вариации показали: для коробки передач ($v = 0,7$) – распределение близко к закону Вейбулла, что указывает на постепенное изнашивание; для раздаточных коробок, сцеплений, карданных валов и мостов ($v = 0,8 – 1$) – экспоненциальное распределение, характерное для внезапных отказов. Было установлено, что наработка на отказ коррелирует с типом элемента трансмиссии и условиями эксплуатации; экспоненциальное распределение доминирует для элементов с высокими динамическими нагрузками, при этом полученные данные могут быть использованы для адаптации регламентов технического обслуживания, снижения простоев и затрат на ремонт.

Срок службы автомобилей является критическим фактором для обеспечения надежности [51], безопасности и экономической эффективности транспортных систем. Увеличение возраста и наработки (пробега) техники приводит к росту частоты отказов, что негативно сказывается на производительности, экологических показателях и затратах на эксплуатацию. Традиционные методы определения рационального срока службы, такие как технико-экономический подход, часто

оказываются недостаточными из-за отсутствия выраженного минимума в кривых суммарных затрат. В данной работе исследуется влияние наработки и возраста на параметр потока отказов с учетом интенсивности эксплуатации, что позволяет разработать более точную методику планирования замены транспортных средств (рисунок 1.13).

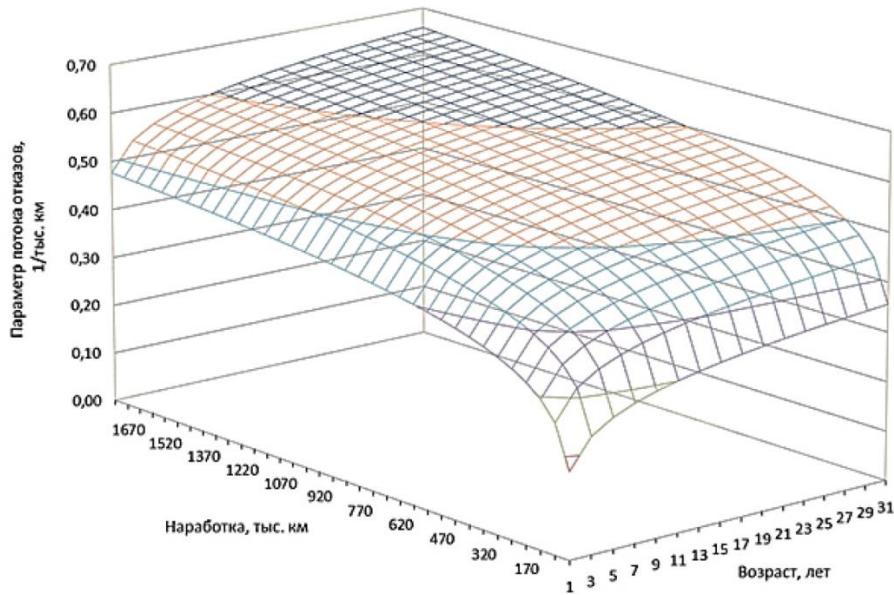


Рисунок 1.13 – Влияние наработки и возраста на параметр потока отказов автомобилей

Основу работы составил анализ статистических данных об отказах автомобилей, предоставленных нефтегазовыми предприятиями (объем выборки – 15 млн записей), в ходе которого было установлено, что наработка и возраст автомобилей независимо влияют на поток отказов, что требует комплексного подхода к определению срока службы. Разработанные логарифмические модели и методика на их основе позволяют оптимизировать замену парка, сокращая эксплуатационные потери на 15 – 20 %. Дальнейшие исследования должны быть направлены на учет региональных условий эксплуатации (климат, качество дорог) для корректировки предельных значений.

А. А. Платонов в своем исследовании [110] установил, что наибольшее количество отказов лесовозных автопоездов (ЛА) приходится на двигатель, второе место занимает трансмиссия, а третье – балансирная подвеска полуприцепа. Уменьшить затраты на вывозку лесоматериалов ЛА можно благодаря

прогнозированию изменения ресурса балансирных подвесок полуприцепов. Было выявлено, что с увеличением массы лесоматериалов наработка на отказ деталей балансирной подвески уменьшается. Наименьшую наработку на отказ имеет втулка балансира, а наибольшую – реактивная штанга. Также установлено, что увеличение массы полуприцепа с лесоматериалами на 1000 кг приводит к сокращению ресурса подвески с 8 до 10 тыс. км.

На основании статистических данных и исследований, представленных выше, было установлено, что подвеска относится к системам с высокой частотой отказов (47 % всех отказов у автомобилей КамАЗ), преимущественно из-за, механических нагрузок и экстремальных условий эксплуатации. Корреляционный анализ выявил зависимость ресурса подвески от массы груза, где увеличение нагрузки снижает наработку на отказ (рисунок 1.14).

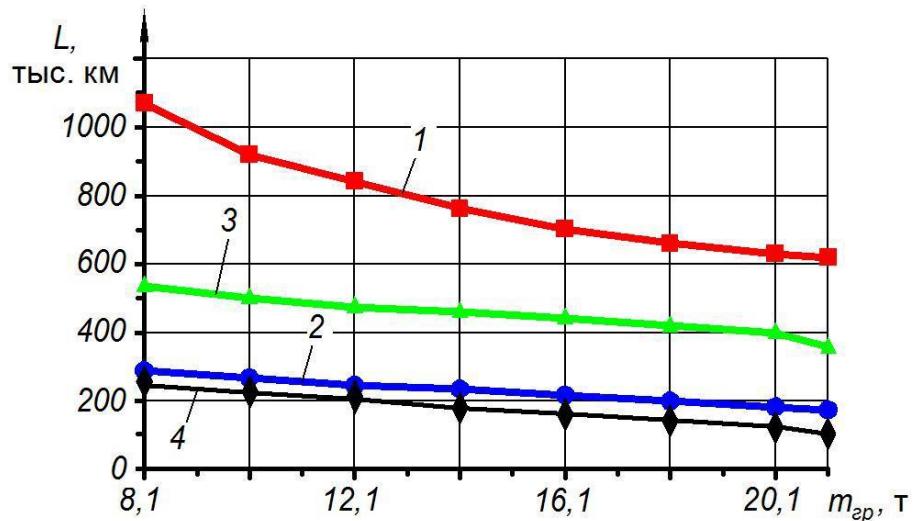


Рисунок 1.14 – Влияние наработки и возраста на параметр потока отказов автомобилей: 1 – реактивные штанги; 2 – втулки балансира;
3 – полуэллиптические рессоры; 4 – балансирная подвеска

Было установлено, что неудовлетворительное качество дорожного покрытия провоцируют пятикратный рост интенсивности отказов в зимний период, что связано с хрупкостью материалов и динамическими перегрузками. Структурно-функциональный анализ традиционных рессорных подвесок подтвердил зависимость их долговечности от скорости движения, ускорения подпрессоренной массы и температурных режимов. Наибольший износ наблюдается у втулок балансира, что объясняется их ролью в компенсации ударных нагрузок.

Оптимизация эксплуатационной надёжности требует: адаптации регламентов технического обслуживания к сезонности и дорожным условиям; внедрения композитных материалов для критических узлов; использования предиктивных моделей на основе логарифмических зависимостей для минимизации простоев транспортных средств. Таким образом, эффективность подвески определяется мультифакторным воздействием эксплуатационных параметров, что требует системного подхода к проектированию, обслуживанию и прогнозной аналитике.

1.3 Обзор исследований и технических решений

Усиление эксплуатационных требований к грузовым автомобилям, выражающееся в возрастании массы перевозимых грузов, расширении географии перевозок (включая регионы с экстремальными дорожными и климатическими условиями) и ужесточении критериев экономической эффективности, выявляет недостаточность традиционных подходов к проектированию и техническому обслуживанию для обеспечения необходимой долговечности и безотказности критически нагруженных узлов. В данной ситуации возрастает значимость функционального тюнинга – целенаправленной инженерной модификации компонентов и систем транспортного средства, ориентированной на детерминированное улучшение ключевых эксплуатационных характеристик (надежности, ресурса, безопасности, топливной экономичности, управляемости) без акцента на субъективные аспекты визуального восприятия или комфорта [43]. Его актуальность продиктована объективной необходимостью преодоления конструктивных компромиссов, присущих серийному производству, адаптации техники к специфическим рабочим режимам и снижения совокупной стоимости владения посредством увеличения межремонтных интервалов, и предотвращения катастрофических отказов (рисунок 1.15) [40]. Реализация функционального тюнинга для повышения ресурсного потенциала осуществляется через оптимизацию критических узлов, включая ходовую часть, силовой агрегат,

трансмиссию и тормозную систему [176]. Ключевые методы модификации охватывают применение износостойких материалов, нанесение защитных покрытий и текстурирование поверхностей, совершенствование систем смазки и фильтрации, усиление герметизации, оптимизацию теплоотвода, а также конструктивные изменения, что подтверждается результатами комплекса стендовых и эксплуатационных испытаний с контролем износа и рабочих параметров [41, 42].



Рисунок 1.15 – Системный подход к увеличению ресурса

При этом обеспечение равномерного распределения ресурса элементов ходовой части, являющееся прямым детерминантом технико-экономических показателей и общей надежности, приобретает особую значимость [25, 54]. Одной из ключевых задач на всех этапах жизненного цикла транспортных средств (проектирование, производство, эксплуатация, техническое обслуживание, ремонт) выступает максимизация равномерности ресурсной отдачи критически важных узлов. В данном контексте первостепенную роль играет балансирная подвеска грузовых автомобилей, функциональность которой детерминирует комплекс эксплуатационно-технических характеристик: грузоподъемность, плавность хода, ремонтопригодность и устойчивость к комбинированным (вертикальным и поперечным) нагрузкам. Наиболее уязвимым компонентом данной подвески являются подшипники скольжения (втулки) башмака балансира,

износ которых лимитирует ее долговечность и надежность. Переход от реактивного обслуживания по факту отказа к проактивному управлению ресурсом требует замены эмпирических наблюдений на прогнозное моделирование величины износа данных узлов. Теоретическая оценка износа втулок, интегрированная со стратегией их функционального тюнинга (рисунок 1.16), позволяет оптимизировать межремонтные интервалы, минимизировать риски внезапных отказов и повысить долговечность конструкции.



Рисунок 1.16 – Стратегия функционального тюнинга подшипниковых узлов скольжения

Для решения проблемы интенсивного изнашивания подшипников скольжения башмака балансира в условиях экстремальных эксплуатационных нагрузок и агрессивных сред предложены три инновационных подхода:

1. Применение в конструкции балансирной подвески биметаллических подшипников с антифрикционными покрытиями. Комбинация высокопрочной основы (сталь, алюминиевые сплавы) и антифрикционного слоя на основе медных бронз обеспечивает снижение коэффициента трения и повышение износостойкости. Ключевым фактором эффективности таких подшипников

является адгезия между слоями, определяющая устойчивость к расслоению при циклических нагрузках.

2. Применение твердосмазочных покрытий на основе дисульфида молибдена (MoS_2) и политетрафторэтилена (PTFE). Данные материалы характеризуются низким коэффициентом трения, термостабильностью и способностью функционировать в условиях ограниченной смазки. Технологии нанесения покрытий направлены на обеспечение однородности слоя и адгезии к металлической подложке, что критически важно для долговечности.

3. Применение систем мониторинга износа рабочих поверхностей. Внедрение датчиков, отслеживающих температуру, вибрацию и зазоры в реальном времени, позволяет перейти от планового к техническому обслуживанию по фактическому состоянию узла.

Комбинирование биметаллических конструкций, твердосмазочных покрытий и систем мониторинга обеспечивает синергетический эффект. Это не только помогает повысить ресурс подвески, но и снижает частоту технического обслуживания за счет уменьшения трения и предотвращения катастрофических отказов. Таким образом, реализация данных стратегий способствует созданию надежных и экономически эффективных балансирных подвесок для грузового транспорта, отвечающих требованиям современной логистики и экстремальным условиям эксплуатации.

1.3.1 Теоретические методы оценки износа подшипников скольжения грузового автомобиля

При выборе подхода к оценке износа подшипников скольжения важно учесть общие факторы, влияющие на их работу, и определить рамки для его прогнозирования [38]. Наше основное внимание направлено на нестандартный вид использования подшипника скольжения в конструкции балансирной подвески грузового автомобиля. Подшипник скольжения в составе балансирной подвески

работает в условиях смешанного, граничного, полусухого или даже сухого трения. Износ рабочей поверхности подшипника скольжения балансирной подвески грузового автомобиля – это разрушение внутреннего слоя антифрикционного материала при механическом контакте с осью балансира или с окружающей средой. Когда механическое взаимодействие выражается в виде трения, этот процесс можно назвать изнашиванием. Этот процесс интересен для прогнозирования остаточного ресурса работы узла или агрегата [30, 67, 69].

Значительный вклад в разработку методик расчёта подшипников скольжения и моделирования их изнашивания внесли многие отечественные и зарубежные исследователи, такие как И. Г. Горячева, А. К. Дьячков, С. М. Захаров, В. Г. Караваев, М. В. Коровчинский, В. Н. Прокопьев, О. И. Рабецкая, Ю. В. Рождественский, Л. А. Савин, В. И. Суркин, И. А. Тодер, Д. И. Фёдоров, В. К. Румб, И. В. Мухортов, Н. А. Хозенюк, К. В. Гаврилов, Н. Н. Типей, T. W. Bates, J. F. Booker, P. K. Goenka, B. A. Gecim, S. D. Gulwadi, D. R. Chen, R. S. Paranjpe, H. K. Hirani и многие другие.

При изнашивании имеет место локальное разрушение на небольшом участке материала, который впоследствии удаляется из зоны трения в виде частиц абразива. Как правило, величина износа определяется по уменьшению начальных размеров детали, в данном случае, – подшипника скольжения, в направлении, перпендикулярном поверхности трения (в простом понимании – это линейный износ). В данном случае выделяются три стадии этого процесса: приработка (неустойчивая стадия изнашивания, которая занимает небольшую долю общего времени работы), стадия установившегося изнашивания (самая продолжительная стадия) и катастрофический износ (стадия интенсивного изнашивания, которая следует за установившимся режимом и, в свою очередь, характеризуется значительным изменением величины износа в процессе дальнейшей эксплуатации) [73]. Анализ накопленных экспериментальных данных показывает, что величина износостойчивости различных компонентов машин и механизмов широко варьируется от 10^{-3} до 10^{-12} . Для правильного выбора оценки состояния подшипника скольжения рассмотрим методы и подходы к определению степени

износа, являющиеся основными в современных учениях о трении, износе и смазке [116]. Классификация по представленным категориям часто производится с точки зрения физико-механического происхождения рассматриваемых явлений. Множество существующих теорий трения и износа рабочих поверхностей деталей также могут быть разделены на феноменологические теории и модели [47], с помощью которых возможно в определенной степени количественно оценивать процессы изнашивания на практике. Можно с уверенностью утверждать, что все разработанные методы прогнозирования износа требуют большого количества данных, полученных в результате экспериментов. В контексте условий работы трибологических сопряжений «подшипник скольжения – ось» возможно принципиальное использование следующих методов (рисунок 1.17): теории износа усталости (по И. В. Крагельскому) [66], прогнозирования износа с помощью метода «IBM», расчета износа сопряжения (по А. С. Проникову) [122], износа с позиций термофлуктуационной теории прочности (по С. Н. Журкову, С. Б. Ратнеру), энергетической теории износа (по Флайшеру) [198, 199], структурно-энергетической теории износа (по Л. И. Погодаеву), методу оценки износа по статистическим данным.



Рисунок 1.17 – Теоретические методы оценки износа

Для проведения инженерных расчетов процессов изнашивания в механических узлах наиболее широко используются следующие методы: теория

износа усталости, структурно-энергетический подход и статистические методы. Важно отметить, что с развитием этих методов границы между ними становятся менее четкими, и они начинают дополнять друг друга. Например, теория износа усталости, базирующаяся на молекулярно-механическом подходе к описанию трения, перекликается с множеством современных теорий износа [118]. Зачастую теория износа И. В. Крагельского выступает в качестве образца для сравнения при разработке этих теорий, являясь весьма авторитетной в настоящее время.

Отдельное внимание заслуживает теория износа Арчарда, которая является одной из основных теорий износа и трения. Арчард разработал наиболее известную и распространенную модель для описания износа в результате непрерывной эрозии [179]. Согласно этой модели изнашивание материалов происходит из-за взаимодействия двух поверхностей, при котором происходит перенос материала с одной поверхности на другую, при этом износ пропорционален нагрузке, продолжительности контакта и материалу [208]. Данная модель износа наиболее часто используется для расчёта износа различных материалов и характеризуется линейной, объёмной или массовой скоростью изнашивания [214, 201]. Известна работа [190], где приводится диаграмма, связывающая порядковые значения коэффициента изнашивания с режимами трения (рисунок 1.18).

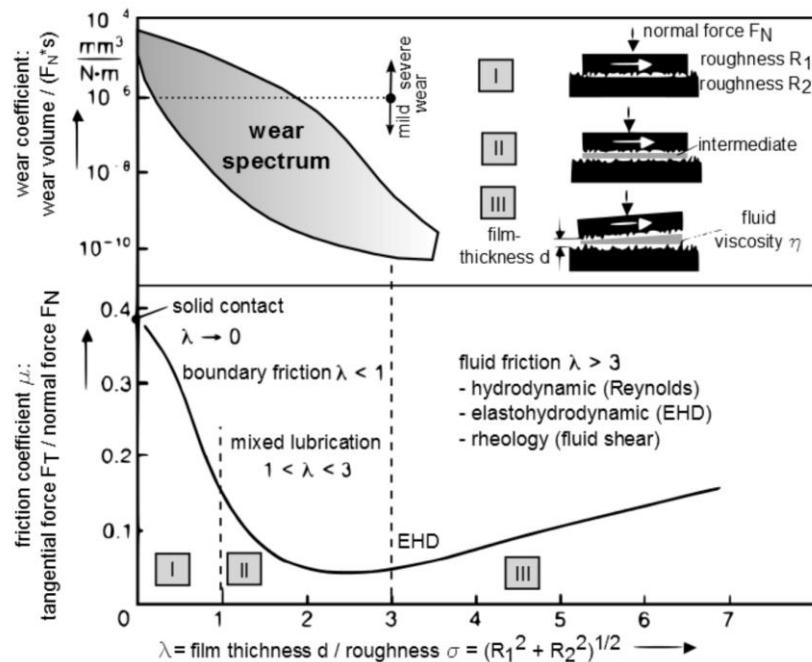


Рисунок 1.18 – Диаграмма коэффициента изнашивания

Согласно исследованию [242], для различных пар трения необходимо учитывать их совместимость (рисунок 1.19).



Рисунок 1.19 – Совместимость пар трения

На основании перечисленного выше в зависимости от режимов трения и совместимости материалов [210] можно установить безразмерный коэффициент износа (таблица 1.2).

Таблица 1.2 – Безразмерные коэффициенты износа в зависимости от режима трения и совместимости материалов.

Режим трения	Совместимость материалов			
	Очень плохая	Плохая	Средняя и хорошая	Очень хорошая
Смазка отсутствует	1,50E-03	5,00E-04	1,50E-05	1,50E-05
Граничное трение	3,00E-04	1,00E-04	2,00E-05	3,00E-06
Смешанное трение	3,00E-05	1,00E-05	2,00E-06	3,00E-07
Гидродинамическое трение	1,00E-06	3,00E-07	1,00E-07	3,00E-08

Основная сложность применения данной модели Арчарда заключается в нахождении экспериментальным путём коэффициента износа различных пар трения при различных условиях работы. Стоит учесть, что в экспериментальных исследованиях износа применяются различные методы, каждый из которых

обладает специфическими особенностями, преимуществами и ограничениями. Некоторые из них представлены на рисунке 1.20.



Рисунок 1.20 – Экспериментальные методы определения износа

Рассмотрим самые распространенные методы, описанные в научной литературе [180, 244]:

1. Метод микрометрирования – основан на измерении линейных параметров детали до и после изнашивания с использованием микрометра или измерительного прибора с индикатором (контактным или бесконтактным). Разность полученных значений позволяет оценить линейный износ на различных участках поверхности трения.

2. Метод определения износа по уменьшению массы – данный подход предполагает взвешивание детали до и после испытаний. Он эффективен для объектов малой массы, но неприменим в случаях, когда износ сопровождается пластическим деформированием, а не исключительно отделением частиц материала.

3. Метод анализа металла в масле – продукты изнашивания (металлические частицы, окислы, продукты химических реакций) накапливаются в смазочном материале. Для анализа пробу масла сжигают, а содержание металла в золе определяют химическим или полярографическим методом. Учитываются объем масла в системе, его потери и доливки.

4. Метод радиоактивных изотопов – основан на том, что в материал детали вводят радиоактивный изотоп, равномерно распределяющийся в её структуре. Интенсивность излучения в пробах масла коррелирует с количеством продуктов изнашивания.

5. Метод поверхностной активации – является разновидностью радиометрического метода, при котором активируется локальный участок поверхности (например, пятно диаметром 5 мм). Интенсивность излучения фиксируется счетчиком, что позволяет оценить износ без разборки узла.

6. Метод профилографирования – используются для записи профиля поверхности (например, зубьев шестерен, стенок цилиндров). Сравнение профилограмм, полученных в разные моменты времени, позволяет определить радиальный износ относительно базовых линий. Метод эффективен для анализа распределения износа по длине и окружности деталей (например, шеек коленчатого вала). Наибольший износ шатунных шеек наблюдается в верхней части, а минимальный – на стороне, обращённой к коренным шейкам.

7. Метод искусственных баз заключается в том, что, на поверхность наносят углубления заданной геометрии (например, пирамидальные или конические лунки). Измеряя изменение размеров отпечатка, вычисляют локальный износ. Преимущества:

Каждый из рассмотренных методов обладает уникальными характеристиками, что позволяет выбирать оптимальный подход в зависимости от задач исследования, типа детали и условий эксплуатации.

На основании проведённого анализа можно констатировать, что величина коэффициента износа для конкретной пары трения подлежит экспериментальному определению. Как свидетельствуют данные таблицы 1.2, данный параметр демонстрирует вариативность в широком диапазоне величин, охватывающем шесть порядков, что обусловлено зависимостью от триботехнических характеристик контактирующих материалов и кинематических режимов фрикционного взаимодействия. Установлена прямая корреляционная зависимость:

значения коэффициента износа находятся в прямой пропорциональной зависимости от эксплуатационного ресурса исследуемого узла трения.

1.3.2 Использование биметаллических подшипников скольжения

Нанесение функциональных покрытий с улучшенными триботехническими характеристиками позволяет не только снизить коэффициент трения и износ контактирующих поверхностей, но и обеспечивает восстановление геометрии изношенных вкладышей или подшипников скольжения. В основу анализа технологий нанесения металлопокрытий, с точки зрения наиболее важных эксплуатационных свойств, положены работы Ю. С Борисова, Д. Г Вадивасова, Е. Л. Воловика, В. И Казарцева, Н. В. Катц, В. П Лялякина, А. Ф Троицкого, Ю. А. Харламова, А. Хасуй, В. И. Черноиванова, В. А. Шадричева и др. Технологии послойного синтеза, такие как лазерное наплавление или холодное газодинамическое напыление, обеспечивают формирование износостойких слоев (например, на основе баббитов, бронзовых сплавов или композитов) с контролируемой микроструктурой. Влияние способов обработки на показатели качества поверхностного слоя рассмотрено в работах В. Ф. Безъязычного, В. В Лапина., М. И. Писаревского, Т. А Султанова., А. Г. Суслова, В. Г. Якухина, А. И. Якушева.

Исследователи [184] провели обзор материалов для подшипников скольжения, где рассмотрели как традиционные материалы (оловянный баббит, свинцовые сплавы, бронзы), так и современные решения (алюминиевые сплавы, полимеры, керамика, композиты). Для тяжелонагруженных узлов авторы отдают предпочтения многослойным подшипником скольжения (биметаллы, триметаллы) и сплавам на основе меди и алюминия. Неметаллические материалы, такие как полимеры с твердыми смазками и керамика, подходят для экстремальных условий (высокие температуры, коррозия), но требуют специфических условий эксплуатации. Композиты, включая нанокомпозиты, демонстрируют улучшенные

трибологические свойства и перспективны для использования в условиях минимальной смазки. Авторы подчеркивают, что выбор материала должен учитывать конкретные условия работы (нагрузка, скорость, температура, смазка), а современные исследования сосредоточены на создании гибридных решений, сочетающих преимущества разных классов материалов.

Анализ научно-технической и патентной литературы [152] за последние годы свидетельствует о значительном распространении в России технологий, основанных на применении многослойных композиционных материалов для подшипников скольжения, что подтверждается патентными решениями [91, 94, 99, 109]. Конструкция таких подшипников базируется на многоуровневой слоистой архитектуре, включающей опорный, промежуточный, антифрикционный и притирочный слои, каждый из которых выполняет специфические функции [90, 98]. Опорный слой, изготавливаемый из высокопрочной стали или сплавов на основе меди и алюминия, обеспечивает механическую стабильность и устойчивость к циклическим нагрузкам. Промежуточный слой, формируемый методами гальванического осаждения, плазменного напыления или диффузационной сварки, служит для улучшения адгезии между основой и антифрикционным покрытием, а также предотвращения межслойной коррозии. В качестве промежуточного слоя часто применяются никелевые или хромовые барьеры толщиной 1 – 20 мкм. Антифрикционный слой, наносимый на промежуточный, состоит из мягких сплавов, таких как оловянно-медные композиции (CuSn6) или алюминиево-оловянные системы (AlSn20), либо полимерных покрытий (IROX компании «FederalMogul») [197]. Данный слой обеспечивает снижение коэффициента трения до значений 0,05 – 0,1, повышает прирабатываемость узла трения и способность поглощать абразивные частицы. В ряде случаев поверх антифрикционного слоя наносится ультратонкое притирочное покрытие (12 – 20 мкм) на основе олова или свинца, которое временно минимизирует износ на этапе обкатки двигателя, после чего постепенно изнашивается, обнажая основной функциональный слой. Ключевым преимуществом многослойных структур является синергия свойств разнородных материалов: прочности стальной

основы и износостойкости мягких покрытий. Триметаллические подшипники, производимые ДЗВ «Димитровградский завод вкладышей» [44], сочетают медный промежуточный слой ($\text{CuPb}20\text{Sn}4$) с наружным баббитовым покрытием, что обеспечивает устойчивость к задирам и усталостным разрушениям при нагрузках до 50 МПа. Однако критическим ограничением таких систем остается зависимость работоспособности от целостности антифрикционного слоя – даже локальное повреждение приводит к резкому снижению несущей способности и катастрофическому износу.

Известно исследование [215], посвящённое анализу триметаллических подшипников скольжения для ДВС горнодобывающей техники, произведенных компаниями «Cummins POL» (Польша), «Cummins CSEC» (Китай) и «WETZ» (Россия). Исследование включало химический анализ слоев (стальная основа, промежуточный слой из свинцовой бронзы BrOSS25, антифрикционное покрытие), металлографию и измерение микротвердости. Стальная основа (2 – 4 мм) всех образцов выполнена из низкоуглеродистой стали с микротвердостью 160 – 210 HV. Промежуточный слой (250 – 520 мкм) содержал 21 – 26% Pb, 1,4 – 2,9% Sn, 71 – 75% Cu (микротвердость 77 – 135 HV). Антифрикционное покрытие (12 – 25 мкм) различалось: «Cummins POL» использовал оловянно-свинцовый баббит ($\text{Sn}>26\%$), «WETZ» – свинцовый ($\text{Pb}>65\%$), «Cummins CSEC» – оба типа. Все образцы прошли исследование и соответствуют ГОСТ 28813-90 и ISO 4383-2006. Работа подчеркивает перспективу внедрения наноструктурированных материалов для повышения износостойкости подшипников в горнодобывающей отрасли.

Проведенное исследование [245] с биметаллическими композитами на основе оловянного баббита и ковкого чугуна, полученных методом литья в расплавленно-твердом состоянии, демонстрирует улучшенные механические свойства при предварительной термообработке подложки. Нормализация ковкого чугуна при 850 °C в течение 25 минут с последующей шлифовкой и полировкой увеличивает площадь межфазного соединения на 85 % (против 40 % при механической обработке без термообработки), что обусловлено снижением

концентрации свободного углерода на поверхности. Это способствует усилиению межфазной диффузии, повышая напряжение сдвига до 9,5 МПа (против 5,5 МПа) и микротвердость до 42 HV. Результаты подтверждают эффективность комбинированной термомеханической подготовки подложки для оптимизации адгезии в биметаллических системах.

1.3.3 Использование твердосмазочных покрытий

В изучении функциональных свойств трибосопряжений с твердосмазочными антифрикционными покрытиями внесли вклад отечественные ученые – Н. Б. Демкин, И. М. Егоров, И. В. Крагельский, М. М. Матлин, Н. М. Михин, Л. Н. Сентюрихина, и др., а также иностранные исследователи – Р. Бартон, Ф. Боуден, С. Мюллер, Е. Рабинович, Е. Робертс, К. Холберг и др.

Согласно классификации, основанной на структурно-технологических особенностях покрытий, представленной в источнике [155], современные твердосмазочные антифрикционные покрытия делятся на три типа. К первому относятся краски – в составе данного покрытия в качестве наполнителя используются твердосмазочные материалы (графит, MoS₂), а связующим компонентом служат полимерные смолы или неорганические составы. Особенностью данных покрытий является простота и легкость нанесения, возможность создания тонких слоев с хорошими адгезионными свойствами. Ко второму типу твердосмазочных покрытий относятся дисперсионные. Данные покрытия состоят исключительно из твердосмазочных материалов без использования связующего. Основными отличительными особенностями являются высокая концентрация антифрикционного компонента и отсутствие посторонних примесей. Такие покрытия эффективны в вакууме или при экстремальных нагрузках, где требуется чистота смазочного слоя. Третий тип покрытий – монолитные твердосмазочные покрытия. Основной чертой данного вида покрытий является то, что наносимый антифрикционный полимер химически связывается на

молекулярном уровне с другим полимером, образуя единую структуру без разделения на наполнитель и связующее. Особенность – высокая прочность и износостойкость за счет гомогенной структуры, стоит отметить, что данный тип покрытия устойчив к расслоению, подходит для динамических узлов трения в агрессивных средах.

До 2022 года на российском рынке доминировали три основные западные компании: «Carl Bechem GmbH» (Германия); «DuPont» (США и Германии), «Henkel» (Германия), которые производили основное количество твердосмазочных антифрикционных покрытий для отечественного машиностроения. Компания «Carl Bechem GmbH» (Германия) [240] – известный производитель специализированных антифрикционных покрытий. Основу ассортимента составляют покрытия серии BERULUB® (Berulub L 542, Berulub L 500 и т.д.), разработанные на основе дисульфида молибдена (MoS_2), графита, полимеров или PTFE (тефлона) и т.д.

MOLYKOTE – международный бренд [227], принадлежащий компании «DuPont» (ранее – «Dow Corning»), производящий антифрикционные покрытия и смазочные материалы на производственных мощностях в США и Германии. Одним из ключевых продуктов является MOLYKOTE D-321 R (основа MoS_2 и силиконового связующего), MOLYKOTE PG-21 (основа PTFE), MOLYKOTE G-4700 (MoS_2 , графит), MOLYKOTE Metal Protector Plus, MOLYKOTE 3400C и т.д.

Компания «Henkel» – известный производитель твердосмазочных антифрикционных покрытий LOCTITE [220]. Среди ключевых продуктов линейки LOCTITE выделяется LOCTITE LB 8009 (MoS_2 + синтетическая смола), LOCTITE LB 8020 (графит и полимерное связующее). LOCTITE LB 8009 (графит и фторид кальция) и т.д.

Стоит отметить, что вышеперечисленные покрытия выпускаются в различных формах, включая аэрозоли, пасты и сухие пленки, что позволяет использовать их в узлах трения, таких как подшипники качения, подшипники скольжения, шестерни, резьбовые соединения и другие элементы машин и механизмов.

В настоящее время продукция данных производителей либо недоступна, либо существенно ограничена в поставках. В связи с этим многие российские предприятия перешли на использование отечественных покрытий. Одной из таких компаний являются ООО «Моделирование и инжиниринг» (Россия).

MODENGY – это бренд, под которым компания ООО «Моделирование и инжиниринг» (Россия) (официальное название «МОДЕНЖИ») выпускает свою продукцию [224]. Эти покрытия формируют на поверхности деталей сухую, прочную пленку, что позволяет использовать их в качестве альтернативы традиционным жидким или пластичным смазкам. Основу покрытий составляют полимеры, такие как PTFE (тэфлон) или полииимида, а также неорганические связующие компоненты, дополненные твердыми смазочными веществами – дисульфидом молибдена (MoS_2), графитом или оксидами металлов. В линейке MODENGY выделяются продукты для различных задач: MODENGY 1001 (на основе PTFE и MoS_2 для высоких нагрузок), MODENGY 1002 (термостойкий до $+300^\circ\text{C}$), MODENGY 1003 (совместимый с пластиками и резиной) и MODENGY 1004 (антикоррозионный с графитом) и т.д.

Примером использования твердосмазочных покрытий являются лепестковые газодинамические подшипники для микротурбин и автономных энергосистем. Для современных электротурбомашин требуется твердомазочные покрытия, работающие в температурном режиме до 500°C , поэтому в НИУ «МЭИ» начали разработку высокотемпературных покрытий АИС-3 и АИС-4. Эти материалы, сопоставимые с зарубежными аналогами (Hamilton Sundstrand, Korolon TM), позволяют расширить применение электротурбомашин в энергетике и промышленности.

Проведённые исследования показали [59], что для условий автономной работы узлов трения, функционирующих как в условиях нормальной атмосферы, так и вакуума, при нагрузках вплоть до предела текучести материала основы, одним из наиболее перспективных смазочных материалов являются твердосмазочные покрытия (рисунок 1.21).

Из числа исследованных твердосмазочных покрытий супензионного типа наибольшей долговечностью при низких значениях коэффициента трения ($f_{mp} = 0,44 - 0,56$) обладают твердосмазочные покрытия типа ВНИИ НП 212 и ВАП - 2. К числу перспективных методов нанесения следует отнести методы вакуумного ионно-плазменного, в частности магнетронного, нанесения тонкослойных покрытий (порядка 1 мкм) MoS_2 и других смазочных компонентов.

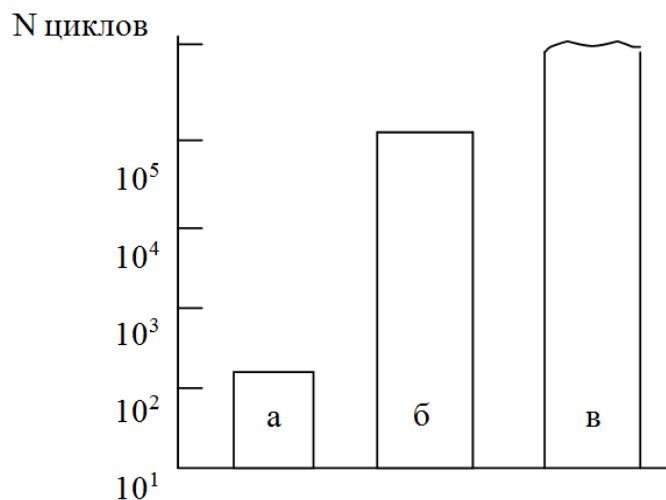


Рисунок 1.21 – Долговечность покрытий MoS_2 , полученных различными способами: а – натирание; б – твердосмазочное покрытие со связующим; в – плазменное напыление с источником постоянного тока

Известна работа [168], посвящённая разработке методики оценки долговечности пар трения с твердосмазочными покрытиями на основе термофлуктуационной теории деструкции связующих. Автором предложен алгоритм, объединяющий корреляционные зависимости температуры трения от нагрузочно-скоростных параметров и термокорреляционные модели долговечности от температуры. Экспериментально установлено, что ресурс твердосмазочного покрытия определяется деструкцией связующего, что подтверждается модифицированной формулой Журкова. Для отечественных покрытий (ВНИИ НП-212) и зарубежных аналогов (Molykote) получены универсальные зависимости, позволяющие прогнозировать долговечность при произвольных сочетаниях нагрузки и скорости.

Сравнительный анализ показал [170], что отклонение в оценке ресурса между российским твердосмазочным покрытием (MoS_2 с эпоксидной связкой) и

Molykote 3400 A составляет 10,5 %, что подтверждает адекватность методики. Ключевым фактором эффективности твердосмазочных покрытий является температурная стабильность: при $T_{mp} > 100$ °С коэффициент трения снижается до 0,02 – 0,05, обеспечивая формирование смазочной пленки. Разработанные модели апробированы на машине трения LFW-1 (ASTM D-2714) для схемы «брюсок–кольцо», демонстрируя применимость в условиях высоких контактных давлений (до 185,4 МПа). Результаты работы подчеркивают важность учета предварительной обработки поверхностей (фосфатирование, пескоструйная обработка) для повышения ресурса (рисунок 1.22).

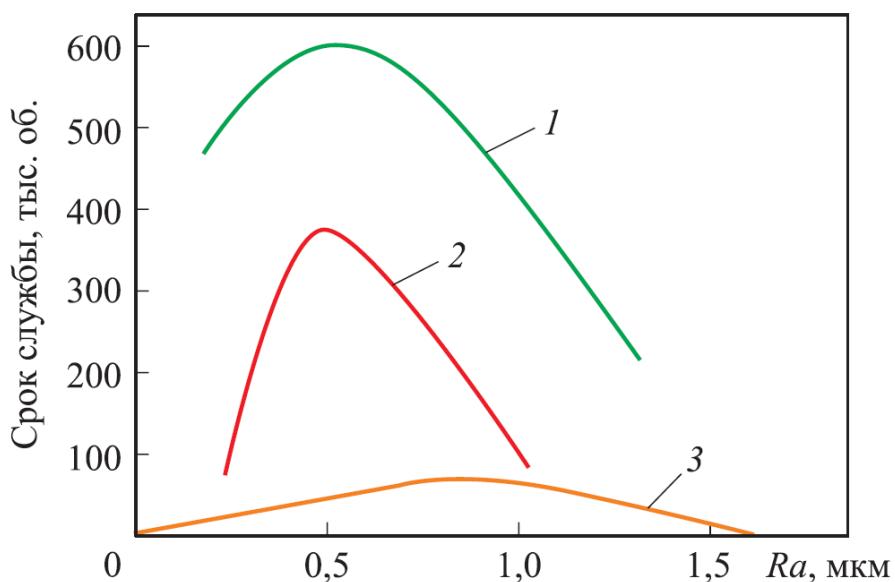


Рисунок 1.22 – Зависимость срока службы антифрикционных покрытий от шероховатости поверхности Ra и вида предварительной обработки:
1 – пескоструйная обработка и фосфатирование; 2 – пескоструйная обработка;
3 – полированная поверхность

Разработанная методика позволяет оптимизировать выбор твердосмазочных покрытий для узлов трения в авиации, космонавтике и других областях с экстремальными эксплуатационными условиями.

В условиях роста требований к энергоэффективности и экологичности автомобильного транспорта ключевую роль играют твердосмазочные антифрикционные покрытия, разработкой и внедрением которых занимаются как крупные автомобильные концерны, так и специализированные химические компании. Одной из таких компаний стала «WELLFAR GROUP» [14], которая

интегрирует алмазоподобные углеродные покрытия (DLC) в гильзы цилиндров, впускные и выпускные клапаны, поршневые кольца, подшипники скольжения и поршни для таких марок коммерческого транспорта, как КамАЗ, MAN, Mercedes - Benz, Scania, VolvoTrucks, Renault Trucks, DAFI, что позволило снизить трение и повысить общий КПД силовых агрегатов (рисунок 1.23).

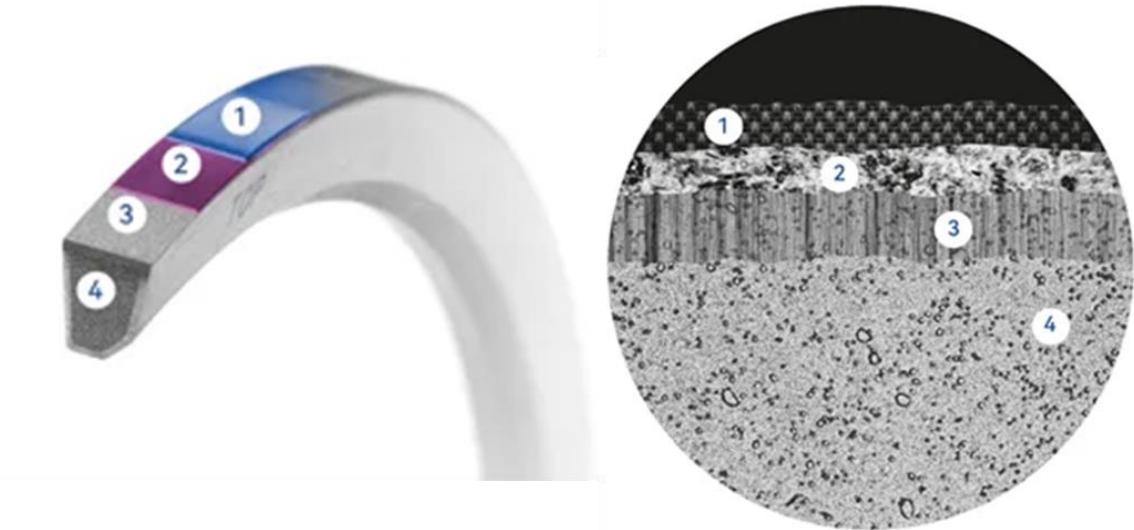


Рисунок 1.23 – Структура поршневого кольца компаний «WELLFAR GROUP»:
 1 – покрытие DLC; 2 – хромированный слой; 3 – азотированный слой;
 4 – основной материал

Известно, что на автомобилях Audi A8 and R8, Jaguar XJ and BMW 7 применялись DLC-покрытия в компонентах двигателей и трансмиссий, что подтверждено исследованиями в области снижения износа высоконагруженных узлов. Nissan в 2021 году представил результаты испытаний поршневых колец с DLC, демонстрирующих увеличение ресурса двигателя за счет минимизации механических потерь [281].

Среди европейских производителей выделяется Volkswagen, использующий молибденсульфидные (MoS_2) покрытия в трансмиссиях DSG для снижения шума и вибраций [15]. Bosch внедряет политетрафторэтиленовые (PTFE) композиты с керамическими наполнителями в компоненты систем старт-стоп, обеспечивая устойчивость к циклическим нагрузкам [207]. Шведская компания «SKF», мировой лидер в производстве подшипников, экспериментирует с графеновыми добавками, что в 2022 году позволило снизить нагрев подшипников качения на 15 % в условиях

высоких скоростей [115]. Специализированные компании, такие как «Whitford Corporation» и «Endura Coatings», разрабатывают инновационные решения для отдельных областей применения [80]. Компания «Whitford» предлагает керамико-полимерные композиты на основе PTFE, используемые в сальниках и направляющих, обеспечивающие устойчивость к коррозии и экстремальным температурам [274]. Компания «Dow Corning» (в составе «Dow Inc») экспериментирует с силиконовыми матрицами, модифицированными наночастицами WS₂, для применения в открытых механизмах ходовой части [26, 84, 147]. Немецкий институт «Fraunhofer» создал целлюлозно-графитовые композиты, сочетающие биоразлагаемость с низким коэффициентом трения, что решает проблему утилизации покрытий с тяжелыми металлами [263].

Китайские компании, такие как «Lanzhou Institute of Chemical Physics», активно исследуют наноструктурированные композиты MoS₂ с медью, повышающие термостабильность покрытий для двигателей внутреннего сгорания [248]. Американская «Surface Technology Systems» (STS) внедряет PVD- технологии для нанесения WS₂ на шестерни и синхронизаторы, что увеличивает их ресурс в условиях ударных нагрузок [267].

Таким образом, инновации в области твердосмазочных покрытий формируются благодаря синергии автомобильных гигантов, специализированных химических компаний и научных институтов. Их совместная работа направлена на создание материалов, сочетающих износостойкость, экологичность и экономическую эффективность, что определяет будущее энергоэффективного транспорта.

1.3.4 Мониторинг износа рабочих поверхностей подшипникового узла скольжения

Мониторинг износа рабочих поверхностей может осуществляться с помощью разнообразных методов, включая измерение вибрации, температуры,

акустических шумов, а также с использованием специальных датчиков и систем диагностики [189, 195, 268]. В результате такого мониторинга можно получить информацию о скорости изнашивания и характере износа, а также определить необходимость замены или ремонта подшипника [218, 273]. Цифровизация промышленных объектов касается в основном создания виртуального образа реального технического комплекса – цифрового двойника. Формирование виртуальных копий оборудования позволяет достичь ряда преимуществ, включая снижение численности персонала, увеличение уровня автоматизации и надежности работы, сокращение затрат на проведение опытных исследований и времени на разработку и внедрение новой техники на рынке [22]. Крупнейшая мировая энергетическая корпорация, «General Electric», внедрила на свои объекты программное обеспечение Predix для получения и обработки данных промышленного оборудования. Указано, что благодаря интеллектуальной системе мониторинга, способной анализировать большие объемы данных, были обнаружены первичные, небольшие проблемы в турбине, которые в будущем могли привести к более серьезным последствиям [87]. Цифровые преобразования такого рода можно также увидеть в подразделении авиационной промышленности компании «General Electric», где создана программа для обработки и анализа большого объема данных об эксплуатируемых самолетах. Это позволяет ускорить обнаружение неисправностей и заранее предсказать необходимый объем ремонтных работ. В результате удалось сэкономить более 100 милл. долл. США [172]. Существует множество научных исследований, посвященных не только анализу и обработке больших объемов данных, но также разработке методов управления характеристиками подшипников, вращающихся механизмов [188]. Современные достижения в областях микроэлектроники, систем управления контроллерами, программируемых логических интегральных схем и датчиков, открывают возможности для создания решений на микроуровне, позволяющих управлять давлением в тонких смазочных слоях подшипников скольжения, с большой частотой изменять магнитные поля в активных магнитных подшипниках и регулировать конфигурацию каналов в бесконтактных уплотнителях [187, 264].

Эти подходы позволяют в перспективе предсказывать влияние на работоспособность вращающихся механизмов и обеспечивать повышенную виброустойчивость и надежность [186].

Вибромониторинг оборудования — это одна из наиболее распространенных форм мониторинга состояния, в связи с тем, что изменение характеристик вибрации часто является одним из первых признаков отказа оборудования. Отдельное внимание стоит уделить российским системам мониторинга турбоагрегатов, таким как «ВиброБИТ — 300», «Диамех — 2000» и «КОМПАКС®». Все они работают на основе принципа объединения измерений характеристик реальной роторной системы с математическими моделями. Это позволяет определить набор параметров для текущего оценивания работоспособности и прогноза остаточного ресурса важнейших компонентов и узлов [72].

Большинство описанных подходов к прогнозированию остаточного ресурса узлов оборудования основано на обработке значительных объемов эксплуатационных данных в типичных условиях эксплуатации [196, 277, 219]. Повышению точности прогнозирования ресурса подшипников посвящено множество работ, которые предлагают новые методы сбора, обработки и постобработки данных [271, 272, 278]. Новые методы решают типичные проблемы, такие как ограниченное количество и качество данных. В ряде работ рассматриваются вопросы внедрения различных систем идентификации текущего состояния оборудования [213, 275].

Исходя из анализа степени проработки темы исследования установлено, что на данный момент не существует универсального подхода для прогнозирования износа рабочих поверхностей подшипников скольжения в режиме реального времени. Для каждого конкретного объекта, условий его работы требуется своя методика сборки и сопряжения математических моделей объекта и процессов для точной оценки остаточного ресурса на основе фактического состояния системы. Одним из путей решения данной проблемы может являться интеграция контрольно-измерительной системы, как в сам поверхностный слой подшипника скольжения, так и в подшипниковый узел. Отсутствие готового решения проблемы

мониторинга состояния внутренней рабочей поверхности подшипника скольжения является еще одним подтверждением актуальности рассматриваемой темы исследования.

1.3.5 Технические решения

Современные подшипники скольжения представляют собой результат эволюции традиционных механических систем, объединяющих конструкции подшипников с технологиями мониторинга, управления и анализа данных. Исторически первые попытки интеграции датчиков в подшипники были предприняты в СССР, где, несмотря на ограниченный доступ к микроэлектронике, разрабатывались решения на основе термобиметаллических элементов для контроля перегрева [7], а также системы измерения износа через изменение ёмкости многослойных конденсаторов [3, 6]. Эти подходы дополнялись механическими методами, такими как использование канавок с электрическими контактами [1, 4] и термопар для фиксации температурных изменений [8]. Важным направлением стало автоматическое управление смазкой, реализованное через дроссели и клапаны, регулирующие давление и расход масла [2, 5], что снижало трение и предотвращало аварии.

Современные разработки сместились в сторону мультисенсорных систем, включающих датчики температуры, вибрации, давления и частоты вращения, интегрированные в единую конструкцию [97, 108]. Оптические технологии, такие как волоконно-оптические датчики, позволили измерять толщину масляной плёнки с высокой точностью [232], а пьезоэлектрические элементы стали основой для систем мониторинга вибрации [231]. Прорывом стало внедрение искусственного интеллекта, где предварительно обученные нейронные сети анализируют данные в реальном времени, прогнозируя износ и идентифицируя дефекты через спектральный анализ вибрации [104, 235]. Все это дополняется облачными

платформами, обеспечивающими удалённый доступ к данным через IoT - модули с поддержкой Wi-Fi и GSM [108, 238].

Значительное повышение эксплуатационного ресурса подшипниковых узлов скольжения было достигнуто за счёт интеграции биметаллических элементов [92], самосмазывающихся композитов с твердыми покрытиями [105, 236] и магнитореологических эластомеров [230] в их конструкционное исполнение. Современные решения также включают системы самодиагностики, такие как проводниковые пластины с изоляцией, сигнализирующие о критическом износе [103, 106], и приводы для автоматической регулировки зазоров [237]. Международные работы акцентируют внимание на беспроводных технологиях, например, шарнирных подшипниках с гибкими печатными платами и RFID - метками [234], а также гидродинамических системах, регулирующих зазоры масляной плёнки через датчики давления [233, 239]. Однако внедрение таких подходов сталкиваются со многими проблемами. Ключевым вызовом остаётся энергообеспечение, так как автономные источники часто обеспечивают нестабильное напряжение [194, 238, 229]. Миниатюризация датчиков хотя и снижает влияние на прочность конструкции, требует сложных схем фильтрации шумов, особенно в условиях вибрации и температурных колебаний. Кроме того, высокая стоимость беспроводных систем и необходимость в высокопроизводительных вычислительных ресурсах для машинного обучения ограничивают их применение в массовом производстве.

Перспективы развития связаны с междисциплинарными подходами. Комбинация новых материалов (например, нанокомпозитов), энергоэффективных беспроводных технологий и самообучающихся нейросетей может обеспечить переход к предиктивному обслуживанию. Важным направлением является создание самоорганизующихся сетей мониторинга, где отказ отдельных узлов не нарушает работу системы в целом. Эти инновации, объединяющие достижения робототехники, ИТ и материаловедения, открывают возможности для применения интеллектуальных подшипников в экстремальных условиях — от авиации до глубоководных установок.

1.4 Комплексный подход к оценке износа подшипников скольжения

Комплексный подход оценки износа подшипников скольжения балансирной подвески включает три основных этапа: анализ повреждений, классификацию износа по видам и условиям эксплуатации, а также статистическую обработку данных для выявления закономерностей и построения прогнозных моделей. Такой подход позволяет не только выявить причины и механизмы изнашивания материалов, но и разработать научно обоснованные рекомендации по оптимизации режимов работы, выбору материалов и внедрению систем предиктивного обслуживания.

1.4.1 Анализ повреждений подшипниковых узлов скольжения балансирной подвески

Анализ повреждений рабочей поверхности подшипниковых узлов скольжения балансирной подвески представляет собой комплексную процедуру, направленную на диагностику степени износа, идентификацию его механизмов изнашивания и формирование обоснованных решений о дальнейшей эксплуатации или замене детали. Ключевым этапом исследования является контроль величины зазора между внутренней поверхностью подшипника скольжения и осью балансира, так как его увеличение сверх допустимых значений приводит к ускоренному разрушению узла. Перед проведением замеров выполняется подготовка элементов: поверхности балансира очищаются от технологических загрязнений, демонтируется защитная крышка, а остатки смазочного материала полностью удаляются. Это исключает искажение результатов измерения из-за наличия абразивных частиц или затвердевших фрагментов смазки. Особое внимание уделяется протирке контактных зон сухой безворсовой тканью для обеспечения точности последующих операций. Для определения фактического зазора используется набор калиброванных щупов, толщина которых варьируется в

диапазоне 0,05 – 1,5 мм. Щуп вводится в зону контакта между рабочей поверхностью подшипника и осью балансира. Критерием корректности замера является умеренное усилие при протягивании щупа: он должен проходить с ощутимым сопротивлением, но без заклинивания. Толщина подобранныго щупа, соответствующего этому условию, принимается за величину зазора. Согласно техническим нормативам, предельно допустимое значение не должно превышать 1,0 мм [237]. Превышение этого параметра свидетельствует о критическом износе подшипника, при котором дальнейшая эксплуатация узла становится недопустимой из-за риска потери устойчивости балансира, деформации оси или катастрофического разрушения подвески. Данное отклонение инициирует комплексный анализ причин и механизмов изнашивания функциональной поверхности подшипника. Однако при проведении технического обслуживания данную операцию не проводят, так как в сервисной книжке автомобиля КамАЗ ее нет (рисунок 1.24).

Дополнительно осенью	
Провести техническое обслуживание и проверить работу предпускового подогревателя согласно инструкции по эксплуатации.	
Проверить:	<ul style="list-style-type: none"> • плотность охлаждающей жидкости; • состояние аккумуляторных батарей по напряжению под нагрузкой, при необходимости снять батареи для подзарядки или ремонта; • действие системы отопления и обдува ветровых стекол; • на стенде, устранив неисправности и провести техническое обслуживание стартера, генератора.
Отрегулировать:	<u>• осевой зазор в башмаках балансирной подвески (кроме авт. типа 4×2).</u>
Слив:	<ul style="list-style-type: none"> • летнее топливо из топливопроводов ЭФУ.
Очистить:	<ul style="list-style-type: none"> • электроды свечей ЭФУ.
Сменить:	<ul style="list-style-type: none"> • жидкость в системе гидропривода сцепления.
Заменить:	<ul style="list-style-type: none"> • фильтрующий элемент насоса ГУР.
Смазать:	<ul style="list-style-type: none"> • штекерные соединения, находящиеся на шасси; <u>• втулки башмаков балансирной подвески (при регулировке осевого зазора в башмаках).</u>

Рисунок 1.24 – Выдержка из сервисной книжки автомобиля КамАЗ

Согласно данному документу, осуществляется только смазка втулок (подшипников скольжения) башмаков балансирной подвески и регулировка осевого зазора в башмаках, при каждом 2 ТО – 2, но не реже одного раза в год (при сезонном обслуживании). Анализ процесса изнашивания рабочей поверхности проводился на демонтированных подшипниках скольжения, извлеченных из башмака балансира. Перед началом анализа подшипники подвергались тщательной очистке от технологических загрязнений, остатков смазочных материалов и продуктов износа, чтобы исключить влияние внешних факторов на достоверность

результатов. Первичная оценка состояния поверхностей выполнялась методом визуального осмотра, что позволило выявить макроскопические дефекты: локальные выкрашивания, борозды трения, зоны пластической деформации. На основании предварительных данных формировалась стратегия углубленного исследования. Ключевым этапом стало измерение геометрических параметров подшипника с использованием измерительного инструмента с точностью до 0,01 мм. Замеры толщины стенки проводились по 24 точкам, равномерно распределенным по периметру с шагом 15 градусов (рисунок 1.25), что позволило представить картину пространственного распределения износа на рабочей поверхности подшипника скольжения.

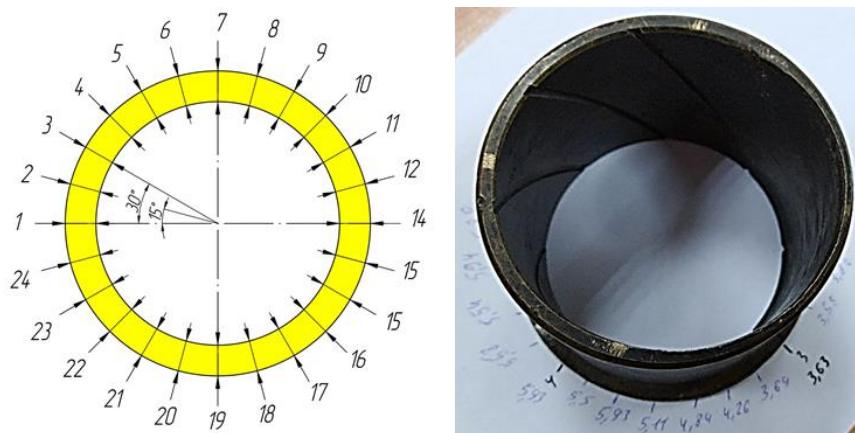


Рисунок 1.25 – Схема замеров износа подшипника скольжения

Полученные значения сопоставлялись с номинальными геометрическими параметрами, что позволило количественно оценить степень износа рабочей поверхности подшипника скольжения. Результаты проведённых замеров и микроструктурного анализа позволили выделить четыре ключевых этапа развития изнашивания внутренней поверхности подшипника скольжения, каждый из которых характеризуется специфическими морфологическими изменениями и механизмами изнашивания.

Первый этап можно интерпретировать как адаптивное изнашивание, в процессе которого наблюдается приработка контактирующих поверхностей, сопровождающаяся микропластической деформацией и сглаживанием шероховатостей (рисунок 1.26). При этом износ носит неравномерный характер: в верхней части толщина стенки подшипника уменьшается на 0,01 – 0,04 мм, при

в этом толщина стенки подшипника в нижней части уменьшается на 0,5 – 0,8 мм, образуя серповидную зону износа на внутренней поверхности подшипника скольжения, что характерно для режимов работы с преобладающей радиальной нагрузкой в одном направлении, при этом серповидная зона незначительно смещена в противоположную сторону относительно движения транспортного средства.

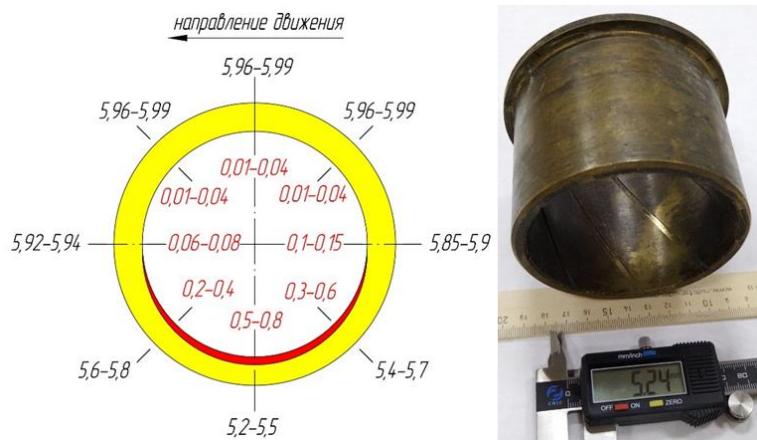


Рисунок 1.26 – Пространственное распределение износа на рабочей поверхности подшипника скольжения (адаптивное изнашивание)

Стоит отметить, что внутренняя поверхность приобретает матовый оттенок с локальными следами адгезионного изнашивания, возможно, вызванного нестабильностью смазочного слоя.

Второй этап можно интерпретировать как прогрессирующее изнашивание (рисунок 1.27). В зоне контакта оси балансира и подшипника скольжения формируется устойчивый режим трения.

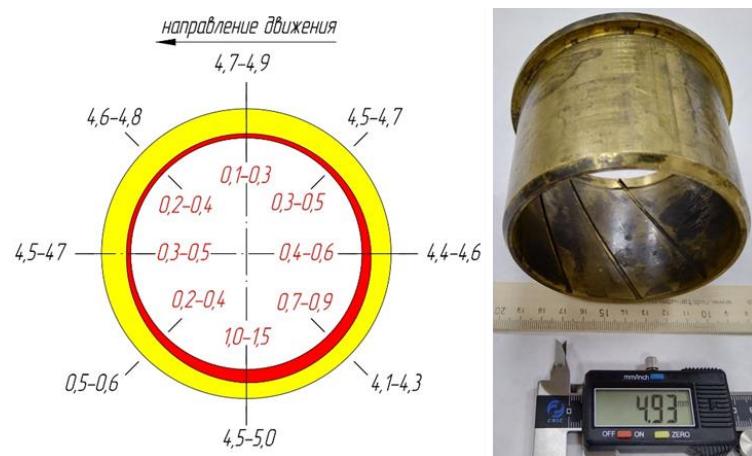


Рисунок 1.27 – Пространственное распределение износа на рабочей поверхности подшипника скольжения (прогрессирующее изнашивание)

При этом износ носит неравномерный характер: в верхней части толщина стенки подшипника суммарно уменьшается на 0,1 – 0,3 мм, при этом толщина стенки подшипника в нижней части суммарно уменьшается на 1,0 – 1,5 мм, образуя уже износ по всему внутреннему периметру подшипника скольжения с серповидной зоной износа снизу, при этом серповидная зона также незначительно смешена в противоположную сторону относительно движения транспортного средства. На поверхности подшипника скольжения имеются мелкие борозды, ориентированные вдоль направления скольжения оси, что свидетельствует о преобладании абразивного механизма изнашивания. Причиной могут служить частицы загрязнений, проникающие в зазор, или продукты окисления смазочного материала.

Третий этап можно интерпретировать как локализованное ускоренное разрушение (рисунок 1.28).



Рисунок 1.28 – Пространственное распределение износа на рабочей поверхности подшипника скольжения (локализованное ускоренное изнашивание)

При достижении суммарного износа толщины подшипника скольжения в верхней части на 0,5 – 0,8 мм, а толщины нижней стенки суммарно на 2,0 – 3,0 мм нагрузка перераспределяется на остальные участки подшипника, провоцируя неравномерный износ по всей поверхности, при этом серповидная зона износа уже значительно смешается против часовой стрелки в противоположную сторону относительно движения транспортного средства. Глубина выработки (износа)

внутренней поверхности подшипника скольжения полностью перекрывает в виде серповидной поверхности канавки для смазочного материала на рабочей поверхности подшипника скольжения. На ранних стадиях такие симптомы износа могут выражаться в виде кратковременного стука на высоких скоростях, но по мере прогрессирования изнашивания подшипника эти признаки становятся очевидными и критичными. Игнорирование этих признаков приводит к каскадным отказам: деформации оси балансира, разрушению башмака подвески и износу посадочного места под рессору.

Четвертый этап можно интерпретировать как катастрофическое изнашивание (разрушение). Износ носит неравномерный характер, при этом его форма выравнивается и смещается к нижней части подшипника скольжения, при этом толщина стенки подшипника в нижней части не превышает 1,0 мм (рисунок 1.29).

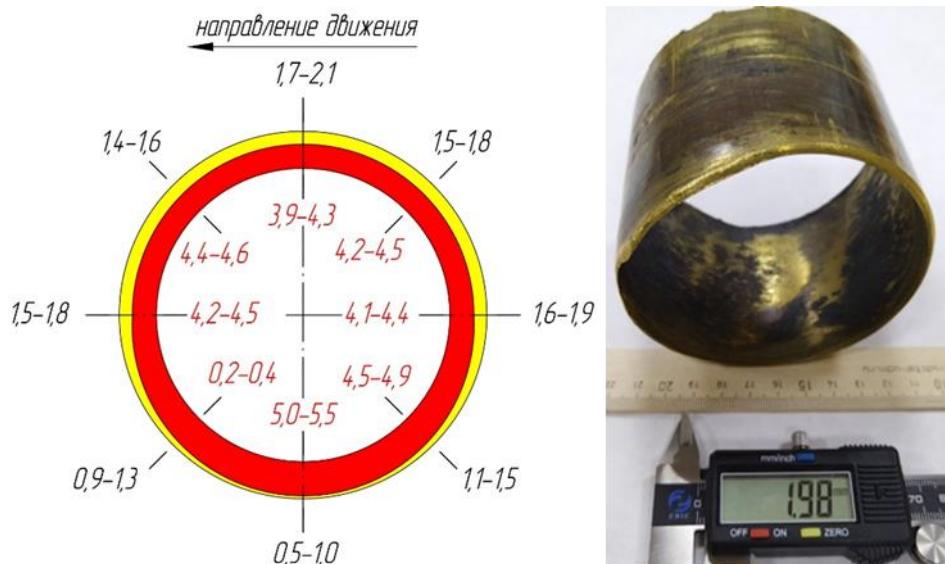


Рисунок 1.29 – Пространственное распределение износа на рабочей поверхности подшипника скольжения (катастрофическое изнашивание)

Поверхность приобретает ярко выраженный рельеф с участками выкрашивания, глубокими кавернами и макротрещинами. Наблюдается пластическая деформация стенок, вызванная контактом металла с металлом из-за разрушения смазочной пленки. Измерения фиксируют отклонения геометрии до 1,5 – 2,5 мм, на некоторых образцах наблюдается частичное разрушение стенки подшипника скольжения. На данной стадии происходит катастрофическое изнашивание сопряжённых деталей, а именно оси балансира, а также повреждение

башмака балансирной подвески. При этом стоит отметить, что в результате длительного воздействия циклических нагрузок, вызванных износом подшипника скольжения, возникает большая вероятность разрушения оси балансира, что, в свою очередь, может привести к аварийной ситуации в процессе эксплуатации автомобильной техники.

В ходе анализа повреждений подшипниковых узлов скольжения балансирной подвески было выявлено, что основной механизм изнашивания связан с абразивным воздействием, адгезионным взаимодействием и усталостным разрушением. Наиболее выраженный износ наблюдается в нижней части подшипника, где формируется серповидная зона износа из-за преобладающей радиальной нагрузки, при этом стоит учесть, что она смешена в противоположную сторону движения автотранспортного средства. При этом критический износ приводит к пластической деформации, выкашиванию антифрикционного материала и повреждению сопряженных деталей, таких как ось балансира и башмак подвески.

1.4.2 Анализ износа подшипников скольжения балансирной подвески грузовых автомобилей в зависимости от условий эксплуатации

На данный момент достаточно много грузовых автомобилей с балансирной подвеской, таких как КамАЗ, МАЗ, Урал, Volvo, Scania и Renault, используются для перевозок грузов. Благодаря универсальности их платформы они могут комплектоваться различными типами кузовов и надстроек, что позволяет адаптировать их под конкретные задачи. Они могут оснащаться бортовыми платформами для перевозки строительных материалов, самосвальными кузовами для транспортировки сыпучих грузов, цистернами для жидкостей, рефрижераторами для перевозки скоропортящихся продуктов, а также специализированными платформами для контейнеров и крупногабаритных грузов. Кроме того, такие автомобили часто используются в составе автопоездов, где

балансирная подвеска обеспечивает равномерное распределение нагрузки между осями, что особенно важно при перевозке тяжелых грузов на значительные расстояния. В городских условиях они применяются для коммунальных нужд, таких как вывоз мусора, уборка улиц и доставка строительных материалов. Универсальность, надежность и высокая грузоподъемность делают грузовые автомобили с балансирной подвеской незаменимыми как для междугородних перевозок, так и для работы в пределах городской черты. Их способность адаптироваться к различным условиям эксплуатации и типам грузов обеспечивает высокую эффективность и экономическую выгоду для транспортных компаний. На основе проведенного анализа износа подшипников скольжения башмака балансирной подвески грузовых автомобилей в зависимости от условий эксплуатации были выделены три группы транспортных средств, каждая из которых характеризуется различной степенью износа и специфическими условиями работы (рисунок 1.30).



Рисунок 1.30 – Зависимость величины износа от способа эксплуатации

Первая группа включает автомобили, используемые для междугородних перевозок и перевозок в пределах городской черты. Эти транспортные средства демонстрируют минимальный износ подшипников скольжения, который составляет от 0,8 до 1,5 мм при пробеге 75 – 85 тыс. км. Такой уровень износа обусловлен относительно стабильными условиями эксплуатации, качественным дорожным покрытием и умеренными нагрузками.

Вторая группа объединяет автомобили, занятые перевозкой сыпучих грузов в городе и за его пределами. Для этой группы характерен средний уровень износа подшипников – от 2,0 до 3,5 мм при том же пробеге. Увеличение износа связано с

повышенными нагрузками, частыми циклами разгрузки и погрузки, а также воздействием абразивных частиц, таких как пыль и песок.

Третья группа включает автомобили, используемые для сельскохозяйственных работ вне городской черты. Эти транспортные средства подвержены критическому износу подшипников, который достигает от 4,0 до 6,5 мм при пробеге 75 – 85 тыс. км. Такой высокий уровень износа объясняется экстремальными условиями эксплуатации, включающими плохое качество дорожного покрытия, высокую запыленность, повышенные нагрузки и длительную работу в режиме перегруза.

В результате анализа установлено существенное влияние условий эксплуатации на износ подшипников скольжения балансирующей подвески. Максимальный износ характерен для сельскохозяйственной техники вследствие совокупного действия абразивных частиц, динамических перегрузок и неблагоприятных дорожных условий, тогда как минимальный наблюдается при междугородных и городских перевозках со стабильными условиями. Для повышения долговечности необходимы дифференцированные меры: для междугородных/городских перевозок достаточно регламентного обслуживания с контролем зазоров и заменой смазки; при перевозке сыпучих грузов рекомендуется применение подшипников с защитными покрытиями и сокращение межсервисных интервалов для предотвращения накопления абразива; для сельскохозяйственной техники обязательны подшипники повышенной износостойкости, регулярная очистка узлов и внедрение систем предиктивного обслуживания для мониторинга критического износа.

1.4.3 Статистическая обработка износной информации

В условиях эксплуатации, сопровождающихся значительными механическими, термическими и абразивными нагрузками, изнашивание подшипников становится неизбежным процессом, который требует системного

подхода к диагностике и прогнозированию. Для эффективного анализа износа необходимо применение современных статистических методов, позволяющих не только оценить текущее состояние деталей, но и выявить закономерности их износа, а также разработать рекомендации по повышению их долговечности. Целью данного исследования является анализ параметров износа 110 подшипников скольжения башмака балансирной подвески автомобиля КамАЗ с использованием методов статистической обработки данных. Замеры износа проводились в четырех взаимно перпендикулярных плоскостях (А – низ – А – верх; С – низ – С – верх; Б – лево – Б – право; Д – верх – Д – низ) на каждой из втулок (рисунок 1.31).

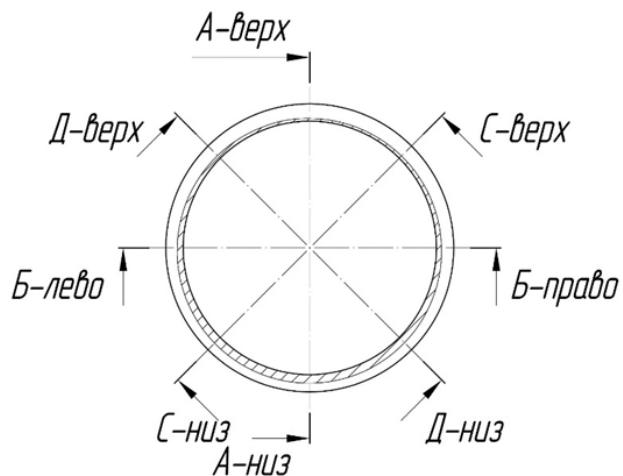


Рисунок 1.31 – Схема замеров

Такой подход позволяет получить детальную информацию о распределении износа по всей поверхности подшипника, выявить зоны максимальной износа и оценить влияние различных факторов на процесс изнашивания. Для обработки полученных данных использованы методы описательной статистики, включая гистограммы, диаграммы boxplot и scatter plot, которые обеспечивают визуализацию распределения износа и выявление аномалий. [198]. Для оценки нормальности распределения данных были построены четыре гистограммы износа, на каждую из которых наложена соответствующая функция плотности нормального распределения. Гистограммы отображают фактическое распределение данных, в то время как кривая функции плотности вероятности нормального распределения показывает, как должно выглядеть распределение при идеальном соответствии нормальному закону. Это позволяет наглядно оценить

степень соответствия данных нормальному распределению и выявить отклонения или аномалии [192, 228]. Визуальная оценка нормальности распределения данных была выполнена с помощью четырех гистограмм износа, на каждую из которых наложена соответствующая функция плотности вероятности нормального распределения. Гистограммы демонстрируют фактическое распределение данных, а кривая функции плотности вероятности нормального распределения показывает, как должно выглядеть распределение при идеальном соответствии нормальному закону, что позволяет наглядно оценить степень соответствия данных и выявить отклонения или аномалии (рисунок 1.32) [246, 185].

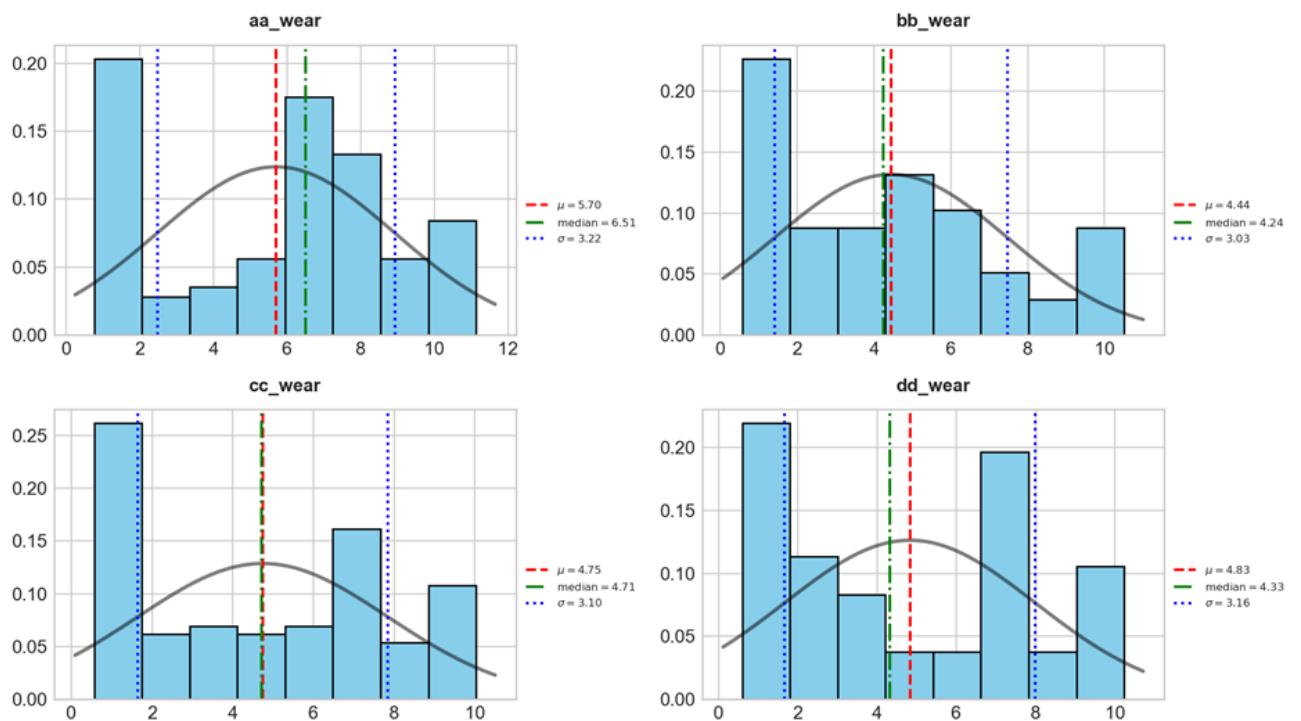


Рисунок 1.32 – Распределение плотности вероятности каждой пары измерений

Анализ нормальности распределения данных проводится с использованием теста Колмогорова-Смирнова, который применяется для выборок размером ≥ 50 .

$$D = \max |F_{\text{obs}}(x) - F_{\text{exp}}(x)|, \quad (1.1)$$

где D – статистика теста;

$F_{\text{obs}}(x)$ – эмпирическая кумулятивная функция распределения рассматриваемых данных;

$F_{\text{exp}}(x)$ – кумулятивная функция нормального распределения.

Значение p-value для теста Колмогорова-Смирнова составит:

$$p = 1 - \sum_{i=1}^{\infty} \frac{(-1)^{i-1} e^{-2i^2 D^2}}{2i}, \quad (1.2)$$

Для каждой группы измерений был проведен тест Колмогорова-Смирнова. На основании полученных данных (таблица 1.3) нулевая гипотеза о нормальности распределения отвергается, так как значение p – value <0,05.

Таблица 1.3 – Результаты теста Колмогорова-Смирнова

	Износ плоскость А-А	Износ плоскость Б-Б	Износ плоскость С-С	Износ плоскость Д-Д	Макс. износ
Статистика	0,78	0,72	0,75	0,78	0,83
p-value	1,86e-69	3,07e-58	3,94e-64	3,71e-71	1,67e-83

Поскольку распределение данных не соответствует нормальному, мы не можем применять параметрические тесты, такие как ANOVA или t- test. В нашем случае целесообразно использование статистического метода Bootstrapping [203, 266, 269]. Суть метода заключается в том, что случайным образом из оригинальной выборки составляется новая (некоторые элементы могут попадать несколько раз, некоторые — исключаться), для выборки вычисляются ее параметры (в нашем случае — средние). Таким образом, мы получаем оценку параметров генеральной совокупности (настоящих параметров данных) не математически (с помощью параметрических методов), а экспериментально [205, 216]. Согласно центральной предельной теореме:

$$\frac{\bar{X} - \mu}{\sigma / \sqrt{n}} \rightarrow N(0,1), \quad (1.3)$$

где X_1, \dots, X_n – бесконечная последовательность независимых одинаково распределённых случайных величин, имеющих конечное математическое ожидание μ и дисперсию σ^2 ;

N – нормальное распределение.

Иллюстрацию чего можно видеть на гистограмме (рисунок 1.33) распределения выборочных средних для износа в плоскости А – А.

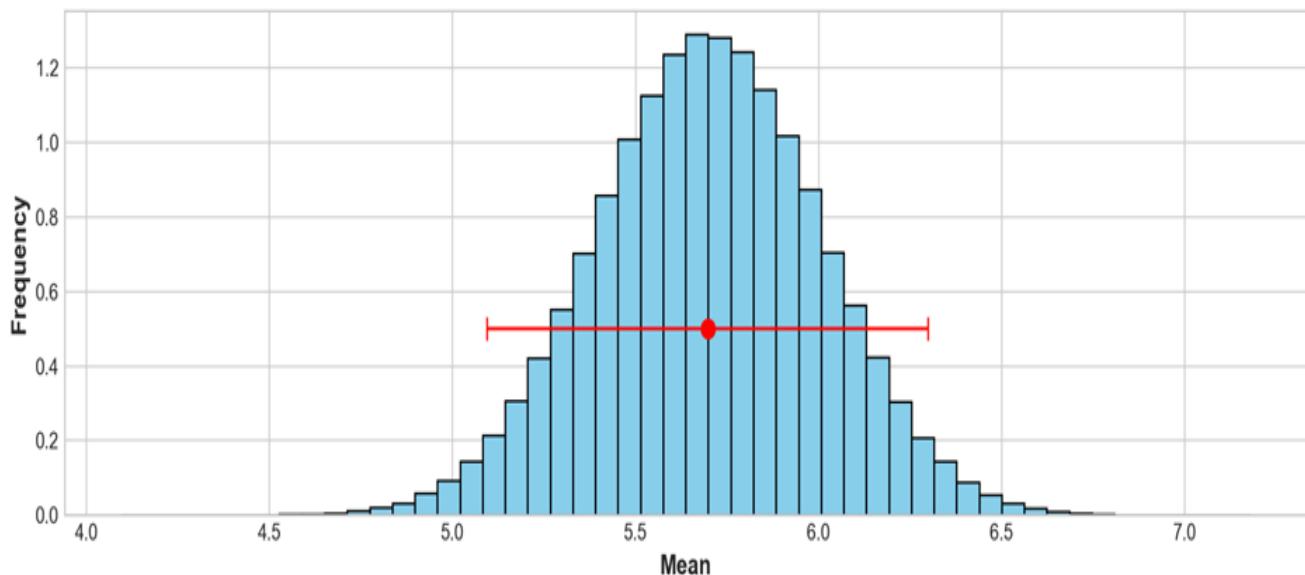


Рисунок 1.33 – Распределение выборочных средних значений для износа в плоскости А – А

Несмотря на далекое от нормального распределение оригинальных данных, при большом числе выборок распределение близко к нормальному. Красным отмечен доверительный интервал для среднего износа в плоскости А – А. Для каждой переменной (4 пары измерений и максимальный износ) была произведена оценка доверительного интервала и стандартной ошибки для среднего значения методом Bootstrapping (таблица 1.4) и проведена его визуализация со значением среднего из настоящей выборки (рисунок 1.34).

Таблица 1.4 – Оценка доверительного интервала и стандартной ошибки для среднего значения

	Плоскость А – А	Плоскость Б – Б	Плоскость С – С	Плоскость Д – Д	Макс. износ
Доверительный интервал для среднего значения	[5,09...6,3]	[3,89...5,02]	[4,17...5,33]	[4,24...5,42]	[5,18...6,37]
Стандартная ошибка среднего значения	0,605	0,565	0,58	0,59	0,595

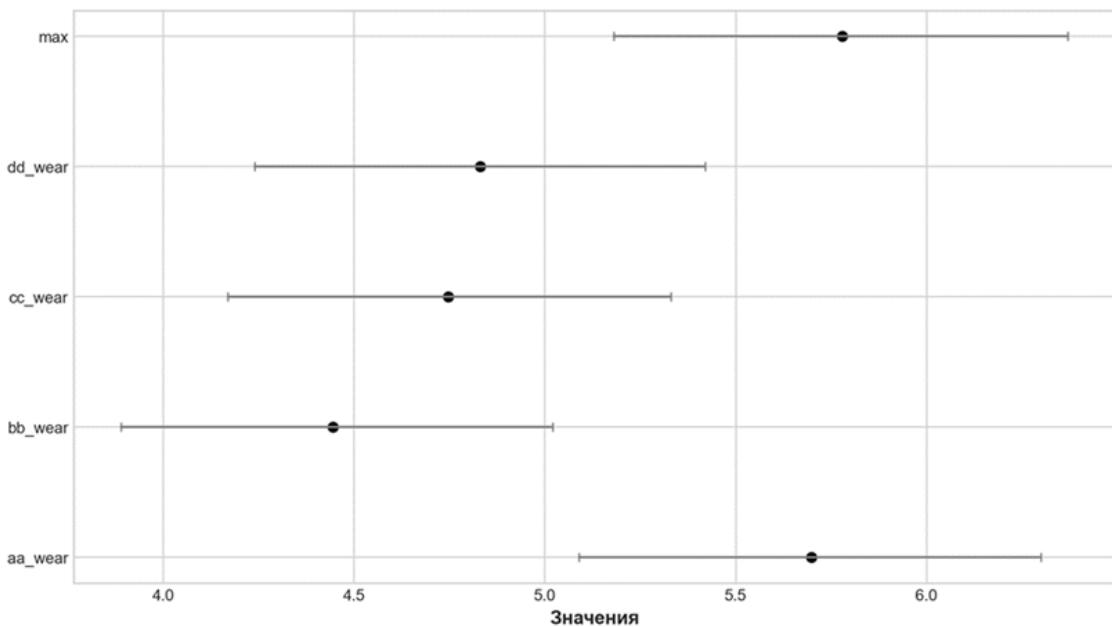


Рисунок 1.34 – Визуализация доверительных интервалов со значением среднего из настоящей выборки

Проведенное исследование износа 110 подшипников скольжения башмака балансирной подвески автомобиля КамАЗ с использованием методов статистической обработки данных позволило выявить ключевые закономерности их износа. Анализ износа в четырех взаимно перпендикулярных плоскостях показал неравномерное распределение износа, что связано с локальными зонами повышенной нагрузки. Применение теста Колмогорова-Смирнова подтвердило, что распределение износа не соответствует нормальному закону ($p\text{-value} < 0,05$), что потребовало использования метода Bootstrapping для оценки доверительных интервалов и стандартных ошибок. Также видно, что износ сильнее в паре измерений А-А. Стандартные ошибки среднего значения показывают, что оценки средних значений имеют схожую степень точности для всех групп. Среднее значение в плоскости А-А составило 5,7 мм. Результаты исследования показали, что средние значения износа лежат в пределах доверительных интервалов, что подтверждает достоверность данных. Таким образом, применение статистических методов анализа износа обеспечивает научную основу для прогнозирования остаточного ресурса подшипников и оптимизации их эксплуатации, что способствует повышению безопасности и эффективности работы грузовых автомобилей.

1.5 Структура, выводы по главе, задачи исследования

Структура диссертационного исследования состоит из пяти глав, каждая из которых соответствует ключевым этапам научного поиска, обеспечивая последовательное раскрытие темы, и отражает логику проведенной работы: от анализа текущих проблем и разработки методологии до практической реализации трёх альтернативных технических решений (рисунок 1.35).

В рамках проведенного исследования первоначально осуществляется комплексный анализ текущего состояния научно-технических разработок в области балансирующих подвесок грузовых автомобилей (глава 1). Изучение включает систематизацию функционального назначения узлов, анализ эксплуатационных условий и формулировку требований к элементам подвесок, что позволяет выявить ключевые факторы, влияющие на их работоспособность. Особое внимание уделяется оценке эффективности существующих конструкций через призму динамических нагрузок, циклических воздействий и характеристик износстойкости. Критический обзор современных исследований и патентных решений демонстрирует недостаточную проработку вопросов прогнозирования остаточного ресурса, что актуализирует необходимость разработки комплексного подхода к оценке износа подшипников скольжения с учетом многофакторности изнашивания. На основе полученных результатов разработана методология предиктивного анализа остаточного ресурса, синтезирующая методы математического моделирования, машинного обучения и адаптивного прогнозирования (глава 2). Методологический аппарат реализуется через последовательность взаимосвязанных этапов: от выбора объекта диагностики с детальным анализом эксплуатационных параметров (динамических нагрузок, скоростных режимов, цикличности нагружения) до генерации синтетических данных посредством имитационного моделирования. Применение вычислительных моделей, включающих расчет граничных эксцентриков, распределение контактных давлений и несущей способности при критических режимах, позволяет сформировать обучающие датасеты, отражающие нелинейные

взаимосвязи между эксплуатационными факторами и деструктивными процессами.

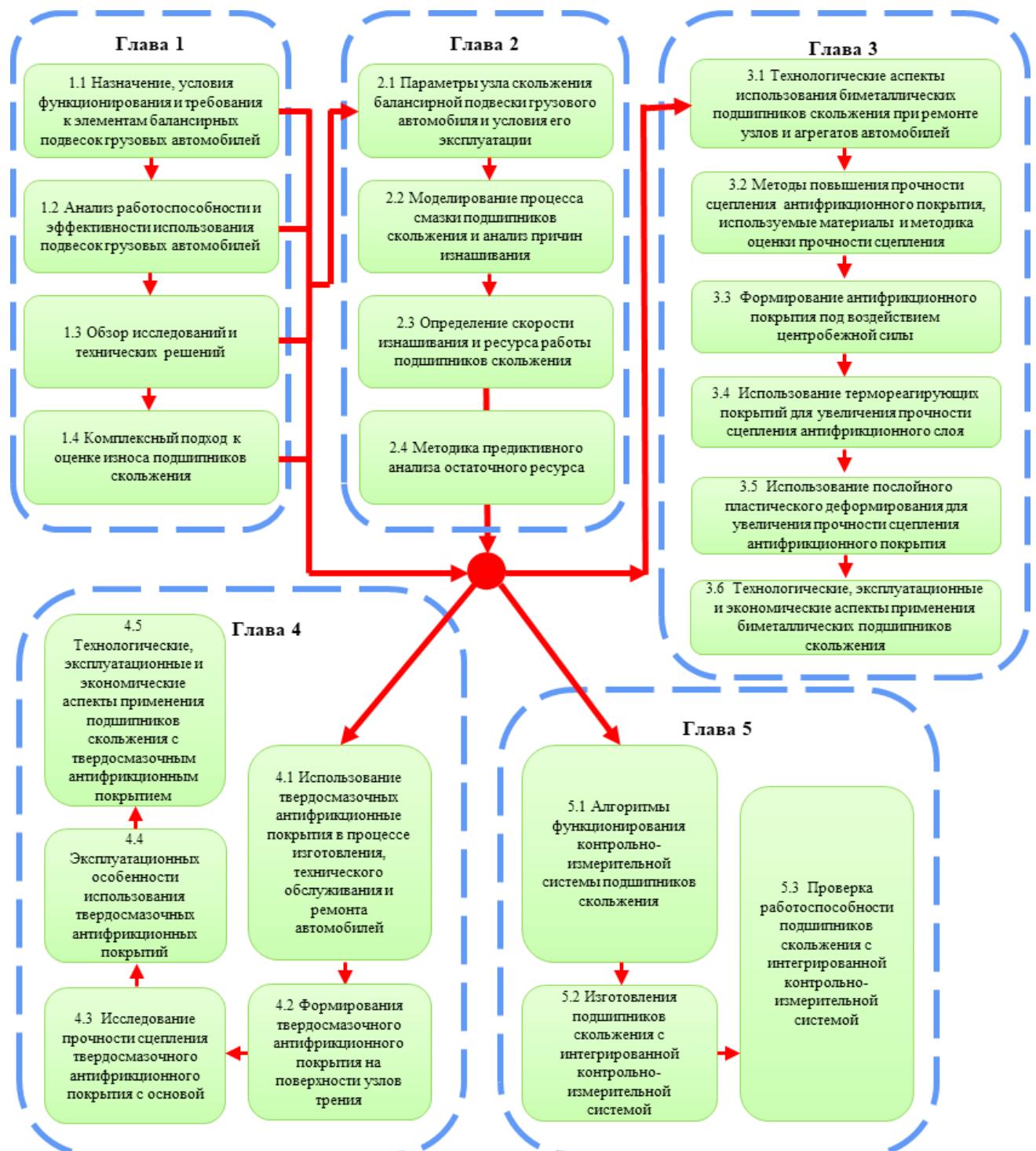


Рисунок 1.35 – Структура исследования

Интеграция алгоритмов машинного обучения с системами коррекции погрешностей обеспечивает экстраполяцию выявленных закономерностей на реальные условия даже при ограниченной эмпирической базе.

Реализация предложенной методологии обусловила разработку трех альтернативных технических решений для модернизации подшипников скольжения. Первое решение (глава 3) предполагает внедрение биметаллических подшипников с усовершенствованной технологией нанесения антифрикционных покрытий, где сочетание центробежного формирования слоев, применения термореактивных материалов и послойного пластического деформирования повышает износостойкость в ремонтных условиях. Второе (глава 4) направление связано с созданием твердосмазочных композитных покрытий, обладающих повышенной адгезией и уникальными трибологическими характеристиками, что обеспечивает стабильность свойств на протяжении всего жизненного цикла изделия. Третья концепция (глава 5) предусматривает интеграцию в конструкцию подшипника встроенной контрольно-измерительной системы, реализующей непрерывный мониторинг параметров износа через специализированные алгоритмы обработки данных. Технология подразумевает разработку программно-аппаратного комплекса для оценки ресурса в реальном времени, включая технические рекомендации по производству сенсорных элементов и их адаптации к условиям эксплуатации. Указанные решения демонстрируют синергетический потенциал при комбинированном применении, однако сохраняют функциональную самостоятельность при изолированном внедрении, что расширяет возможности их адаптации к различным производственным и эксплуатационным сценариям.

Выводы по главе

- Подвеска грузового автомобиля является ключевым элементом, определяющим его устойчивость, грузоподъемность и комфорт. Анализ конструкций выявил два основных подхода: зависимые подвески (рессорные, балансирующие), обеспечивающие синхронность перемещения осей и надежность в тяжелых условиях (КамАЗ, Урал), и независимые, улучшающие управляемость на магистралях (Mercedes Actros). Эволюция упругих элементов подвески демонстрирует переход от традиционных рессор (прочность, низкая стоимость, но ограниченная адаптивность) к пневматическим (адаптивность, плавность хода) и

гидропневматическим системам (максимальная адаптивность), с акцентом на развитие адаптивных решений с электронным управлением (Volvo Dynamic Suspension, ECS MAN). В российской практике доминирует рессорно-балансирная подвеска благодаря простоте, надежности и эффективному распределению нагрузки между осями на многоосной технике (КамАЗ, Урал NEXT). Однако она подвержена характерным неисправностям: износу подшипников скольжения (втулок), деформации рессор, износу посадочных мест (до 1,5 см) и повреждениям оси балансира, вызванным высокими нагрузками, вибрациями и несвоевременным ТО. Для обеспечения надежности и экономической эффективности критически важен выбор типа подвески, соответствующий условиям эксплуатации, в сочетании с регулярной диагностикой, своевременной заменой изношенных компонентов (особенно втулок с правильным подбором смазки) и строгим соблюдением регламентов обслуживания. Перспективным направлением является развитие адаптивных систем и применение износостойких материалов для повышения ресурса эксплуатации.

2. Анализ работоспособности и эффективности использования подвесок грузовых автомобилей подтверждает, что подвеска грузовых автомобилей является критически важным узлом, входящим в тройку систем с наибольшей повторяемостью отказов (наряду с двигателем и электрооборудованием). Ее ключевые элементы интенсивно изнашиваются при перегрузках и экстремальных условиях, проявляясь в износе подшипников скольжения, деформации рессор, повреждении оси балансира и ослаблении крепежа. Доминирующим дефектообразующим фактором выступает изнашивание подшипников скольжения, ведущий к люфтам, ухудшению управляемости и развитию вторичных дефектов, что снижает точность рулевого управления, устойчивость и реакцию на действия водителя, создавая риск потери контроля и как следствие возникновение дорожно-транспортного происшествия (ДТП). Надежность подвески строго коррелирует с массой груза (увеличение на 1000 кг сокращает ресурс на 8 – 10 тыс. км) и подвержена пятикратному росту отказов зимой из-за экстремальных температур и плохих дорог, вызывающих хрупкость материалов и динамические перегрузки.

Повышение эффективности требует системного подхода: адаптации регламентов ТО к сезонности и дорожным условиям, внедрения композитных материалов для критических узлов (особенно подшипников) и использования предиктивных моделей ресурса для минимизации простоев и рисков безопасности.

3. Прогнозирование износа подшипников скольжения балансирной подвески грузовых автомобилей, работающих в условиях преобладающего смешанного трения, требует комплексного теоретического подхода, учитывающего стадийность процесса (приработка, установившиеся изнашивание, катастрофическое изнашивание) и значительный разброс износостойчивости материалов ($10^{-5} - 10^{-12}$). Наиболее применимы для инженерных расчетов теория усталостного износа (Крагельский), структурно-энергетическая теория и статистические методы, при этом модель Арчарда остается базовой для описания линейной зависимости износа от нагрузки и пути трения. Однако ключевая сложность заключается в экспериментальном определении безразмерного коэффициента износа (K), величина которого варьируется в диапазоне шести порядков и критически зависит от триботехнической совместимости материалов пары «подшипник скольжения — ось балансира» и режимов трения. Выбор метода оценки износа (микрометрирование, весовой, анализ металла в масле, радиометрические, профилографирование) определяется конкретными условиями. Таким образом, достоверная оценка остаточного ресурса узла возможна только при интеграции адекватных теоретических моделей с целенаправленными экспериментами для определения коэффициента K , так как установлена прямая корреляция его величины с эксплуатационным ресурсом.

4. Анализ проведенных исследований подтверждает высокую эффективность биметаллических подшипников скольжения, основанных на синергии слоев: высокопрочная основа (сталь, алюминиевый сплав) обеспечивает механическую стабильность, а тонкое антифрикционное покрытие (баббиты, бронзы, AlSn20, полимеры) снижает коэффициент трения до $0,05 - 0,1$ и повышает износостойкость. Ключевое значение имеет промежуточный слой (Ni, Cr, бронза), наносимый методами напыления или гальваники, который обеспечивает адгезию и

предотвращает коррозию. Оптимизация подготовки подложки (термообработка) значительно повышает адгезионную прочность (до 9,5 МПа). Современные технологии нанесения (лазерное наплавление, холодное напыление) позволяют формировать слои с контролируемой структурой и восстанавливать изношенные детали. Несмотря на соответствие международным стандартам и технологическую зрелость (подтвержденную патентной активностью), критическим ограничением остается зависимость работоспособности от целостности антифрикционного слоя, повреждение которого ведет к катастрофическому изнашиванию. Перспективы развития связаны с внедрением гибридных решений, наноструктурированных материалов и нанокомпозитов для повышения износостойкости в экстремальных условиях и при минимальной смазке.

5. Современные твердосмазочные антифрикционные покрытия доказали свою высокую эффективность в снижении трения и износа узлов машин при экстремальных условиях (вакуум, высокие нагрузки, агрессивные среды, температуры до 500 °C). Активное развитие отечественных аналогов (MODENGY, АИС - 3, АИС - 4, ВНИИ НП 212, ВАП - 2) в ответ на ограничения поставок зарубежной продукции (Molykote, LOCTITE) сопровождается научным обоснованием их применения. Разработаны адекватные методики прогнозирования долговечности твердосмазочных антифрикционных покрытий на основе термофлуктуационной теории, подтвержденные экспериментально (отклонение от зарубежных аналогов ≈ 10,5 %). Ключевыми факторами эффективности являются низкий коэффициент трения (0,02 – 0,05 при T > 100°C), достигаемый за счет формирования смазочной пленки, и применение перспективных методов нанесения. Широкое внедрение твердосмазочных антифрикционных покрытий в критически важные узлы микротурбин (газодинамические подшипники) авиации, космонавтики и особенно – в автомобилестроение (DLC – покрытия для двигателей КамАЗ, MAN; MoS₂ для трансмиссий VW; PTFE-композиты Bosch; графен SKF) напрямую способствует повышению энергоэффективности и ресурса агрегатов. Инновации в области наноструктурированных композитов (MoS₂/Cu, WS₂), керамико-полимерных и биоразлагаемых покрытий, разрабатываемых в

синергии науки и промышленности, определяют стратегическое направление развития триботехники для ответственных применений.

6. Научный анализ подтверждает, что мониторинг износа рабочих поверхностей подшипников скольжения опирается преимущественно на косвенные методы (вибрация, температура, акустика) и внедрение цифровых двойников, обеспечивающих прогнозное обслуживание и экономию ресурсов, как демонстрирует опыт «General Electric». Вибромониторинг, включая российские разработки («ВиброБИТ-300» и др.), остается ключевым методом, интегрирующим измерения с математическими моделями для оценки состояния. Несмотря на активное развитие технологий обработки больших данных, микроэлектроники и систем активного управления, позволяющих повышать надежность, универсальный подход для реального времени прогнозирования износа внутренних рабочих поверхностей в конкретных условиях эксплуатации отсутствует. Требуются индивидуализированные методики с интеграцией контрольно-измерительных систем непосредственно в подшипниковый узел и сопряжением моделей для точной оценки остаточного ресурса на основе фактического состояния, что подтверждает высокую актуальность исследований в данной области.

7. Обзор исследований подтверждает, что выявление износа подшипников скольжения (втулок) балансирной подвески критически важно для надежности и экономической эффективности грузового транспорта. Решение данной задачи и увеличения ресурса работы грузовых автомобилей основано на функциональном тюнинге подшипников скольжения балансирных подвесок, реализуемом через три ключевых направления: 1) внедрение биметаллических подшипников с антифрикционными покрытиями; 2) применение твердосмазочных покрытий (MoS_2 , PTFE); 3) интеграцию систем мониторинга (температура, вибрация, зазоры) для обслуживания по состоянию. Современные интеллектуальные решения, эволюционировавшие к мультисенсорным платформам с анализом данных искусственного интеллекта и IoT, объединяют эти подходы с новыми материалами и функциями самодиагностики. Перспективы увеличения ресурса связаны с

междисциплинарной интеграцией нанокомпозитов, энергоэффективных беспроводных технологий и самообучающихся нейросетей для реализации предиктивного обслуживания, что обеспечит долговечность и эксплуатационную эффективность балансирующих подвесок в экстремальных условиях.

8. Комплексный анализ износа подшипников скольжения балансирующей подвески выявил преобладание абразивного, адгезионного и усталостного механизмов изнашивания, обусловленных радиальной нагрузкой. Ключевым диагностическим параметром является зазор ($>1,0$ мм – критический предел по нормативам), однако его контроль отсутствует в регламенте ТО автомобиля КамАЗ (ограничивающемся смазкой и регулировкой осевого зазора), повышая риск эксплуатации узла с недопустимым износом. Износ распределен резко неравномерно: нижняя часть подшипника подвержена интенсивному износу с формированием серповидной зоны (смещенной против направления движения), где толщина стенки снижается на $0,5 - 0,8$ мм на адаптивной стадии (相伴隨的) микропластической деформацией и матовостью), $1,0 - 1,5$ мм – на стадии прогрессирования (с бороздами абразивного износа), $2,0 - 3,0$ мм – на стадии локализованного разрушения (с перераспределением нагрузки и исчезновением смазочных канавок) и до менее $1,0$ мм – на критической стадии (с отклонениями геометрии до $1,5 - 2,5$ мм, выкрашиванием, макротрецинами и пластической деформацией). Превышение критического зазора ($1,0$ мм) и износа нижней стенки ($> 2,0 - 3,0$ мм) ведет к каскадным отказам: деформации и риску разрушения оси балансира от циклических нагрузок, разрушению башмака подвески и износу посадочного места рессоры. Результаты замеров толщины стенки в 24 точках подтверждают необходимость обязательного включения контроля зазора в регламенты ТО для предотвращения катастрофических повреждений сопряженных деталей.

9. На основании анализа износа подшипников скольжения балансирующей подвески грузовых автомобилей при пробеге $75 - 85$ тыс. км установлена существенная зависимость скорости изнашивания от условий эксплуатации, выраженная в конкретных цифровых значениях: для автомобилей, занятых в

междугородных и городских перевозках, характерен минимальный износ 0,8 – 1,5 мм, обусловленный стабильными условиями и качественным дорожным покрытием; при перевозке сыпучих грузов наблюдается средний износ 2,0 – 3,5 мм вследствие повышенных нагрузок, частых циклов погрузки-разгрузки и абразивного воздействия пыли и песка; максимальный, критический износ 4,0 – 6,5 мм фиксируется у техники, используемой в сельскохозяйственных работах вне городской черты, из-за экстремальных условий, включающих плохие дороги, высокую запыленность и постоянные перегрузы. Таким образом, износ в группе машин, выполняющих сельскохозяйственные и карьерные работы, превышает минимальные значения (группа 1) в 2,5 – 8 раз, что подтверждает решающее влияние совокупного воздействия абразивных сред и динамических перегрузок. Для повышения долговечности необходим дифференцированный подход: для первой группы достаточен стандартный регламент обслуживания с контролем зазоров и заменой смазки; для второй группы рекомендованы подшипники с защитными покрытиями и сокращение межсервисных интервалов; для третьей группы обязательны применение износостойких подшипников, регулярная очистка узлов подвески и внедрение систем предиктивного мониторинга состояния.

10. Статистическая обработка данных по износу 110 подшипников скольжения балансирной подвески КамАЗ выявила существенную неравномерность износа по четырем плоскостям измерения (А – А, С – С, Б – Б, Д – Д), обусловленную локальными нагрузками. Критическая зона износа идентифицирована в плоскости А – А со средним значением 5,7 мм, что значительно превышает показатели других направлений. Тест Колмогорова - Смирнова подтвердил ненормальность распределения данных (p – value <0,05), что потребовало применения метода Bootstrapping для оценки параметров. Результаты статистического метода Bootstrapping показали высокую согласованность данных: стандартные ошибки среднего для всех плоскостей составили 0,11 – 0,13 мм, а доверительные интервалы (95 %) подтвердили достоверность оценок (для А – А: 5,46 – 5,92 мм). Установленная закономерность

максимального износа в плоскости А – А и надежность полученных интервальных оценок создают основу для прогнозирования ресурса подшипников и оптимизации систем диагностики грузового транспорта.

Задачи исследования:

1. Провести исследования статистических закономерностей изнашивания подшипников скольжения в различных условиях эксплуатации, разработать методы повышения ресурса подшипниковых узлов скольжения и способы их осуществления.
2. Разработать математическую модель подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля, включающую анализ зависимости грузоподъемности и потерь на трение от эксцентричности, исследование условий перехода от граничного к жидкостному трению и провести комплекс вычислительных экспериментов их работы.
3. Разработать математическую модель оценки ресурса подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля в зависимости от скорости, нагрузки и параметров дорожного полотна для определения возможного внепланового ТО и ТР.
4. Разработать нейросетевую модель прогнозирования остаточного ресурса подшипников скольжения башмака балансира грузового автомобиля, функционирующую в экстремальных условиях, которая интегрирует физические закономерности изнашивания и методы машинного обучения, адаптируется к динамическим параметрам эксплуатации (скорость, нагрузка, коэффициент дорожного полотна) через коррекцию прогнозов в реальном времени.
5. Решить задачу повышения прочности сцепления и микротвердости антифрикционных покрытий для биметаллических подшипников скольжения, используемых в процессе ТО и ТР грузовых автомобилей через рациональный выбор параметров газопламенного напыления, подбор модифицирующих порошков и режимов его формирования.
6. Решить задачу повышения прочности сцепления твердосмазочных антифрикционных покрытий, используемых в процессе ТО и ТР грузовых

автомобилей, за счет рационального выбора технологических параметров нанесения и изучения их структурно-механических свойств. Установить взаимосвязи между методами подготовки поверхности, морфологией покрытий и их триботехническими характеристиками. Определить механизмы формирования адаптивных слоев, снижающих трение и изнашивание, а также разработать практические рекомендации для их применения в условия автотранспортных предприятий, направленные на увеличение ресурса узлов трения.

7. Разработать комплекс технических решений и программных средств диагностики балансирной подвески грузовых автомобилей, объединяющий алгоритмы дискретного и многопозиционного контроля и нейросетевого прогнозирования изнашивания подшипниковых узлов скольжения для совершенствования системы ТО и ТР.

8. Создать экспериментальные образцы подшипников скольжения с интегрированной системой мониторинга, обеспечивающей совместимость с бортовой сетью транспортного средства и облачными платформами для обработки данных. Реализовать функциональные схемы подключения и программные решения, адаптированные к вариативным эксплуатационным режимам.

9. Выполнить технико-экономическое обоснование эффективности применения предлагаемых решений.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СМАЗКИ И ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ БАЛАНСИРНОЙ ПОДВЕСКИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Теоретическое обоснование процессов смазки и изнашивания подшипников скольжения балансирной подвески грузовых автомобилей выполнено посредством трехуровневого моделирования. На первом этапе проведен расчет характеристик подшипников скольжения с применением уравнений гидродинамической теории смазки. На втором этапе оценена степень износа антифрикционных поверхностей в зависимости от эксплуатационных факторов на основе теории Арчарда, учитывающей зависимость скорости изнашивания от контактных нагрузок, скорости скольжения и свойств материалов. На заключительном этапе разработана методика прогнозирования остаточного ресурса подшипников с использованием алгоритмов машинного обучения (рисунок 2.1).



Рисунок 2.1 – Структурная схема теоретического обоснования процессов смазки и изнашивания подшипников скольжения балансирной подвески

Начальная фаза (*пункт 2.1*) включает выбор объекта диагностики и анализ его эксплуатационных условий с оценкой динамических нагрузок, относительной

скорости перемещения контактных поверхностей и частоты циклов нагружения. Эти параметры формируют базис для разработки сценариев, охватывающих как стандартные, так и экстремальные режимы. На этапе моделирования (*пункт 2.2*) генерируется массив данных, имитирующих поведение объекта в виртуальной среде посредством математических и программных моделей. К ним относятся расчет граничных эксцентрикитетов, моделирование функций зазора, анализ распределения контактных давлений и оценка несущей способности при критических нагрузках. Теоретические параметры (текущий износ, остаточный ресурс) синтезируются в обучающий датасет, отражающий нелинейные взаимосвязи между эксплуатационными факторами и деструктивными процессами (*пункт 2.3*). Полученные данные используются для обучения предиктивной модели машинного обучения, ключевой особенностью которой является способность к обобщению: алгоритм экстраполирует закономерности из теоретических данных даже при ограниченной эмпирической выборке (*пункт 2.4*). Интеграция реальных данных осуществляется через систему фильтров, компенсирующих погрешности нестационарных процессов и сенсорных измерений. Адаптивность методологии обеспечивается обратной связью, включающей актуализацию модели на основе данных реального износа, что повышает устойчивость прогнозов в динамических условиях. Результаты применения включают оценку остаточного ресурса и создание цифрового двойника объекта, способного к имитации поведения в режиме реального времени.

2.1 Параметры узла скольжения балансирующей подвески грузового автомобиля и условия его эксплуатации

Одним из самым распространённых автомобилей на территории России являются автомобили семейства КамАЗ. Основные категории автомобилей КАМАЗ включают: грузовые автомобили (бортовые, шасси, фургоны); тягачи (для работы с прицепами и полуприцепами); самосвалы (включая строительные и

карьерные модели); спецтехнику (автокраны, пожарные машины, коммунальная техника и т.д.), а также военные и армейские модификации [157]. В 2024 году в России наиболее продаваемой маркой КамАЗ был КамАЗ-65115. Этот самосвал грузоподъемностью 15 тонн имеет цельнометаллическую платформу с тремя вариантами разгрузки и обогреваемое дно [88]. Геометрические и весовые параметры некоторых из распространённых автомобилей семейства КамАЗ представлены на рисунке 2.2 и в таблице 2.1.

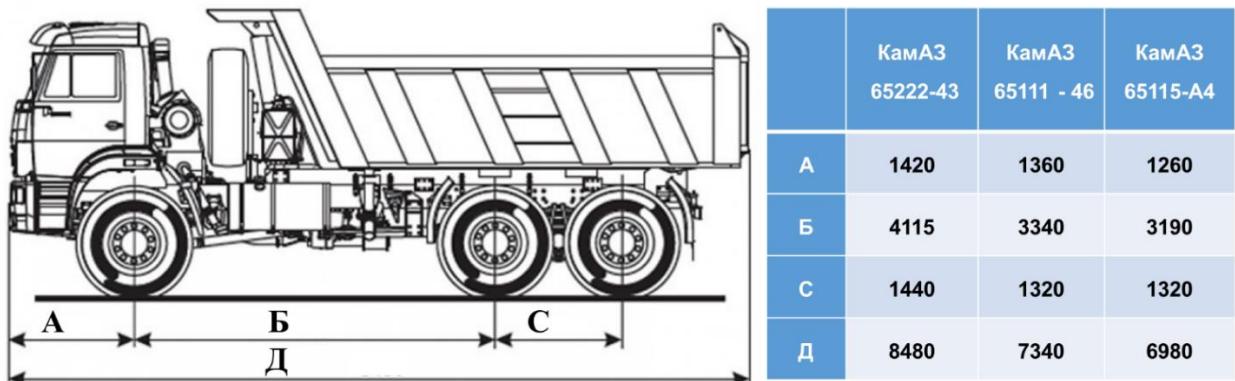


Рисунок 2.2 – Геометрические размеры автомобилей КамАЗ

Таблица 2.1 – Весовые параметры автомобиля КамАЗ

Модель	КамАЗ 65222-43	КамАЗ 65111-46	КамАЗ 65115-А4
Грузоподъемность автомобиля, кг	19500	14000	15000
Полная масса а/м, кг	34000	25200	25200
нагрузка на заднюю тележку, кг	26000	19000	19000
нагрузка на переднюю ось, кг	8000	6200	6200

Несущая система автомобиля, представленная в данном случае рамой, в процессе движения подвергается сложным колебательным процессам, характеризующимся сочетанием поступательных и угловых перемещений (рисунок 2.2) [112]. В рамках трёхмерной системы координат с центром в центре масс транспортного средства рама демонстрирует шесть степеней свободы: три поступательных перемещения вдоль осей X (продольные колебания), Y

(поперечные смещения) и Z (вертикальное подпрыгивание), а также три угловых вращения вокруг этих осей — продольное вращение (крен относительно оси X), поперечное вращение (галопирование относительно оси Y) и вертикальное вращение (рыскание относительно оси Z).



Рисунок 2.3 – Схема перемещение автомобилей в процессе эксплуатации

Рыскание автомобиля проявляется как динамическая неустойчивость, выражаяющаяся в отклонении от заданной траектории при прямолинейном движении или выполнении манёвров. К числу ключевых факторов, провоцирующих данное явление, относятся: износ резинотехнических элементов (износ протектора, дисбаланс колёс, асимметрия давления в шинах), снижение эффективности амортизаторов, приводящее к неконтролируемым колебаниям кузова, деформация сайлентблоков подвески, нарушающая геометрию кинематической схемы, износ ступичных подшипников вследствие нарушения герметичности защитных элементов, а также деформация подшипников скольжения балансирной подвески, которые подвержены всем перечисленным динамическим воздействиям — вертикальным, продольным и поперечным нагрузкам, угловым смещениям. Эти элементы играют критическую роль в обеспечении стабильности, так как их износ увеличивает люфты в подвеске,

снижает точность кинематики и демпфирующие свойства, что усиливает паразитные колебания и ухудшает управляемость. Дополнительным фактором риска выступают отклонения углов установки колёс (развал-схождение) от номинальных значений.

Галопирование, или продольные угловые колебания кузова в плоскости оси y , возникает при взаимодействии подвески с дорожными неровностями, вызывая циклическое перераспределение нагрузки между осями. В экстремальных случаях это приводит к частичной или полной потере контакта колёс с опорной поверхностью, что критически снижает управляемость. Характерным примером служит явление динамической неустойчивости грузовых автомобилей, при котором ударное воздействие на заднюю ось провоцирует её вертикальный выброс, сопровождаемый неконтролируемым боковым смещением. Подшипники скольжения балансирной подвески, испытывая циклические ударные нагрузки при галопировании, ускоряют свое изнашивание, что в свою очередь усугубляет амплитуду колебаний и повышает риск потери устойчивости.

Крен кузова, определяемый как угловое смещение относительно продольной оси x , возникает под воздействием центробежных сил в поворотах, поперечного уклона дорожного полотна или асимметрии нагрузки. Данное явление влияет на распределение нормальных реакций опорной поверхности, модулируя предельные характеристики сцепления шин и устойчивости транспортного средства. В балансирной подвеске подшипники скольжения, наряду с другими узлами, подвергаются знакопеременным боковым нагрузкам, что при недостаточной жёсткости или износе может спровоцировать дополнительный дисбаланс и усиление крена. Совокупность описанных колебательных режимов формирует комплекс динамических реакций несущей системы, требующих учёта при проектировании элементов подвески, включая выбор материалов и геометрии подшипников скольжения, оптимизацию демпфирующих характеристик и параметров устойчивости.

Автомобили марки КамАЗ характеризуются увеличенными габаритными параметрами и значительной массой, что предопределяет применение в их

подвесках классических конструктивных решений с использованием листовых рессор и гидравлических амортизаторов. Унификация схем подвесок для различных моделей данного семейства автомобилей обеспечивает упрощение технологических процессов их производства и ремонтных операций. В трехосных модификациях используется балансирная подвеска, обеспечивающая независимое перемещение среднего и заднего ведущих мостов. Конструктивной основой данной системы является жестко закрепленная на раме ось балансира, к которой посредством стремянок крепятся рессоры, взаимодействующие с мостами. Передача реактивных моментов от мостов осуществляется через систему реактивных штанг. Подобная компоновка способствует равномерному распределению нагрузок между осями и повышению проходимости транспортного средства. В грузовых автомобилях с колесными формулами 6×4 и 6×6 задняя подвеска реализована в виде балансирной тележки, объединяющей два ведущих моста посредством рессорной связи (рисунок 2.4). Данная архитектура обеспечивает независимую кинематику мостов при преодолении дорожных неровностей. Конструкция балансирной подвески включает две продольные листовые рессоры, зафиксированные на оси балансира. Скользящее крепление концов рессор в мостовых опорах в сочетании с реактивными штангами обеспечивает передачу толкающих усилий. Дополнительное оснащение пневматическими элементами и демпфирующими устройствами расширяет функциональные характеристики системы [60].

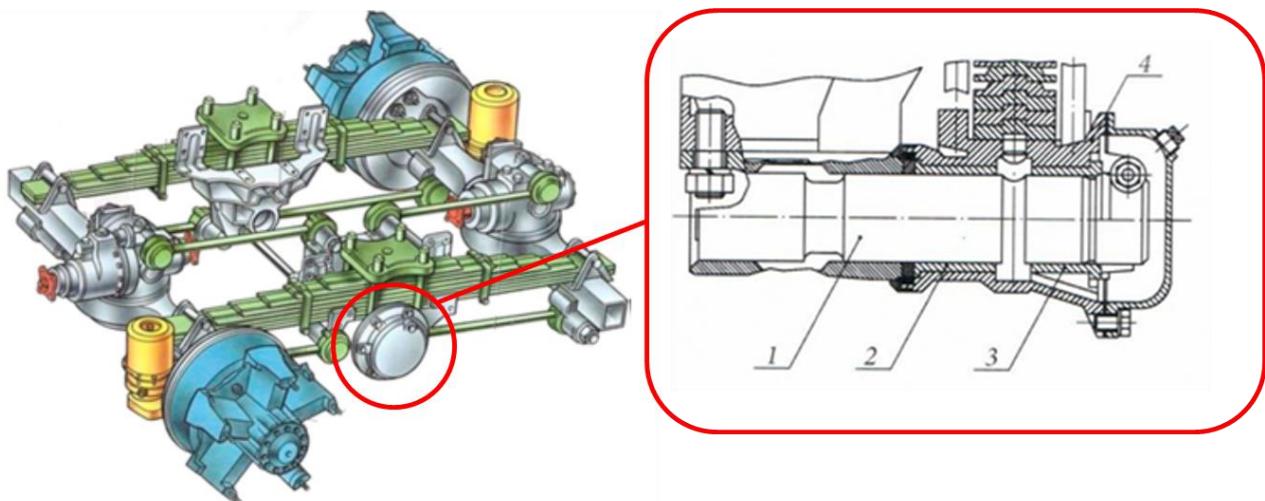


Рисунок 2.4 – Задняя подвеска автомобиля КАМАЗ-53215

Ключевой элемент конструкции – башмак балансира, выполняющий функцию опорного узла для колебаний рессоры на оси балансира (1). Данный узел, закрепленный на раме, состоит из литого корпуса (4) и двух подшипников скольжения (2) и (3), смазываемых смазочными материалами. Фиксация рессор в башмаке обеспечивается стремянками, что гарантирует стабильность силового взаимодействия элементов подвески [206].

Для визуализации конструкции балансирного узла скольжения с учетом его функций и взаимодействия с другими элементами подвески, в результате которой проводится оценка анализа факторов, влияющих на его работу (геометрия подшипника, свойства материалов пары трения и смазочных материалов, а также условий эксплуатации), построим структурно функциональную схему работы балансирной подвески (рисунок 2.5).

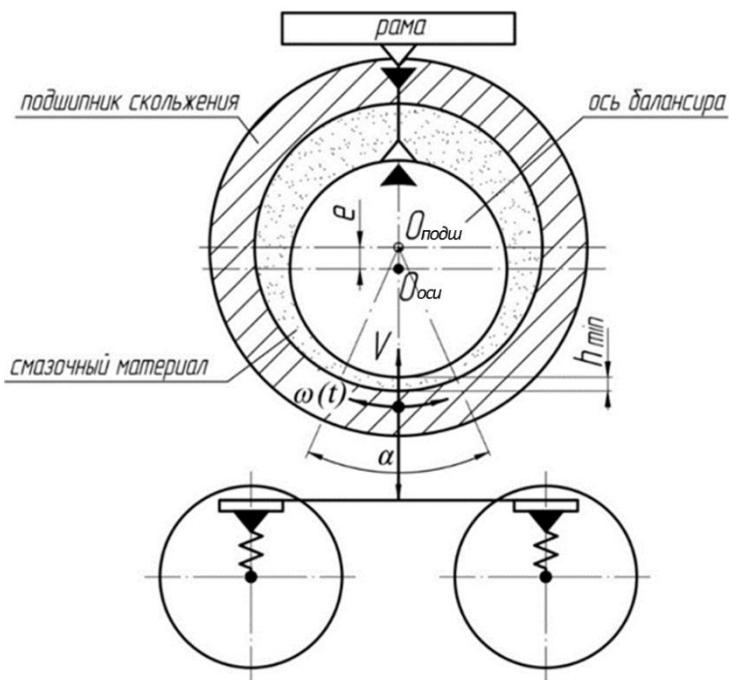


Рисунок 2.5 – Структурно-функциональная схема работы балансирной подвески

Подшипник скольжения, размещенный в зоне контакта башмака с осью балансира, обеспечивает возможность углового перемещения $\omega(t)$ на угол α при преодолении неровностей дорожного покрытия, одновременно снижая энергетические потери, связанные с трением. Подшипник скольжения (центр $O_{под}$) монтируется с определенным радиальным зазором относительно оси балансира

(центр $O_{\text{ось}}$), при этом центры осей могут не совпадать на величину эксцентрикитета (e), что позволяет формировать смазочный слой между трущимися поверхностями. Так как сопряжения «подшипник скольжения – ось балансира» должны иметь гарантированный зазор, который обеспечит работоспособность узла, то теоретический расчет при посадке $\varnothing 88 \frac{H11}{c8}$ даёт следующие отклонения: $\varnothing 88H11(+0,220)$ и $\varnothing 88c8(-0,170, -0,224)$. Расчетная схема посадки представлена на рисунке 2.6.

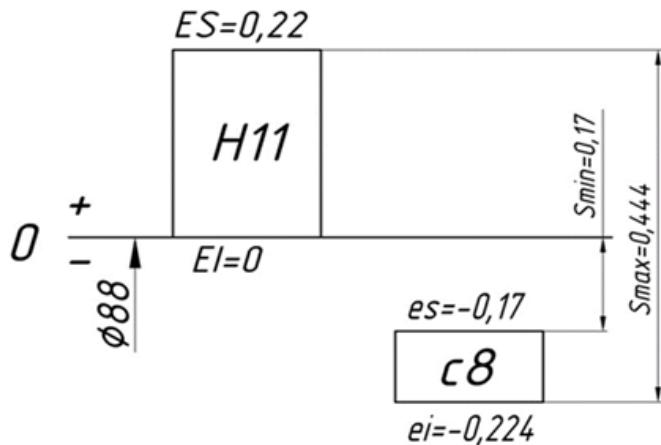


Рисунок 2.6 – Схема отклонений «подшипник скольжения – ось балансира»

Согласно приведённым вычислениям, минимальный диаметральный зазор в системе «подшипник скольжения – ось балансира» составляет [159]:

$$S_{\min} = 0 - (-0,170) = 0,17 \text{ мм} = 170 \text{ мкм}$$

При этом максимальный диаметральный зазор составляет:

$$S_{\max} = +0,220 - (-0,224) = 0,444 \text{ мм} = 444 \text{ мкм.}$$

Принцип функционирования исследуемого узла заключается в следующем. Сложное возвратно-вращательное движение балансира, обусловленное изменением дорожного профиля, способствует образованию масляного клина в зоне контакта при зазоре h_{\min} , который разделяет поверхности подшипника скольжения и оси балансира, минимизируя трение. Смазочный материал, находящийся в башмаке балансира, не только снижает износ, но и выполняет теплоотводящую функцию, предотвращая локальный перегрев узла [260].

2.2 Моделирование процесса смазки подшипников скольжения и анализ причин изнашивания

Процедура моделирования характеристик подшипника скольжения (полей давлений, грузоподъемности, минимальной толщины смазочной пленки, влияние температурного режима, моментов трения и потерь мощности) начинается с описания структуры, условий функционирования, геометрических параметров, действующих сил, свойств конструкционных и смазочных материалов. Подвеска грузовых автомобилей испытывает при эксплуатации нагрузки десятки кН, которые воспринимаются подшипниками скольжения осей балансиров. Как правило, в составе подвески конструктивно расположены вдоль оси две пары подшипников, поэтому действующая на подшипник радиальная сила может быть соответственно определена с учетом коэффициента неравномерности $K = 1,15 - 1,3$. Одной из главных особенностей работы опор осей балансиров является характер кинематического и силового взаимодействия элементов. Ось жестко связана с корпусом автомобиля и является относительно неподвижной, закрепленный в башмаке подшипник совершает качение и радиальные колебания в вертикальном направлении под действием возмущающих воздействий от неровностей дорожного полотна вместе другими элементами подвески. В данном случае можно утверждать, что грузоподъемность (несущая способность) подшипника скольжения будет формироваться за счет за счет двух факторов, а именно, сдвига опорных поверхностей, что характерно для гидродинамических опор, и сжатия смазочного слоя под действием сил веса транспортного средства при вертикальных колебаниях на неровностях дороги скольжения. Следующий аспект функционирования связан с режимом смазки. Дело в том, что относительное вращение втулки вокруг оси имеет характер циклического качения с малыми углами поворота и небольшими скоростями скольжения, а также радиальные встречные движения подпрессоренных масс с большим импульсом в пределах величины радиального зазора. В этих условиях происходит формирование смешенного режима трения, причем наибольшие значения реакций несущего

смазочного слоя будут реализовываться в зоне наибольших скоростей относительного сдвига поверхностей и максимального зазора в момент начала колебательного движения. В качестве объекта моделирования принимаем подшипник балансирной подвески автомобиля КамАЗ, расчетная схема которого представлена на рисунке 2.7, а геометрические и физические характеристики в таблице 2.2. В качестве смазочного материала, разделяющего внутреннюю поверхность подшипника скольжения и оси балансира, для последующих расчетов принимаем трансмиссионное масло ТАП-15В.

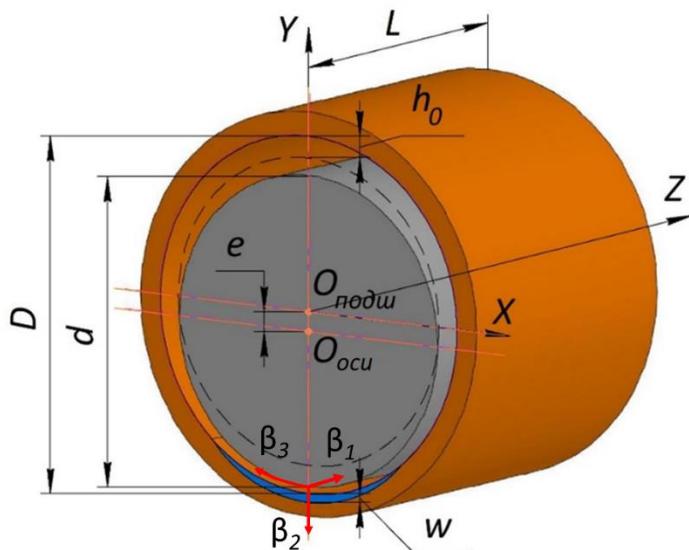


Рисунок 2.7 – Расчетная схема подшипника скольжения

Таблица 2.2 – Геометрические и физические характеристики подшипника скольжения

Параметр	Размерность	Величина
Диаметр подшипника скольжения, D	м	$\varnothing 88H11(^{+0,220})_0$
Диаметр вала, d	м	$\varnothing 88c8(-0,170)_{-0,224}$
Длина подшипника скольжения, L	м	0,08
Средний радиальный зазор, h_0	м	0,002
Твердость подшипника скольжения, НВ	МПа	85
Угол контакта, α	град	165
Эксцентрикитет, e	мм	0,5...0,99
Толщина допустимого изнашивания, w	мм	1
Скорость перемещения подшипника скольжения ω	град/с	0...36
Средний зазор смазочного слоя, h_0	мкм	85...300
Динамическая вязкость смазочного материала, μ	Па·с.	0,142

На основании имеющихся данных был разработан алгоритм расчета подшипника скольжения (рисунок 2.8).



Рисунок 2.8 – Алгоритм расчета подшипника скольжения

Основу моделирования составляет базовое уравнение для расчета давлений, которое формируем на основе рассмотрения течения вязкой несжимаемой жидкости в смазочном слое, образованном кольцевым каналом длиной L и толщиной h_0 между осью и подшипником скольжения. Внешний цилиндр (подшипник скольжения) совершает периодические угловые и вертикальные колебания, а его радиус равен $R(z) = r(z) + h_0$, где $r(z)$ – радиус внутреннего неподвижного цилиндра, а h_0 – средний зазор. Смазочная жидкость находится в рабочей зоне, а пара работает в условиях смазывания под атмосферным давлением. Основные уравнения, описывающие движение среды, представлены в цилиндрических координатах β_i , где β_1 , β_2 , β_3 , – соответственно, радиальная, угловая и осевая координаты. Цилиндрические координаты характеризуются коэффициентами Ламе $H_1 = H_3 = 1$, $H_2 = \beta_1$.

При формировании расчетного соотношения, которое можно считать модифицированным уравнением Рейнольдса, были использованы следующие допущения: смазочная жидкость считается несжимаемой с постоянными значениями вязкости, поток жидкости — изотермический ламинарный, без учета инерционных сил, толщина жидкой пленки незначительна (рассматривается двухмерное течение), поверхности подшипника считаются идеально гладкими, без шероховатостей или неровностей, также не были учтены перекосы оси в подшипниках скольжения.

В этом случае уравнения неразрывности и Навье – Стокса в цилиндрических координатах имеют следующий вид [134]:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial \beta_1} = \mu \cdot \frac{\partial^2 v_1}{\partial \beta_3^2} \\ \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} = \mu \cdot \frac{\partial^2 v_2}{\partial \beta_3^2} \\ \frac{\partial p}{\partial \beta_3} = 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

Уравнение неразрывности (2.1) можно представить в скалярной форме, с учетом несжимаемости среды и коэффициентов Ламе для цилиндрических координат [150, 65]:

$$\frac{\partial v_1}{\partial \beta_1} + \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial v_2}{\partial \beta_2} + \frac{\partial v_3}{\partial \beta_3} + \frac{v_1}{\beta_1} = 0. \quad (2.2)$$

Первое и второе уравнения в уравнение баланса можно проинтегрировать по β_3 :

$$\begin{cases} \frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \cdot \beta_3 + \frac{1}{\mu} \cdot C_1 = \frac{\partial v_1}{\partial \beta_3} \\ \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} = \mu \cdot \frac{\partial^2 v_2}{\partial \beta_3^2} \\ \frac{\partial p}{\partial \beta_3} = 0 \end{cases}, \quad (2.3)$$

где $C_1 = C_1(\beta_1, \beta_2); D_1 = D_1(\beta_1, \beta_2)$ — постоянные интегрирования.

Можно повторно проинтегрировать уравнение баланса по толщине смазочного слоя с учетом граничных условий:

$$\begin{aligned}\beta_3 &= 0; \beta_3 = h; \\ v_i &= u_i; v_i = 0,\end{aligned}\quad (2.4)$$

где $h = h(\beta_2)$ – функция зазора;

$u_i = u_i(\beta_1, \beta_2)$ – компоненты вектора скорости поверхности внутреннего цилиндра.

Второе интегрирование первого и второго уравнений движения позволяет определить функции скорости:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \int_0^{\beta_3} \beta_3 \cdot d\beta_3 + \frac{1}{\mu} \cdot C_1 \int_0^{\beta_3} d\beta_3 + u_1 = v_1 \\ \frac{1}{\mu \beta_1} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_2} \int_0^{\beta_3} \beta_3 \cdot d\beta_3 + \frac{1}{\mu} \cdot D_1 \int_0^{\beta_3} d\beta_3 + u_2 = v_2 \\ \frac{\partial p}{\partial \beta_3} = 0 \end{array} \right. \quad (2.5)$$

Интегрируя слагаемые уравнения неразрывности по толщине смазочного слоя с учетом правила Лейбница, получаем следующие выражения:

$$\begin{aligned}\int_0^h \frac{\partial v_1}{\partial \beta_1} d\beta_3 &= \frac{\partial}{\partial \beta_1} \int_0^h v_1 d\beta_3 - \frac{\partial h}{\partial \beta_1} v_1|_h; \\ \int_0^h \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial v_2}{\partial \beta_2} d\beta_3 &= \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_2} \int_0^h v_2 d\beta_3 - \frac{\partial h}{\partial \beta_2} v_2|_h; \\ \int_0^h \frac{\partial v_3}{\partial \beta_3} d\beta_3 &= \int_0^h \partial v_3 = v_3|_0^h; \\ \int_0^h \frac{v_1}{\beta_1} d\beta_3 &= \frac{1}{\beta_1} \int_0^h v_1 d\beta_3.\end{aligned}\quad (2.6)$$

После подстановления полученных выражения в уравнение неразрывности оно примет следующий вид:

$$\frac{\partial}{\partial \beta_1} \int_0^h v_1 d\beta_3 - \frac{\partial h}{\partial \beta_1} v_1|_h + \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_2} \int_0^h v_2 d\beta_3 - \frac{\partial h}{\partial \beta_2} v_2|_h + v_3|_0^h + \frac{1}{\beta_1} \int_0^h v_1 d\beta_3 = 0 \quad (2.7)$$

Подставляя выражения для скоростей v_1 и v_2 , получаем:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_1} \int_0^h \left(\beta_1 \left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \int_0^{\beta_3} \beta_3 d\beta_3 + \frac{1}{\mu} C_1 \int_0^{\beta_3} d\beta_3 + u_1 \right) \right) d\beta_3 - \frac{\partial h}{\partial \beta_1} v_1|_h + \\ & + \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_2} \int_0^h \left(\beta_1 \left(\frac{1}{\mu \beta_1} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \int_0^{\beta_3} \beta_3 d\beta_3 + \frac{1}{\mu} D_1 \int_0^{\beta_3} d\beta_3 + u_2 \right) \right) d\beta_3 - \frac{\partial h}{\partial \beta_2} v_2|_h + u_3 = 0 \end{aligned} \quad (2.8)$$

Постоянные интегрирования C_1 и D_1 равны:

$$C_1 = -\frac{\frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \int_0^h \beta_3 d\beta_3}{\int_0^h d\beta_3} \cdot \mu - \frac{u_1}{\int_0^h d\beta_3} \cdot \mu = -\frac{\partial p}{\partial \beta_1} \cdot \frac{h}{2} - \frac{\mu u_1}{h}; \quad (2.9)$$

$$D_1 = -\frac{\frac{1}{\mu \beta_1} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_2} \int_0^h \beta_3 d\beta_3}{\int_0^h d\beta_3} \cdot \mu - \frac{u_2}{\int_0^h d\beta_3} \cdot \mu = -\frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_2} \cdot \frac{h}{2} - \frac{\mu u_2}{h} \quad (2.10)$$

Интегрируя поэтапно уравнение неразрывности и приводя подобные, получаем:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_1} \int_0^h \left(\beta_1 \left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \cdot \frac{\beta_3^2}{2} + \frac{1}{\mu} \cdot C_1 \beta_3 + u_1 \right) \right) d\beta_3 - \frac{\partial h}{\partial \beta_1} v_1|_h + \\ & + \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_2} \int_0^h \left(\beta_1 \left(\frac{1}{\mu \beta_1} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \cdot \frac{\beta_3^2}{2} + \frac{1}{\mu} \cdot D_1 \beta_3 + u_2 \right) \right) d\beta_3 - \frac{\partial h}{\partial \beta_2} v_2|_h + u_3 = 0 \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_1} \int_0^h \left(\beta_1 \left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \cdot \frac{\beta_3^2}{2} + \frac{1}{\mu} \cdot C_1 \beta_3 + u_1 \right) \right) d\beta_3 - \frac{\partial h}{\partial \beta_1} u_1 + \\ & + \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_2} \int_0^h \left(\frac{1}{\mu \beta_1} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \cdot \frac{\beta_3^2}{2} + \frac{1}{\mu} \cdot D_1 \beta_3 + u_2 \right) d\beta_3 - \frac{\partial h}{\partial \beta_2} u_2 + u_3 = 0 \end{aligned} \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_1} \left(\beta_1 \left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \cdot \frac{h^3}{6} + \frac{1}{\mu} \cdot C_1 \cdot \frac{h^2}{2} + u_1 h \right) \right) - \frac{\partial h}{\partial \beta_1} u_1 + \\ & + \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_2} \left(\frac{1}{\mu \beta_1} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_2} \cdot \frac{h^3}{6} + \frac{1}{\mu} \cdot D_1 \frac{h^2}{2} + u_2 h \right) - \frac{\partial h}{\partial \beta_2} u_2 + u_3 = 0 \end{aligned} \quad (2.13)$$

Подставляя постоянные интегрирования, получим:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_1} \left(\beta_1 \left(\frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \cdot \frac{h^3}{6} + \frac{1}{\mu} \cdot \left(-\frac{\partial p}{\partial \beta_1} \cdot \frac{h}{2} - \frac{\mu u_1}{h} \right) \frac{h^2}{2} + u_1 h \right) \right) - \frac{\partial h}{\partial \beta_1} u_1 + \\ & + \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_2} \left(\frac{1}{\mu \beta_1} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_2} \cdot \frac{h^3}{6} + \frac{1}{\mu} \cdot \left(-\frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial p}{\partial \beta_2} \cdot \frac{h}{2} - \frac{\mu u_1}{h} \right) \frac{h^2}{2} + u_2 h \right) - \frac{\partial h}{\partial \beta_2} u_2 + u_3 = 0 \end{aligned} \quad (2.14)$$

$$h^3 \frac{\partial}{\partial \beta_1} \left(\beta_1 \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \right) + \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_2} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \beta_2} \right) = \mu \cdot u_1 \cdot 6h - \mu \cdot u_2 \cdot 6 \frac{\partial h}{\partial \beta_2} - \mu \cdot 12 \cdot u_3 \cdot \beta_1. \quad (2.15)$$

С учетом предположения, что рассматриваемый объект является гидродинамическим затопленным подшипником, правая часть уравнения может быть преобразован и приведена к следующему виду, который можно назвать модифицированным уравнением Рейнольдса:

$$h^3 \frac{\partial}{\partial \beta_1} \left(\beta_1 \frac{\partial p}{\partial \beta_1} \right) + \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{\partial}{\partial \beta_2} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \beta_2} \right) = \mu \cdot u_2 \cdot 6 \frac{\partial h}{\partial \beta_2} \pm 12 \cdot \mu \cdot u_3 \cdot \beta_1, \quad (2.16)$$

где $u_2 = \omega \cdot r + V_1 \cdot \cos(\beta_2) - V_2 \cdot \sin(\beta_2)$;

$u_3 = V_1 \cdot \cos(\beta_2) - V_2 \cdot \sin(\beta_2)$;

ω – угловая скорость;

μ – вязкость смазочного вещества;

r – радиус вала;

β_1 и β_2 – радиальная и угловая координаты соответственно;

h – функция зазора;

V_1 и V_2 – скорость движения центра балансира в проекции на ось балансирующей подвески;

p – давление смазочного вещества.

Функция радиального зазора в окружном направлении в цилиндрических координатах будет иметь следующий вид:

$$h = h(\beta_2) = h_0 - X_1 \cdot \sin(\beta_2) - X_2 \cdot \cos(\beta_2), \quad (2.17)$$

где $X_1; X_2$ – координаты положения центра вала в опоре;

h_0 – средний радиальный зазор, равный половине разности диаметров оси и втулки.

Величина диаметрального зазора в соединении оси и втулки определяется на основании принятой посадки. При расчетах радиальный зазор принимается равным половине среднего значения диаметрального зазора, обусловленного выбранным типом сопряжения. Для рассматриваемого случая максимальное расчетное значение радиального зазора составляет $h_0 = 222$ мкм, что соответствует полуразности предельных отклонений в заданной посадке. Данный подход обеспечивает корректное определение эксплуатационных характеристик соединения с учетом допусков на изготовление деталей.

Интегрирование поля давлений полученного на базе решения уравнения (2.16) в совокупности с (2.17) позволяет получить значения гидродинамических сил:

$$\begin{aligned} R_x &= - \int_{\beta_2^-}^{\beta_2^+} \int_{\beta_1^-}^{\beta_1^+} p \cdot \cos \varphi \cdot \beta_1 \cdot d \cdot \beta_1 \cdot d \cdot \beta_2; \\ R_y &= - \int_{\beta_2^-}^{\beta_2^+} \int_{\beta_1^-}^{\beta_1^+} p \cdot \sin \varphi \cdot \beta_1 \cdot d \cdot \beta_1 \cdot d \cdot \beta_2 \end{aligned} \quad (2.18)$$

где φ – угол положения окрестности точки;

β_i – на поверхности внутреннего цилиндра в координатах X_i .

В свою очередь общую грузоподъемность подшипника можно найти как векторную сумму сил реакций подшипника:

$$W = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \quad (2.19)$$

Момент силы трения в подшипнике определяется по формуле:

$$M = -r \int_{\beta_2^-}^{\beta_2^+} \int_{\beta_1^-}^{\beta_1^+} \left(\frac{\partial p}{\partial \beta_2} \cdot \frac{h}{2\beta_1} + \frac{u_2 \mu}{h} \right) \beta_1 \cdot d \cdot \beta_1 \cdot d \cdot \beta_2. \quad (2.20)$$

Для решения уравнения 2.16 использовался численный метод конечных разностей. Расчеты проводились с учетом геометрических и рабочих параметров системы. Представленная математическая модель подшипника скольжения была реализована в программной среде разработки Matlab [138] (Свидетельство № 2021680059, приложение А), фрагмент программного листинга которого представлен на рисунке 2.9.

```

% Программа расчета характеристик подшипников скольжения балансирной
% подвески
clear
clc


---


%% Ввод данных подшипника
% Геометрические параметры
r=[20 21.4]*1e-3;%Радиусы
h0=100e-6;%Средний зазор
R=r+h0;% Радиус подшипника
B=26e-3;%Длина подшипника

e_r=0.5;%Относительный эксцентризитет
X1=-(e_r*h0);% Положение оси
X2=sqrt((e_r*h0)^2-X1^2);%

```

Рисунок 2.9 – Фрагмент программного кода в среде Matlab

Для определения в конкретный момент времени положения центра подшипника скольжения относительно оси и значений его скорости в каждый момент времени использовалось графическое дифференцирование максимального значения скорости, результаты которого представлены на рисунке 2.10.

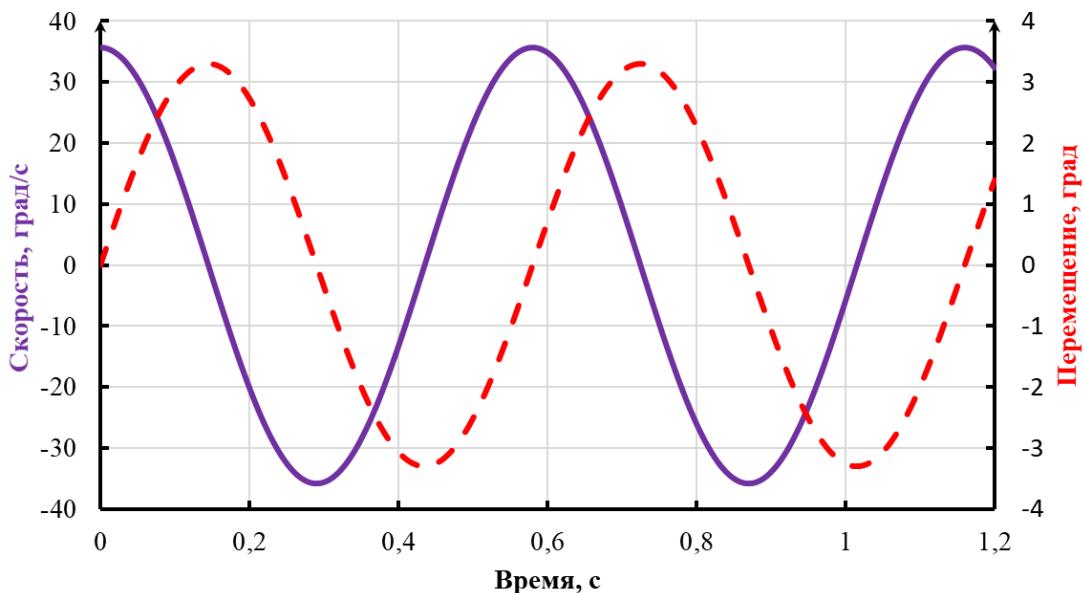


Рисунок 2.10 – График изменения скорости в зависимости от угла поворота балансира

О我们将 осуществим имитационное моделирование рабочих режимов узла подшипника скольжения в составе балансирной подвески грузового автомобиля

КамАЗ-65115-А4 ($m_{авто} = 10200$ кг; $m_{эпз_i} = 15000$ кг) со следующими параметрами: диаметр оси $d = 88$ мм, длина подшипника $L = 80$ мм, угловая скорость вращения $\omega = 0 - 36$ град/с, с радиальным зазором $h_0 = 85 - 300$ мкм (85 мкм; 125 мкм; 175 мкм; 222 мкм; 250 мкм; 300 мкм), при относительном эксцентриситете $e = 0,5 - 0,99$. Радиальные зазоры от 85 до 222 мкм посадки подшипника скольжения на ось балансира, то зазоры 250 мкм и 300 мкм рассматриваются уже с учетом износа антифрикционного слоя. В качестве смазочного материала использовалось трансмиссионное масло ТАП-15В с динамической вязкостью $\mu = 0,142$ Па·с.

Полученный результат в виде анализа распределения давления в смазочном слое представлен на рисунке 2.11 в виде трехмерной визуализации при радиальном зазоре $h_0 = 222$ мкм, чтобы оценить качественную картину распределения давлений в смазочном слое.

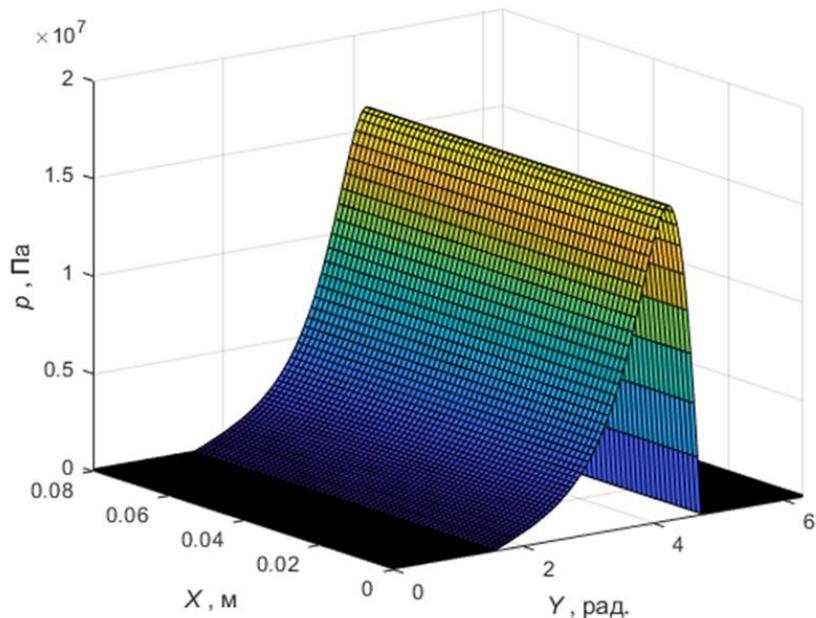


Рисунок 2.11 – 3D изображение поля давлений для подшипника

Распределение давления демонстрирует нелинейный характер: наблюдается монотонный рост давления по окружной координате в направлении скольжения с последующим резким падением в диффузорной зоне зазора. При относительном эксцентриситете $e = 0,8$ и угловой скорости 36 град/с максимальное значение

давления в смазочном слое при заданных параметрах составляет $P_{max} = 16,1 МПа, что является недостаточным для формирования устойчивого гидродинамического режима смазки при эксплуатационных нагрузках, характерных для грузового автомобиля. Для более детального анализа полей давлений были проведены расчеты полей давлений (рисунок 2.12) при различных положениях.$

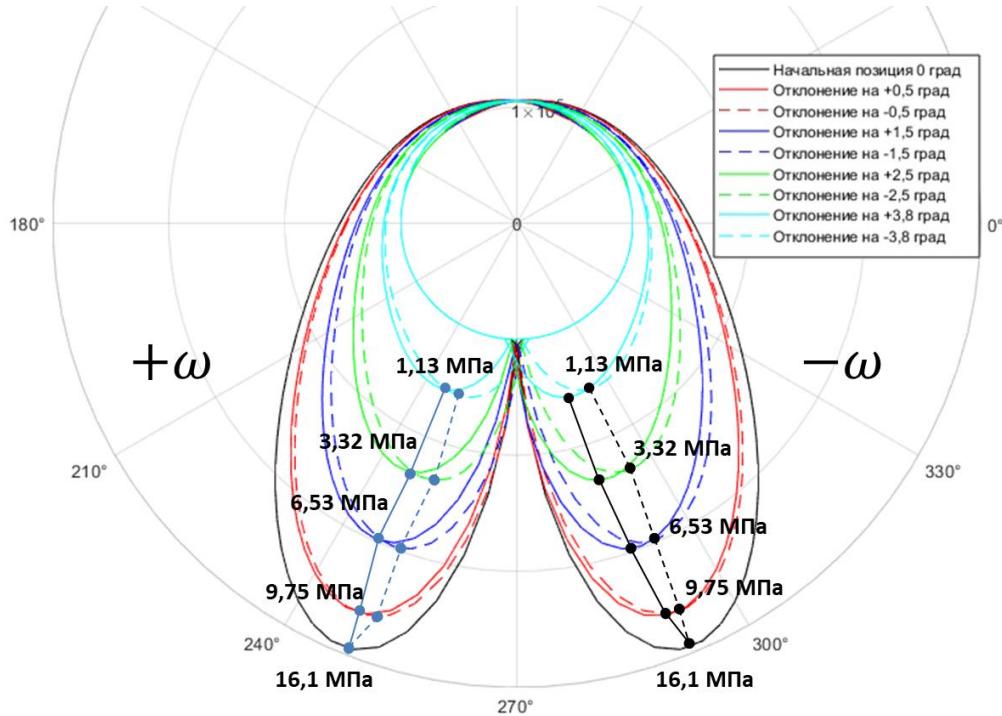


Рисунок 2.12 – Результаты расчета полей давления при разных отклонениях и угловых скоростях балансира

Согласно полученным расчетным данным, наблюдаются закономерные изменения величины давления в системе в зависимости от углового отклонения башмака балансира относительно его оси вращения при фиксированной скорости. Результаты измерений демонстрируют симметричный характер распределения давления относительно нейтрального положения (0 градусов). При отклонении балансира на $\pm 0,5^\circ$ регистрируется давление величиной 16,1 МПа. Увеличение угла отклонения до $\pm 1,5^\circ$ приводит к существенному снижению давления до уровня 9,75 МПа. При дальнейшем увеличении угла до $\pm 2,5^\circ$ давление продолжает снижаться, достигая значения 3,23 МПа. Максимальное зафиксированное отклонение в $\pm 3,8^\circ$ соответствует минимальному наблюдаемому давлению в системе, составляющему 1,13 МПа. Полученные результаты однозначно

свидетельствуют о наличии обратной зависимости между величиной углового отклонения башмака балансира и давлением в исследуемой системе: с ростом абсолютного значения угла отклонения давление монотонно снижается. Симметричность значений давления для равных по модулю, но противоположных по знаку углов отклонения ($\pm 0,5^\circ$; $\pm 1,5^\circ$; $\pm 2,5^\circ$; $\pm 3,8^\circ$), указывает на равнозначность воздействия на систему как положительных, так и отрицательных отклонений от нейтрального положения и подтверждает осевую симметрию рабочей характеристики исследуемого узла. Данная зависимость имеет важное значение для понимания силового взаимодействия и управления нагрузками в механизме балансирной подвески грузового автомобиля [121].

Согласно разработанному алгоритму расчета и полученной математической модели, были проведены расчеты несущей способности подшипника скольжения в нулевой точке отклонения балансира при максимальной скорости вращения, а также при смещении балансира в рабочем диапазоне углов при вращении в обе стороны. Результаты расчета несущей способности подшипника в диапазонах изменения относительного эксцентрикитета $e = 0,5 - 0,999$ при максимальной угловой скорости качения представлены на рисунке 2.13.

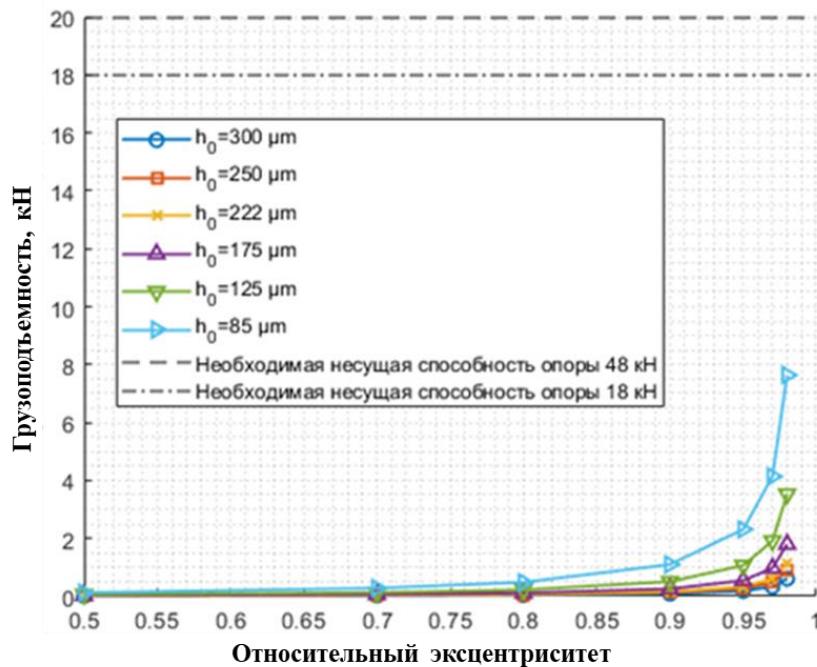


Рисунок 2.13 – Грузоподъемность подшипника при различных значениях радиального зазора и относительного эксцентрикитета

Штриховыми линиями отмечена необходимая грузоподъёмность (значение принято в соответствии с размерами подшипника) для одного подшипника скольжения, которая составляет для автомобиля без груза 18 кН, а для автомобиля с грузом — 48 кН. Следует отметить, что превышение значения грузоподъёмности выше этих линий соответствует жидкостному режиму трения и отсутствию контактного взаимодействия поверхностей трения. Исходи из полученных результатов расчета, можно отметить нелинейный рост грузоподъемности при увеличении эксцентризитета и уменьшении значений толщины смазочного слоя. Важным показателем работоспособности подшипника скольжения в режиме жидкостной смазки и отсутствия износа опорных поверхностей является минимальный зазор $h_{\min} = h_0 - e_{\max}$. При максимальной скорости скольжения в нижней точке траектории качения жидкостный режим возможен (согласно расчетным данным) при относительном эксцентризите более 0,995, что соответствует минимальному зазору $h_{\min} = h_0 \cdot (1 - e) = 85 \cdot (1 - 0,995) = 0,43$ мкм.

Изменение момента трения в подшипнике скольжении башмака балансира в зависимости от величины радиального зазора и относительного эксцентризитета в фиксированной точке на траектории качения и соответствующей угловой скорости представлены на рисунке 2.14. Полученные кривые демонстрируют нелинейный рост момента трения с увеличением эксцентризитета, причем скорость роста существенно возрастает при значениях эксцентризитета выше 0,8 мм. Например, при зазоре 85 мкм увеличение эксцентризитета с 0,8 до 0,975 (прирост 22 %) вызывает рост момента трения на 129 % (с 0,085 до 0,195 Н·м). Абсолютные значения момента трения обратно пропорциональны величине зазора: при фиксированном эксцентризите 0,9 увеличение зазора с 85 до 300 мкм (в 3,5 раза) снижает момент трения в 4,2 раза (с 0,125 до 0,03 Н·м). Чувствительность момента трения к изменению эксцентризитета максимальна при малых зазорах: для зазора 85 мкм прирост эксцентризитета с 0,9 до 0,95 мм (5,6 %) увеличивает момент на 36 % (0,045 Н·м), тогда как для 300 мкм тот же прирост эксцентризитета дает увеличение момента лишь на 33 % (0,01 Н·м) в абсолютном выражении.

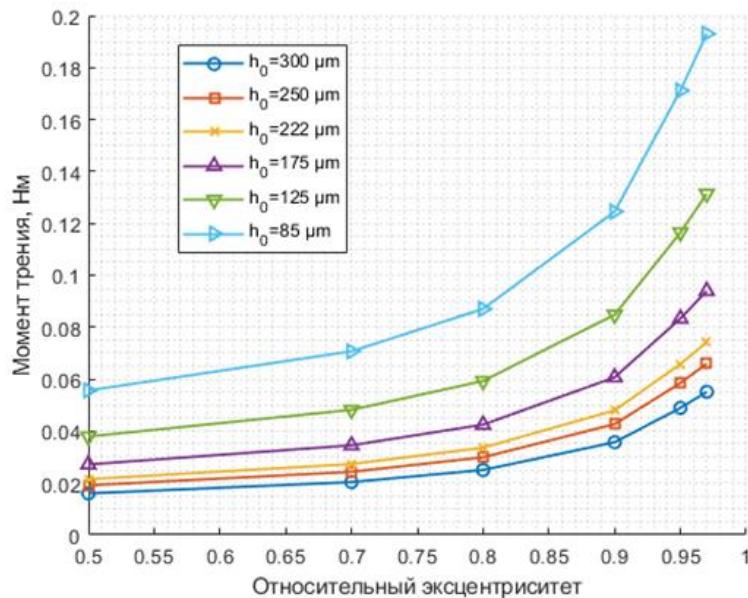


Рисунок 2.14 – Моменты трения при различных углах положения и скоростях качения балансира

Пороговым значением эксцентрикитета, после которого наблюдается интенсивное нарастание момента трения для всех зазоров, является 0,8 мм: при его превышении средняя скорость роста момента увеличивается в 2,3 – 2,8 раза по сравнению с диапазоном 0,5 – 0,8 мм. Наибольшая абсолютная величина момента регистрируется при минимальном зазоре (85 мкм) и максимальном эксцентрикете (0,975 мм) – 0,195 Н·м, что на 50 % выше значения для следующего зазора (125 мкм) при тех же условиях.

Эксплуатация грузового автомобиля на дорогах со сложным покрытием приводит к комплексным колебаниям рамы, включающим продольную, поперечную и вертикальную составляющие. Данные условия нагружения приводят к сложнокомпонентному (возвратно-вращательные и радиальные перемещения в смазочной среде) относительному движению башмака балансира подвески относительно его оси. В этом случае в подшипнике возникает дополнительная сила при сдавливании смазочной пленки, величина которой будет значительно превосходить гидродинамическую составляющую, возникающую при относительном сдвиге поверхностей. Для качественной оценки влияния данной составляющей был проведен вычислительный эксперимент по расчету динамики системы в момент возникновения такого режима. Движение втулки было

рассмотрено для варианта одномассовой модели «падения» из крайней верхней точки под действием силы тяжести. На графиках (рисунки 2.15 и 2.16) представлены результаты моделирования колебаний подшипника скольжения в момент преодоления препятствий автомобилем.

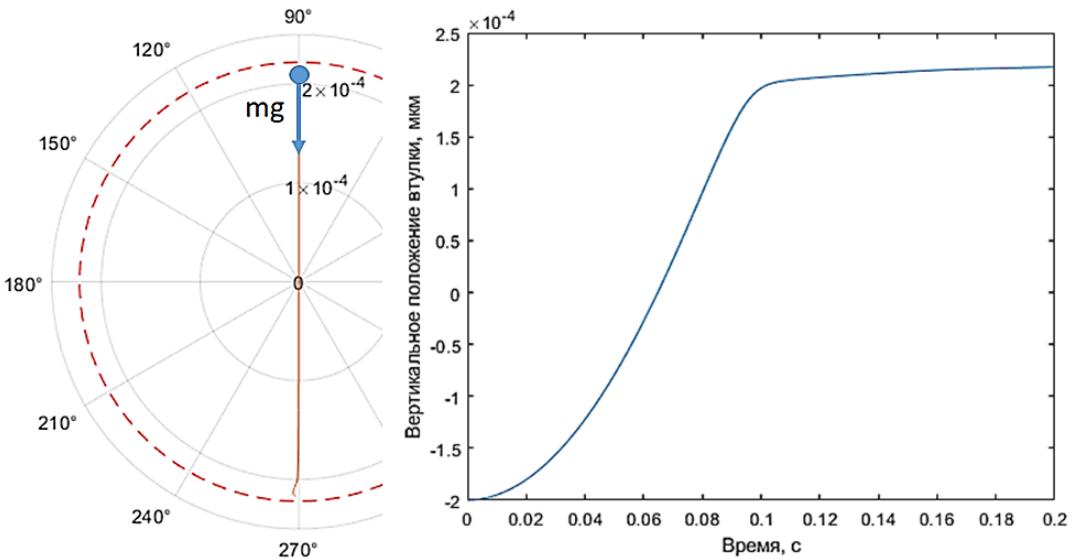


Рисунок 2.15 – График колебаний подшипника скольжения с учетом гидродинамических сил и сил сдавливания

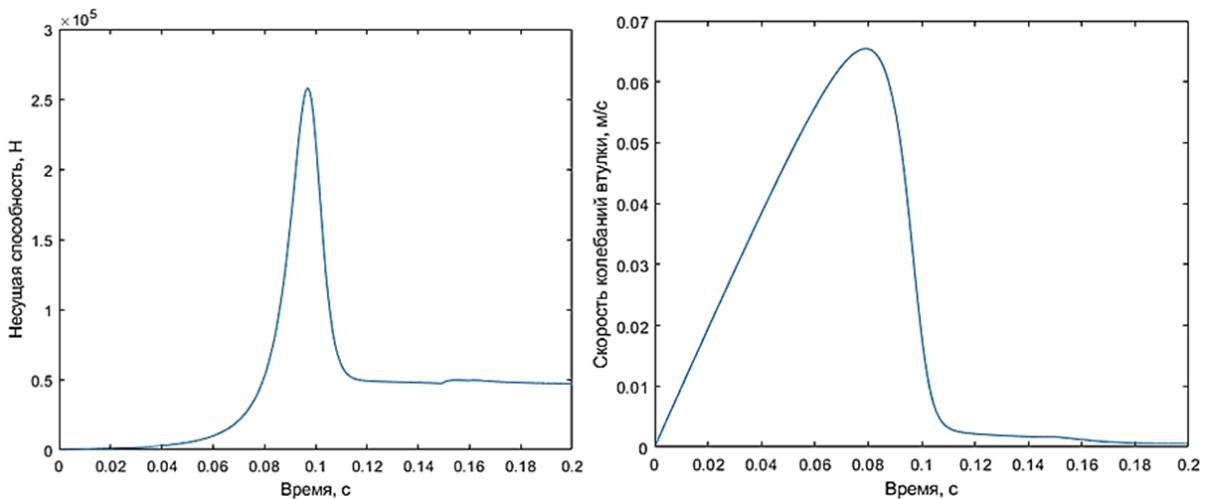


Рисунок 2.16 – Графики несущей способности и вертикальной скорости колебания подшипника скольжения

Результаты моделирования демонстрируют, что в процессе гравитационных колебаний подшипник скольжения способен достигать значительной относительной скорости 0,065 м/с. При достижении значений относительного эксцентриситета (отношения смещения осей оси балансира и подшипника

скольжения к радиальному зазору), превышающих 0,8, на коротких временных интервалах устанавливается режим полного жидкостного трения, характеризующийся полным разделением поверхностей масляным слоем.

Результаты расчета несущей способности подшипника в диапазонах изменения относительного эксцентрикитета $e = 0,5 - 0,999$ при максимальной угловой скорости качения с учетом эффекта возникающего при сдавливании смазочного слоя, представлены на рисунке 2.17.

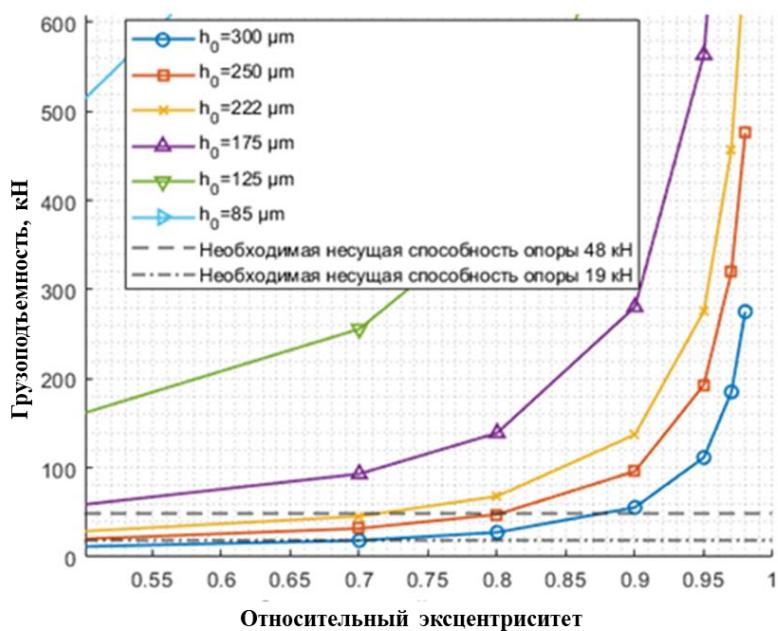


Рисунок 2.17 – Грузоподъемность подшипника при различных значениях радиального зазора и относительного эксцентрикитета

Из полученных зависимостей, представленных в виде графиков, можно сделать вывод, что гидродинамический эффект формируется за счет двух факторов, а именно, сдвига опорных поверхностей, что характерно для гидродинамических опор, и сжатия смазочного слоя под действием сил веса транспортного средства при вертикальных колебаниях на неровностях дороги скольжения при относительном эксцентрикитете 0,7 и радиальных зазорах (85 мкм; 125 мкм; 175 мкм; 222 мкм; 250 мкм) для грузового автомобиля без груза и при эксцентрикитете 0,8 и радиальных зазорах (85 мкм; 125 мкм; 175 мкм; 222 мкм) для грузового автомобиля с грузом.

Оценка режимов трения в подшипниках скольжения балансирующей подвески проводится на основании расчётного значения коэффициента δ режима смазки [17, 79, 209].

$$\delta = \frac{h_{\min}}{R_z^{\delta} + R_z^{uu}}, \quad (2.21)$$

где h_{\min} – минимальный радиальный зазор между подшипником скольжения и осью балансира;

$R_z^{\delta} = 8$ мкм – шероховатость внутренней поверхности подшипника скольжения;

$R_z^{uu} = 6,3$ мкм – шероховатость поверхности оси балансира.

Коэффициент режима смазки δ служит критерием для классификации режимов трения в подшипниковом узле: значения $\delta < 1$ соответствуют граничному трению, $1 \leq \delta \leq 3$ – смешанному трению, а $\delta > 3$ – гидродинамическому трению.

В рамках проведенного численного моделирования были рассмотрены два характерных случая. В первом случае исследовалось формирование гидродинамического режима трения исключительно за счет тангенциального сдвига опорных поверхностей подшипника скольжения относительно оси балансира. При значениях относительного эксцентризитета $\varepsilon > 0,995$ и радиального зазора 85 мкм расчетное значение коэффициента режима смазки составило $\delta = 0,03$. Данное значение ($\delta < 1$) свидетельствует о доминировании граничного режима трения, несмотря на условия, теоретически благоприятные для гидродинамического эффекта. Во втором случае моделирование учитывало комбинированное воздействие тангенциального сдвига опорных поверхностей и радиального сжатия смазочного слоя, вызванного динамическими нагрузками (вертикальными колебаниями грузового автомобиля на дорожных неровностях). При относительном эксцентризите $\varepsilon = 0,8$ и радиальном зазоре 222 мкм расчетное значение коэффициента δ достигло 3,1. Полученное значение ($\delta > 3$) подтверждает установление режима гидродинамического трения под влиянием совокупности факторов.

2.3 Определение скорости изнашивания и ресурса работы подшипников скольжения

Построение математической модели расчёта ресурса подшипника скольжения балансирной подвески грузового автомобиля основывается на решении уравнения Арчарда. Данная модель изнашивания наиболее часто используется для расчёта износа различных материалов и характеризуется линейной, объёмной или массовой скоростью изнашивания [85, 181]. Алгоритм расчета ресурса подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ представлен в виде структурной схемы на рисунке 2.18 [129].

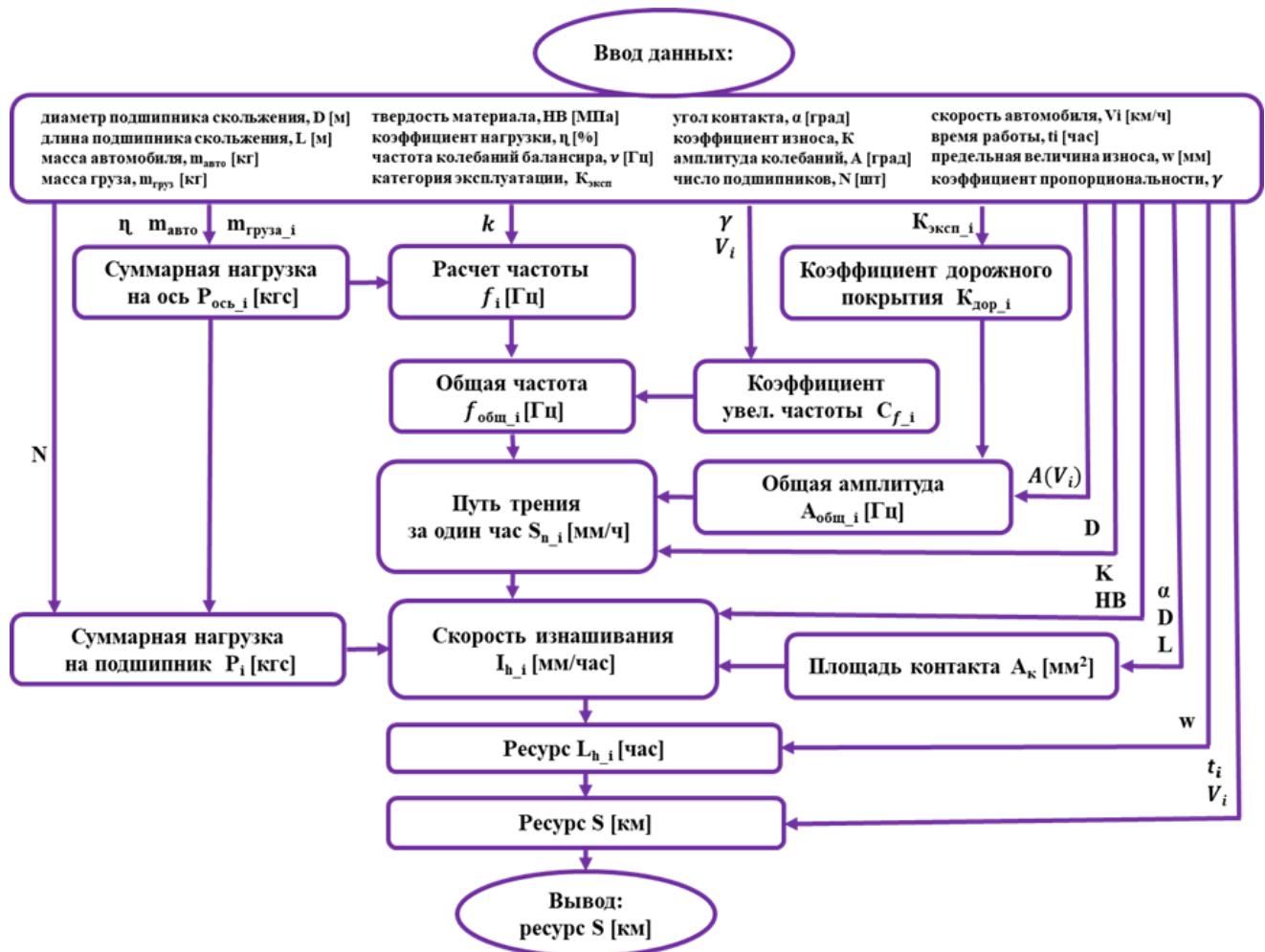


Рисунок 2.18 – Алгоритм расчета ресурса подшипников скольжения балансирной подвески

Объемный износ рассчитывается с помощью следующего соотношения:

$$Q_i = \frac{K \cdot S_{n_i} \cdot P_i}{HB}, \quad (2.22)$$

где K – безразмерный коэффициент износа;

S_{n_i} – путь трения за 1 час на i -м участке, мм/ч;

P_i – суммарная нагрузка на i -м участке, Н;

НВ – твердость материала втулки, МПа.

Скорость изнашивания находится делением на площадь контакта трущихся тел A_k (мм^2):

$$I_{h_i} = \frac{K \cdot S_{n_i} \cdot P_i}{HB \cdot A_k}. \quad (2.23)$$

Суммарная нагрузка на ось балансира зависит от массы автомобиля и перевозимого им груза и находится по соотношению:

$$P_{ocb_i} = \eta \cdot (m_{auto} + m_{pyz_i}), \quad (2.24)$$

где η – коэффициент нагрузки на заднюю ось, %;

m_{auto} – масса автомобиля без груза, кг;

m_{pyz_i} – масса груза на i -м участке, кг;

Суммарная нагрузка на подшипник зависит от суммарной нагрузки на ось балансира и от количества подшипников скольжения:

$$P_i = \frac{P_{ocb_i}}{N}, \quad (2.25)$$

где N – число подшипников на задней оси, шт.

Площадь контакта A_k находится из следующего соотношения:

$$A_k = \frac{\pi \cdot \alpha \cdot D \cdot L}{2}, \quad (2.26)$$

где α – угол контакта подшипника скольжения с валом, рад;

D – диаметр втулки подшипника, мм;

L – длина втулки подшипника, мм

Расчет частоты на i – м участке, Гц:

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{P_{ocb_i}}}, \quad (2.27)$$

где k – жесткость подвески, Н/м (принимаем $k = 200000$ Н/м)

Коэффициент увеличения частоты:

$$C_{f_i} = 1 + \gamma \cdot V_i, \quad (2.28)$$

где γ – коэффициент пропорциональности ($\gamma = 0,05$);

V_i – скорость движения на i – м участке дороги, м/с:

$$f_{oub_i} = f_i \cdot C_{f_i} \quad (2.29)$$

Для получения объективных значений скорости изнашивания и изменения ресурса работы подшипника скольжения от типа дорожного покрытия был введен соответствующий коэффициент (коэффициент дорожного полотна – K_{dop}), который равен обратной величине коэффициента категории условия эксплуатации, зависящий от типа рельефа местности и дорожного покрытия [148, 36]. На рисунке 2.19 указаны значения коэффициента дорожного полотна в зависимости от диапазонов категорий условий эксплуатации для каждого типа рельефа местности и дорожного покрытия.

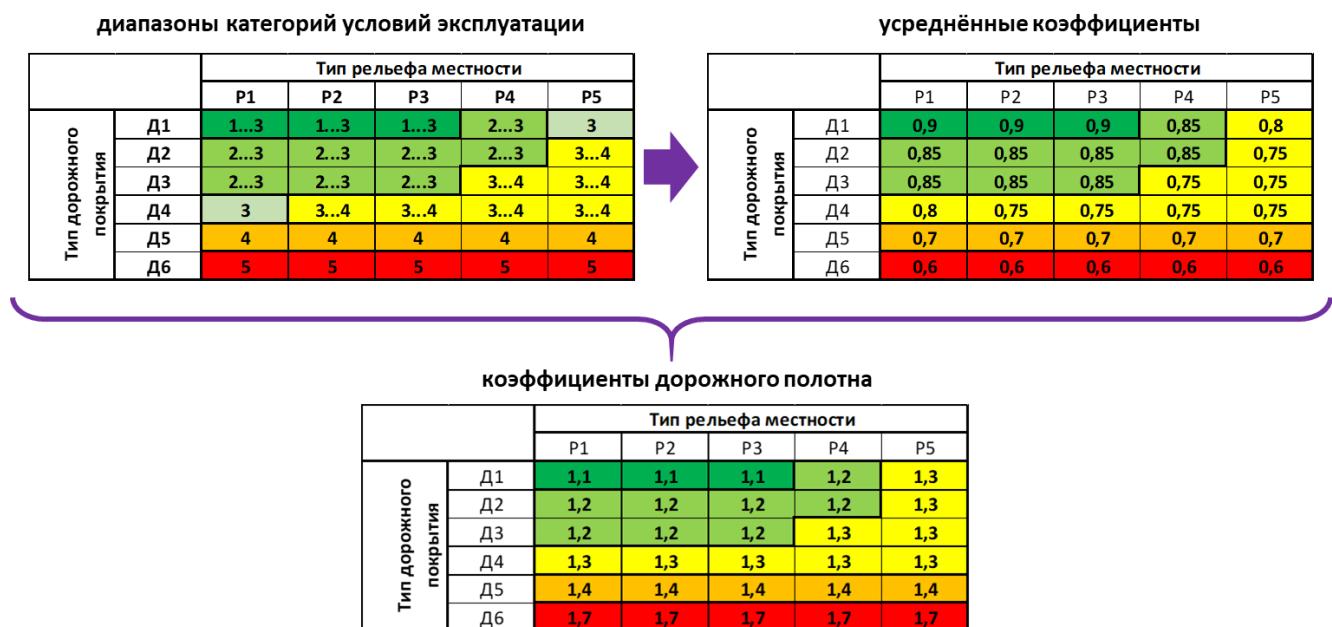


Рисунок 2.19 – Коэффициент дорожного полотна

Общая амплитуда колебаний балансирной подвески:

$$A_{\text{общ}_i} = A(V_i) \cdot \kappa_{\text{дорп}_i}, \quad (2.30)$$

где $A(V_i)$ – амплитуда колебаний балансирной подвески при определенной скорости движения автомобиля на i – м участке дороги, град;

$\kappa_{\text{дорп}_i}$ – коэффициент дорожного полотна на i – м участке дороги.

Путь трения [мм/ч] находится по соотношению:

$$S_{n_i} = 40 \cdot 10^3 \cdot A_{\text{общ}_i} \cdot f_{\text{дорп}_i} \cdot \pi \cdot D \quad (2.31)$$

Основная сложность применения данной модели заключается в нахождении экспериментальным путём коэффициента износа (K) различных пар трения в различных условиях работы. На основании данных, представленных в источниках [243, 191, 211], безразмерный коэффициент износа K может иметь разброс в несколько порядков. Для расчета безразмерного коэффициента износа K была проведена серия экспериментов, которые заключались в исследовании износостойкости антифрикционного материала БрОФ 10-1 с контробразцами из стали 45ХН, в смазочной среде ТАП-15В (в условиях граничного трения) при контактно-силовом взаимодействии на установке МТУ – 01 ТУ4271- 001- 29034610-2004 (рисунок 2.20). Сравнительную износостойкость образцов проводили по ГОСТ 23.224-86 [29].

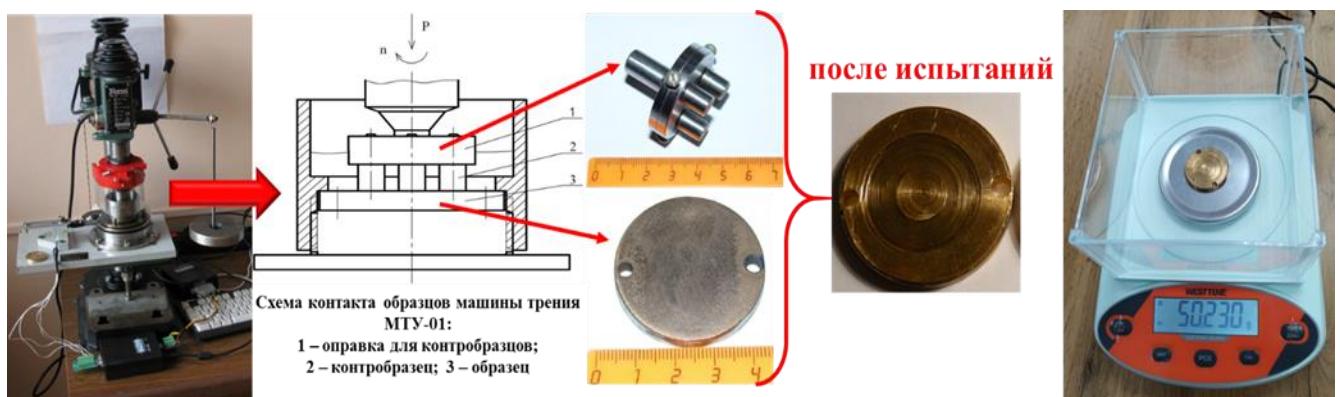


Рисунок 2.20 – Исследования износостойкости антифрикционного материала БрОФ 10-1

Методика проведения данных исследований заключается в определении момента трения, возникающего между прижатыми к друг другу образцом, установленным неподвижно, и вращающимся контробразцом. При этом граница контакта образца и контробразца находится в смазочной среде (масло ТАП-15В). Данный вид трансмиссионного масла широко применяется в балансирной подвеске автомобилей семейства КамАЗ в качестве смазочного материала [167]. Машина трения МТУ-01 была снабжена тензодатчиком, усилителем сигнала ZET-410, аналого-цифровым преобразователем ZET-210, с помощью которого данные передавались на процессор, где они регистрировались и обрабатывались. После этого полученные результаты эксперимента передавались в базу данных для хранения. Для отображения полученной информации использовался монитор. Весь процесс регистрации, отображения и записи информации проводился с помощью программного обеспечения ZetLab.

В результате проведения серии экспериментов был вычислен безразмерный коэффициент износа K , величина которого составила $K = 4,3 \times 10^{-5}$. Степень износа подшипника скольжения значительно зависит от соотношения действующих силовых факторов в текущий момент. В общем случае среди эксплуатационных параметров, наиболее существенно определяющих процесс изнашивания, можно выделить радиальную силу P (кгс), воспринимаемую подшипником и длину пути скольжения S_n (мм/ч).

Таким образом, общий ресурс подшипника находится по соотношению:

$$L_{h_i} = \frac{w}{I_{h_i}} \text{ [час]}, \quad (2.32)$$

где w – в процессе эксплуатации, мм.

$$S = \sum L_{h_i} \frac{\sum V_i t_i}{\sum t_i} \text{ [км]} \quad (2.33)$$

Представленная математическая модель расчёт (рисунок 2.21) ресурса подшипника скольжения балансирной подвески основывается на решении

уравнения Арчарда была реализована в программной среде разработки Matlab [139] (Свидетельство № 2024612989, Приложение А).

```

14 Calc.m × Calc_asd.m × Calc_statis.m × china_load.m × denis_v7.m × denis_v7.m × fatig
This file can be published to a formatted document. For more information, see the publishing video or help.
5 % Ввод исходных данных
6
7 % Диаметр втулки подшипника, м
8 - D_m = 0.088;
9 % Длина втулки подшипника, м
10 - L_m = 0.08;
11 % Допустимая толщина износа поверхности втулки подшипника, мм
12 - w = 4;
13 % Твёрдость втулки подшипника, НВ
14 - HB = 90;
15 % Масса автомобиля, кг
16 - m_auto_kg = 18225;
17 % Масса груза, кг

```

Рисунок 2.21 – Фрагмент программного кода в среде Matlab

В качестве реализации математической модели и имитации усреднённых рабочих условий эксплуатации был выбран автомобиль КамАЗ 65115-А4 ($m_{авто} = 10200$ кг; $m_{груз_i} = 15000$ кг) на маршруте «Карьер Сухочево» – г. Орёл, Кромское шоссе, 21 (рисунок 2.22).

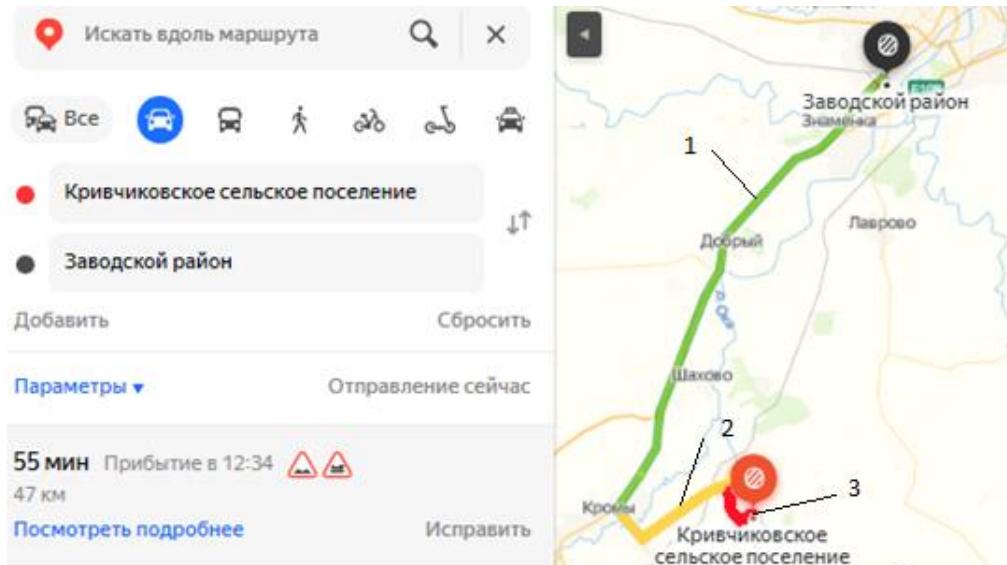


Рисунок 2.22 – Маршрут движения грузового автомобиля:
1 – шоссе; 2 – проселочная дорога; 3 – карьер

Исследование скоростных характеристик транспортного средства на разнородных участках дорожного полотна проводилось посредством синхронизированной фиксации кинематических параметров: скорости движения регистрировались штатным спидометром, а временные интервалы преодоления

контрольных отрезков отслеживались с применением прецизионного секундомера, обеспечивая верификацию данных методом прямых и косвенных измерений (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Режимы работы грузового автомобиля

Скорость, км/ч	Время работы на заданном режиме, мин					
	Без груза по шоссе	Без груза по просёлочной дороге	Без груза по карьеру	Гружёный по карьеру	Гружёный по просёлочной дороге	Гружёный по шоссе
0 – 10	1	1	1	1	2	2
10 – 20	1	1	1,5	2,5	2	2
20 – 30	2	2	5,7	5	4	4
30 – 40	4	2	-	-	3	5
40 – 50	4	3	-	-	3	6
50 – 60	5	3	-	-	1	10
60 – 70	6	-	-	-	-	10
70 – 80	11	-	-	-	-	2
80 – 90	0,5	-	-	-	-	-
90 – 100	0,5	-	-	-	-	-

Коэффициенты дорожного полотна для дальнейших расчетов зависят от типа рельефа местности (принимаем $P1$ – равнинный) и дорожного покрытия: шоссе – сочетание асфальтобетонного и покрытия из битумной смеси ($\mathcal{D}2$), при котором $K_{dop} = 1,2$; проселочная дорога – покрытие щебнем и гравием ($\mathcal{D}3$), при котором $K_{dop} = 1,3$; карьер – грунтовое покрытие ($\mathcal{D}5$), при котором $K_{dop} = 1,4$.

Расчет частоты колебаний подшипников скольжения (таблица 2.3) на оси балансирной подвески и амплитуды колебаний балансирной подвески (рисунки 2.23 – 2.26) при определенной скорости движения автомобиля на i – м участке дороги осуществлялся экспериментальным путем, с помощью индуктивного датчика приближения (IMA12-06BE1ZC0S) и контрольно-измерительной системы с последующей обработкой данных методами спектрального анализа и цифровой фильтрации, что позволило выделить доминирующие гармоники и минимизировать влияние внешних шумов на результаты исследований [37]. Датчик приближения (IMA12-06BE1ZC0S) устанавливался на раму автомобиля на расстоянии 15 мм от оси балансира в горизонтальной плоскости и в 3 мм от верхней кромки рессоры в вертикальной плоскости.

Таблица 2.3 – Расчет частоты колебаний на i – ом участке.

V_i , км/ч	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$f_{общ_i}$, Гц (пуст)	0,93	1,04	1,16	1,27	1,38	1,50	1,61	1,72	1,84	1,95
$f_{общ_i}$, Гц (груженый)	0,59	0,66	0,74	0,81	0,88	0,95	1,03	1,10	1,17	1,24

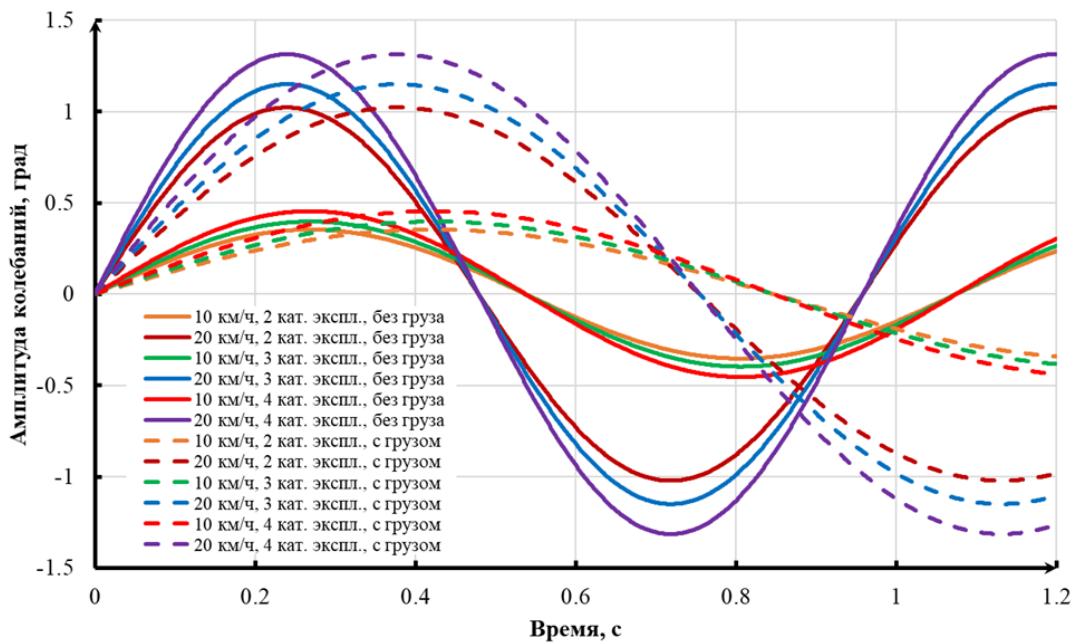


Рисунок 2.23 – Зависимость амплитуды колебания от времени при скорости движения 10 – 20 км/ч по дорогам 2 – 4 - й категории эксплуатации

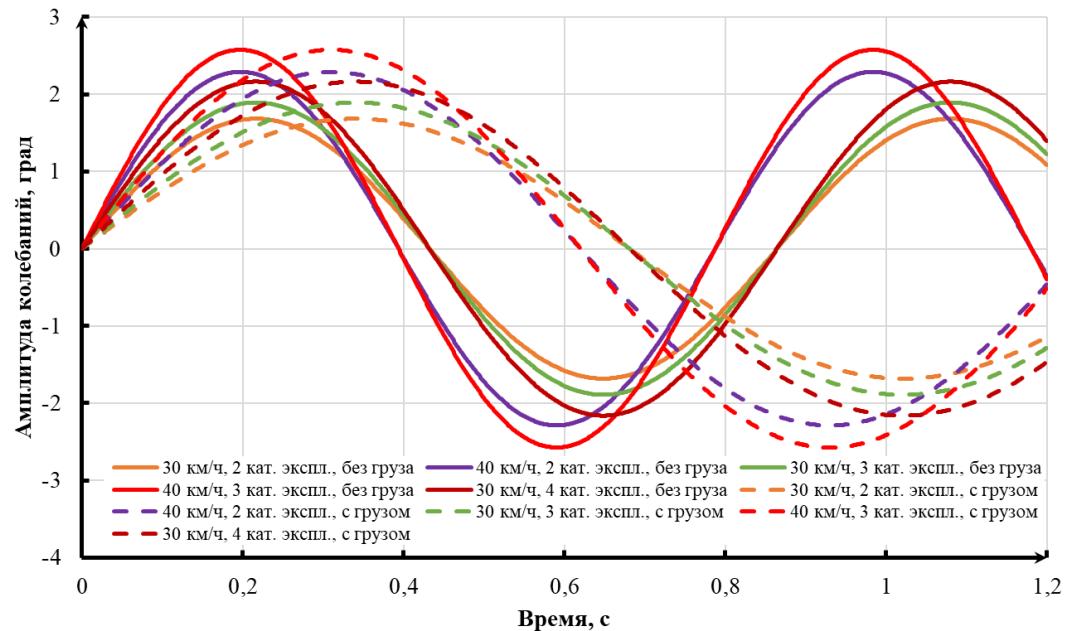


Рисунок 2.24 – Зависимость амплитуды колебания от времени при скорости движения 30 – 40 км/ч по дорогам 2 – 4 - й категории эксплуатации

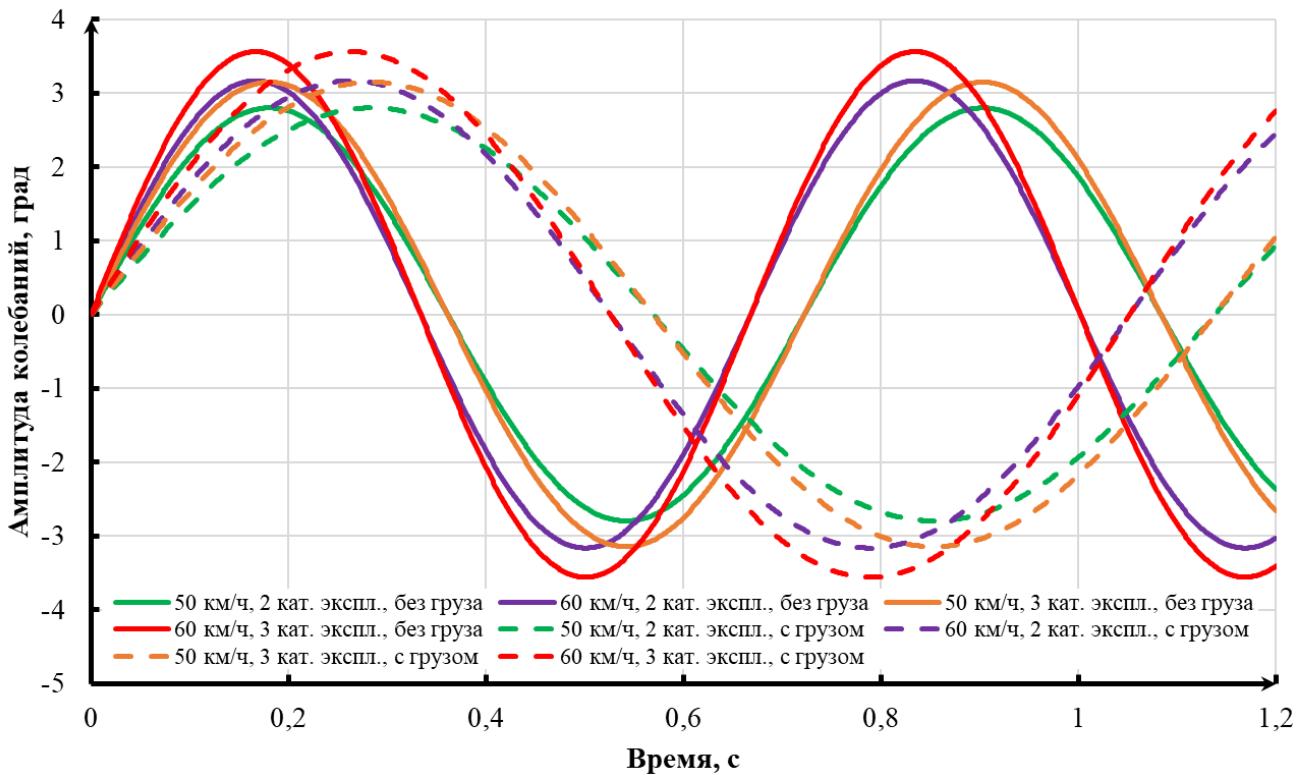


Рисунок 2.25 – Зависимость амплитуды колебания от времени при скорости движения 50 – 60 км/ч по дорогам 2 – 3 - й категории эксплуатации

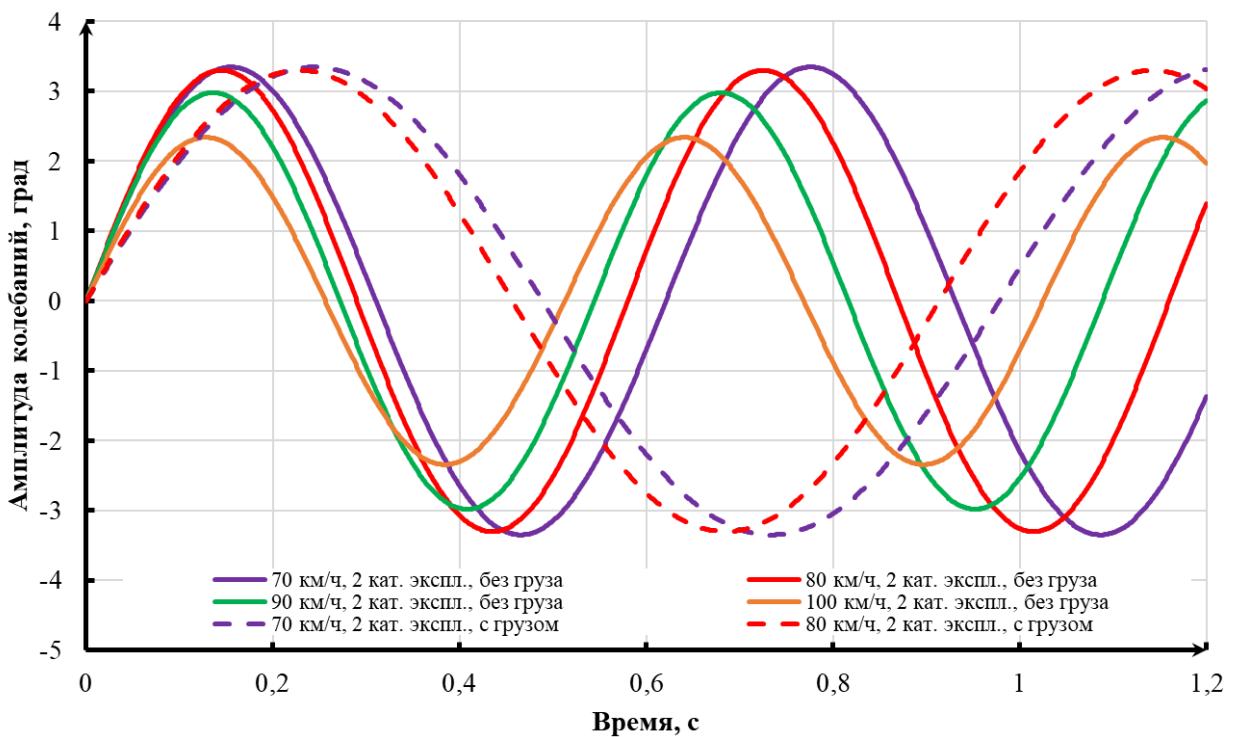


Рисунок 2.26 – Зависимость амплитуды колебания от времени при скорости движения 70 – 100 км/ч по дорогам 2 - й категории эксплуатации

Таким образом, скорость изнашивания и общий ресурс подшипника скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ при достижении величины износа, равной 1 мм, находится по можно представить в виде графиков, приведенных на рисунках 2.27 и 2.28 [127].

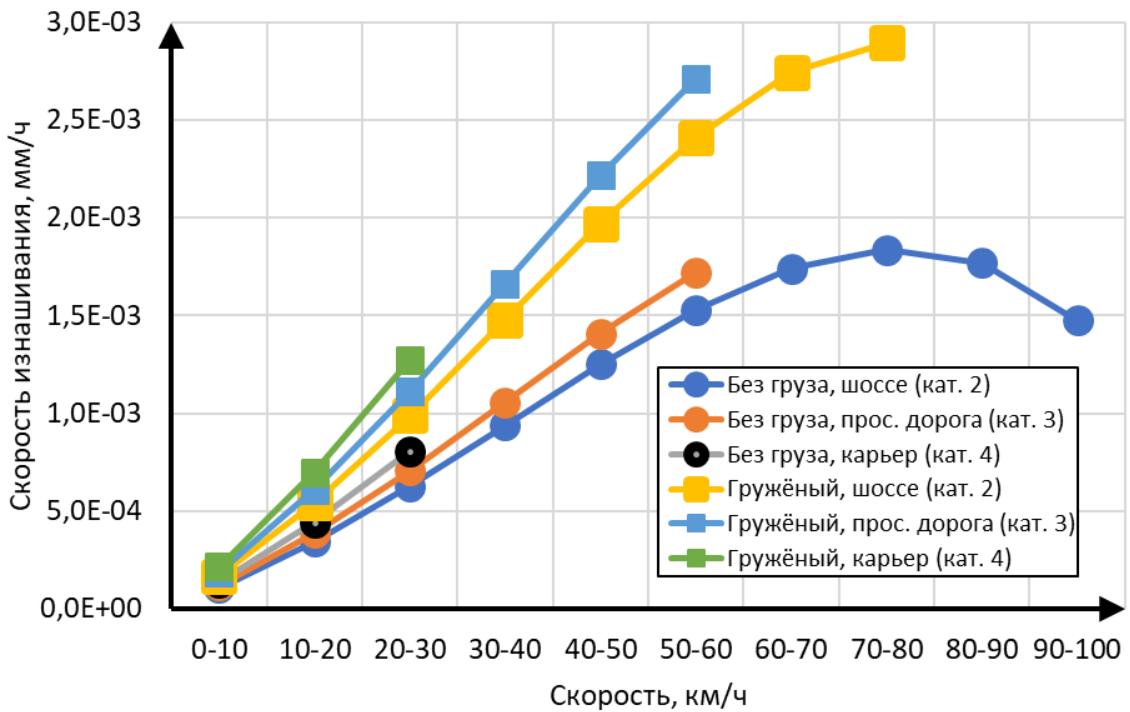


Рисунок 2.27 – Зависимость скорости изнашивания подшипника скольжения от скорости перемещения автомобиля

При анализе полученных зависимостей скорость изнашивания подшипника скольжения балансирной подвески (мм/ч) от скорости движения (км/ч) выявлены следующие закономерности: для груженого автомобиля, работающего в карьере ($K_{dop} = 1,4$), скорость изнашивания возрастает с 0,00021 мм/ч (при скорости движения 5 – 10 км/ч) до 0,0013 мм/ч (20 – 30 км/ч), на проселочной дороге ($K_{dop} = 1,3$) – с 0,00019 мм/ч до 0,0027 мм/ч (5 – 60 км/ч), а на шоссе ($K_{dop} = 1,2$) – с 0,00017 мм/ч до 0,0029 мм/ч (5 – 80 км/ч), из чего можно сделать вывод, что с увеличением скорости и коэффициента дорожного полотна усиливается изнашивание рабочей поверхности подшипников скольжения. Для ненагруженного автомобиля данные значения ниже: на карьере скорость изнашивания варьируется от 0,00014 мм/ч до 0,00081 мм/ч (5 – 30 км/ч), на проселочной дороге – от 0,00012 мм/ч до 0,0017 мм/ч (5 – 60 км/ч), а на шоссе

наблюдается пик 0,0018 мм/ч (70 – 80 км/ч) с последующим снижением до 0,0015 мм/ч (90 – 100 км/ч). Анализ показывает, что наличие груза увеличивает скорость изнашивания в 1,3 – 1,7 раза. Наибольшая скорость изнашивания зафиксирована для гружёного автомобиля в карьере (0,0013 мм/ч при 20 – 30 км/ч), минимальная – для движения без груза по шоссе (0,00011 мм/ч при 5 – 10 км/ч). Снижение скорости изнашивания на шоссе при скорости 90 – 100 км/ч (с 0,0018 до 0,0015 мм/ч) для автомобиля без груза указывает на нелинейность процессов трения. Результаты подчёркивают, что оптимизация скоростного режима, выбор маршрута следования (шоссе, $K_{dop}=1,2$) и минимизация дополнительной нагрузки способствуют снижению износа на 30 – 55 %, продлевая ресурс работы балансирной подвески.

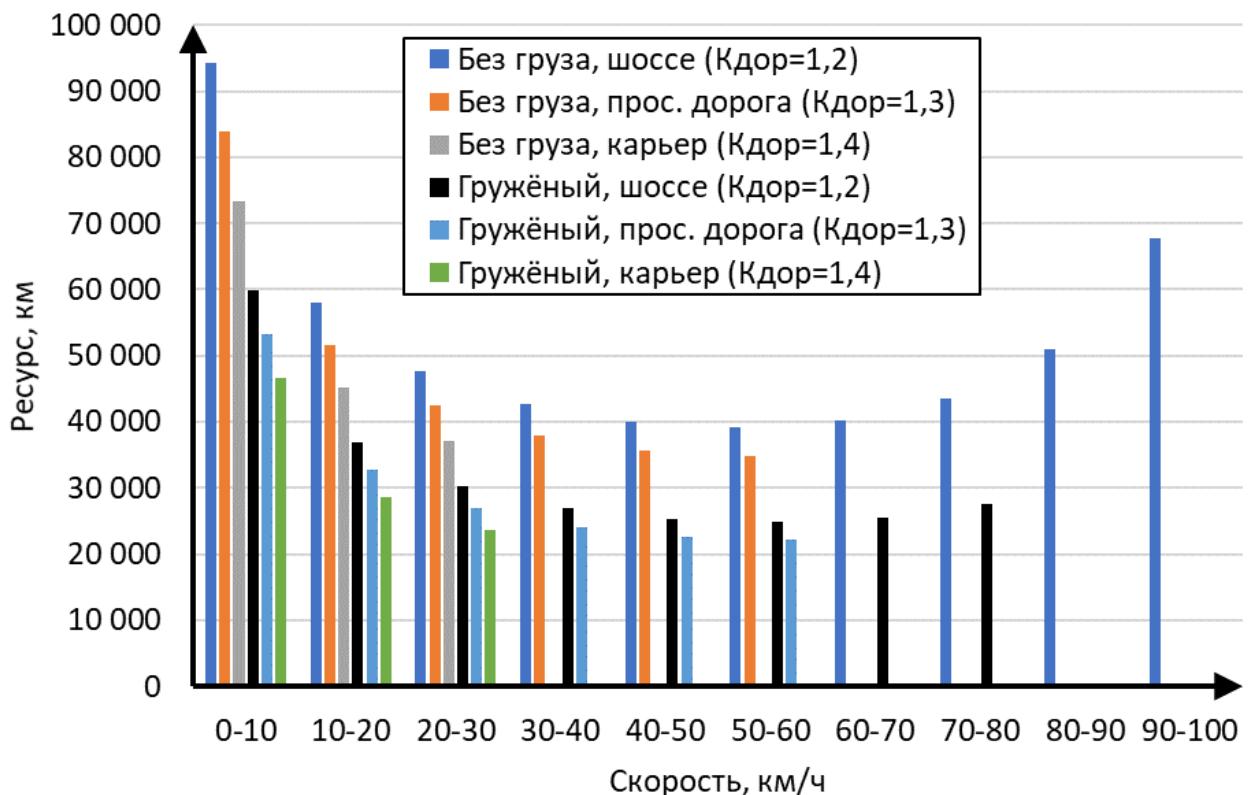


Рисунок 2.28 – Изменение ресурса работы подшипника скольжения от скорости перемещения автомобиля

Анализ полученных данных (график изменения ресурса работы подшипника скольжения от скорости перемещения автомобиля) выявил четкие зависимости между ресурсом, скоростью, типом дорожного покрытия и наличием груза. Значение ресурса демонстрирует обратную корреляцию с коэффициентом

дорожного полотна: при движении без груза на шоссе ($K_{dop}=1,2$) ресурс достигает максимальных значений (94292 км при 5 – 10 км/ч), снижаясь до 83815 км на проселочной дороге ($K_{dop}=1,3$) и 73338 км в карьере ($K_{dop}=1,4$) в том же скоростном диапазоне. Наличие груза сокращает ресурс на 35 – 45 %, что проявляется, например, в уменьшении значений на шоссе с 94292 км (без груза) до 59857 км (с грузом) при 5 – 10 км/ч. Для всех условий минимальный ресурс фиксируется в диапазоне 50 – 60 км/ч: на шоссе без груза – 39207 км, с грузом – 24 889 км, что указывает на нежелательный длительный режим эксплуатации в среднем скоростном диапазоне. Нелинейный рост ресурса на высоких скоростях (70 – 100 км/ч) наблюдается только для шоссе: без груза при 90 – 100 км/ч значение возрастает до 67808 км, с грузом при 70 – 80 км/ч – до 27640 км, что можно объяснить изменением динамических нагрузок или условий качения. На сложных покрытиях (проселочная дорога, карьер) ресурс монотонно снижается с увеличением скорости, достигая 22124 км (проселочная дорога с грузом, 50 – 60 км/ч) и 23572 км (карьер с грузом, 20 – 30 км/ч). Оптимизация ресурса требует минимизации скорости (5 – 30 км/ч) и выбора покрытий с низким коэффициентом сопротивления, особенно при транспортировке грузов.

Представленная математическая модель расчёта ресурса подшипника скольжения балансирующей подвески позволяет провести оценку ресурса подшипника скольжения с учетом изменяющихся условий работы автомобиля в период его эксплуатации до очередного технического обслуживания.

2.4 Методика предиктивного анализа остаточного ресурса

На следующем этапе происходит построение предиктивной модели с помощью методов машинного обучения. Это происходит за счет многократной обработки информации, полученной из набора данных, к которым применяют методы машинного обучения, с помощью искусственной нейронной сети.

Значения параметров в соответствии с уравнениями (2.34) и (2.35) были рассчитаны для всех диапазонов изменения параметров, характеризующих нагрузку. Конечный набор данных ограничен лишь тремя входными переменными: скоростью, массой груза, коэффициентом эксплуатации и одной целевой переменной, отражающей значение ресурса автомобиля. Скорость транспортного средства V варьировалась от 10 до 100 км/ч с шагом 10 км/ч; $K_{дор}$ – коэффициент дорожного полотна варьировался в соответствии с каждой категорией эксплуатации от 1 до 5; масса груза $m_{груз_i}$ варьировалась от 0 до 15000 кг с шагом 1000 кг. Полученный таким образом набор данных включал 800 обучающих примеров. Данные являются входными данными обученной модели искусственной нейронной сети.

Искусственная нейронная сеть была обучена на полученном наборе данных в соответствии с общей методологией. Обучающий набор данных был случайным образом разделен на обучающую, валидационную и тестовую выборки в соотношении 70, 10 и 20 % соответственно. Ввиду разнородности масштаба входных данных для обеспечения устойчивости модели к данным применена стандартизация по формуле [22]:

$$z_i = \frac{x_i - \mu}{\sigma} \quad (2.34)$$

где μ – выборочное среднее отклонение для каждого признака;

σ – стандартное отклонение для каждого признака.

Данный подход устраняет доминирование параметров с большей амплитудой (например, массы груза) и ускоряет сходимость градиентных методов [217]. Стандартизация применялась отдельно к тренировочной, валидационной и тестовой выборкам по параметрам, рассчитанным на тренировочной выборке, чтобы не допустить так называемой «утечки данных».

Разработанная нами архитектура нейронной сети (рисунок 2.29) реализует многослойный перцептрон с топологией 3-32-16-8-1, где входные параметры (скорость, масса груза, коэффициент эксплуатации) связаны с целевой переменной (прогнозируемым ресурсом) через нелинейные преобразования.

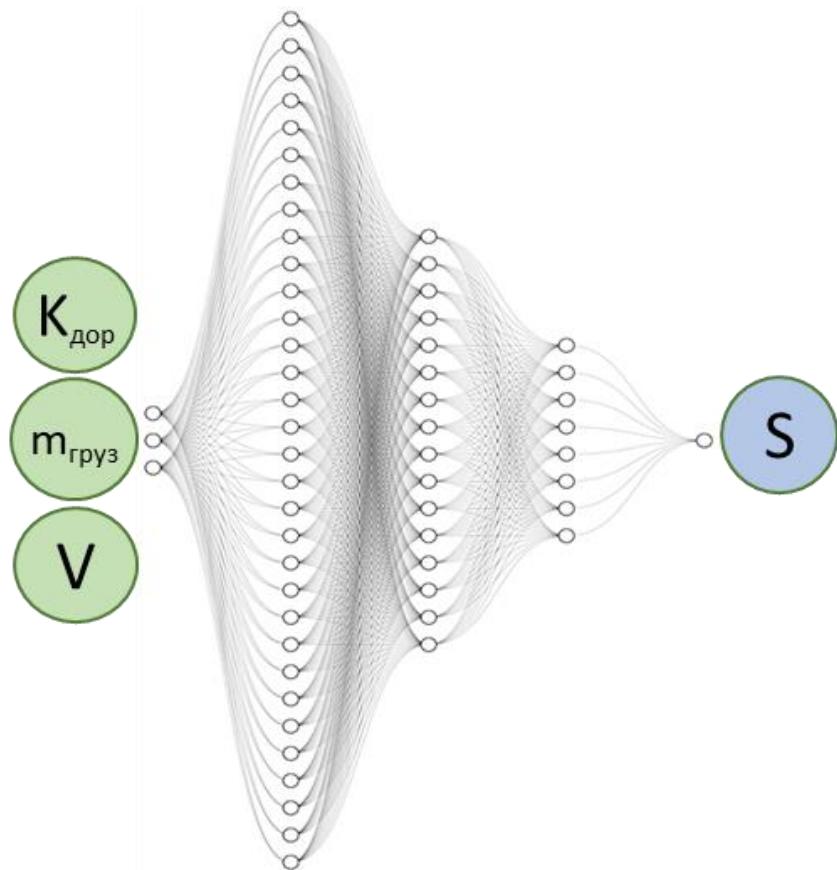


Рисунок 2.29 – Топология предложенной нейронной сети

Архитектура сети и ее глубина подобрана для оптимального решения задачи регрессии. Экспериментальным путем было установлено, что три скрытых слоя обеспечивают достаточную емкость для моделирования сложных зависимостей, описываемых законом Арчарда [9], где износ пропорционален нагрузке и пути трения. Согласно топологии нейронной сети, размерность скрытых слоев постепенно снижается в следующей прогрессии: $32 \rightarrow 16 \rightarrow 8$, что позволяет поддерживать стабильное вычисление градиентов и избегать переобучения [202].

В качестве функции активации была выбрана функция LeakyReLU ($\alpha = 0,01$), которая устраняет проблему «затухающих градиентов» в сравнении со стандартным ReLU, что критично при работе с данными, содержащими нулевые значения [276].

$$f(x) = \begin{cases} x & \text{if } x > 0 \\ \alpha x & \text{if } x \leq 0 \end{cases}, \quad (2.35)$$

где α – малая положительная константа;

В качестве функции потерь была выбрана функция SmoothL1Loss ($\beta = 1,0$):

$$L(y, \hat{y}) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \begin{cases} 0,5(y_i - \hat{y}_i)^2, & |y_i - \hat{y}_i| \leq 1, \\ |y_i - \hat{y}_i| - 0,5, & \text{else} \end{cases} \quad (2.36)$$

где y_i – истинное значение;

\hat{y}_i – значение, предсказанное моделью

Данный выбор минимизирует влияние экстремальных значений ресурса, характерных для аварийных режимов работы подшипникового узла скольжения [280]. Для управления процессом обновления параметров модели применялась адаптивная скорость обучения (learning rate), в данном случае используется метод StepLR (Step Learning Rate Scheduler) с определенными параметрами, где шаг (step size) составляет 300 эпох, а коэффициент уменьшения $\gamma = 0,5$, что обеспечивает плавный переход от крупных обновлений параметров на начальной стадии к тонкой настройке (рисунок 2.30).

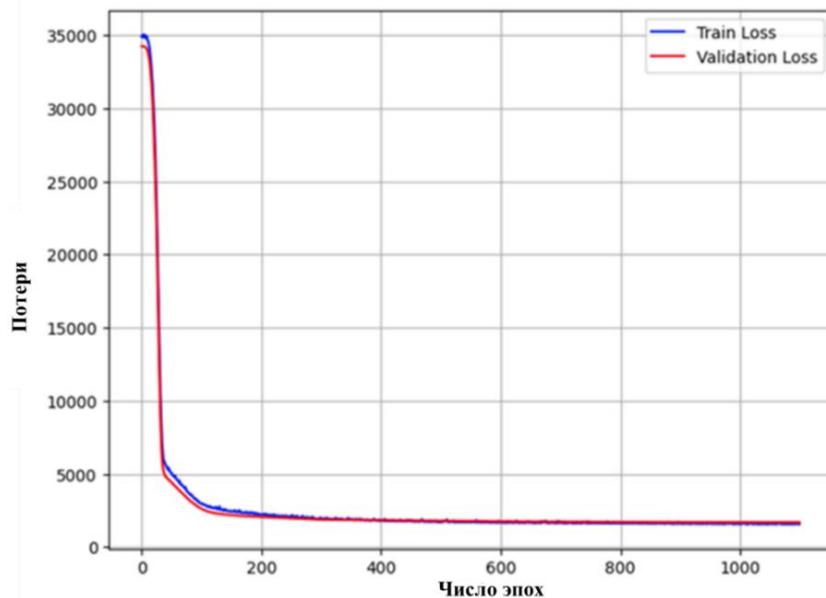


Рисунок 2.30 – Динамика процесса обучения

Полученные кривые обучения, представленные на графике, демонстрируют отсутствие переобучения, при этом валидационная ошибка стабилизируется после 800 эпох. При проведении тестовой выборке разработанная модель демонстрирует показатели, представленные в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Тестовые метрики различных конфигураций сети (обучение 1100 эпох)

	Топология 3-32-16-8-1	Топология 3-32-8-1	Топология 3-32-1
Средняя абсолютная ошибка (MAE)	1455,7 км	2350,49 км	18315,69 км
Средняя квадратичная ошибка (RMSE)	3553,88 км	5024,27	21028,21 км
Коэффициент детерминации R^2 (R-Squared)	0,919	0,842	-1,773
Средняя абсолютная процентная ошибка (MAPE)	2,9 %	5,54 %	49,86 %

Эксперименты с сетью 3-32-1 (один скрытый слой) показали значительное ухудшение метрик — модель не сходится при заданном числе эпох ($n = 1100$). Это подтверждает необходимость многоуровневого представления признаков для задач прогнозирования износа в нестационарных условиях [206]. Наилучший результат при одинаковых условиях обучения показывает модель с более сложной топологией, а именно 3-32-16-8-1. В данном случае коэффициент детерминации ($R^2 = 0,919$) указывает на способность модели объяснять 91,9 % дисперсии данных, что является приемлемым показателем в технических системах. Средняя абсолютная процентная ошибка (MAPE) равна 2,9 % существенно ниже порога 10 %, принятого в технических системах прогнозного обслуживания [265], что подтверждает применимость модели для планирования технического обслуживания и ремонта. Для визуализации функционирования разработанной модели был рассчитан ресурс для всего набора данных (рисунок 2.31). На полученных графиках наглядно представлено, что предсказанный ресурс близок к истинным значениям из набора данных (предсказанные значения ниже, чем истинные).

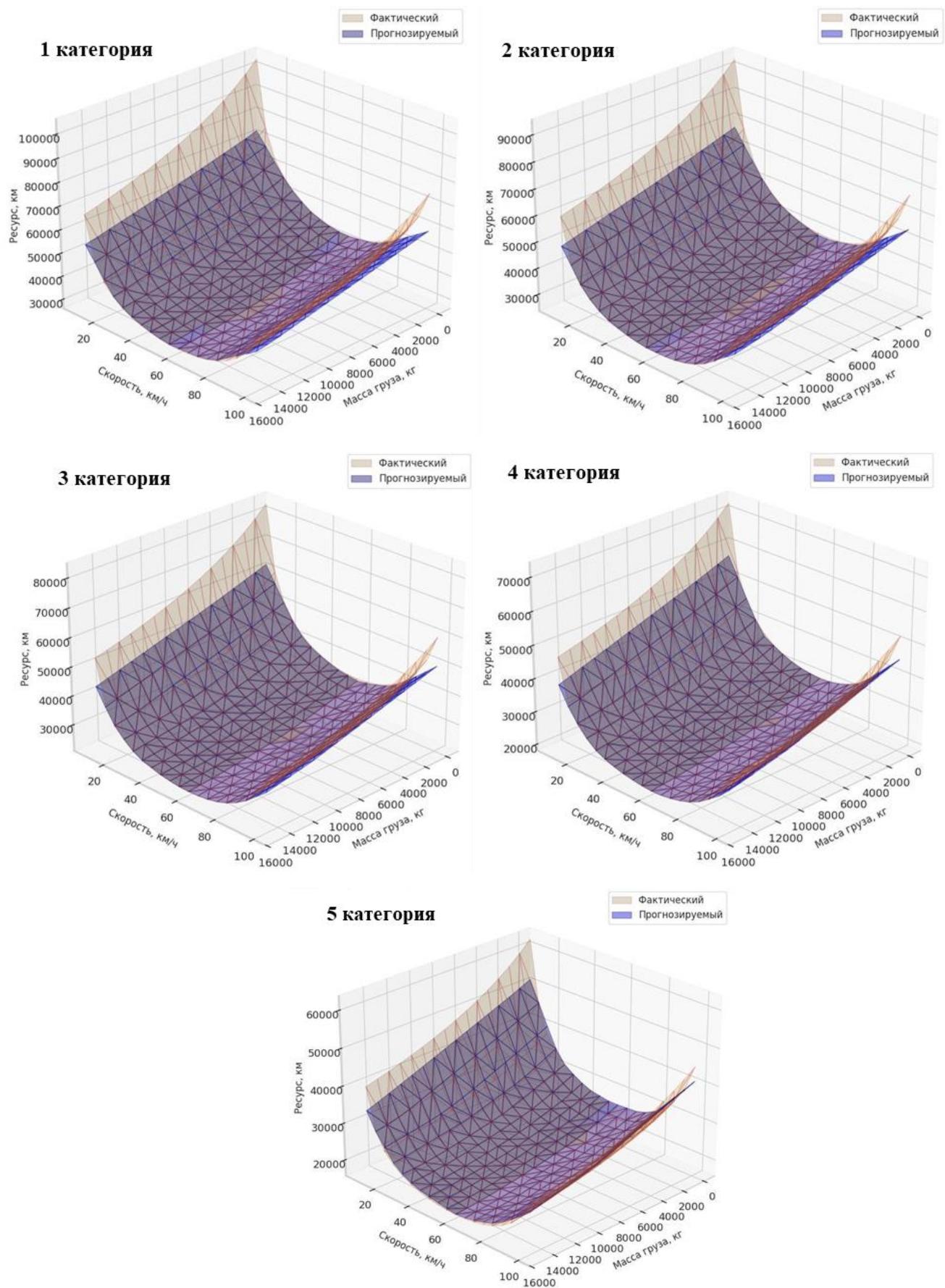


Рисунок 2.31 – Сравнение фактического и прогнозируемого износа
(1-й; 2-й; 3-й; 4-й и 5-й категории условий эксплуатации)

Результат работы полученной предиктивной модели заключается в получении реальных данных в виде остаточного ресурса исследуемого объекта за счет полученной от объекта диагностирования информации, прошедшей через предиктивную модель. Значения ресурса $L_h(S)$ и скорости изнашивания I являются выходными данными модели. Общая структура процедуры синтеза и дальнейшей эксплуатации такой модели от числовых данных до расчетного модуля, готового к эксплуатации на борту транспортного средства, показана на рисунке 2.32.

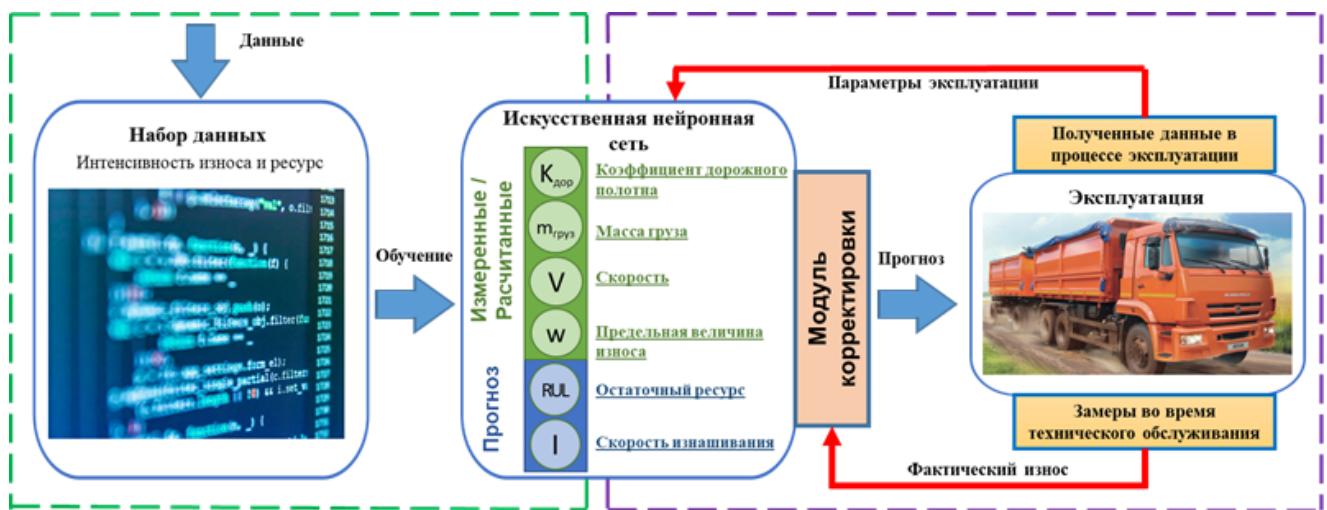


Рисунок 2.32 – Структура функционирования предиктивной модели

Полученная модель позволяет оценить исправность подшипника с учетом изменяющихся условий эксплуатации транспортного средства в процессе его эксплуатации до следующего технического обслуживания (рисунок 2.33).

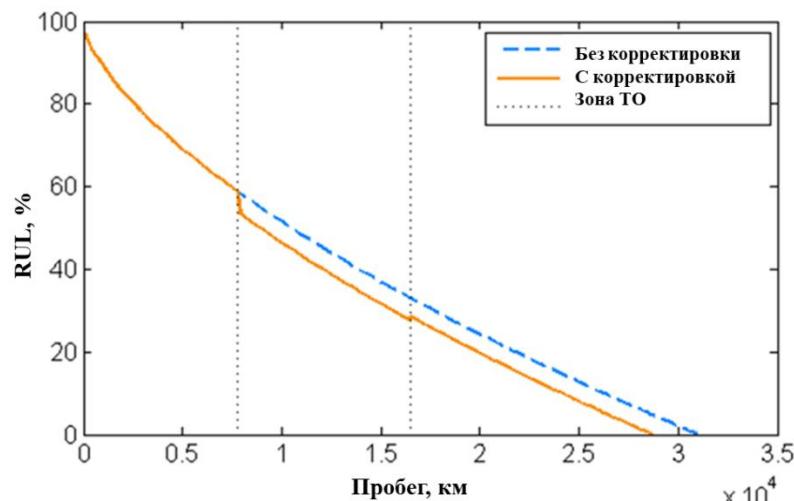


Рисунок 2.33 – Прогнозируемые сроки службы подшипника скольжения

Коррекция прогнозов предиктивной модели осуществляется линейным способом, поскольку установившийся режим изнашивания составляет основную продолжительность срока службы подшипника. В этом случае выходные данные модели подвергаются процедуре коррекции следующим образом:

$$[I_h]_{k+1} = [I_h]_k / \left(1 - \frac{w^{k+1} - w}{w} \right); \quad (2.37)$$

$$[RUL]_{k+1} = [RUL]_k \cdot \left(1 - \frac{w^{k+1} - w}{w} \right), \quad (2.38)$$

где k – серийный номер выполняемой коррекции данных,

w – расчетное значение величины износа,

w_{0k+1} – величина фактического износа, измеренного вовремя ТО.

Таким образом работы подшипника скольжения подвески балансира до величины износа $w = 1$ мм соответствует статистическим данным по эксплуатации транспортных средств на рассматриваемом маршруте, где их типичный срок службы составляет от 28 до 35 тыс. км. Кроме того, на начальных этапах эксплуатации наблюдается более интенсивное снижение RUL, что характеризует этап обкатки. За этим следует снижение скорости изнашивания до почти равномерного, что отражает принятое предположение о преобладании установленвшегося режима изнашивания.

Разработанный в ходе исследования комплекс процедур моделирования ресурса работы подшипников скольжения (втулок) балансирующей подвески автомобиля КамАЗ успешно апробирован и внедрен на предприятиях автомобильного транспорта г. Орла (Автобаза № 9 ФАО «Орелдорстрой», ООО «АПК Юность») и г. Белгорода (ООО «Белмаг», ООО «Белдорстрой»). Методика расчета включает формализованные математические модели: расчет характеристик подшипника скольжения (зарегистрирована как программа для ЭВМ № 2021680059 РФ) и расчет ресурса подшипников скольжения балансирующей подвески (зарегистрирована как программа для ЭВМ № 2024612989 РФ). Эффективность внедрения и практическая значимость результатов завершенной

научно-исследовательской работы документально подтверждены актами о внедрении (приложение Б).

2.5 Выводы по главе

1. Разработана оригинальная математическая модель, алгоритм и программный комплекс (реализованный в MATLAB) для расчета ключевых характеристик подшипника скольжения балансирной подвески грузового автомобиля. Модель уникальна учетом двух механизмов формирования несущей способности: сдвигового гидродинамического эффекта при возвратно-вращательном движении подшипника скольжения башмака балансирной подвески (угловые скорости $\omega \approx 0,1\text{--}0,3$ рад/с, линейные скорости на поверхности $V \approx 0,02\text{--}0,065$ м/с) и эффекта радиального сжатия смазочного слоя под действием динамических вертикальных нагрузок (10 – 50 кН) от неровностей дороги.

2. Комплексное численное моделирование поля давления, грузоподъемности и момента трения подшипника скольжения балансира грузового автомобиля выявило доминирующую роль динамического сжатия смазочного слоя в формировании работоспособного гидродинамического режима трения ($\delta > 3$) и требуемой грузоподъемности. Установлено, что механизм формирования гидродинамического давления исключительно за счет тангенциального сдвига опорных поверхностей является недостаточным, приводя к граничному трению ($\delta \approx 0,03$) даже при экстремальных значениях относительного эксцентризитета ($\varepsilon > 0,995$) и малом радиальном зазоре (85 мкм). Ключевым фактором, обеспечивающим переход в устойчивый гидродинамический режим ($\delta \approx 3,1$) при реалистичных условиях эксплуатации ($\varepsilon \approx 0,8$, радиальный зазор 222 мкм), является радиальное сжатие смазочного слоя под действием высоких динамических нагрузок (10 – 50 кН), возникающих при вертикальных колебаниях на неровностях дороги. Анализ поля давления подтвердил его сильную

нелинейность и симметрию относительно нейтрали, с монотонным снижением пиковых значений при увеличении угла отклонения балансира.

3. Результаты исследования однозначно демонстрируют критическую зависимость грузоподъемности и режима трения от радиального зазора подшипника. Увеличение зазора (имитирующее износ) приводит к катастрофическому снижению грузоподъемности, особенно под высокой нагрузкой (48 кН), несмотря на сопутствующее уменьшение момента трения, которое само по себе носит нелинейный характер и обратно пропорционально зазору. Существует критическое значение радиального зазора (222 мкм при $\varepsilon = 0,8$ и нагрузке 48 кН), превышение которого исключает возможность формирования гидродинамического слоя даже с учетом сжатия, переводя систему в неработоспособное состояние с риском граничного трения и задиров. Следовательно, поддержание радиального зазора за счет борьбы с износом является первостепенным условием обеспечения надежности и долговечности подшипникового узла в условиях эксплуатационных динамических нагрузок, где сжатие смазочного слоя является основным источником несущей способности.

4. Разработана оригинальная математическая модель, алгоритм и программный комплекс (реализованный в MATLAB) для расчета ресурса работы подшипника скольжения балансирной подвески грузового автомобиля на основе уравнения Арчарда, валидированная на экспериментальных данных (включая $K = 4,3 \times 10^{-5}$ для пары БрОФ 10-1 / Сталь 45ХН, в смазочной среде ТАП-15В), доказала свою эффективность как инструмент для прогнозирования ресурса подшипника скольжения балансирной подвески КамАЗ в реальных условиях эксплуатации, варьирующихся по скорости, коэффициенту дорожного полотна (Кдор) и нагрузке.

5. Установлено, что ресурс подшипника имеет выраженную зависимость от эксплуатационных условий. Увеличение коэффициента $K_{дор}$ (1,2 – шоссе; 1,3 – проселочная дорога; 1,4 – карьер) и наличие груза являются наиболее дестабилизирующими факторами, повышающими скорость изнашивания в

1,3 – 1,7 раза и снижающими ресурс на 3 – 45 % по сравнению с автомобилем без груза, при этом зависимость от скорости движения сложна и нелинейна.

6. Экстремумы и нелинейные эффекты: зафиксированы экстремальные значения: максимальная скорость изнашивания (0,0013 мм/ч) — груженый автомобиль в карьере при 20 – 30 км/ч; минимальная (0,00011 мм/ч) — автомобиль без груза по шоссе при 5 – 10 км/ч. Минимальный ресурс (22124 км) соответствует груженому автомобилю на проселочной дороге при 50 – 60 км/ч, максимальный (94292 км) — автомобиль без груза на шоссе при 5 – 10 км/ч. Критическим для ресурса является диапазон 50 – 60 км/ч для всех условий. Аномальное увеличение ресурса на шоссе при 90 – 100 км/ч для автомобиля без груза (67808 км) свидетельствует о смене доминирующих механизмов изнашивания/нагружения.

7. Повышения ресурса подшипника скольжения балансирной подвески (на 30 – 55 %) можно достичь через управление режимом эксплуатации: ограничение скорости движения преимущественно диапазоном 5 – 30 км/ч на дорогах с высоким коэффициентом дорожного полотна (K_{dop}), приоритетное использование дорог с коэффициентом дорожного полотна ($K_{dop} = 1,2$ (шоссе)) и минимизация перегрузки грузового автомобиля.

8. Разработанная предиктивная модель на основе искусственной нейронной сети с архитектурой 3-32-16-8-1 продемонстрировала высокую эффективность в прогнозировании ресурса автомобиля, учитывая скорость, массу груза и коэффициент эксплуатации. Применение стандартизации данных, функции активации LeakyReLU ($\alpha = 0,01$) и функции потерь SmoothL1Loss ($\beta = 1,0$) обеспечило устойчивость модели к разнородным данным и минимизировало влияние экстремальных значений. Обучение с адаптивной скоростью (StepLR, шаг 300 эпох, $\gamma = 0,5$) позволило достичь стабилизации валидационной ошибки после 800 эпох. Тестовые метрики подтвердили высокую точность модели: коэффициент детерминации $R^2 = 0,919$, средняя абсолютная ошибка 1455,7 км и MAPE = 2,9 %, что соответствует требованиям технических систем прогнозного обслуживания (порог MAPE <10 %). Модель обеспечивает корректировку прогнозов на основе фактических измерений износа, что повышает её практическую применимость для

планирования технического обслуживания в условиях нестационарных режимов эксплуатации. Результаты согласуются с закономерностями износа по Арчарду и подтверждают целесообразность использования многоуровневых архитектур для задач регрессии в технических системах.

3. УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Повышение ресурса грузовых автомобилей в значительной мере зависит от увеличения срока службы высоконагруженных узлов, в частности биметаллических подшипников скольжения балансируемых подвесок грузовых автомобилей. Применение технологии газотермического напыления (ГТН) для формирования антифрикционных покрытий при изготовлении и восстановлении таких подшипников в условиях автотранспортных предприятий (АТП) представляет значительный практический интерес [61]. Совершенствование технологических режимов ГТН позволяет создавать на поверхности вкладышей подшипников скольжения износостойкие слои с регулируемыми триботехническими свойствами, что существенно повышает их ресурс в условиях ударно-циклических нагрузок балансируемых подвесок [19]. Однако анализ практики АТП показывает, что выбор конкретного метода ГТН (газопламенное, плазменное напыление, металлизация) для формирования антифрикционного слоя биметаллических подшипников скольжения при изготовлении или восстановлении часто носит эмпирический характер, обусловленный финансовыми ограничениями и опытом персонала, а не системным учетом функциональных требований к покрытию. Существует заметная противоречивость в оценках эффективности ГТН: ряд исследований [149, 158] указывает на недостаточную адгезионную прочность и механические характеристики традиционно напыленных покрытий для столь ответственных узлов, в то время как другие авторы [63, 64, 164] рекомендуют комбинированные методы ГТН (газопламенное в сочетании с плазменным) именно для деталей, работающих в экстремальных условиях, характерных для балансируемых подвесок [37, 32, 166]. Это противоречие подчеркивает отсутствие унифицированной методологии выбора технологии, интегрирующей как экономические возможности АТП, так и строгие эксплуатационные критерии, предъявляемые к биметаллическим подшипникам скольжения. Основным

эмпирически установленным критерием при выборе параметров ГТН (энергия, температура, скорость подачи материала) для биметаллических подшипников скольжения балансирных подвесок является прочность сцепления антифрикционного покрытия со стальной основой, причем предпочтение отдается высокоэнергетическим методам (газопламенному напылению), обеспечивающим плотную микроструктуру и высокое качество антифрикционного покрытия. Для оптимизации процессов изготовления и восстановления биметаллических подшипников скольжения балансирных подвесок методами ГТН антифрикционных покрытий в условиях АТП актуальны комплексные исследования, направленные на установление корреляционных зависимостей между параметрами процесса напыления антифрикционного покрытия и прочности его сцепления с основой [56]. Систематизация этих зависимостей позволит осуществить научно обоснованный выбор технологий и режимов ГТН, направленный на максимальное увеличение ресурса работы балансирной подвески грузовых автомобилей применительно к возможностям ремонтных производств АТП.

3.1 Технологические аспекты использования биметаллических подшипников скольжения при ремонте узлов и агрегатов автомобилей

В рамках исследования [124], направленного на технологическое повышение прочности сцепления и износостойкости антифрикционного покрытия биметаллических подшипников скольжения, разработан интегрированный методологический подход, сочетающий технологические и экспериментально-аналитические методы повышения адгезионной прочности и триботехнической устойчивости антифрикционного слоя, наносимого на стальную основу подшипника посредством комбинации косого сетчатого накатывания и газопламенного напыления порошковых материалов на медной основе. Ключевым технологическим решением выступило предварительное формирование резьбового

рельефа с шагом $P = 3$ мм на внутренней цилиндрической поверхности стальной втулки, подвергаемой последующему косому сетчатому накатыванию (рисунок 3.1) [93, 171]. Данный процесс обеспечил создание регулярного микрорельефа, увеличивающего площадь контакта между основой и антифрикционным слоем, что способствовало многократному увеличению поверхности механического зацепления [113].



Рисунок 3.1 – Стальная основа с предварительно обработанной поверхностью

Последующее газопламенное нанесение покрытий на основе меди (ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5), с использованием комплектования газопламенной горелки «Термика - универсал» позволило сформировать однородное покрытие с улучшенными адгезионными свойствами [82].

Газопламенная горелка «Термика универсал» представляет собой модульную систему, конструкция которой обеспечивает функциональную адаптацию к различным технологическим операциям (рисунок 3.2). Основу устройства формирует корпус ствола (1), выполняющий роль несущего элемента, к которому присоединяются сменные функциональные модули. Для операций газопорошковой наплавки используется специализированный наконечник (2), оснащенный сменной стволовой насадкой (9), фиксируемой посредством узла крепления, обеспечивающего герметичность и точную ориентацию. Управление газоподачей осуществляется курком (3), активирующим мембранные клапаны, а тонкая регулировка расходных параметров реализована через систему игольчатых

вентилями: вентили (4) и (5) контролируют подачу горючего газа и кислорода, тогда как элементы (15) и (21) регулируют поток сжатого воздуха, что позволяет оптимизировать соотношение компонентов газовой смеси в зависимости от режима эксплуатации.

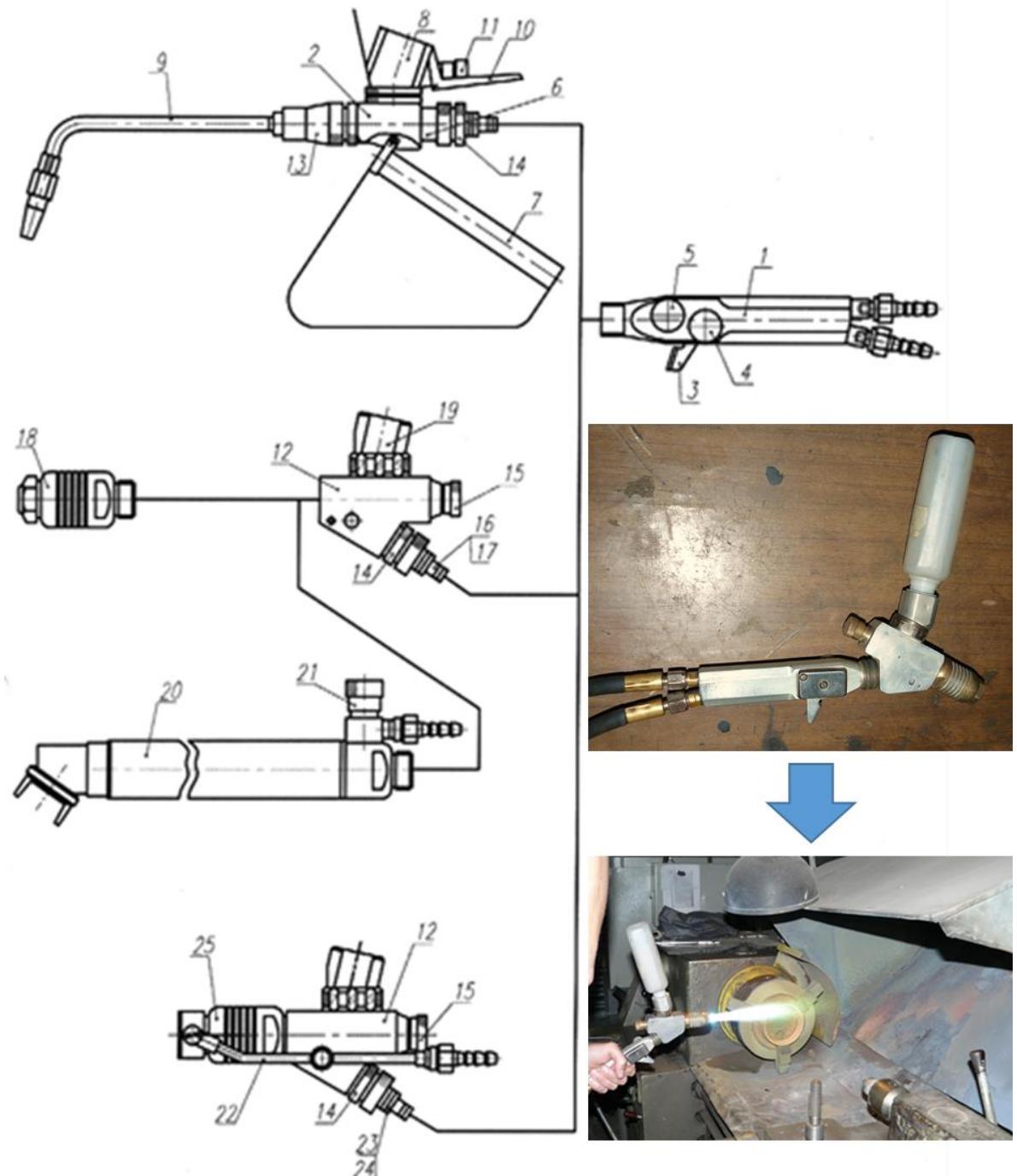


Рисунок 3.2 – Схема комплектования газопламенной горелки «Термика-универсал»

Соединительные адаптеры (6, 16, 23) обеспечивают совместимость с внешними магистралями, а стабилизацию горелки в рабочем положении

гарантирует подставка (7). Подача наплавочного материала регулируется порошковыми клапанами (8, 19), интегрированными в систему транспортировки абразива. Для операций газопламенного напыления применяется наконечник (12), дополненный стволовой насадкой (18), конструкция которой оптимизирована для формирования равномерного факела. Фиксация модулей осуществляется посредством накидных гаек (13, 14), обеспечивающих быстрый демонтаж при смене технологических режимов. Ключевым элементом газодинамической системы являются смесительные камеры и инжекторы (17, 24), ответственные за гомогенизацию газовых потоков и создание устойчивого пламени. Для обработки внутренних поверхностей предусмотрена угловая насадка (20), сопряженная с воздуховодом (22), который обеспечивает подачу охлаждающего агента или транспортировку порошкового материала. Специализированная стволовая насадка (25) предназначена для работы с легкоплавкими составами, обеспечивая контроль температурного профиля за счет изменения геометрии факела. Механизм шиберного затвора, управляемый рычагом (10) с фиксирующим винтом (11), позволяет оперативно перекрывать подачу порошка без остановки основного газового потока, что критически важно для предотвращения дефектов наплавки при прерывистых операциях. Интеграция перечисленных компонентов в единую модульную архитектуру обеспечивает горелке многопофильность при выполнении широкого спектра термообрабатывающих процессов, что делает ее универсальной для восстановления деталей и изготовлении биметаллических подшипников скольжения в условиях автотранспортных предприятий.

В ходе проведения исследований [126] изготовленных биметаллических подшипников скольжения было экспериментально установлено, что оптимизация параметров обработки – глубины регулярной неровности $h = 0,6$ мм и шага накатного ролика $t = 1,6$ мм – обеспечивает увеличение прочности сцепления покрытия (ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5) с основой в 1,5 раза ($\sigma_{\text{сп}} = 64,5$ МПа) и повышение износостойкости в 1,65 раза по сравнению с традиционными антифрикционными материалами (бронза БрОФ10-1) [253, 254]. Материаловедческий анализ выявил ключевую роль сетчатого рельефа,

формируемого на стальной основе, который усиливает механическое зацепление покрытия и создает зону упрочнения глубиной до 1,5 мм с увеличением микротвердости на 18 %. Теоретическое обоснование процесса базировалось на математическом моделировании методом конечных элементов (DEFORM-3D), позволившем прогнозировать распределение эквивалентных напряжений ($\sigma_{max} = 187$ МПа) и деформаций ($\varepsilon = 3,05$) в зоне обработки. Разработанные регрессионные модели, позволили установить зависимость выходных параметров от технологических факторов. Экспериментальные исследования [254, 261], проведенные в соответствии с ГОСТ 23.224-86 (испытания на износ) и ГОСТ 9.302-88 (оценка маслосъемности), подтвердили превосходство покрытия из порошка ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 (шероховатость покрытия $Ra = 1,61$ мкм, прочность сцепления $\sigma_{сц} = 64,5$ МПа, микротвердость $HV = 127$, маслосъемность $M = 98$ г/м² и износостойкость $K = 1,65$) над другими испытуемыми образцами [261].

3.2 Методы повышения прочности сцепления антифрикционного покрытия, используемые материалы и методика оценки прочности сцепления

Для повышения прочности сцепления и эксплуатационных характеристик антифрикционных покрытий в производстве биметаллических подшипников скольжения разработан комплекс технологических методов формирования функциональных слоев на стальной подложке [128]. Интегрированный подход включает три взаимодополняющих метода, обеспечивающих синергетическое усиление межфазного взаимодействия, при этом стоит учесть, что каждый из предложенных ниже методов может использоваться отдельно.

Первый метод основан на совмещении центробежной силы с импульсным энергетическим воздействием частиц металла при соударении с подложкой.

Данная технология обеспечивает формирование слоя с повышенной плотностью и градиентной структурой за счет динамического воздействия.

Второй метод основан на формировании активного промежуточного слоя с использованием никельсодержащих термореагирующих порошковых композиций. В процессе термообработки происходит диффузионно-активированное синтезирование интерметаллических фаз, повышающих когезионную прочность на границе раздела «сталь – антифрикционное покрытие».

Третий метод основан на послойном пластическом структурирование поверхности методом контролируемой деформации нанесенных покрытий. Механическое упрочнение реализуется через рекристаллизацию деформированной матрицы, минимизацию дефектов структуры и формирование текстуры, повышающей износостойкость.

Предложенный технологический комплекс обеспечивает управляемое формирование многоуровневой структуры биметалла с улучшенными трибологическими свойствами за счет синергии адгезионного упрочнения на границе раздела фаз, оптимизации морфологии покрытий и повышения их структурной однородности [257, 259].

Для апробации предложенных методов повышения прочности сцепления антифрикционного покрытия к металлической подложке были подготовлены специальные образцы, представляющие собой сегментированные фрагменты кольцеобразных биметаллических подшипников скольжения. Металлическая основа исследуемых изделий была изготовлена из конструкционной стали марки 20 (Сталь 20 ГОСТ8731-74). Анализ химического состава указанного сплава представляет собой полиэлементную систему, включающую железо ($Fe \approx 98\%$), углерод ($C = 0,17 - 0,24\%$), марганец ($Mn = 0,35 - 0,65\%$), кремний ($Si = 0,17 - 0,37\%$), медь ($Cu < 0,25\%$), мышьяк ($As < 0,08\%$), никель ($Ni < 0,25\%$), фосфор ($P < 0,04\%$), хром ($Cr < 0,25\%$) и серу ($S < 0,04\%$) в регламентированных концентрациях. Микроструктурные исследования выявили характерную двухфазную феррито-перлитную матрицу, типичную для низкоуглеродистых сталей в равновесном состоянии. Следует отметить, что

проведение термической обработки (закалки) для данной стали индуцирует фазовое превращение исходной структуры в пакетный мартенсит, что сопровождается существенным ростом прочностных характеристик материала при одновременном снижении пластичности. Данный структурно-чувствительный переход открывает возможность целевого применения термически упрочненного сплава для производства биметаллических подшипников скольжения, требующих сочетания высокой механической стабильности и износостойкости.

Подготовка поверхности стальной втулки для нанесения антифрикционного покрытия проводилась комбинированным механическим способом, включающим два последовательных этапа. На первом этапе на внутренней цилиндрической поверхности формируется резьбовой рельеф (рваная резьба) с шагом $P = 2 - 4$ мм методом точной механической обработки. Данный рельеф служит основой для последующего косого сетчатого накатывания, реализуемого посредством специализированного роликового инструмента. В процессе накатывания создался регулярный микрорельеф с параметрами: глубина неровности $h = 0,4 - 0,8$ мм и шаг ролика $t = 1,2 - 2,0$ мм. Такая топография поверхности обеспечивает многократное увеличение площади контакта (до 220 – 250 % относительно гладкой подложки) за счет образования взаимопересекающихся микроканавок, формирующих развитую систему механического зацепления [95] (Пат. 2509236 РФ, приложение В).

Антифрикционное покрытие на основе многокомпонентного порошкового сплава марки ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 было сформировано на внутренней цилиндрической поверхности стальной заготовки методом газопламенного напыления с использованием горелки «Термика – 11» из комплекта «Термика – универсал». В качестве функционального материала применен сложнолегированный сплав на медной основе ($\text{Cu} \approx 83,8\%$), дополненный алюминием ($\text{Al} \approx 8,5\%$), железом ($\text{Fe} \approx 1,2\%$), никелем ($\text{Ni} \approx 4,8\%$), марганцем ($\text{Mn} \approx 1,4\%$), а также микродобавками олова ($\text{Sn} \leq 0,01\%$), кремния ($\text{Si} \leq 0,2\%$) и других элементов (суммарно $\leq 0,05\%$). Данная композиция обеспечивает синергию трибологических свойств за счет формирования дисперсно-упрочненной

структуры: алюминий способствует повышению окалийностойкости, никель увеличивает термическую стабильность, а железо и марганец создают твердые интерметаллидные фазы, улучшающие износостойкость.

В рамках разработки комплексной методики повышения адгезионной прочности многослойных покрытий было проведено исследование, направленное на целесообразность применения термореагирующих никель-алюминиевых порошков марок ПГ-Ю5-Н и ПГ-Ю10-Н в качестве промежуточного подслоя при нанесении антифрикционного материала ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5. Данный подход обусловлен способностью никелевых композиций к экзотермическому взаимодействию, сопровождающемуся саморазогревом и уплотнением слоя, что обеспечивает улучшенную адгезию за счет активизации диффузационных процессов на границе раздела. Термореагирующие порошки на основе никеля марок ПГ-Ю5-Н и ПГ-Ю10-Н представляют собой композиционные материалы никель-алюминиевой системы, предназначенные для создания износостойких и коррозионно-устойчивых покрытий методом термического напыления. Основу ПГ-Ю5-Н составляет никель (95 %) с добавлением 5 % алюминия (Ni+5,2Al), тогда как ПГ-Ю10-Н содержит повышенное количество алюминия — 9 – 9,26 % (Ni+9Al). Оба материала производятся механическим смещиванием компонентов, обеспечивающим однородность структуры и контролируемый гранулометрический состав в диапазоне 40 – 90 мкм, что оптимизировано для технологий газопламенного напыления. Ключевой особенностью данных порошков является экзотермическая реакция между никелем и алюминием, сопровождающаяся выделением тепла (для ПГ-Ю5-Н – 114,6 условных единиц), что способствует самонагреву и уплотнению формируемого слоя. Это обеспечивает высокую адгезию покрытия к подложке (≥ 55 МПа) при минимальной пористости. Физико-механические свойства варьируются в зависимости от состава: твердость ПГ-Ю5-Н достигает 210 НВ, а ПГ-Ю10-Н – 170 НВ, что обусловлено различиями в фазовом составе интерметаллидов.

Технологический процесс нанесения основного антифрикционного покрытия (ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5) осуществлялся в соответствии с регламентированными режимами: давление кислорода составляло 0,4 – 0,5 МПа, ацетилена – 0,07 – 1,0 МПа. В качестве горючего газа применялся ацетилен, соответствующий ГОСТ 5457–85, а в роли окислителя – технический кислород, соответствующий ГОСТ 5583–88. Порошковая фракция 60 – 70 мкм подавалась в зону высокотемпературного газопламенного потока, где происходил ее нагрев до температур, превышающих точку плавления меди (1083°C), с последующим ускорением и осаждением на подготовленную поверхность подложки. Кинетика процесса обеспечивалась энергией экзотермической реакции горения ацетилен-кислородной смеси, что индуцировало пластическую деформацию частиц при соударении с основой и формирование слоя с высокой адгезионной прочностью. Микропористость и морфология покрытия регулировались оптимизацией технологических параметров, включая дистанцию «сопло-подложка» (оптимальный диапазон 180 – 190 мм), скорость подачи порошка (2,5 – 3,0 кг/ч) и температурный режим пламени ($2200 - 2400^{\circ}\text{C}$). Использование газопламенного метода позволило минимизировать термические деформации стальной основы за счет локализованного теплового воздействия и сокращения времени высокотемпературного воздействия.

Исследование прочности сцепления антифрикционного покрытия с материалом основы проводилось с применением количественных методов, обеспечивающих получение абсолютных значений оцениваемых параметров. Основное вниманиеделено методике испытаний на сдвиг, поскольку отрыв покрытия нормально к поверхности изделия не отражает реальных условий эксплуатации, где преобладают тангенциальные нагрузки. Испытания выполнены на универсальной разрывной машине ГМС-50 в соответствии ГОСТ 7855-68 с использованием специализированных образцов, изготовленных из стали 20 с антифрикционным покрытием (ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5). Конструкция инструментария включала пуансон из высоколегированной стали 20ХГНМТА (ГОСТ 4543-81) и матрицу из стали 45 (ГОСТ 1050-88), что обеспечило высокую

точность измерений за счет минимизации деформации инструментария при нагрузке (рисунок 3.3).

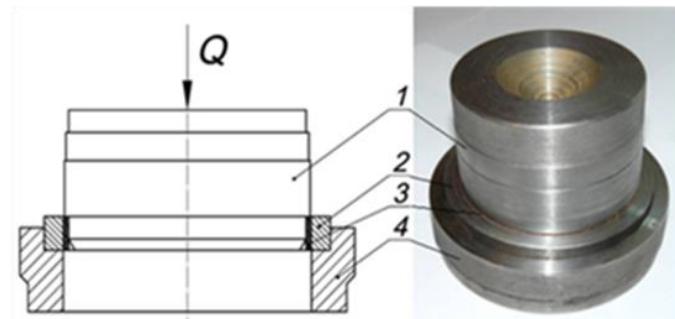


Рисунок 3.3 – Схема и фото определения прочности сцепления на сдвиг.

Процедура испытаний предусматривала продавливание образца (2) с покрытием (3) через матрицу (4) пуансоном (1), имитируя сдвигающее усилие.

Прочность сцепления (σ_{cu}) определялась через напряжение сдвига (τ) по формуле:

$$\tau = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi \cdot b \cdot d}, \text{ МПа} \quad (3.1)$$

где Q – сила сдвига, Н;

S – площадь контакта покрытия с основой, м²;

d, b – соответственно диаметр образца и ширина покрытия, м.

Регистрация силы осуществлялась на разрывной машине (рисунок 3.4), что позволило установить зависимость σ_{cu} от геометрических параметров контакта и свойств покрытия.



Рисунок 3.4 – Испытания на разрывной машины ГМС – 50:
а – процесс испытаний; б, в – образцы после испытания

Методика соответствует подходам, описанным в работах [46, 133], и обеспечивает воспроизводимость результатов за счет стандартизации условий испытаний.

3.3 Формирование антифрикционного покрытия под воздействием центробежной силы

В рамках исследований, направленных на повышение прочности сцепления антифрикционного покрытия для изготовления биметаллического подшипника скольжения, был предложен метод, основанный на совмещении центробежной силы с импульсным механическим воздействием, возникающим при соударении частиц порошка с подложкой (рисунок 3.5) [46].

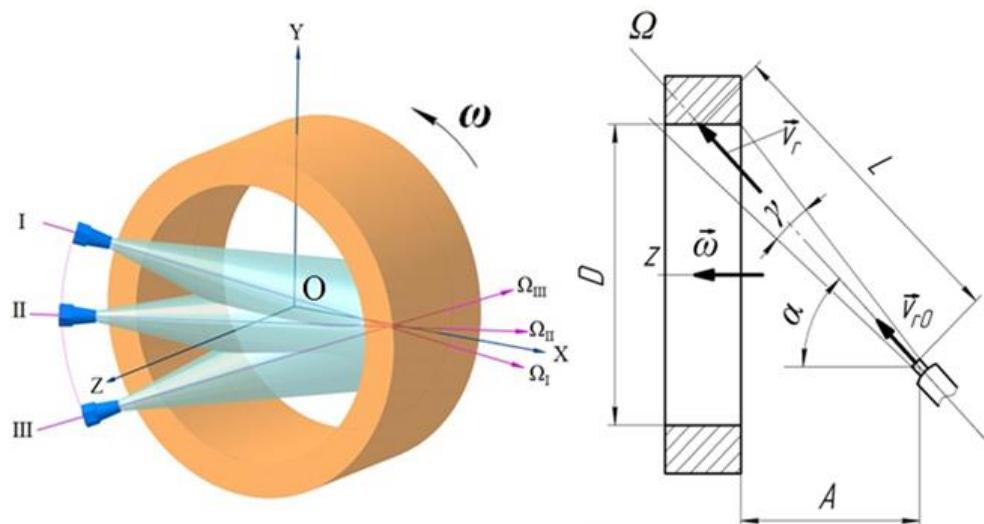


Рисунок 3.5 – Схема нанесения антифрикционного покрытия

Физическая сущность процесса, обусловленная воздействием элементарной центробежной силы инерции на массу частиц порошка, которые сталкиваются с площадью покрытия, выражается следующим образом:

$$d\bar{F}_u^u = -\bar{a}_u d_m, \quad (3.2)$$

где d_m – элементарная масса частицы;

\bar{a}_u – центростремительное ускорение.

Данный силовой фактор интенсифицирует процесс уплотнения покрытия за счет увеличения энергии соударения и активации пластической деформации частиц, что подтверждается результатами микроструктурного анализа сформированных слоев.

Выразим элементарную массу через расход материала за единицу времени в выражении (3.2) и выполним интегрирование:

$$F_u^u = 0,5 \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 D \int_0^\tau q dt = \frac{(\pi \cdot n)^2 D}{1800} \int_0^\tau q dt , \quad (3.3)$$

где q – функция расхода напыляемого материала.

При осаждении антифрикционного покрытия на обрабатываемую поверхность возникает сила инерции:

$$d\bar{F}_\kappa^u = -\bar{a}_\kappa dm , \quad (3.4)$$

где \bar{a}_κ – ускорение.

Сила инерции выражается следующим образом:

$$F_\kappa^u = \left(\frac{\pi n}{15} \cdot V_u \cdot \sin(\alpha \pm \gamma/2) \right) \int_0^\tau q dt \quad (3.5)$$

Направление силы инерции противоположно ускорению, которое определяется по правилу векторного произведения, так как инерционная сила возникает в результате взаимодействия движущейся частицы с вращающейся системой отсчета. Это ускорение направлено перпендикулярно как вектору скорости частицы, так и вектору угловой скорости вращения системы, что и задает направление силы инерции:

$$\vec{a}_\kappa = 2\vec{\omega} \times \vec{V}_u \quad (3.6)$$

Вектор ускорения должен быть одновременно перпендикулярен двум векторам – вектору угловой скорости и вектору относительной скорости частицы. При этом эти три вектора (угловой скорости ($\vec{\omega}$), относительной скорости (\vec{V}_u) и ускорения (\vec{a}_κ)) должны образовывать правую тройку векторов, как показано на рисунке 3.6. Следовательно, реверсирование направления вращения

обрабатываемой детали изменяет вектор силы инерции на 180° относительно исходной ориентации. Экспериментальные исследования показывают, что для оптимизации адгезионно-когезионных характеристик покрытия необходимо обеспечить направленность равнодействующей инерционных сил вглубь детали. Анализ силового воздействия на частицу демонстрирует, что направление результирующей силы инерции определяется пространственной конфигурацией системы, включающей позиционирование газопламенной горелки и кинематические параметры вращения детали. Таким образом, проекция равнодействующей сил инерции на нормаль рассчитывается по формуле:

$$F^u = \frac{(\pi n)^2 D}{1800} \int_0^\tau q dt \pm \frac{\pi n}{15} \cdot V_q \cdot \sin(\alpha \pm \gamma/2) \sin \beta \int_0^\tau q dt, \quad (3.7)$$

где β – угол, образованный между проекцией скорости частицы на плоскость поперечного сечения детали и касательной линией к поверхности детали в месте падения элементарной массы.

На представленной схеме (рисунок 3.6) пространственная конфигурация системы газопламенного напыления, включающая расположение горелки и направление вращения детали, заданы конструктивно для обеспечения радиальной ориентации вектора силы инерции в направлении центра масс напыляемого изделия.

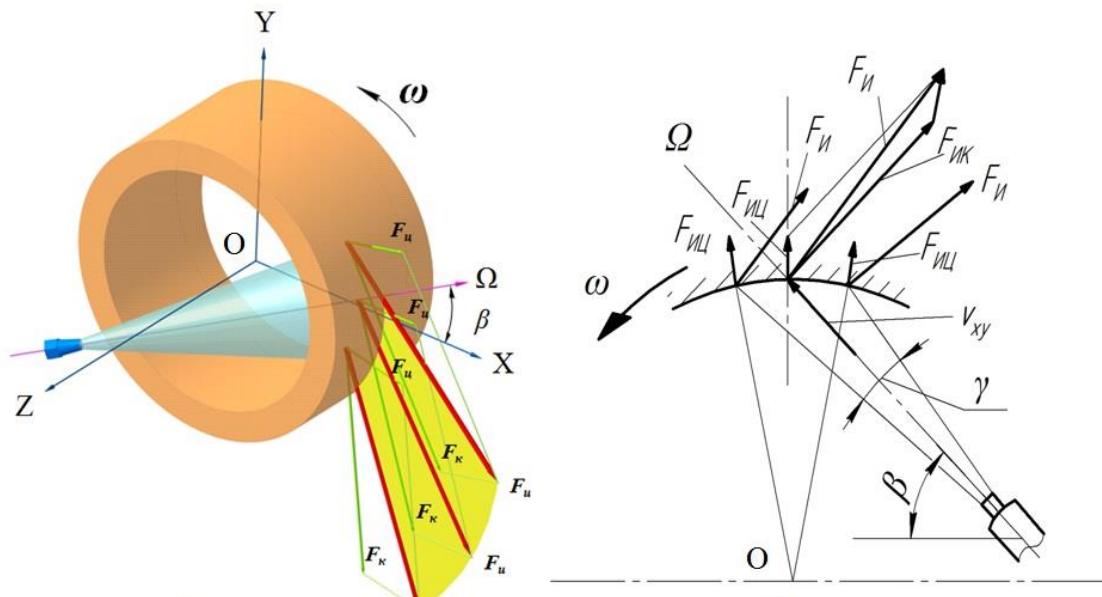


Рисунок 3.6 – Расчетная схема в плоскости ХОУ для положения III

Согласно кинематике неинерциальных систем, данная сила, возникающая вследствие взаимодействия движущихся частиц с вращающейся деталью, сохраняет радиальную направленность при заданных условиях процесса. Анализ распределения силовых воздействий в зоне напыления демонстрирует неоднородность силы инерции, действующей на частицы, вдоль дуги контакта с факелом термораспылителя. Эта пространственная вариативность обусловлена градиентом скоростей частиц в поперечном сечении факела горелки, приводящим к изменению вектора относительной скорости частиц относительно детали.

Изменения кинематических параметров процесса, включая реверс вращения детали (рисунок 3.7), или изменение пространственной ориентации термораспылителя, осуществляют трансформацию вектора силы инерции, приобретающей радиальную составляющую, направленную к оси вращения обрабатываемой детали. Данное явление обусловлено зависимостью векторного произведения от знака угловой скорости и пространственного распределения относительной скорости частиц, определяемого геометрией напыления [256].

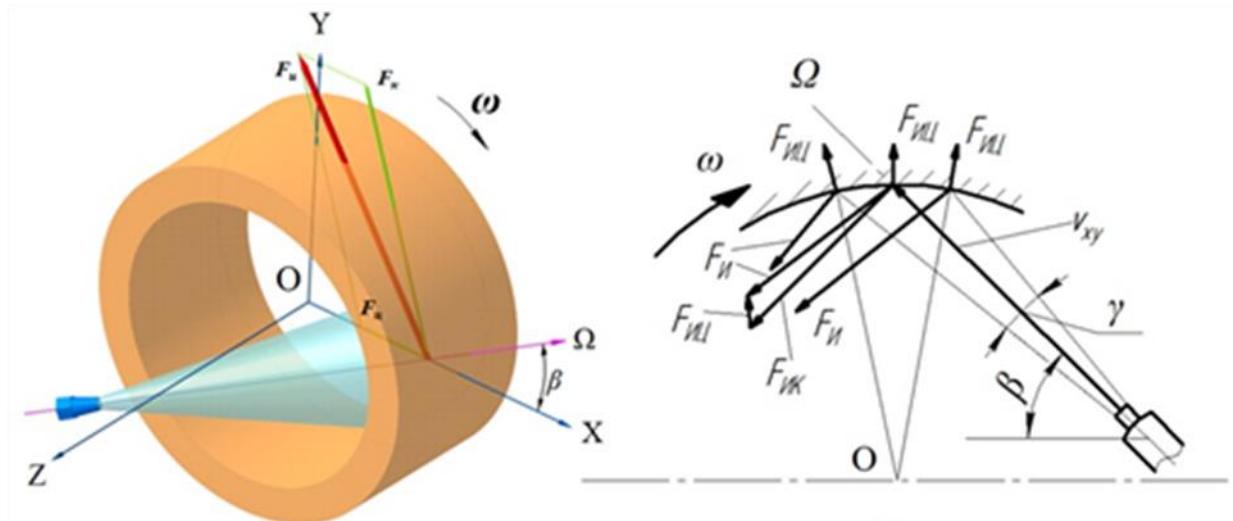


Рисунок 3.7 – Расчетная схема в плоскости ХОУ для положения I

В результате положения сил инерции результирующий вектор приобретает центростремительную ориентацию, что может превысить центробежную составляющую, приводя к возникновению эффективной силы, направленной от поверхности изделия. Это явление может провоцировать дефектообразование в покрытии за счет частичного отрыва частиц от зоны осаждения. Выбор режимов

нанесения антифрикционного покрытия требует учета данной составляющей для минимизации потерь материала и повышения плотности покрытия.

Выполним теоретические расчеты на основе уравнения (3.8) с использованием следующих исходных параметров и построим график зависимости силы инерции от угла наклона термораспылителя (рисунок 3.9): частота вращения детали $n = 100 \text{ мин}^{-1}$; угол атаки $\alpha = 50^\circ$; диапазон углов наклона термораспылителя $\beta = 2 - 10^\circ$; внутренний диаметр заготовки $D = \emptyset 91 \text{ мм}$; расход напыляемого материала $q = 5,1 \text{ г/с}$. При моделировании процесса осаждения покрытия учтено, что частицы материала, выходя из сопла термораспылителя со скоростью 800 м/с, достигают поверхности детали с сохранением линейной скорости. Временной интервал полета частиц составлял доли секунды при преодолении дистанции $L = 180 - 190 \text{ мм}$. Учитывая мгновенное взаимодействие частиц при контакте с поверхностью, средняя скорость их перемещения составила $V_u = 1,2 \text{ м/с}$. Данное допущение обосновано экспериментальными данными о динамике поведения частиц при геотермическом напылении.

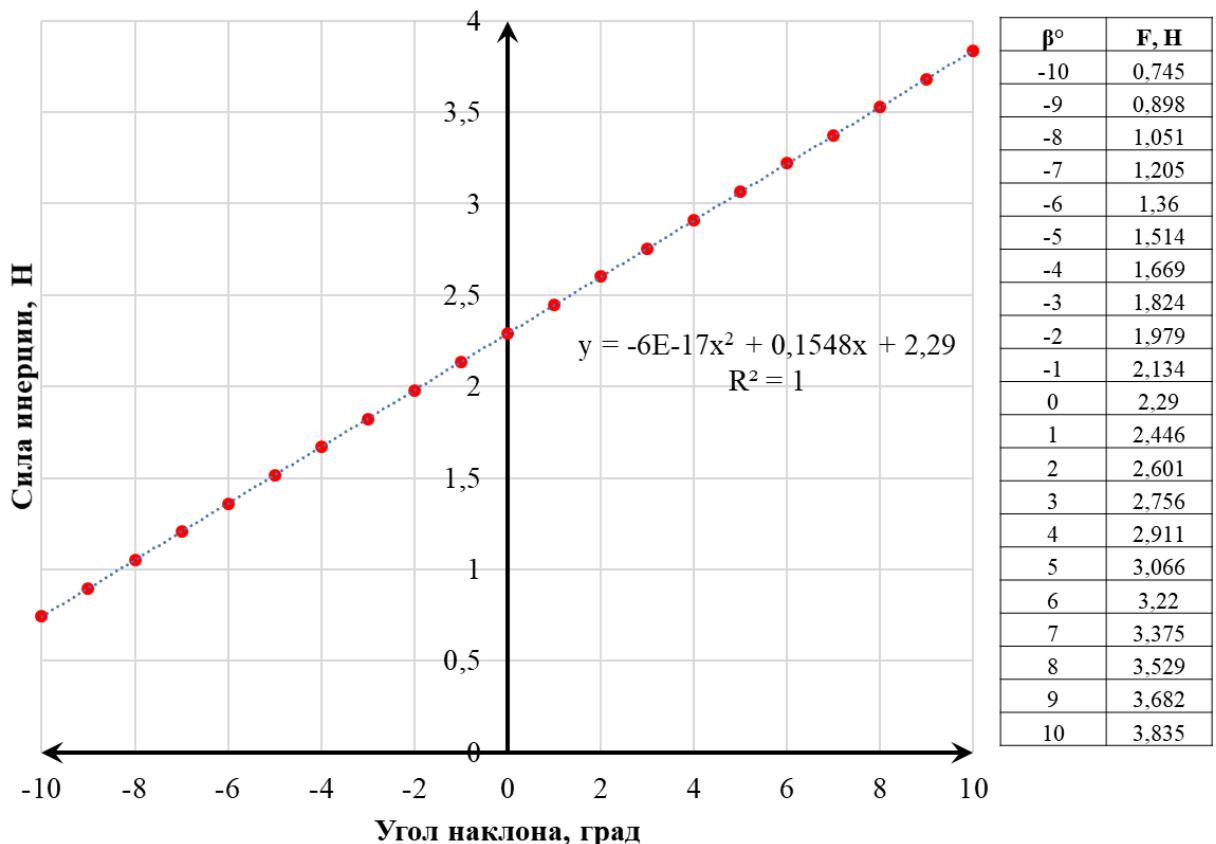


Рисунок 3.8 – Зависимость силы инерции от угла наклона термораспылителя

Полученные значения подтверждают влияние положения угла термораспылителя β на величину силы инерции F'' . При увеличении угла в положительном направлении (от 0° до $+10^\circ$) сила инерции возрастает с 2,29 Н до 3,835 Н, что соответствует приросту на 67,4 % относительно начального значения. В отрицательном направлении (от 0° до -10°) абсолютное значение угла также увеличивается, однако сила инерции при этом снижается с 2,29 Н до 0,745 Н, демонстрируя уменьшение на 67,5 %. Таким образом, рост угла в положительной области усиливает инерционные эффекты, тогда как аналогичное увеличение угла в отрицательной области (по модулю) приводит к их ослаблению. Средняя скорость изменения силы составляет $+0,155$ Н/град. для положительных углов и $-0,155$ Н/град. для отрицательных, что подчеркивает симметричный характер зависимости.

На основании теоретического анализа кинематики осаждения частиц при газопламенном напылении был выполнен комплексный эксперимент (90 образцов) для разной ориентации термораспылителя ($\beta = 0^\circ$; $\beta > 0^\circ$; $\beta < 0^\circ$), что дало возможность установить количественную взаимосвязь шага резьбы (P), шага накатывания (t) и величину заглубления (h) с прочностью сцепления антифрикционного покрытия (рисунок 3.9).

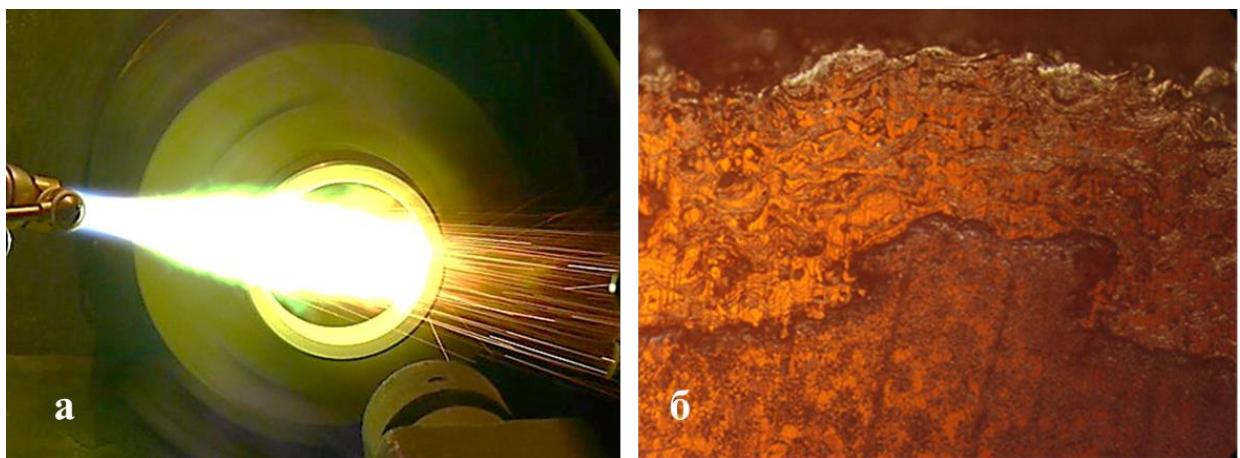


Рисунок 3.9 – Процесс формирования антифрикционного покрытия:
а – процесс нанесения; б – микроструктура покрытия

В результате проведения эксперимента установлено формирование высокопрочного соединения между напыляемым и основным слоями, данный

процесс виден при микроструктурном анализе полученной антифрикционной поверхности. Микрофотографические исследования демонстрируют отсутствие дефектов в зоне межфазной границы, характеризующейся плотной концентрацией кристаллических зерен. Четкая визуализация границы раздела, типичная для соединения металлов с различной кристаллической структурой и химическим составом, подтверждает гетерогенный характер покрытия. Морфологический анализ поверхности и её локальных участков свидетельствует о равномерной адгезионной прочности, как общей зоне напыления, так и в отдельных её сегментах [257, 259].

Полученный результат прочности сцепления можно представить в виде графиков (полиномиальных кривых), аппроксимирующих экспериментальные данные, полученные для трех конфигураций расположения термораспылителя: перпендикулярно плоскости детали ($\beta = 0^\circ$), под положительным углом ($\beta > 0^\circ$) и отрицательным углом ($\beta < 0^\circ$). Зависимость прочности сцепления от шага резьбы (P) и положение термораспылителя представлены на рисунке 3.10.

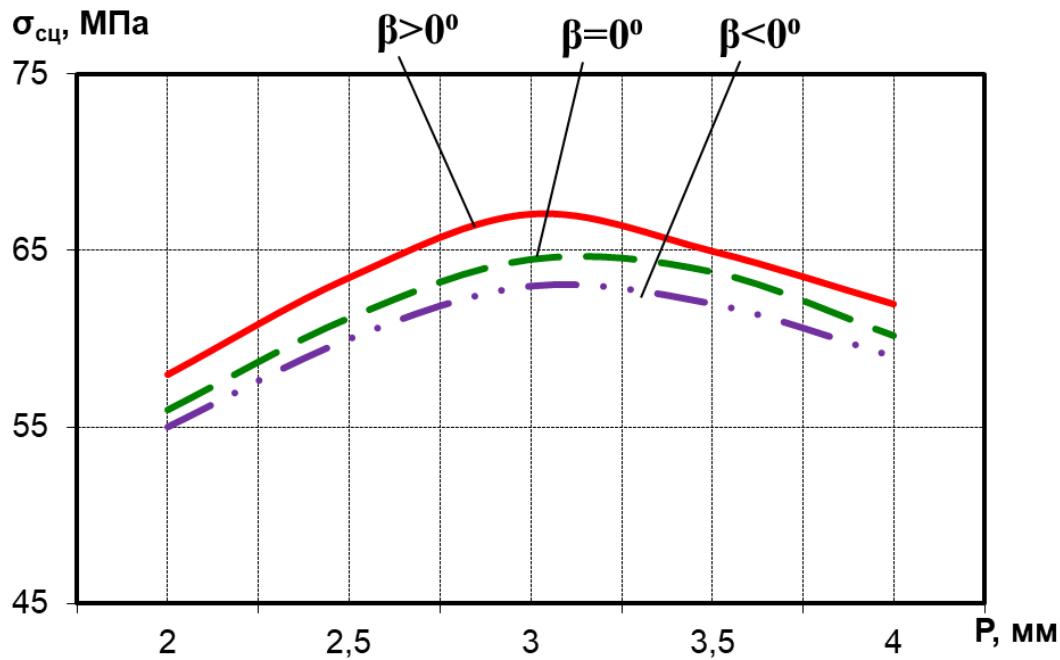


Рисунок 3.10 – Зависимость прочности сцепления от шага резьбы (P) и положение термораспылителя (β)

Исследования выявили нелинейный характер зависимости, описываемой полиномом второго порядка с экстремумом при шаге резьбы $P = 3$ мм. Полученные

данные подтвердили гипотезу о существовании критического значения шага резьбы, при котором достигается максимальное механическое зацепление наносимого антифрикционного материала со стальной основой. Анализ полученных графиков позволяет выявить следующие закономерности: при перпендикулярном расположении термораспылителя ($\beta = 0^\circ$) прочность сцепления демонстрирует параболическую зависимость с максимумом 64,5 МПа при $P = 3$ мм.

Увеличение шага резьбы от 2 до 3 мм сопровождается ростом адгезионной прочности с 56 до 64,5 МПа, что связано с улучшением механического зацепления распыляемого материала за счёт оптимизации геометрии микрорельефа. Однако при дальнейшем увеличении шага до 4 мм наблюдается снижение прочности до 60,2 МПа, обусловленное уменьшением плотности контакта между частицами покрытия и основой. Положительный угол наклона термораспылителя ($\beta > 0^\circ$) смещает кривую вверх, увеличивая абсолютные значения прочности на 2 – 4 МПа во всём диапазоне P . Максимальное значение 67,1 МПа достигается при $P = 3$ мм, что на 4,0 % выше, чем для $\beta = 0^\circ$. Данный эффект объясняется изменением траектории частиц напыляемого антифрикционного покрытия: наклонное расположение сопла способствует более равномерному распределению материала в углублениях резьбы и снижению пористости покрытия. Снижение прочности при $P > 3$ мм (до 62 МПа при $P = 4$ мм) подтверждает наличие критического шага резьбы, превышение которого ухудшает кинематику напыления. Отрицательный угол наклона ($\beta < 0^\circ$) приводит к снижению адгезионных свойств. При $P = 3$ мм прочность составляет 63 МПа, что на 2,3 % ниже, чем для $\beta = 0^\circ$. На участке при $P = 2 – 3$ мм наблюдается линейный рост прочности (55–63 МПа), однако при $P > 3,5$ мм происходит резкое падение показателя до 59 МПа (при $P = 4$ мм). Это свидетельствует о неоптимальном взаимодействии струи расплавленного материала с микрорельефом поверхности. Оценка параметров демонстрирует, что сочетание шага резьбы $P = 3$ мм и положительного угла наклона $\beta > 0^\circ$ обеспечивает синергетический эффект, повышая адгезию на 12,5 % относительно базового сценария ($\beta = 0^\circ$, $P = 2$ мм).

Зависимость прочности сцепления антифрикционного покрытия от шага накатного ролика (t) при различных углах наклона (β) термораспылителя газопламенной горелки относительно плоскости вращения детали представлена на рисунке 3.11.

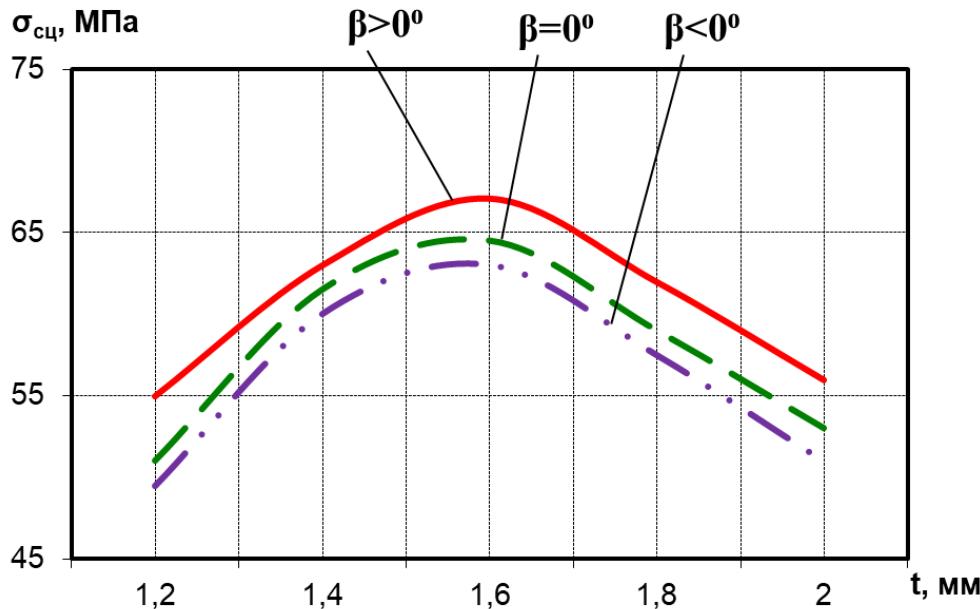


Рисунок 3.11 – Зависимость прочности сцепления от шага накатного ролика (t) и положение термораспылителя (β)

При перпендикулярном расположении распылителя ($\beta = 0^\circ$) зависимость прочности сцепления от шага t демонстрирует нелинейный характер с выраженным экстремумом. Минимальная прочность 51 МПа наблюдается при $t = 1,2$ мм, после чего значение возрастает до максимума 64,5 МПа при $t = 1,6$ мм, затем снижается до 53 МПа при $t = 2,0$ мм. Смещение термораспылителя выше плоскости детали ($\beta > 0^\circ$) приводит к смещению кривой в область более высоких значений прочности сцепления при сохранении общей формы зависимости. Максимальное значение прочности достигает 67,1 МПа при $t = 1,6$ мм, что на 2,6 МПа выше, чем при $\beta = 0^\circ$. Увеличение прочности в данной конфигурации объясняется изменением геометрии осаждения частиц: положительный угол наклона способствует более равномерному распределению теплового потока и улучшенному сцеплению распыляемого материала с поверхностью. При этом минимальные значения прочности для $\beta > 0^\circ$ (55 МПа при $t = 1,2$ мм и 56 МПа при $t = 2,0$ мм) также превышают аналогичные показатели для $\beta = 0^\circ$, что подчеркивает положительное

влияние данного угла на прочность сцепления. Отрицательный угол наклона распылителя ($\beta < 0^\circ$) вызывает снижение прочности сцепления по сравнению с базовым случаем ($\beta = 0^\circ$). Максимальное значение прочности при $t = 1,6$ мм составляет 63 МПа, что на 1,5 МПа ниже, чем при $\beta = 0^\circ$, а минимальные значения достигают 49,5 МПа при $t = 1,2$ мм и 51 МПа при $t = 2,0$ мм. Ухудшение характеристик связано с изменением направления инерционного воздействия: при $\beta < 0^\circ$ часть энергии рассеивается в направлении, противоположном вращению детали, что снижает эффективность передачи кинетической энергии частицам и ухудшает их сцепление с подложкой. Положительный угол ($\beta > 0^\circ$) расширяет диапазон технологических параметров, при которых достигаются высокие прочности сцепления. Оптимальный шаг накатного ролика ($t = 1,6$ мм) остается неизменным для всех конфигураций, что указывает на его универсальность в обеспечении максимальной прочности, однако абсолютные значения варьируются в зависимости от пространственной ориентации распылителя.

Зависимость прочности сцепления напыляемого покрытия от заглубления накатного ролика (h) при различных углах наклона (β) термораспылителя газопламенной горелки относительно плоскости вращения детали представлена на рисунке 3.12. При перпендикулярном расположении распылителя ($\beta = 0^\circ$) зависимость прочности от заглубления имеет куполообразный характер с максимумом 64,5 МПа при $h = 0,6$ мм. Минимальные значения зафиксированы на краях диапазона: 50,1 МПа при $h = 0,4$ мм и 50 МПа при $h = 0,8$ мм. Такое поведение указывает на существование оптимального заглубления, при котором достигается баланс между механическим уплотнением покрытия и избеганием перегрузки подложки. При положительном угле наклона ($\beta > 0^\circ$) кривая демонстрирует смещение максимума в сторону меньших значений заглубления: пик прочности 67 МПа наблюдается уже при $h = 0,5$ мм, после чего следует снижение до 54 МПа при $h = 0,8$ мм. Это свидетельствует о том, что наклон распылителя выше плоскости детали усиливает эффективность осаждения частиц при меньшем заглублении, однако резкое падение прочности при $h > 0,5$ мм

указывает на чувствительность процесса к избыточному механическому воздействию в данной конфигурации.

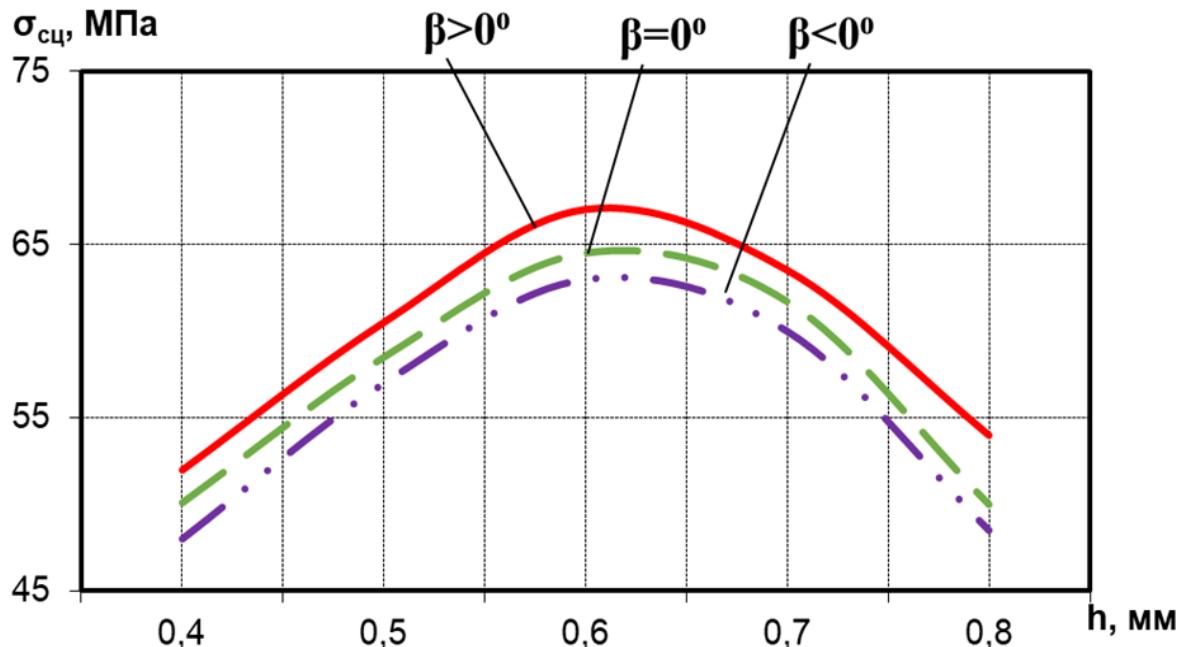


Рисунок 3.12 – Зависимость прочности сцепления от заглубления накатного ролика (h) и положение термораспылителя (β)

Полученные результаты согласуются с моделями, связывающими адгезионную прочность с инерционными силами и кинетикой осаждения частиц. Отрицательный угол наклона ($\beta < 0^\circ$) приводит к снижению прочности сцепления по сравнению с $\beta = 0^\circ$, за исключением зоны $h = 0,6 – 0,7$ мм, где значения близки к базовому случаю. Максимум прочности составляет 63 МПа при $h = 0,6$ мм, что на 1,5 МПа ниже, чем при $\beta = 0^\circ$. Минимальные значения (48 МПа при $h = 0,4$ мм и 48,5 МПа при $h = 0,8$ мм) также уступают другим конфигурациям. Положительный угол ($\beta > 0^\circ$) обеспечивает наибольшую прочность в зоне умеренного заглубления ($h = 0,5 – 0,6$ мм). Для применения данного метода в условиях автотранспортного предприятия рекомендовано использование регулируемых держателей газопламенной горелки, позволяющих поддерживать заданное положение термораспылителя, при котором угол β будет находиться в диапазоне от $+5^\circ$ до $+10^\circ$, что позволит повысить прочность сцепления антифрикционного слоя со стальной основой в биметаллическом подшипнике скольжения [256].

3.4 Использование термореагирующих покрытий для увеличения прочности сцепления антифрикционного слоя

Второй метод повышения прочности сцепления на границе «сталь – антифрикционное покрытие» основан на создании активного промежуточного слоя посредством применения никельсодержащих термореагирующих порошковых композиций [100] (Пат. 2708410 РФ, приложение В). Данные композиции включают никель (Ni) в сочетании с металлами, способными к образованию интерметаллических соединений, такими как алюминий (Al). Нанесение покрытия на стальную подложку осуществляется методами газопламенного напыления. В процессе нагрева активируется диффузия атомов никеля и сопутствующих элементов как в стальную основу, так и в антифрикционный слой. Это приводит к синтезу интерметаллических фаз, таких как Ni₃Al, NiAl и FeNi, которые формируют градиентный промежуточный слой с плавным изменением физико-химических свойств (рисунок 3.13).

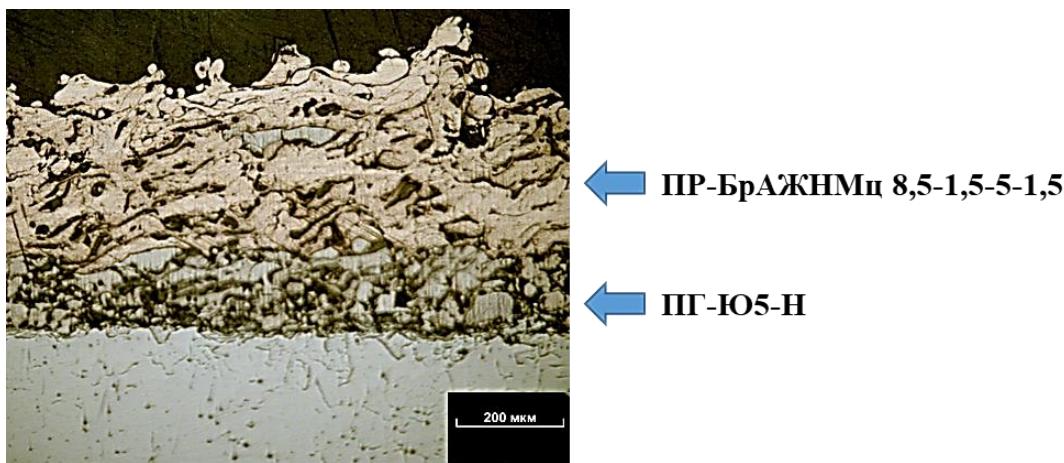


Рисунок 3.13 – Процесс формирования антифрикционного слоя

Интерметаллические соединения, обладающие высокой прочностью, термостойкостью и адаптированные коэффициентом термического расширения, обеспечивают химическую связь между разнородными материалами. Это устраняет слабые адгезионные взаимодействия, характерные для механических методов (насечка, пескоструйная обработка), и снижает внутренние напряжения. В

результате когезионная прочность границы раздела значительно возрастает, что повышает устойчивость покрытия к расслаиванию под действием циклических нагрузок, вибраций и термических воздействий. На основании теоретического предположения о возможности повышения прочности сцепления с использованием термореагирующих покрытий (ПГ-Ю5-Н и ПГ-Ю10-Н) в качестве подслоя был выполнен комплексный эксперимент (90 образцов), что дало возможность установить количественную взаимосвязь шага резьбы (P), шага накатывания (t) и величину заглубления (h) с прочностью сцепления антифрикционного покрытия.

Зависимость прочности сцепления антифрикционного покрытия со стальной подложкой от шага резьбы (P , мм) при использовании термореагирующих порошков ПГ-Ю5-Н и ПГ-Ю10-Н в качестве промежуточного подслоя представлена на рисунке 3.14.

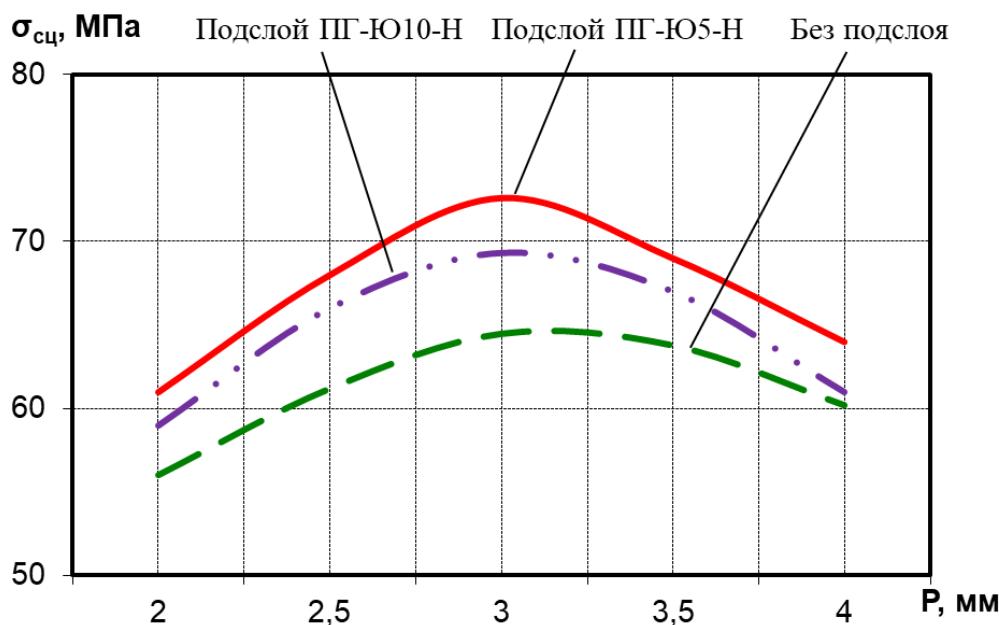


Рисунок 3.14 – Зависимость прочности сцепления от шага резьбы (P) и применения подслоя (ПГ-Ю5-Н, ПГ-Ю10-Н)

Графический анализ полученных результатов демонстрирует существенное влияние как шага резьбы, так и наличия подслоя на адгезионные характеристики системы. Использование термореагирующего подслоя ПГ-Ю5-Н приводит к увеличению прочности сцепления — повышается на 6 – 8 МПа во всем протяжении относительно базовой кривой (нанесение покрытия без подслоя). Максимум

достигается при $P = 3$ мм (72,6 МПа), что на 12,5 % выше базового варианта. Термоактивное поведение порошка, способствует формированию переходного слоя с улучшенной адгезией к стали и совместимостью с антифрикционным покрытием. Снижение прочности при $P > 3$ мм (до 64 МПа при $P = 4$ мм) менее выражено, чем в контрольном образце, что подтверждает роль подслоя в снижении концентрации напряжений. График кривой для покрытия из порошка ПГ-Ю10-Н повторяет форму двух предыдущих, но с промежуточными значениями прочности (максимум 69,3 МПа при $P = 3$ мм). Разница с ПГ-Ю5-Н (2,4 МПа при $P = 3$ мм) может быть обусловлена вариациями в химическом составе или термореакционных свойствах порошков, влияющих на степень формирования матрицы и взаимодействие с подложкой. При этом даже минимальные значения прочности с подслоем (61 МПа при $P = 4$ мм) превышают аналогичные показатели базового варианта, что подчеркивает универсальность применения подслоев.

Зависимость прочности сцепления антифрикционного покрытия со стальной подложкой от шага накатного ролика (t , мм) при использовании термореагирующих порошков ПГ-Ю5-Н и ПГ-Ю10-Н в качестве промежуточного подслоя представлена на рисунке 3.15.

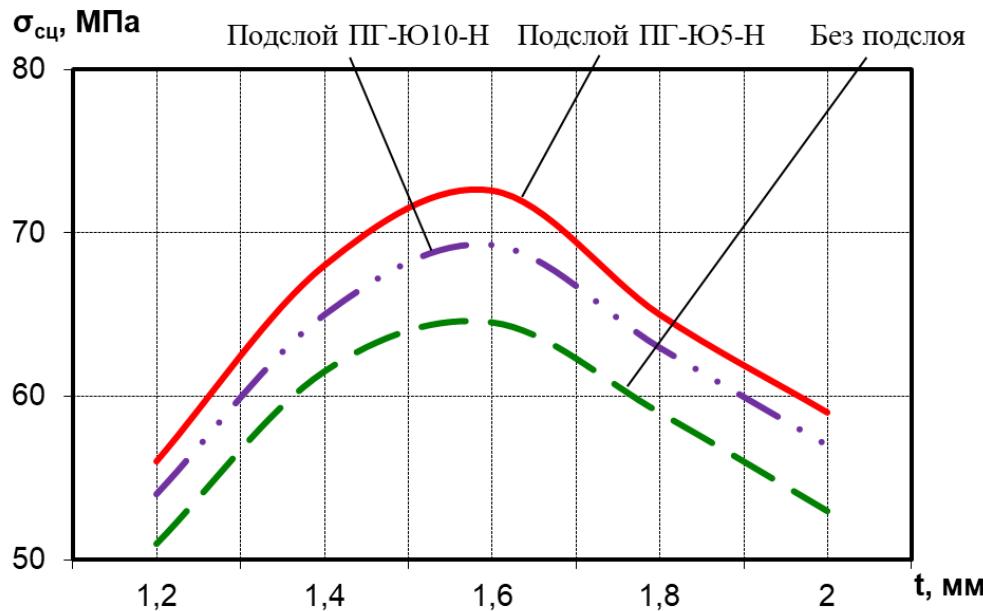


Рисунок 3.15 – Зависимость прочности сцепления от шага накатного ролика (t) и применения подслоя (ПГ-Ю5-Н, ПГ-Ю10-Н)

Применение подслоя из материала ПГ-Ю10-Н смещает кривую прочности сцепления вверх, повышая прочность сцепления на всех исследуемых шагах. Максимальное значение 69,3 МПа при шаге накатного ролика $t = 1,6$ мм, что на 7,4 % превышает базовый вариант (64,5 МПа). Наибольшую эффективность демонстрирует подслой ПГ-Ю5-Н, обеспечивающий пиковую прочность 72,6 МПа при шаге накатного ролика $t = 1,6$ мм. Различие в поведении порошков ПГ-Ю5-Н и ПГ-Ю10-Н может быть связано с разницей в их химическом составе.

Зависимость прочности сцепления антифрикционного покрытия со стальной подложкой от величины заглубления накатного ролика h (мм) при использовании термореагирующих порошков ПГ-Ю5-Н и ПГ-Ю10-Н в качестве промежуточного подслоя представлена на рисунке 3.16.

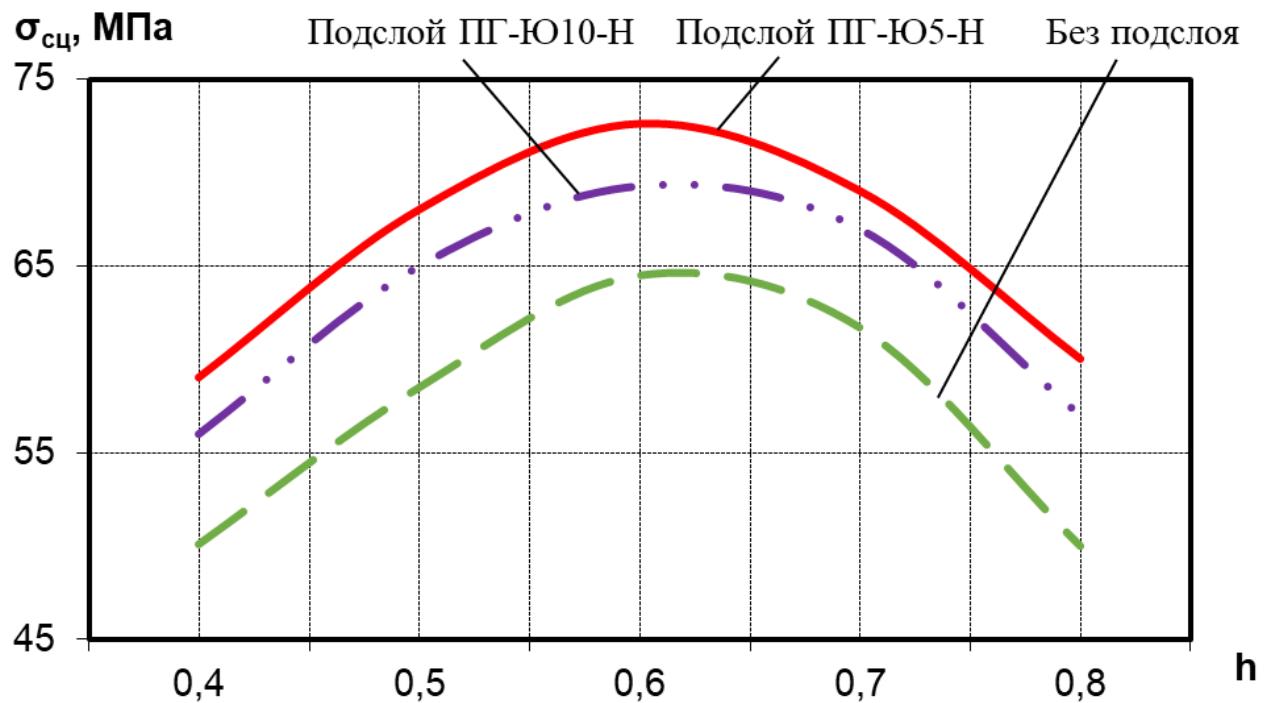


Рисунок 3.16 – Зависимость прочности сцепления от заглубления накатного ролика (h) и применения подслоя (ПГ-Ю5-Н, ПГ-Ю10-Н)

График зависимости прочности сцепления (без подслоя) демонстрирует асимметричный параболический тренд с максимумом прочности сцепления 64,5 МПа при $h = 0,6$ мм. При меньших значениях h (0,4 – 0,6 мм) наблюдается рост прочности от 50,1 МПа до пикового значения, что связано с увеличением площади

контакта и уплотнением покрытия. Однако при $h > 0,6$ мм прочность резко снижается до 50 МПа при $h = 0,8$ мм, что может объясняться возникновением внутренних напряжений и микротрешин в покрытии из-за чрезмерной деформации. Применение подслоя из материала ПГ-Ю10-Н приводит к смещению кривой вверх, увеличивая прочность сцепления на всех значениях h .

Максимум достигается при $h = 0,6$ мм (69,3 МПа), что на 7,4 % выше базового варианта. Однако при $h = 0,8$ мм прочность снижается до 57 МПа, что указывает на ограниченную пластичность подслоя при экстремальных деформациях. Использование подслоя из порошка ПГ-Ю5-Н демонстрирует наивысшие значения прочности сцепления, достигая 72,6 МПа при $h = 0,6$ мм, что составляет 12,5 % относительно базового случая. Снижение прочности при $h > 0,6$ мм (60 МПа при $h = 0,8$ мм) менее выражено, чем в других вариантах, что свидетельствует о повышенной пластичности системы.

Полученные результаты подчеркивают необходимость выбора технологических режимов (h , t , P) при рациональном проектировании многослойных систем. Обобщение экспериментальных данных выявило ключевые закономерности, определяющие структурно-механические характеристики антифрикционных покрытий. Установлено, что оптимальное заглубление инструмента ($h = 0,6$ мм) выполняет роль критического параметра, при котором достигается компромисс между степенью уплотнения покрытия и генерацией структурных дефектов. Анализ влияния шага ролика (t) продемонстрировал симметричное снижение прочности сцепления при отклонении от оптимального значения 1,6 мм. Параболическая зависимость прочности от шага резьбы (P) с максимумом при 3 мм подтверждает усиление механического зацепления при увеличении шага до критической точки. Применение термореагирующих подслоев продемонстрировало комплексный эффект улучшения эксплуатационных характеристик, при этом сравнительный анализ материалов подслоя выявил преимущество использование материала ПГ-Ю5-Н над ПГ-Ю10-Н.

3.5 Использование послойного пластического деформирования для увеличения прочности сцепления антифрикционного покрытия

Третий метод основан на реализации послойного пластического деформирования (ППД) поверхности посредством контролируемой деформации нанесённых покрытий. [96] (Пат. 2539515 РФ, приложение В). Данный подход обеспечивает механическое упрочнение материала за счёт трёх взаимосвязанных процессов: рекристаллизации деформированной матрицы, приводящей к перестройке кристаллической решётки, минимизации структурных дефектов за счёт пластической перестройки материала; а также формирования направленной текстуры, которая оптимизирует ориентацию зерен и фазовых компонентов, что в совокупности повышает износостойкость и эксплуатационные характеристики обработанной поверхности (рисунок 3.17).

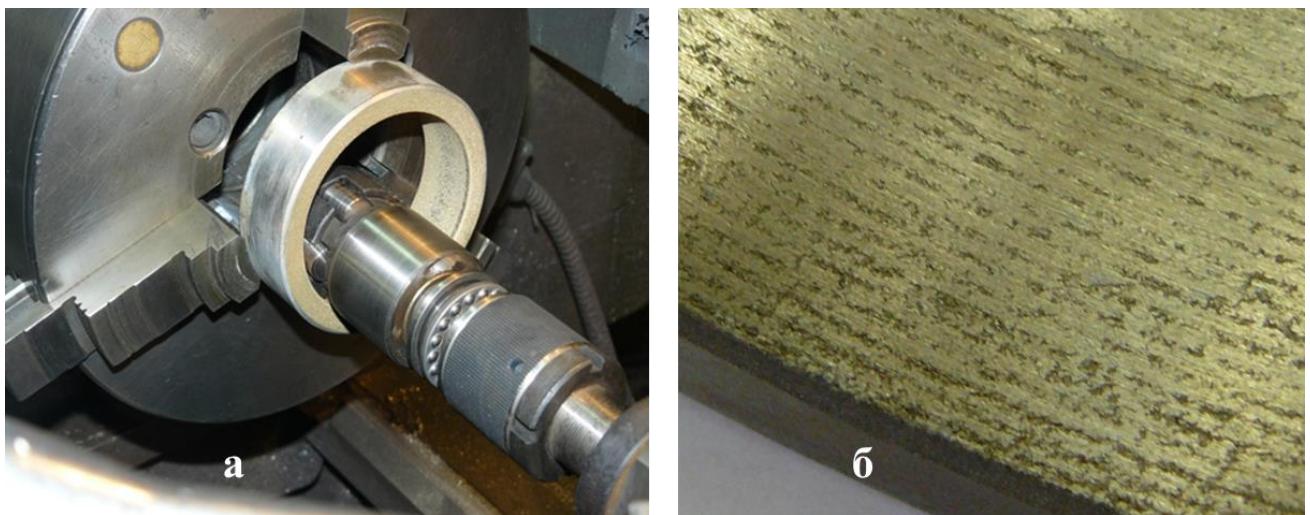


Рисунок 3.17 – Процесс формирования антифрикционного покрытия:
а – процесс ППД; б – первый слой покрытия после ППД

Указанные механизмы реализуются за счёт дозированного приложения деформационных воздействий на каждом технологическом этапе, обеспечивая управляемое изменение микроструктуры материала. На основании теоретического предположения о возможности повышения прочности сцепления с использованием послойного пластического деформирования антифрикционного покрытия был выполнен комплексный эксперимент (45 образцов), что дало возможность

установить количественную взаимосвязь шага резьбы (P), шага накатывания (t) и величину заглубления (h) с прочностью сцепления антифрикционного покрытия [258]. Экспериментальное исследование зависимости прочности сцепления антифрикционного покрытия с стальной подложкой от шага резьбы (P) выявило существенные различия между технологиями нанесения, включающими и исключающими этап послойного пластического деформирования антифрикционного покрытия. Анализ полиномиальных аппроксимаций 2-й степени, построенных по пяти точкам для каждого метода, демонстрирует нелинейный характер зависимостей, обусловленный комбинацией механических и структурных факторов (рисунок 3.18).

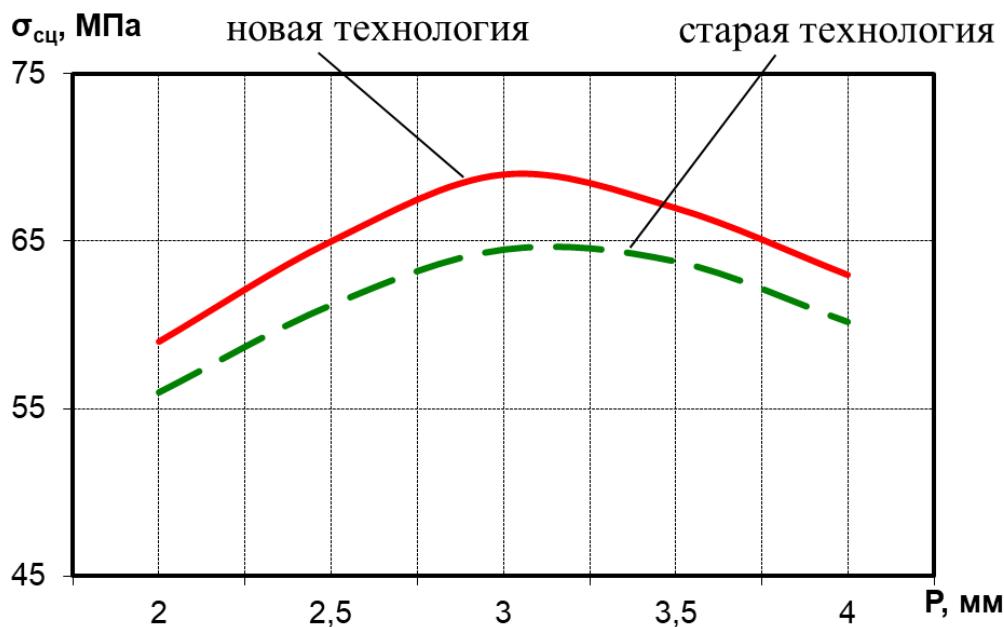


Рисунок 3.18 – Зависимость прочности сцепления от шага резьбы (P) с использованием технологии ППД

При нанесении покрытия без ППД кривая прочности сцепления имеет выраженный максимум 64,5 МПа при $P = 3$ мм, с симметричным спадом значений до 56 МПа ($P = 2$ мм) и 60,2 МПа ($P = 4$ мм). Начальный рост прочности ($\Delta = 8,5$ МПа при увеличении P с 2 до 3 мм) коррелирует с оптимизацией распределения контактных напряжений и увеличением эффективной площади адгезии. Однако при $P > 3$ мм наблюдается снижение прочности на 4,3 МПа, что может объясняться уменьшением плотности механического зацепления и

возникновением локальных зон перенапряжения, инициирующих отслоение покрытия. Введение ППД в технологический процесс смещает кривую в область более высоких значений прочности (59 – 69 МПа), сохраняя колоколообразную форму с максимумом при $P = 3$ мм. Пластическая деформация обеспечивает прирост адгезии на 5 – 7 % во всем диапазоне $P = 2 – 4$ мм, достигая максимального эффекта (+4,5 МПа) при $P = 3$ мм. Данное явление связано с уплотнением микроструктуры покрытия, снижением пористости и активацией диффузионных процессов на границе раздела фаз. Однако при $P > 3$ мм спад прочности становится более выраженным ($\Delta = 6$ МПа для $P = 3 – 4$ мм), что может быть обусловлено накоплением остаточных напряжений в процессе ППД, снижающих пластичность покрытия и способствующих хрупкому разрушению при эксцентричных нагрузках.

Сравнительный анализ технологий выявил следующие закономерности: технология ППД обеспечивает стабильное увеличение прочности сцепления на 3 – 5 МПа независимо от шага резьбы, что подтверждает ее эффективность для модификации межфазной границы; оптимальный шаг резьбы ($P = 3$ мм) является универсальным для обоих методов, однако применение ППД расширяет допустимый диапазон эксплуатационных параметров: при $P = 4$ мм прочность сцепления с ППД (63 МПа) превышает аналогичный показатель без ППД (60,2 МПа) на 4,6 %; нелинейный характер спада прочности при $P > 3$ мм в случае ППД указывает на необходимость строгого контроля геометрии резьбы для минимизации риска преждевременного разрушения.

Экспериментальное исследование зависимости прочности сцепления антифрикционного слоя со стальным основанием от шага накатного ролика (t) при двух технологических режимах нанесения покрытия — без и с ППД — представлено на рисунке 3.19. Анализ графика прочности сцепления образцов (старая технология), изготовленных без пластического деформирования, демонстрирует выраженный экстремум в области шага $t = 1,6$ мм, где прочность сцепления достигает максимума — 64,5 МПа. При уменьшении шага до $t = 1,2$ мм прочность снижается до 51 МПа, а при увеличении до $t = 2,0$ мм — до 53 МПа, формируя

симметричную параболическую зависимость. Использование технологии ППД смещает кривую вверх, сохраняя параболический тренд с максимумом при $t = 1,6$ мм (69 МПа). На втором графике (новая технология) значения прочности сцепления на всех шагах превышают показатели первого графика (старая технология): при $t = 1,2$ мм $\rightarrow 54$ МПа (+5,9 %), при $t = 1,4$ мм $\rightarrow 64$ МПа (+4,1 %), при $t = 1,6$ мм $\rightarrow 63$ МПа (+6,8 %), при $t = 2,0$ мм $\rightarrow 56,5$ МПа (+6,6 %).

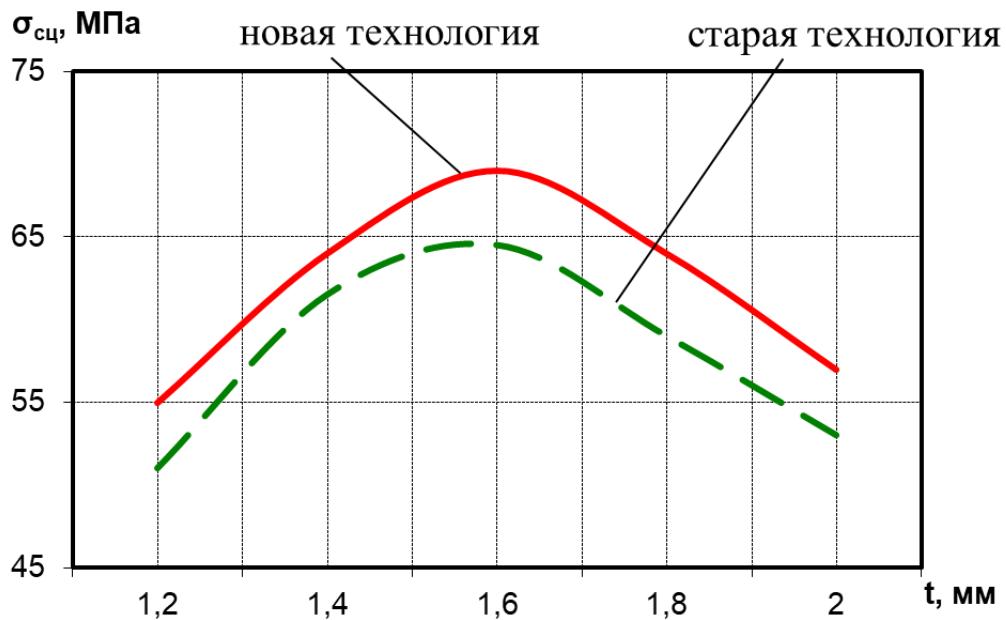


Рисунок 3.19 – Зависимость прочности сцепления от шага накатного ролика (t) с использованием технологии ППД

Сравнительный анализ кривых показывает, что оба графика подтверждают наличие оптимального шага $t = 1,6$ мм, при котором прочность сцепления максимальна независимо от применения ППД. Однако использование ППД повышает прочность на 4 – 7 % во всём диапазоне t , что свидетельствует об универсальности метода для улучшения адгезионных характеристик. Наибольший прирост (+7,0 МПа) наблюдается в зоне экстремума ($t = 1,6$ мм), где сочетание оптимальной геометрии резьбы и упрочнения слоя обеспечивает синергетический эффект. При этом симметричное снижение прочности при отклонении от $t = 1,6$ мм сохраняется, но на более высоком уровне, что подтверждает роль ППД в компенсации дефектов структуры, но не в изменении механизма контактного взаимодействия.

Экспериментальное исследование зависимости прочности сцепления антифрикционного слоя со стальным основанием от параметра заглубления накатного ролика (h , мм) для двух технологических режимов: без применения и с использованием ППД нанесённого антифрикционного покрытия представлено на рисунке 3.20.

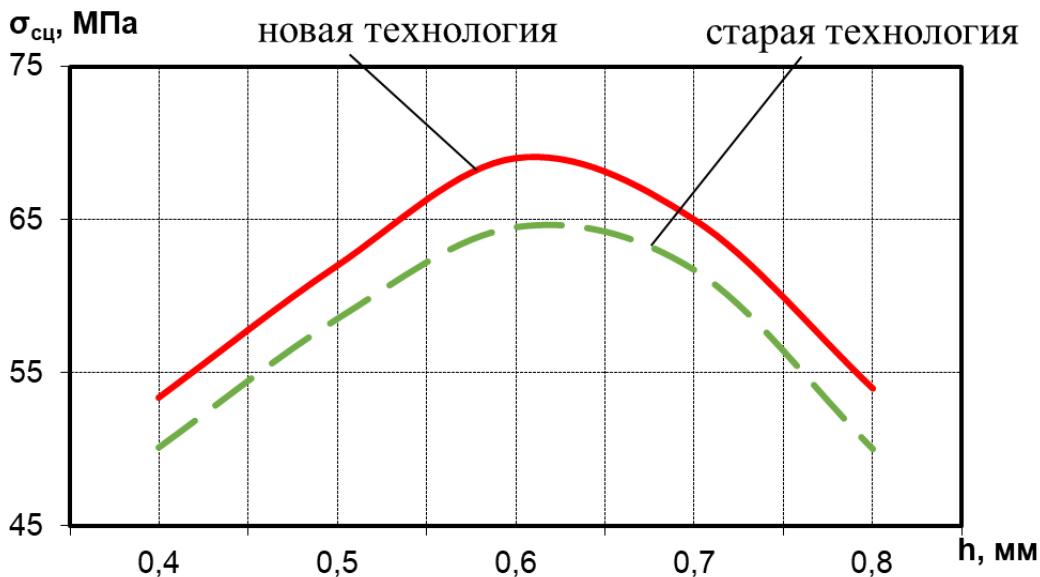


Рисунок 3.20 – Зависимость прочности сцепления от заглубления накатного ролика (h) и с использованием технологии ППД

График демонстрирующий прочности сцепления образцов, изготовленных по старой технологии, демонстрирует выраженный параболический тренд с максимумом прочности сцепления (64,5 МПа) при $h = 0,6$ мм. На участке $h = 0,4 - 0,6$ мм наблюдается рост прочности на 14,4 МПа (от 50,1 до 64,5 МПа), что связано с увеличением контактного давления и уплотнением покрытия. Однако при дальнейшем заглублении ($h = 0,7 - 0,8$ мм) прочность снижается на 14,5 МПа, достигает 50 МПа. Применение ППД смещает кривую вверх, сохраняя параболическую форму с максимумом при $h = 0,6$ мм (69 МПа). На всех значениях h прочность сцепления превышает показатели первого графика: при $h = 0,4$ мм разница составляет +3,3 МПа, при $h = 0,5$ мм +3,5 МПа, в пиковой точке +4,5 МПа. Снижение прочности после $h = 0,6$ менее выражено: при $h = 0,7 - 0,8$ мм падение составляет 15 МПа (с 69 до 54 МПа), что на 4,5 МПа меньше, чем в первом случае. Это указывает на повышение устойчивости покрытия к передеформированию

благодаря ППД, которое, вероятно, улучшает микроструктурную однородность и адгезию за счет устранения дефектов и увеличения реальной площади контакта.

Сравнительный анализ графиков показывает, что оптимальное заглубление ($h = 0,6$ мм) идентично для обоих режимов, что подтверждает универсальность этого параметра для достижения максимальной адгезии. Эффективность ППД проявляется в повышении прочности сцепления на 5 – 7 % во всем диапазоне h , что связано с упрочнением границы раздела «покрытие – основание» за счет деформационного уплотнения и снижения пористости [258].

Анализ микротвердости антифрикционного покрытия и ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 в зависимости от его толщины без применения и с использованием ППД нанесённого антифрикционного покрытия, а также сравнение с бронзой БрОФ10-1 представлено на рисунке 3.21.

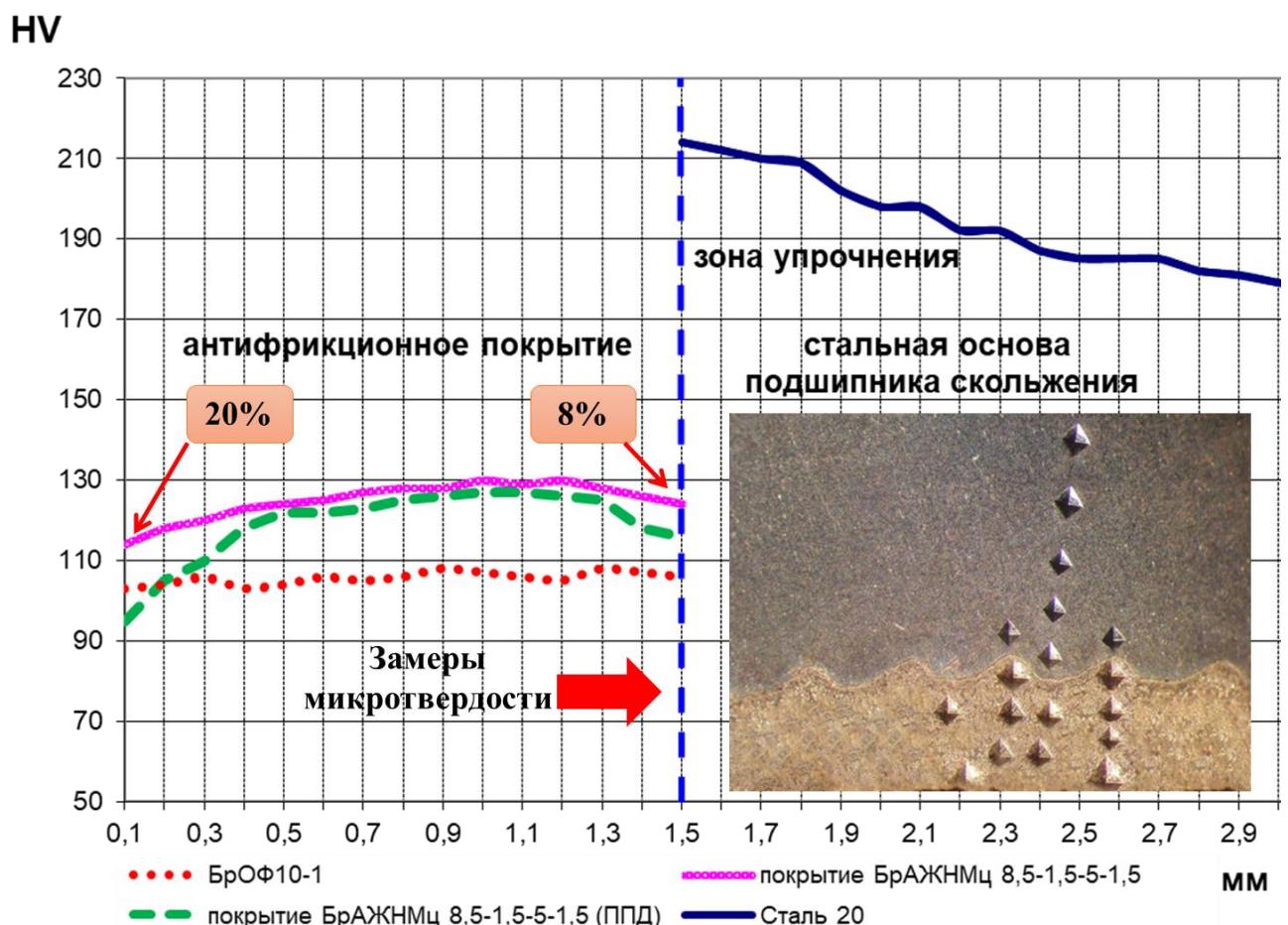


Рисунок 3.21 – Сравнительный анализ микротвердости антифрикционных покрытий ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5

Сравнительный анализ микротвердости трех материалов выявил существенные различия в их поведении на начальных, средних и конечных участках диапазона толщин (0,1 – 1,5 мм). В начальной зоне (0,1 – 0,3 мм) микротвердость материала БрОФ10-1 возрастает с 103 до 106 HV (+2,9 %). В то же время материал ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 без обработки показывает более интенсивный рост — от 94 до 110 HV (+14,5 %), а его аналог с послойным пластическим деформированием имеет более высокие значения (114 HV при 0,1 мм) и достигает 120 HV при 0,3 мм (+4,3 %), что на 20 % выше, чем у необработанного покрытия в этой зоне (с 94 HV до 114 HV). В средней части графиков (0,5 – 1,0 мм) БрОФ10-1 сохраняет нестабильность с колебаниями в диапазоне 104 – 108 HV (разброс $\pm 1,9 \%$), что указывает на слабую корреляцию с толщиной. Для ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 без обработки наблюдается пик микротвердости: при 1,0 мм значение достигает 127 HV, что на 32 % выше начального уровня (95 HV) и на 19 % превосходит максимальные показатели БрОФ10-1 (108 HV). Обработанное послойным пластическим деформированием покрытие ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 в этой зоне демонстрирует плавный рост до 130 HV при 1,0 мм, превышая необработанное покрытие на 2,4 % (130 HV против 127 HV) и БрОФ10-1 — на 20,4 %.

На конечных участках (1,2 – 1,5 мм) БрОФ10-1 снижает микротвердость до 105 – 106 HV, возвращаясь к значениям, близким к начальным (-1,9 % от пика). ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 без обработки теряет 9,4 % микротвердости (со 126 до 115 HV), что связано с накоплением структурных дефектов, тогда как обработанный вариант сохраняет устойчивость: снижение составляет лишь 3,8 % (с 130 до 125 HV). Критическое отличие проявляется при 1,5 мм: микротвердость деформированного покрытия (124 HV) на 8,7 % выше, чем у необработанного (115 HV), и на 17,9 % превосходит БрОФ10-1 (106 HV). Различия в микротвердости антифрикционного слоя из бронзы БрОФ10-1 связаны с особенностями структуры и технологических процессов. Одной из основных причин может быть неравномерность распределения компонентов при литье, так как в процессе кристаллизации олово и фосфор могут сегрегировать, образуя зоны с разной

концентрацией. Обогащённые оловом участки твёрже, чем области с его меньшим содержанием, что создаёт градиент твёрдости по сечению.

Численный анализ подтверждает, что ППД повышает не только абсолютные значения микротвердости, но и стабильность свойств. Например, разброс значений для ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 с обработкой составляет ± 5 HV (3,8 % от среднего), тогда как для БрОФ10-1 $\rightarrow \pm 7$ HV (6,5 %), а для необработанного покрытия ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 $\rightarrow \pm 12$ HV (9,4 %). Это объясняется подавлением дефектообразования за счет уплотнения микроструктуры и формирования субзеренных границ. Таким образом, комбинированная технология (нанесение антифрикционного слоя + ППД) обеспечивает оптимальное сочетание высокой микротвердости (до 130 HV) и структурной целостности, что критически важно для антифрикционных покрытий, работающих в условиях циклических нагрузок.

В рамках этапа планирования экспериментальных исследований была сформулирована гипотеза, согласно которой комбинированное применение трёх технологических методов нанесения антифрикционных покрытий — выбор правильных технологических параметров нанесения антифрикционного покрытия, внедрения термореагирующего промежуточного подслоя и реализации ППД — может привести к синергетическому эффекту, выраженному в увеличении прочности сцепления на границе контакта покрытия с подложкой. Данное предположение основано на гипотетическом усилении взаимовлияния структурных, термических и энергетических факторов, регулирующих формирование межфазной границы в многослойных системах. Экспериментально установлено, что выбор геометрических параметров (шаг резьбы $P = 3$ мм, шаг ролика $t = 1,6$ мм, заглубление $h = 0,6$ мм) в комбинации с положительным углом наклона термораспылителя ($\beta = +5^\circ \dots +10^\circ$) обуславливает базовое увеличение адгезионной прочности до 67,1 МПа, что на 4 % превышает показатели при $\beta = 0^\circ$. Применение никельсодержащих подслоев (ПГ-Ю5-Н) способствует дополнительному росту адгезии до 72,6 МПа (увеличение на 12,5 % относительно базового варианта без подслоя), преимущественно, — за счет повышения

пластичности и снижения дефектности межфазной зоны. Интеграция ППД усиливает уплотнение микроструктуры, сокращая пористость и активируя диффузионные процессы на границе раздела, что обеспечивает прирост прочности на 7 % (до 69 МПа при $P = 3$ мм).

Теоретический расчет прогнозировал суммарное увеличение адгезионной прочности на 23,5 % (до 79,6 МПа), однако экспериментальные данные выявили аддитивный характер влияния методов с суммарным приростом 20 % (77,4 МПа), что свидетельствует об отсутствии выраженного синергетического взаимодействия из-за конкуренции структурных и технологических факторов. Тем не менее установлена особая взаимосвязь методов: термореагирующие подслои минимизируют дефектообразование при повышенном заглублении, а ППД расширяет эксплуатационную устойчивость системы. Полученные результаты демонстрируют, что комбинированное применение указанных технологий обеспечивает стабильное улучшение механических характеристик за счет последовательной оптимизации факторов, влияющих на механическое зацепление (геометрические параметры), структурную однородность (подслои) и диффузионную активность (ППД). При этом сохранена технологическая реализуемость процесса в условиях типового автотранспортного предприятия, что подтверждает практическую значимость предложенного подхода [128].

3.6 Технологические, эксплуатационные и экономические аспекты применения биметаллических подшипников скольжения

3.6.1 Технологический процесс изготовления биметаллических подшипников скольжения балансируемых устройств

Технологический процесс изготовления биметаллического подшипника скольжения представляет собой последовательность операций, направленных на создание многослойной структуры с комбинированными механическими и

антифрикционными свойствами. Исходной заготовкой служит стальная труба с наружным диаметром $\varnothing 114$ мм и толщиной стенки 20 мм, от которой отрезается заготовка длиной 82 мм. Затем выполняется механическая обработка наружной поверхности на токарно-винторезном станке 16К20 резцом 2140-0058 ВК8 с параметрами: подача $S = 0,26$ мм/об, скорость резания $V = 160$ м/мин, частота вращения шпинделя $n = 500$ мин⁻¹. Внутреннее отверстие формируется в два этапа: первый этап предполагает растачивание до диаметра $\varnothing 88$ мм при глубине резания $t = 2$ мм (подача $S = 0,23$ мм/об), второй — увеличение до диаметра $\varnothing 91,6$ мм с глубиной резания 1,3 мм (подача $S = 0,25$ мм/об). На внутреннюю поверхность наносится рваная резьба резцом 2662-0007 Т15К6 (диаметр $\varnothing 91$ мм, подача $S = 3$ мм/об, скорость резания $V = 15$ м/мин), после чего выполняется сетчатое накатывание (глубина резания $t = 0,6$ мм, подача $S = 2,5$ мм/об, частота вращения $n = 100$ мин⁻¹).

Формирование биметаллического антифрикционного слоя осуществляется методом газотермического (газопламенного) напыления. На первом этапе наносится подслой из порошка ПГ-Ю5-Н (фракция 60 – 70 мкм) толщиной $t = 0,2 – 0,25$ мм с дистанцией напыления $L = 180 – 190$ мм, углом атаки $\alpha = 45 – 50^\circ$ и подачей $S = 2$ мм/об. Второй слой создается из материала ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 (фракция 60 – 70 мкм) толщиной $t = 0,2 – 0,25$ мм с аналогичными параметрами напыления. Для упрочнения покрытия выполняется послойное пластическое деформирование с силой прижатия $P = 300$ Н, подачей $S = 0,1$ мм/об и частотой вращения $n = 100$ мин⁻¹. Циклы напыления и деформации повторяются до достижения внутреннего диаметра $\varnothing 87,6$ мм, обеспечивая плотность и адгезию антифрикционного слоя.

Финишная обработка включает растачивание внутренней поверхности до диаметра $\varnothing 88$ мм с глубиной резания $t = 0,2$ мм (подача $S = 0,26$ мм/об, скорость $V = 140$ м/мин) и нанесение смазочной канавки на токарном станке (глубина $t = 1$ мм, частота вращения $n = 40$ мин⁻¹, скорость резания $V = 12$ м/мин). Контроль качества предусматривает проверку геометрических параметров, толщины покрытий и отсутствия дефектов. Технология сочетает точную механическую

обработку стальной основы с нанесением биметаллических слоёв, что обеспечивает низкий коэффициент трения, износостойкость и долговечность подшипника скольжения.

3.6.2 Эксплуатационные испытания биметаллических подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля

Эксплуатационные испытания (приложение Г) экспериментальной партии биметаллических подшипников скольжения балансирной подвески грузовых автомобилей КамАЗ проводились на базе автотранспортных предприятий городов Орла и Белгорода (автобаза № 9 ФАО «Орелдорстрой», ООО «АПК Юность», ООО «Белмаг» и ООО «Белдорстрой»). Экспериментальная партия биметаллических подшипников скольжения для балансирных устройств была установлена на сервисных участках предприятий. Апробация проведена на балансирных подвесках грузового автомобиля КамАЗ: по два автомобиля на каждом предприятии с монтажом четырех подшипников на каждый автомобиль (рисунок 3.22). После сборки узла балансирной подвески каждого автомобиля проведен комплексный технический контроль, включавший визуально-инструментальную оценку качества антифрикционного слоя (отсутствие трещин и выкрашивания) и инструментальную проверку величины зазора в сопряжении «ось балансира – подшипник скольжения».



Рисунок 3.22 – Расположение биметаллических подшипников скольжения в балансирной подвеске автомобиля КамАЗ

В ходе проведения эксплуатационных испытаний автомобили, оснащенные экспериментальными биметаллическими подшипниками скольжения, эксплуатировались в режиме грузоперевозок при варьировании скоростного режима движения в диапазоне от 10 до 90 км/ч. Оценка технического состояния указанных подшипников осуществлялась посредством измерения показателя износа рабочей поверхности по достижении контрольного пробега, составлявшего от 30821 км до 31534 км в первом интервале испытаний и от 60125 км до 61652 км во втором интервале. Параметры условий проведения испытаний и соответствующие результаты измерений износа систематизированы в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Параметры и результаты эксплуатационных испытаний биметаллических подшипников скольжения

№ авто	Зазор, мм	Износ подшипника, мм				Пробег, км	Условия экспл., %		
		№1	№2	№3	№4		асфальт	грунт	безд.
Автобаза №9 ФАО «Орелдорстрой»									
a 712 рк 57 RUS	0,17	0,33	0,31	0,30	0,32	30931	40	40	20
x 009 ос 57 RUS	0,16	0,72	0,7	0,69	0,72	60768	40	40	20
ООО «АПК Юность»									
a 337 св 57 RUS	0,17	0,37	0,35	0,34	0,36	31133	30	40	30
p 706 px 57 RUS	0,16	0,76	0,73	0,71	0,74	61652	30	40	30
ООО «Белмаг»									
o 048 xe 31 RUS	0,15	0,28	0,25	0,24	0,3	31534	50	30	20
o 709 yo 31 RUS	0,17	0,62	0,6	0,58	0,61	60485	50	30	20
ООО «Белдорстрой»									
o 860 се 31 RUS	0,15	0,21	0,2	0,2	0,22	30821	70	20	10
o 955 су 31 RUS	0,17	0,49	0,46	0,48	0,48	60125	70	20	10

Результаты сравнительных эксплуатационных испытаний однозначно подтверждают существенное увеличение ресурса подшипников скольжения балансирных подвесок при замене бронзовых вкладышей БрОФ10-1 на биметаллические. Ключевым фактором повышения долговечности является резкое снижение скорости изнашивания биметаллических элементов. При контрольном пробеге порядка 31000 км (30821 – 31534 км) максимальный износ биметаллических подшипников не превысил 0,37 мм, что в 2,7 – 5 раз ниже прогнозируемого износа бронзовых аналогов (1,0 мм при пробеге 31782 км). Корреляционный анализ выявил прямую зависимость величины износа биметаллических подшипников от жесткости дорожных условий, характеризуемой структурой дорожного покрытия. Минимальные значения износа (0,20 – 0,22 мм) наблюдались при доле асфальтового покрытия порядка 70 % в общем пробеге. Увеличение доли бездорожья и грунтовых дорог закономерно приводило к возрастанию износа: до 0,24 – 0,30 мм (асфальт 50 %, грунт 30 %, бездорожье 20 %), 0,30 – 0,33 мм (асфальт 40 %, грунт 40 %, бездорожье 20 %) и до максимальных значений 0,34 – 0,37 мм (асфальт 30 %, грунт 40 %, бездорожье 30 %). Наибольшее относительное снижение износа (73 – 80 %) по сравнению с прогнозом для бронзы отмечалось в условиях преобладания асфальта (50 – 70 %), тогда как при высокой доле бездорожья (30 – 40 % асфальта) снижение составляло 63 – 68 %.

Результаты испытаний при большей наработке, близкой к прогнозируемому ресурсу бронзовых подшипников 63565 км (фактические пробеги 60125 – 61652 км), подтверждают долговременную эффективность биметаллического решения. При прогнозном износе бронзовых аналогов 2,0 мм фактические значения износа биметаллических подшипников варьировались от 0,46 до 0,76 мм, а усредненный максимальный износ составил приблизительно 0,63 мм. Это соответствует снижению величины износа в среднем на 68,5 % (в 3,2 – 4,1 раза) относительно прогноза для бронзы. Анализ данных подтвердил ключевое влияние доли бездорожья н. При минимальной доле бездорожья (10 %, пробег 60125 км) средний износ составил 0,48 мм. Увеличение доли бездорожья до

20 % (пробеги 60485 км, 60768 км) привело к повышению износа до 0,60 и 0,71 мм соответственно, а при доле бездорожья 30 % (пробег 61652 км) средний износ достиг 0,74 мм, что на 52 % выше, чем при 10 % бездорожья. Важно отметить, что даже при максимальной зафиксированной наработке (61652 км) в наиболее тяжелых условиях (30 % бездорожья) износ биметаллического подшипника (0,76 мм) оставался существенно ниже критического прогнозного уровня для бронзы (2,0 мм), что свидетельствует о значительном повышении ресурса узла. Во всех проведенных испытательных циклах наблюдалась высокая стабильность работы подшипников в рамках одного узла, о чем свидетельствует минимальный разброс значений износа между отдельными подшипниками скольжения (№ 1 – № 4): диапазон варьировался от 0,02 до 0,06 мм при наработке \approx 31000 км и не превышал 0,03 – 0,05 мм при наработке \sim 60000 – 63000 км. Данный факт указывает на высокую стабильность технологического процесса изготовления биметаллических подшипников и равномерность распределения эксплуатационных нагрузок в модернизированной подвеске. Таким образом, эмпирические данные однозначно подтверждают, что применение биметаллических подшипников скольжения обеспечивает снижение скорости изнашивания на 60 – 80 % по сравнению с прогнозируемыми показателями для бронзовых подшипников БрОФ10-1 в исследованном диапазоне наработки (31000 – 63565 км), существенно повышая ресурс балансирной подвески. Основным эксплуатационным фактором, лимитирующим долговечность биметаллических подшипников, выступает жесткость дорожных условий, характеризующаяся увеличением доли бездорожья и грунтовых дорог, вызывающих рост динамических нагрузок. Полученные результаты обосновывают целесообразность внедрения биметаллических подшипников для повышения надежности и срока службы подвески.

На основании полученных результатов на базе автотранспортных предприятий городов Орла и Белгорода – Автобаза № 9 ФАО «Орелдорстрой», ООО «АПК Юность», ООО «Белмаг» и ООО «Белдорстрой» – была успешно внедрена разработанная технология изготовления биметаллических подшипников

скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ (приложение Д), заключающаяся в нанесении многослойного покрытия методом газопламенного напыления на механически подготовленное стальное основание с последующей операцией межслойного пластического деформирования антифрикционного слоя, что позволило локализовать производство данных деталей и обеспечить их соответствие требованиям по геометрии и качеству покрытия.

3.6.3 Экономическая эффективность от применения биметаллических подшипников скольжения балансирных устройств автомобиля КамАЗ

Экономическая эффективность от применения биметаллических подшипников скольжения балансирных устройств автомобиля КамАЗ рассчитывается по соотношению затрат и полученного результата следующей формулой [78]:

$$\mathcal{E} = \left(\frac{U_C}{K_C} - \frac{U_H}{K_H} \right) K_H \cdot A, \quad (3.8)$$

где \mathcal{E} – экономическая эффективность, руб.;

U_H – цена нового подшипника скольжения (втулки), руб.;

U_C – цена серийного подшипника скольжения (втулки), руб.;

K_H – сравнительная износстойкость подшипника скольжения (втулки), ед.;

K_C – сравнительная износстойкость серийного подшипника скольжения (втулки), ед.;

A – возможная производственная программа в расчетном году, шт.

Основные статьи затрат, которые влияют на ценообразование нового биметаллического подшипника скольжения, будут складываться из стоимости сырья и материалов ($Z_{сырья}$), затрат на инструмент ($Z_{инструм}$), затрат на газ ($Z_{газ}$), энергозатрат (Z_3), трудозатрат (Z_{TP}); амортизация оборудования ($A_{ед}$):

$$U_H = Z_{сырья} + Z_{инструм} + Z_{газ} + Z_3 + Z_{TP} + A_{ед} \quad (3.9)$$

Стоимость сырья ($Z_{сырья}$) в нашем случае складывается из затрат на остальное основание и затраты на антифрикционные покрытия:

$$Z_{сырья} = Z_{сталь} + Z_{подл} + Z_{ант}, \quad (3.10)$$

где $Z_{сталь}$ – стоимость заготовки для стального основания, руб.;

$Z_{подл}$ – стоимость покрытия для подложки, руб.;

$Z_{ант}$ – стоимость антифрикционного покрытия, руб.

Стоимость заготовки для стального основания будет складываться из расчета рыночной цены за тонну ≈ 171 тыс. руб. (материала Труба $\frac{114 \times 20 \text{ ГОСТ 8732-78}}{\text{B20 ГОСТ 8731-74}}$), размеров заготовки (длиной 82 мм). Вес погонного метра трубы 46,36 кг:

$$Z_{сталь} = \left(\frac{P_{заг} \cdot L_{заг}}{1000} \right) \cdot \Pi, \quad (3.11)$$

где $P_{заг}$ – вес погонного метра заготовки, кг.;

$L_{заг}$ – длина заготовка, м;

Π – цена за тонну, руб./т.

$$Z_{сталь} = \left(\frac{86,36 \cdot 0,082}{1000} \right) \cdot 171000 = 649,8 \text{ руб.}$$

Стоимость термореагирующего покрытия (порошка) ПГ-Ю5-Н с учетом рыночной цены за 1 кг составляет 3100 руб. Масса наносимого термореагирующего покрытия ПГ-Ю5-Н находится по формуле:

$$m_{непрм} = \rho \cdot S \cdot h, \quad (3.12)$$

где ρ – плотность напыляемого материала, $\rho = 7700 \text{ кг/м}^3$;

S – площадь напыляемой поверхности, $S = 0,023 \text{ м}^2$;

h – толщина напыляемого слоя, $h = 0,00025 \text{ м}$.

$$m_{непрм} = 7700 \cdot 0,023 \cdot 0,00025 = 0,044 \text{ кг}$$

Стоимость 44 г покрытия ПГ-Ю5-Н составляет:

$$Z_{подл} = 3100 \cdot 0,044 = 136,4 \text{ руб.}$$

Стоимость антифрикционного покрытия (порошка)

ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 с учетом рыночной цены за 1 кг составляет 900 руб. Масса наносимого антифрикционного покрытия при толщине напыляемого слоя ($h = 0,0025$ м); площади напыляемой поверхности ($S = 0,023$ м²); плотность напыляемого материала ($\rho = 7500$ кг/м³) составляет:

$$m_{ant} = 7500 \cdot 0,023 \cdot 0,0025 = 0,431 \text{ кг.}$$

Стоимость 431 г покрытия ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 составляет:

$$Z_{ant} = 900 \cdot 0,431 = 387,9 \text{ руб.}$$

$$Z_{сыв} = 649,8 + 136,4 + 387,9 = 1174,1 \approx 1174 \text{ руб.}$$

В рамках технологического анализа проведено определение удельной себестоимости инструмента, приходящейся на единицу продукции. Методология расчета основана на принципе пропорционального распределения суммарных затрат на инструмент соответствии с интенсивностью его эксплуатации в различных производственных операциях:

$$Z_{инструм} = \sum C_{yд_i}, \quad (3.13)$$

Определение количества деталей, обработанных одним инструментом:

$$N_i = \frac{T_{общ_i}}{t_{dem_i}}, \quad (3.14)$$

где N_i – количество деталей, обрабатываемых одним инструментом, на i – операции, шт;

$T_{общ_i}$ – общий ресурс инструмента, на i – операции, час;

t_{dem_i} – норма времени на обработку одной детали, на i – операции, час

Расчет удельной себестоимости инструмента на единицу продукции:

$$C_{yд_i} = \frac{C_{инструм_i}}{N_i}, \quad (3.15)$$

где $C_{инструм_i}$ – стоимость инструмента, на i – операции, руб.

Для токарной обработки используются твердосплавные резцы со следующими характеристиками: срок службы 50 часов ($T_{общ_i} = 3000$ мин.);

стоимость единицы $C_{инструм_i} = 2000$ руб. Согласно данным хронометража технологического процесса, норма времени на выполнение токарной операции для одной детали составляет $t_{дем_i} = 10$ мин. Таким образом, удельные затраты на инструмент для токарной обработки в расчете на одну деталь составляют 6,67 рубля.

Для растачивания отверстий используются резцы со следующими характеристиками: срок службы 50 часов ($T_{общ_i} = 3000$ мин.); стоимость единицы $C_{инструм_i} = 2000$ руб. Согласно данным хронометража технологического процесса, норма времени на выполнение токарной операции для одной детали составляет $t_{дем_i} = 15$ мин. Таким образом? удельные затраты на инструмент для расточной операции в расчете на одну деталь составляют 10 рублей.

Для точения канавок используются резцы со следующими характеристиками: срок службы 50 часов ($T_{общ_i} = 3000$ мин.); стоимость единицы $C_{инструм_i} = 2000$ руб. Согласно данным хронометража технологического процесса, норма времени на выполнение токарной операции для одной детали составляет $t_{дем_i} = 3$ мин. Таким образом, удельные затраты на инструмент для проточки смазочных канавок в расчете на одну деталь составляют 2 рубля.

Для нанесения косого сетчатого накатывания используется специальный инструмент: срок службы 100 часов ($T_{общ_i} = 6000$ мин.); стоимость единицы $C_{инструм_i} = 6000$ руб. Согласно данным хронометража технологического процесса, норма времени на выполнение токарной операции для одной детали составляет $t_{дем_i} = 10$ мин. Таким образом, удельные затраты на инструмент для нанесения косого сетчатого накатывания в расчете на одну деталь составляют 10 рублей.

Для проведения поверхностной пластической деформации антифрикционного слоя используется специальный инструмент: срок службы 100 часов ($T_{общ_i} = 6000$ мин.); стоимость единицы $C_{инструм_i} = 5000$ руб. Согласно данным хронометража технологического процесса, норма времени на выполнение

токарной операции для одной детали составляет $t_{dem_i} = 15$ мин. Таким образом удельные затраты на инструмент для поверхностной пластической деформации антифрикционного слоя в расчете на одну деталь составляют 25 рублей.

Суммарная удельная себестоимость инструмента на единицу продукции составляет: $Z_{инструм} = 6,67 + 10 + 2 + 10 + 25 \approx 54$ руб.

При газопламенном напылении антифрикционных покрытий расход ацетилена составляет 900 л/ч, а кислорода — 1500 л/ч. Ацетилен хранится в 40 – литровых баллонах в растворенном состоянии, стабилизированном ацетоном и пористой массой (активированный уголь), что предотвращает термический распад газа. Объем газообразного ацетилена в одном баллоне достигает 5 – 6 м³ (5000 – 6000 л) при нормальных условиях, а стоимость заправки составляет 5000 руб., что определяет удельную стоимость газа как 1 руб./л (5000 руб. / 5000 л).

Для кислорода, хранящегося в аналогичных 40 – литровых баллонах под давлением 150 атм., объем газообразной фазы при нормальном давлении рассчитывается по закону Бойля-Мариотта: $40 \text{ л} \times 150 \text{ атм.} = 6000 \text{ л}$. При стоимости заправки баллона 1000 руб. себестоимость одного литра кислорода составляет $\approx 0,17$ руб./л (1000 руб. / 6000 л), однако на практике для упрощения финансовых расчетов допустимо округление до 0,2 руб./л.

Расход газов:

$$P_\Gamma = q_\Gamma \cdot T_\Gamma, \quad (3.16)$$

где q_Γ – расход газа (ацетилен и кислород) горелкой, л/мин.

T_Γ – время на выполнение газопламенного напыления и настройку оборудования.

Для ацетилена: $P_\Gamma = 15 \cdot 2,5 = 37,5$ л.

Для кислорода $P_\Gamma = 25 \cdot 2,5 = 50$ л.

Затраты на газ (ацетилен + кислород) для газопламенного напыления, используемого при изготовлении биметаллического подшипника скольжения, составляют: $Z_{газ} = 37,6 \cdot 1 + 50 \cdot 0,2 = 47,6$ руб.

Для оценки энергозатрат технологического процесса рассмотрим временной ресурс оборудования и потребляемую мощность. Время обработки одной детали составляет $t = 2,5$ ч. Мощность токарного станка равна $P = 4$ кВт. При тарифе на электроэнергию ($C = 10$ руб./кВт·ч) затраты на электроэнергию для производства одной детали с учетом энергопотребления за цикл обработки рассчитывается по формуле:

$$Z_3 = P \cdot t \cdot C \quad (3.17)$$

$$Z_3 = 4 \cdot 2,5 \cdot 10 = 100 \text{ руб.}$$

Для расчета трудовых затрат в технологическом процессе необходимо учитывать нормированную трудоемкость и тарифную ставку оператора. Нормированное время обработки одной детали составляет $T = 2,5$ ч при часовой ставке труда оператора $S = 300$ руб./ч. Трудовые затраты на единицу продукции определяем по формуле:

$$Z_{TP} = T \cdot S \quad (3.18)$$

$$Z_{TP} = 2,5 \cdot 300 = 750 \text{ руб.}$$

Для оценки стоимости биметаллического подшипника скольжения стоит учесть амортизационные отчисления на оборудование. Амортизация — это процесс распределения стоимости основных средств на срок их полезного использования. Для расчета применяется линейный метод, предполагающий равномерное списание стоимости. Амортизацию на единицу продукции (A_{eo}) выразим формулой:

$$A_{eo} = \left(\frac{C_{ob}}{T_{ek} \cdot 12} \right) / N_{dem}, \quad (3.19)$$

где C_{ob} — стоимость оборудования, руб.;

T_{ek} — срок эксплуатации, лет;

N_{dem} — количество деталей, изготавливаемых в месяц, шт.

$$A_{eo} = \left(\frac{1000000}{10 \cdot 12} \right) / 100 = 84 \text{ руб.}$$

Цена изготовления биметаллического подшипника по разработанной технологии составила:

$$Ц_H = 1174 + 54 + 47,6 + 100 + 750 + 84 = 2209,6 \approx 2210 \text{ руб.}$$

Стоимость нового подшипника скольжения (втулки) балансирной подвески автомобиля КамАЗ, изготовленного из БрОФ10-1, составляет: $Ц_C = 2650$ руб.

Сопоставление результатов математического моделирования и реальных данных для грузовых автомобилей (вторая группа), занятых перевозкой сыпучих грузов, выявляет следующие особенности износа подшипников скольжения балансирной подвески изготовленных из БрОФ10-1. Согласно моделированию, линейная зависимость износа от пробега демонстрирует прогнозируемое увеличение на 1 мм при пробеге 31782 км и на 2 мм при пробеге 63565 км, что соответствует среднему темпу изнашивания $\approx 0,0315$ мм/км. Однако реальные данные, полученные для пробега 75 – 85 тыс. км, фиксируют износ в диапазоне 2,0 – 3,5 мм, что при среднем значении 2,75 мм на 80 тыс. км дает среднюю скорость изнашивания $\approx 0,0344$ мм/км. Это указывает на близость усредненных реальных показателей к модельным прогнозам (2,75 мм против 2,52 мм при экстраполяции модели до 80 тыс. км).

Для оценки экономической эффективности от применения биметаллических подшипников скольжения балансирных устройств сравнивательную износстойкость серийного подшипника скольжения (втулки) принимаем равной $K_C = 1$. При этом сравнивательную износстойкость нового (биметаллического) подшипника скольжения (втулки) принимаем $K_H = 1,65$, тогда:

$$\mathcal{E} = \left(\frac{2650}{1} - \frac{2210}{1,65} \right) \cdot 1,65 \cdot 4 = 8650 \text{ руб.}$$

Экономическая эффективность от применения биметаллических подшипников скольжения балансирных устройств автомобиля КамАЗ из расчета на одну машину (четыре подшипника скольжения) составляет 8650 руб.

3.7 Выводы по главе

1. Теоретические исследования выявили, что сила инерции (F) демонстрирует симметричную линейную зависимость от угла наклона термораспылителя (β°) в диапазоне $\pm 10^\circ$. При положительном отклонении угла ($0^\circ \rightarrow +10^\circ$) сила возрастает на 67,4 % (2,29 Н \rightarrow 3,835 Н), тогда как при отрицательном ($0^\circ \rightarrow -10^\circ$) – снижается на 67,5 % (2,29 Н \rightarrow 0,745 Н). Средняя скорость изменения составляет $\pm 0,155$ Н/град., что подтверждает пропорциональность между абсолютным значением угла и величиной силы.

2. Проведенные исследования демонстрируют, что максимальная прочность сцепления антифрикционного покрытия ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 (64,5 МПа при $\beta = 0^\circ$) достигается при критических геометрических параметрах: шаге резьбы $P = 3$ мм, шаге накатного ролика $t = 1,6$ мм и заглублении $h = 0,6$ мм. Положительный угол наклона термораспылителя ($\beta > 0^\circ$) повышает прочность до 67,1 МПа (на 4,0 % относительно $\beta = 0^\circ$), обеспечивая синергетический эффект за счет оптимизации осаждения частиц. При отрицательном угле ($\beta < 0^\circ$) прочность снижается до 63 МПа (на 2,3 % ниже базового значения), а минимальные значения достигают 48 МПа (на 25,6 % ниже максимума при $\beta = 0^\circ$). Снижение шага резьбы до $P = 2$ мм уменьшает прочность до 56 МПа (на 13,2 % ниже максимума), а увеличение до $P = 4$ мм \rightarrow до 60,2 МПа (на 6,7 %). Для шага накатного ролика $t = 1,2$ мм прочность падает до 51 МПа (на 21,0 % ниже максимума), а при $t = 2,0$ мм \rightarrow до 53 МПа (на 17,8 %). Заглубление $h = 0,4$ мм снижает прочность до 50,1 МПа (на 22,3 %), а $h = 0,8$ мм \rightarrow до 50 МПа (на 22,5 %). Оптимальная комбинация $P = 3$ мм и $\beta > 0^\circ$ обеспечивает рост прочности на 12,5 % (с 56 МПа до 67,1 МПа) относительно базового сценария ($\beta = 0^\circ$, $P = 2$ мм). Полученные данные подтверждают, что отклонение от критических параметров приводит к потере 6 – 25 % прочности, что обусловлено ухудшением механического зацепления и кинетики напыления. Рекомендованный угол $\beta = +5^\circ...+10^\circ$ позволяет минимизировать потери и стабилизировать свойства покрытия в промышленных условиях.

3. Экспериментальные исследования подтвердили, что применение термореагирующих подслоев на основе никельсодержащих покрытий (ПГ-Ю5-Н и ПГ-Ю10-Н) повышает прочность сцепления антифрикционного покрытия со стальной подложкой. Максимальная прочность достигается при шаге резьбы $P = 3$ мм: для ПГ-Ю5-Н она составила 72,6 МПа (+12,5 % относительно базового варианта), для ПГ-Ю10-Н → 69,3 МПа (+7,4 %). Оптимальный шаг накатного ролика $t = 1,6$ мм обеспечил пиковые значения прочности: 72,6 МПа для ПГ-Ю5-Н и 69,3 МПа для ПГ-Ю10-Н. Величина заглубления $h = 0,6$ мм оказалась критической, демонстрируя максимум прочности 72,6 МПа (+12,5 %) для ПГ-Ю5-Н; 69,3 МПа (+7,4 %) для ПГ-Ю10-Н. Превышение $h > 0,6$ мм приводило к снижению прочности из-за дефектов в антифрикционном слое, однако использование подслоя термореагирующих порошков смягчало этот эффект: при $h = 0,8$ мм прочность с ПГ-Ю5-Н составила 60 МПа, что на 20 % выше базового значения (50 МПа). Анализ выявил преимущество ПГ-Ю5-Н, обеспечивающего более высокую пластичность и устойчивость к напряжениям. Полученные данные указывают на необходимость использования технологических параметров ($P = 3$ мм, $t = 1,6$ мм, $h = 0,6$ мм) для достижения компромисса между уплотнением покрытия и минимизацией структурных дефектов.

4. Экспериментальные исследования показали, что применение послойного пластического деформирования (ППД) антифрикционного покрытия повышает прочность сцепления со стальной подложкой за счёт уплотнения микроструктуры, снижения пористости и активации диффузионных процессов. При оптимальном шаге резьбы ($P = 3$ мм) прочность сцепления без ППД достигает 64,5 МПа, а с ППД увеличивается до 69 МПа (+7 %). В диапазоне $P = 2 - 4$ мм ППД обеспечивает прирост адгезии на 5 – 7%, при этом при $P = 4$ мм прочность с ППД (63 МПа) на 4,6 % выше, чем без ППД (60,2 МПа). Анализ зависимости от шага накатывания (t) выявил максимум прочности при $t = 1,6$ мм: 64,5 МПа без и 69 МПа с ППД (+7 %). Во всём диапазоне $t = 1,2 - 2,0$ мм ППД повышает прочность на 4,1 – 6,8 %, достигая наибольшего прироста (+7,0 МПа) при $t = 1,6$ мм. Нелинейный характер зависимостей обусловлен комбинацией механических и структурных факторов,

включая оптимизацию распределения напряжений и снижение дефектов. Использование ППД расширяет допустимый диапазон эксплуатационных параметров, однако требует строгого контроля геометрии резьбы для минимизации остаточных напряжений, способных инициировать хрупкое разрушение. Полученные данные подтверждают универсальность метода ППД для повышения прочности сцепления на 4 – 7 % независимо от параметров обработки.

5. Сравнительный анализ микротвердости антифрикционных материалов выявил, что ППД для покрытия ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 обеспечивает существенное повышение как абсолютных значений, так и стабильности свойств. В рабочей зоне (0,1 – 0,3 мм) обработанное покрытие имеет микротвердость 114 HV, превосходя необработанный аналог (94 HV) на 20 %, а к 0,3 мм достигает 120 HV (+4,3 %), тогда как БрОФ10-1 увеличивает твердость лишь на 2,9 % (103 – 106 HV). В средней зоне (0,5 – 1,0 мм) ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 с ППД достигает 130 HV, что на 2,4 % выше необработанного (127 HV) и на 20,4 % превосходит БрОФ10-1 (108 HV). На конечных участках (1,2 – 1,5 мм), в зоне контакта со стальной основой, обработанное покрытие сохраняет микротвердость 125 HV, теряя лишь 3,8 % от пика, тогда как микротвердость необработанного покрытия снижается на 9,4 % (115 HV), а БрОФ10-1 возвращается к 106 HV (-1,9 % от пика). ППД также снижает разброс значений до ± 5 HV (3,8 %) против ± 12 HV (9,4 %) у необработанного ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 и ± 7 HV (6,5 %) у БрОФ10-1, что обусловлено уплотнением микроструктуры и подавлением дефектообразования. Таким образом, комбинированная технология (нанесение антифрикционного покрытия и ППД) обеспечивает оптимальное сочетание высокой микротвердости (до 130 HV) и структурной целостности, критически важное для антифрикционных покрытий в условиях циклических нагрузок.

6. Применение комплекса из трех методов нанесения антифрикционного покрытия и рациональный выбор геометрических параметров изготовления биметаллического подшипника скольжения (шаг резьбы $P = 3$ мм, шаг ролика $t = 1,6$ мм, заглубление $h = 0,6$ мм, угол наклона термораспылителя $\beta = +7^\circ$), использования никельсодержащего подслоя (ПГ-Ю5-Н) и ППД – обеспечили

суммарное увеличение прочности сцепления с подложкой на 20 %, достигнув значения 77,4 МПа.

7. Результаты сравнительных эксплуатационных испытаний однозначно демонстрируют существенное повышение ресурса биметаллических подшипников скольжения в балансируемых подвесках по сравнению с бронзовыми аналогами БрОФ10-1, обусловленное резким снижением скорости их изнашивания на 60 – 80 % в исследованном диапазоне пробегов 31000 – 63565 км. На начальном этапе эксплуатации (\approx 31000 км) максимальный износ биметаллических подшипников (0,37 мм) был в 2,7 – 5 раз ниже прогнозируемого износа бронзы (1,0 мм), а при достижении прогнозируемого ресурса бронзовых подшипников (\approx 63565 км, прогнозный износ 2,0 мм) фактический износ биметаллических аналогов варьировался от 0,46 мм до 0,76 мм (усредненно \approx 0,63 мм), что соответствует снижению износа на 68,5 % (в 3,2 – 4,1 раза) и подтверждает значительное превышение исходного ресурса узла, при этом даже в экстремальных условиях (30 % бездорожья, пробег 61652 км) износ (0,76 мм) оставался существенно ниже критического уровня для бронзы. Ключевым эксплуатационным фактором, лимитирующим ресурс биметаллических подшипников, является увеличение динамических нагрузок, вызванное ростом доли бездорожья и грунтовых дорог, что статистически значимо коррелирует с возрастанием износа на всех этапах испытаний. Минимальный разброс значений износа между отдельными подшипниками скольжения в узле (0,02 – 0,06 мм) свидетельствует о высокой технологической стабильности изготовления биметаллических подшипников и равномерности распределения нагрузок, обеспечивая предсказуемость и воспроизводимость достигнутого повышения ресурса.

8. Проведенный сравнительный анализ эксплуатационных характеристик подшипниковых узлов балансируемых устройств автомобиля КамАЗ демонстрирует, что внедрение биметаллических подшипников скольжения обеспечивает расчетную экономическую эффективность в размере 8650 рублей на единицу автомобильной техники (при оснащении четырьмя подшипниками указанного типа).

4. УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ЗА СЧЕТ ТВЕРДОСМАЗОЧНЫХ АНТИФРИКЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ ПРИ ТЕХНИЧЕСКОМ ОБСЛУЖИВАНИИ И РЕМОНТЕ

Эксплуатация грузового автотранспорта с высокими нагрузками требует повышения надежности, долговечности узлов и увеличения ресурса подвижных соединений [117]. Эффективным методом снижения механических потерь и износа деталей в условиях сухого, граничного и жидкостного трения является применение твердосмазочных покрытий. Эти материалы минимизируют коэффициент трения, снижают скорость изнашивания и повышают долговечность благодаря высокой механической прочности и устойчивости к экстремальным нагрузкам, сохраняя функциональность при интенсивной эксплуатации [241].

Наибольшее распространение в промышленности получили покрытия на основе графита и дисульфида молибдена (MoS_2) благодаря слоистой кристаллической структуре [24]. Под нагрузкой их кристаллы расслаиваются, формируя на поверхностях трения пленку с низким коэффициентом трения (0,02 – 0,07). Графит сохраняет свойства при измельчении, а MoS_2 обеспечивает стабильное скольжение за счет адгезии к металлам. Среди альтернативных твердых смазок WS_2 , BN , CuCl_2 , WSe , но именно графит и MoS_2 наиболее эффективны для повышения износостойкости и ресурса узлов трения при ТОиР грузовых автомобилей. [23, 174].

Инновационным направлением является разработка твердосмазочных антифрикционных покрытий, сочетающих твердые смазочные материалы с органическими и неорганическими связующими (рисунок 4.1). Органические связующие включают термопластичные (алкидные, виниловые) и термореактивные (эпоксидные, фенольные, меламиновые) смолы, а неорганические – силикаты натрия, фосфаты и бораты. В качестве растворителей используются вода, спирты, толуол и другие вещества.



Рисунок 4.1 – Состав твердосмазочного антифрикционного покрытия

Нанесение суспензий твердых порошков в связующей матрице на поверхность трения с последующей технологической обработкой позволяет формировать износостойкие покрытия с дополнительными смазочными свойствами [70]. Такие покрытия находят применение в аэрокосмической отрасли, автомобилестроении и тяжелом машиностроении, а также при ремонте и техническом обслуживании узлов и агрегатов автомобилей [75, 169].

4.1 Использование твердосмазочных антифрикционных покрытий в процессе изготовления, технического обслуживания и ремонта автомобилей

Твердые антифрикционные покрытия активно применяются в узлах и механизмах, работающих в экстремальных условиях, таких как вкладыши

подшипников скольжения, юбки поршней двигателей внутреннего сгорания, детали цилиндропоршневых групп компрессоров и другие элементы промышленного оборудования (рисунок 4.2) [178, 225].

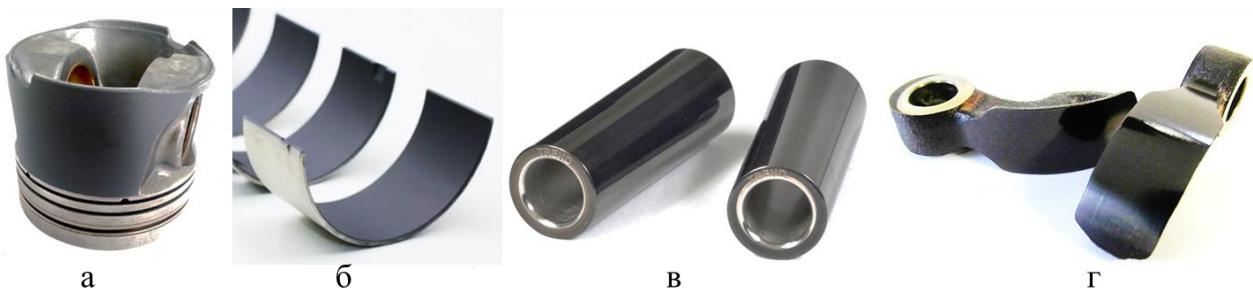


Рисунок 4.2 – Примеры использования твердосмазочных покрытий:
 а – юбка поршня; б – вкладыши подшипников скольжения;
 в – поршневые пальцы; г – рокеры клапанов

Ведущие мировые производители подшипников, включая «Federal-Mogul», «Mahle» и «King Bearings», интегрируют такие покрытия в конструкции двигателей для легковых и грузовых автомобилей, что подчеркивает их технологическую значимость [221, 212]. Инновационным примером реализации твердосмазочных покрытий выступает технология Grafal® (графит–полимерная матрица), разработанная компанией «Federal Mogul Corporation» — мировым лидером в проектировании цилиндропоршневых групп. Данное решение демонстрирует синергетический эффект сочетания твердосмазочных свойств графита с адгезионной стабильностью полимерной основы, обеспечивая критически важные триботехнические характеристики в экстремальных температурных режимах. Технологическая экспертиза производителя, подтвержденная многолетним сотрудничеством с концернами «Mercedes-Benz», «MAN», «Volvo», «Renault», «BMW», «GM», «Ford», «Cummins» и ПАО «КАМАЗ», позволяет оптимизировать морфологию покрытия под специфические условия работы ДВС — от тяжелой внедорожной техники до высокооборотных спортивных моторов. Патентованная методика нанесения гарантирует формирование слоя с контролируемой пористостью (12 – 15 %) и градиентным распределением наполнителя, что существенно повышает сопротивляемость микросварным контактам при старт-стопных режимах эксплуатации [193].

В области разработки трибологических материалов для цилиндропоршневых групп двигателей внутреннего сгорания значимый вклад вносят компании «DuPont» (США, Германия) и «МОДЕНЖИ» (Россия), специализирующиеся на создании инновационных твердосмазочных покрытий. Продукт Molykote D- 10- GBL, выпускаемый «DuPont», представляет собой композитную систему на основе графитового наполнителя, интегрированного в полиамид – имидную полимерную матрицу, отверждаемую термореактивным способом. Данное покрытие демонстрирует повышенную адгезионную стабильность и антифрикционные свойства в условиях высоких контактных нагрузок [226].

Конкурентное решение — покрытие MODENGY «Для деталей ДВС» от ООО «Моделирование и инжиниринг» (Россия) — реализует многофункциональный подход за счет комбинации высокодисперсного дисульфида молибдена (MoS_2) сверхвысокой чистоты, графита и термостабильного полимерного связующего [160]. Материал характеризуется расширенным температурным диапазоном эксплуатации (-70...+260 °C) и вариативностью режимов полимеризации, допускающей как термоактивацию, так и отверждение при комнатной температуре. Лабораторные испытания в условиях имитации возвратно-поступательных нагрузок (контактное давление 550 МПа, сухое трение) выявили ресурс материала в 310 тыс. циклов при сохранении целостности поверхностного слоя. Предельная несущая способность покрытия достигает 12,5 кН, что обеспечивает функциональность в высокоагруженных узлах, включая поршни, штоки клапанов, коренные вкладыши и резьбовые соединения.

Ключевым преимуществом рассматриваемых выше систем является их адаптивность к различным режимам трения, обусловленная синергией твердосмазочных компонентов и эластомерных свойств полимерной основы. Микродисперсная структура покрытий минимизирует абразивные потери при циклических нагрузках, а градиентное распределение наполнителя в поперечном сечении слоя (толщиной 15 – 25 мкм) обеспечивает поэтапную активацию антифрикционных свойств в процессе эксплуатации.

Современные триботехнические решения для автомобильных узлов трения, разработанные компаниями «Dow Corning» (Molykote) и ООО «Моделирование и инжиниринг» (MODENGY), демонстрируют универсальность применения за счет интеграции полимерных композитов и твердосмазочных компонентов. Эти технологии распространяются не только на цилиндропоршневые группы, но и на ключевые элементы трансмиссии, подвески и тормозные системы, обеспечивая комплексную защиту от износа в экстремальных условиях. В трансмиссионных узлах, таких как карданные валы и шарниры равных угловых скоростей, используются графит-полимерные покрытия, включая Molykote G-4700 и MODENGY 1005. Данные составы формируют износостойкие слои толщиной 20 – 40 мкм с коэффициентом трения 0,08 – 0,12, сохраняющие функциональность при влажности до 95 % и абразивной загрязненности до 5 г/м³. Графитовая фаза в сочетании с эпоксидной матрицей обеспечивает электропроводность (10^2 – 10^3 См/м), предотвращая электрохимическую коррозию в зонах контакта разнородных металлов. В элементах ходовой части, включая шаровые опоры и сайлентблоки, внедрены композиции на основе PTFE и дисульфида молибдена (MoS₂). Таким примером служит покрытие Molykote D-321 R, содержащее 25 – 30 % MoS₂ в полиуретановой основе, снижающее контактные напряжения на 40 % при радиальных нагрузках до 8 кН, увеличивая ресурс работы узла. Аналог MODENGY 1014 и MODENGY PTFE-A20 с графеновой добавкой (3 – 5 масс.%) демонстрирует аномальную износостойкость – менее 5 мкм/1000 циклов при температуре -50°C. В тормозных системах направляющие суппортов и тыльные поверхности колодок защищаются аэрозольными составами Molykote Metal Protector Plus и MODENGY 1014, формирующими слои MoS₂ толщиной 15 – 20 мкм. Термическое отверждение при 180°C обеспечивает снижение акустических шумов на 12 – 15 дБ, устойчивость к заеданию при пиковых температурах 450 °C (коэффициент трения 0,10 – 0,15) и увеличение срока службы направляющих за счет ингибиования фреттинг-коррозии [173, 120]. Среди ключевых технологических преимуществ выделяется градиентная морфология покрытий MODENGY, где послойное распределение наполнителей (графит →

$\text{MoS}_2 \rightarrow$ полимер) обеспечивает адаптацию к переменным нагрузкам. Molykote реализует гибкую полимеризацию, используя УФ-отверждаемые композиты с временем формирования слоя 45 – 60 сек, что совместимо с конвейерной сборкой.

Инновационные материалы, сочетающие полимерные матрицы с функциональными наполнителями, демонстрирует продукция ведущих производителей, таких как «Henkel» и «SKF». Так, компания «Henkel», известная серией Loctite, предлагает двухкомпонентное распыляемое покрытие LOCTITE PC 7255 GY 1.125L, содержащее керамические микрочастицы (Al_2O_3 , SiO_2) в эпоксидной основе. Данный состав формирует износостойкий слой толщиной 50 – 80 мкм с адгезией ≥ 15 МПа (ISO 4624), способный выдерживать температуры от -40 °C до +200 °C. Покрытие демонстрирует устойчивость к абразивному износу (потеря массы ≤ 2 мг/1000 циклов, ASTM G65) и химическую инертность к агрессивным средам (рН 3 – 12), что делает его применимым в узлах трения трансмиссии, редукторов и гидравлических систем [55].

Технология Solid Oil от «SKF» представляет собой революционный подход к конструированию подшипников, где традиционная смазка заменена полимерной матрицей (полиуретан/силикон), пропитанной синтетическим маслом. Структура материала обладает открытой пористостью (20 – 25 %), обеспечивая контролируемую миграцию смазочного агента при температурах от -30 °C до +120 °C. Подшипники с Solid Oil исключают необходимость повторного обслуживания, демонстрируя снижение износа на 40 % (ISO 281) и увеличение срока службы в условиях загрязнения (класс чистоты ISO 4406 18/16/13). Ключевым преимуществом является подавление вибраций за счет демпфирующих свойств полимера (снижение уровня шума на 8 – 10 дБ, ISO 10816-3) [114].

Широко известно, что твердосмазочные материалы (MoS_2 , графит, WS_2 , полимерные композиты) демонстрируют снижение коэффициента трения до 0,02 – 0,08, однако их функциональность напрямую зависит от качества сцепления с поверхностью детали. Недостаточная адгезия приводит к разрушению покрытий в результате пластической деформации, усталостного отслаивания или химической десорбции, что провоцирует катастрофический износ узлов трения. Ключевым

вызовом является гетерогенность свойств на границе раздела «покрытие – основа», обусловленная различиями в коэффициентах термического расширения, модулях упругости и химической активности материалов. Таким примером могут служить стальные основания, обработанных фосфатированием, при этом прочность сцепления MoS₂ с основой достигает 25 МПа, тогда как на алюминиевых сплавах без поверхностной подготовки этот показатель не превышает 8 МПа. Необходимость комплексных исследований подтверждается случаями преждевременного выхода из строя подшипников из-за отслоения PTFE-покрытий при термоциклировании ($-60\dots+200\text{ }^{\circ}\text{C}$), а также дефектами в гибридных узлах трения автомобильных ДВС, где комбинированные покрытия (графит + полиимид) теряют целостность при контактных давлениях выше 1,5 ГПа [156, 154].

4.2 Формирования твердосмазочного антифрикционного покрытия на поверхности узлов трения

Формирование твердосмазочных антифрикционных покрытий на поверхностях деталей машин при техническом обслуживании и ремонте представляет собой сложный технологический процесс, направленный на синтез износостойких поверхностных слоев, обеспечивающих снижение фрикционных потерь и увеличение эксплуатационного ресурса. Технологическая основа метода включает предварительную обработку поверхности, оптимизацию параметров нанесения твердосмазочных композиций и контроль морфологии покрытия для достижения равномерного распределения материала, заданной толщины, а также обеспечения структурной целостности и устойчивости к циклическим и статическим механическим воздействиям [255]. Критическим фактором эффективности процесса является анализ физико-химических механизмов адгезии на границе раздела «покрытие-подложка» и когезионных взаимодействий между последовательными слоями формируемого покрытия, определяющих его функциональные характеристики в условиях эксплуатации [62, 165].

4.2.1 Выбор оптимальных значений скорости воздушного потока и дистанции до модифицируемой поверхности

Антифрикционные твердосмазочные покрытия наносятся преимущественно методом пневматического распыления на предварительно подготовленные (обезжиренные) поверхности. Альтернативными методами являются галтование, центрифугирование, электростатическое и автоматизированное распыление, печатная технология, а также вальцевание с последующей сушкой (при комнатной температуре или термообработкой в печи). Технологическая простота и доступность оборудования обеспечивают универсальность пневматического распыления. В процессе нанесения сжатый воздух, инициируемый воздушной головкой, диспергирует антифрикционный материал в сопле инструмента, формируя аэрозольный факел. Осаждение частиц материала на поверхность приводит к образованию сплошного покрытия. Качество слоя определяется геометрией факела, регулируемой расстоянием между распылителем и подложкой, а также скоростью воздушного потока на выходе из сопла [26, 123]. Адгезионные свойства данных покрытий аналогичны характеристикам лакокрасочных материалов. Прочность адгезии к подложке описывается зависимостью, учитывающей следующие параметры:

$$Y = f(n, L, \alpha, C, Ra, t, \rho, v, d, D), \quad (4.1)$$

где n – количество слоев, шт;

L – дистанция нанесения покрытия, мм;

α – угол нанесения покрытия, град;

C – способ подготовки поверхности;

Ra – шероховатость поверхности, мкм;

t – температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$;

ρ – плотность наносимого покрытия, кг/ м^3 ;

v – влажность окружающей среды, %;

d – диаметр диффузора распылителя, мм;

P – давление в воздушной магистрали, атм.

Для исследования влияния дистанции нанесения и скорости воздушного потока на качество формируемого покрытия было проведено экспериментальное исследование (рисунок 4.3).



Рисунок 4.3 – Процесс измерения скорости воздушного потока

Целью эксперимента являлось определение оптимальных значений скорости воздушного потока и дистанции до модифицируемой поверхности, обеспечивающих максимальную эффективность переноса материала при сохранении требуемых эксплуатационных характеристик покрытия. В качестве варьируемых параметров были выбраны: дистанция нанесения ($L = 50 – 400$ мм), угол распыления относительно поверхности ($\alpha = 45 – 90^\circ$), давление в пневмосистеме ($P = 1 – 4$ атм.). Остальные технологические параметры поддерживались постоянными в соответствии с протоколом испытаний. Приборами и оборудованием для экспериментального исследования являлись: пневматический распылитель модели «Константа А», антифрикционный композит на основе дисульфида молибдена (12 % масс.) с органическим связующим (Molykote 3402 C LF), отверждаемый при температуре 20 – 25 °С. Измерительная аппаратура состояла из калиброванного ареометра для определения скорости воздушного потока и металлической линейки ГОСТ 427-75 для контроля

геометрических параметров. Критерием оптимизации служила морфология отпечатка факела распыла, характеризующаяся четким эллипсоидным профилем без локальных дефектов (выступов, кратеров) при визуально однородном распределении материала. В результате анализа экспериментальных данных была построена функциональная зависимость скорости воздушной струи и скорости частиц антифрикционного покрытия от дистанции нанесения покрытия (рисунок 4.4).

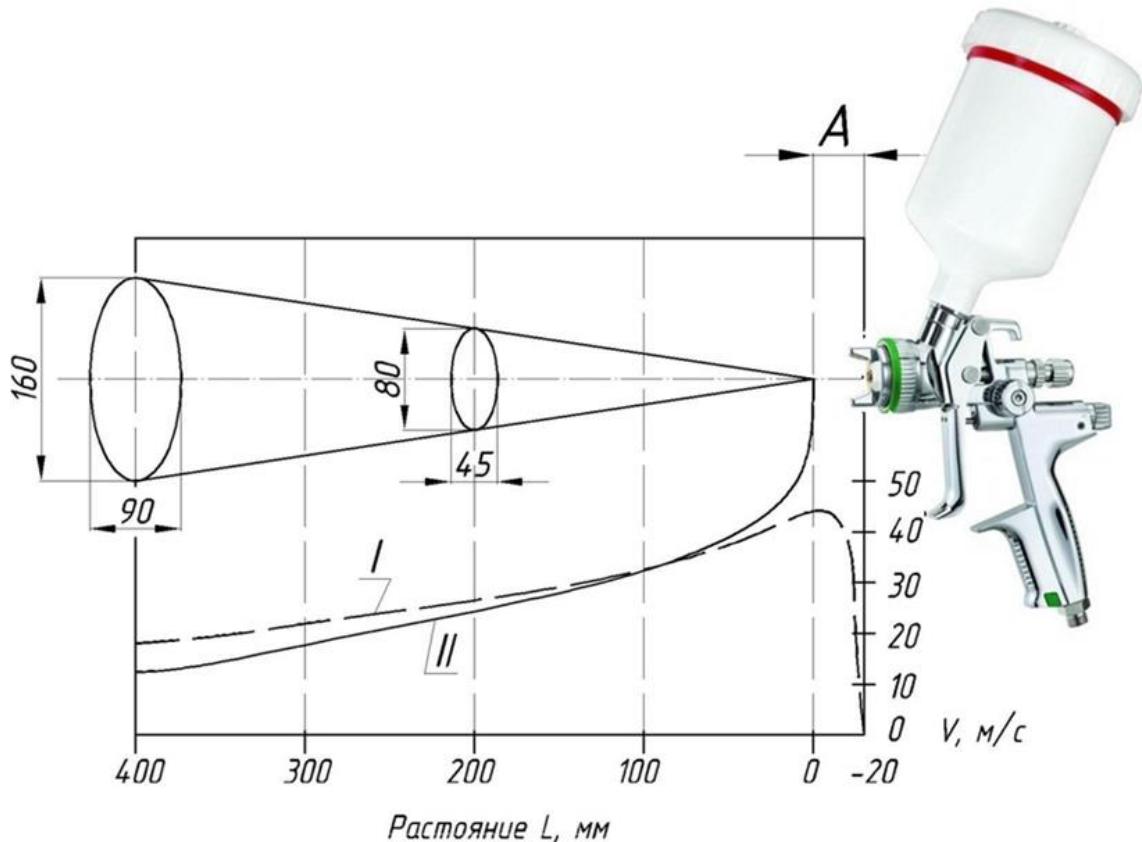


Рисунок 4.4 – Процесс формирования аэрозольного факела:
I – скорость воздуха; II – скорость частиц антифрикционного покрытия;
А – зона формирования аэрозольного факела

В процессе эксперимента было установлено, что стабильное формирование аэрозольного факела с размерами 80×45 мм достигается при дистанции распыления $L = 180 - 200$ мм, скорости воздушного потока $24 - 28$ м/с, давлении $P = 3$ атм. и угле нанесения $\alpha = 90^\circ$. Данные параметры обеспечивают равномерное распределение покрытия без дефектов поверхности, что соответствует технологическим требованиям для материалов данного класса [252].

4.2.2 Влияние послойного нанесения на структурные и функциональные характеристики твердосмазочных покрытий

Для комплексной оценки морфологических и структурных характеристик послойно формируемых антифрикционных покрытий на основе дисульфида молибдена проведены сравнительные исследования на образцах из бронзы БрОФ10-1 (диаметр Ø10 мм и толщиной 5 мм) с дифференцированной предобработкой поверхностей. Образцы разделены на две группы: в первой поверхности подвергались пескоструйной обработке кварцевым песком 1К103025 согласно ГОСТ 2138-9 с фракцией 0,1 – 0,25 мм, во второй применено механическое шлифование. После механической и пескоструйной обработки проведена поэтапная очистка, включающая импульсную продувку сжатым воздухом (давление 0,2 – 0,5 МПа, расход 1,5 – 3 м³/мин, угол наклона сопла 60 – 90°, расстояние до поверхности 100 – 150 мм) с последующим иммерсионным обезжириванием. Завершающий этап подготовки предусматривал естественную сушку образцов в течение 15 минут при температуре окружающей среды 20 °С. Данные условия обеспечили устранение остаточных загрязнений и создание регламентированной шероховатости, необходимой для адгезионной совместимости с наносимыми покрытиями.

Для формирования антифрикционных покрытий на подготовленные поверхности бронзовых образцов методом многослойного нанесения (пять слоев с межслойной выдержкой) были использованы два состава на основе дисульфида молибдена и графита: Molykote 3402 C LF и MODENGY 1003 [101, 102] (Пат. 2734210 РФ, Пат. 2734211 РФ, приложение В). Первый образец, Molykote 3402 C LF, представляет собой твердосмазочное покрытие, содержащее 12 % дисульфида молибдена (MoS_2) для снижения трения и повышения износстойкости при высоких нагрузках, триоксид сурьмы (Sb_2O_3), улучшающий антикоррозионные свойства, органическое связующее для формирования прочной адгезионной пленки и растворитель для равномерного распределения. Отсутствие PTFE и PFAS в составе повышает экологическую безопасность покрытия, что

расширяет его применение в автомобильной и аэрокосмической отраслях. Второе покрытие, MODENGY 1003, включает смесь органических растворителей (> 30 %), связующее (15 – 30 %), твердые смазки (MoS_2 и графит, 15 – 30 %) и функциональные добавки (<5 %), обеспечивающие устойчивость к коррозии и температурный диапазон от -70 °C до +260 °C. Покрытие отверждается при комнатной температуре, демонстрирует высокую адгезию и защиту от фреттинг-коррозии, что делает его применимым в шлицевых соединениях валов, направляющих станков, юбках поршней ДВС и других узлах трения.

Для комплексной оценки морфологии, химического состава и толщины антифрикционных покрытий использовались методы атомно-силовой микроскопии (СММ - 2000), профилометрии («Протон - 130»), сканирующей электронной микроскопии (COXEM EM-30AX), ИК-спектроскопии (IROS 05) и толщинометрии (PaintMeter 1500). Виды проводимых исследований обобщены на рисунке 4.5.

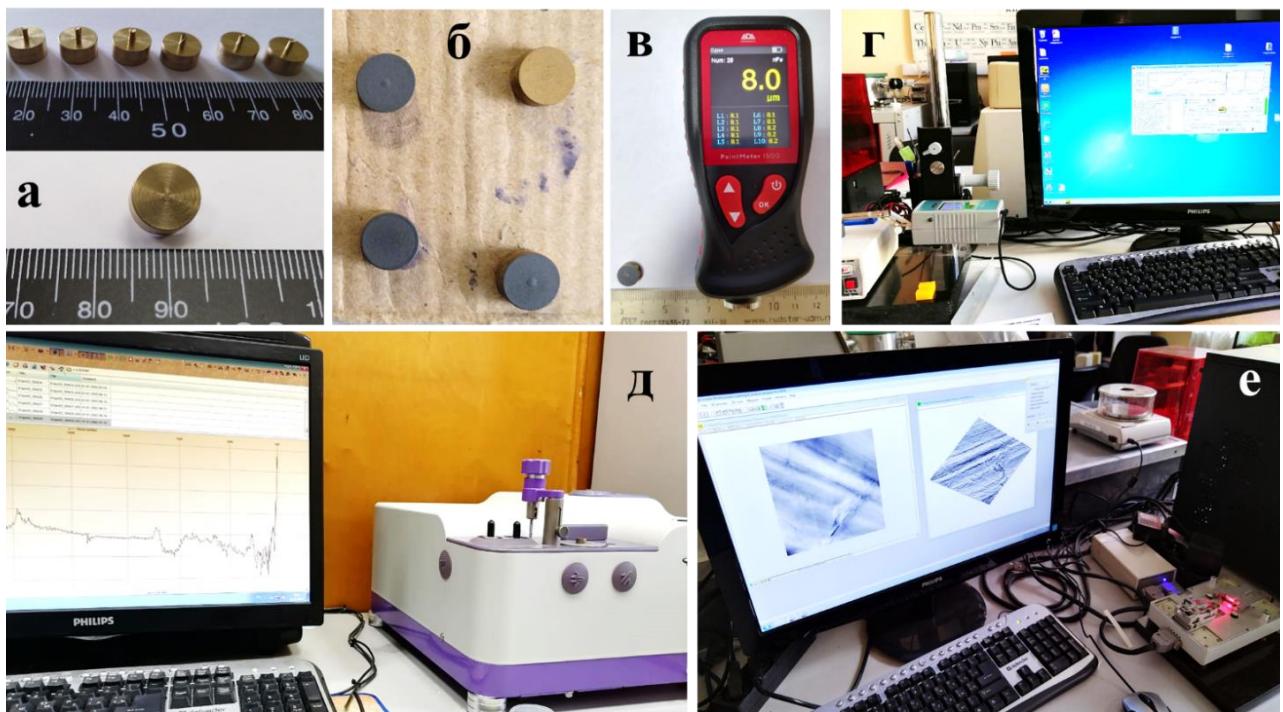


Рисунок 4.5 – Процесс проведения экспериментальных исследований:
 а – подготовка образцов; б – нанесение твердого антифрикционного покрытия;
 в – замеры толщины покрытия; г – профилометрия поверхности;
 д – ИК-спектрометрия; е – зондовая микроскопия

Исследование структуры, состава и функциональных свойств покрытий проводилось с применением зондового микроскопа СММ-2000, обеспечивающего нанометровое разрешение для анализа топографии, выявления дефектов (неровности, микротрешины) и оценки механических характеристик, включая модуль упругости, твердость и адгезию. Профилометр «Протон-130» использовался для количественной оценки шероховатости (параметры R_a , R_z , R_{max}) и геометрических особенностей поверхности, что позволило контролировать равномерность нанесения покрытий и идентифицировать дефекты, такие как царапины и впадины.

Сканирующая электронная микроскопия (СОХЕМ EM-30AX) в сочетании с энергодисперсионным спектрометром (EDS) обеспечила анализ морфологии поверхности покрытий, выявление пор, трещин и включений, а также определение элементного состава. ИК-спектрометр IROS 05 применялся для идентификации функциональных групп и химической природы компонентов, включая анализ органических и неорганических составляющих, что критически важно для контроля качества и соответствия состава заданным требованиям. Толщинометр PaintMeter 1500 предоставил данные о равномерности толщины покрытий, выявил локальные отклонения и оценил адгезионные свойства. Интеграция данных, полученных указанными методами, позволила установить корреляцию между морфологией, химическим составом, толщиной и эксплуатационными характеристиками покрытий, включая износостойкость, антикоррозионную устойчивость и трибологические свойства. Такой подход обеспечил оптимизацию технологических параметров нанесения покрытий и прогнозирование их поведения в условиях высоких механических нагрузок и агрессивных сред, что подтверждено результатами, представленными в графической форме.

Для проведения сравнительного анализа антифрикционных свойств были изготовлены 20 образцов из бронзы БрОФ 10-1, разделенные на две группы по 10 единиц. На подготовленные поверхности первой группы нанесено многослойное твердосмазочное покрытие Molykote 3402 C LF, второй группы – MODENGY 1003. Процесс нанесения включал последовательное формирование

пяти слоев (в соответствии с ранее описанной методикой) с межслойной выдержкой, продолжительность которой определялась требованиями технологического процесса для стабилизации адгезионных свойств и испарения летучих компонентов. Каждый слой наносился равномерно с контролем толщины и отсутствия дефектов, таких как пузыри или расслоения. На всех этапах, включая предварительную подготовку поверхности, межслойные интервалы и финишное отверждение, проводился мониторинг параметров покрытий с использованием комплекса аналитических методов и оборудования, описанного выше. Данные, полученные на каждом этапе, фиксировались и сравнивались между собой [125].

Результаты исследований послойного формирования твердых антифрикционных покрытий Molykote 3402 C LF и MODENGY 1003 на образцах из бронзы БрОФ10-1 с дифференцированной предобработкой (пескоструйная обработка кварцевым песком фракции 0,1 – 0,25 мм и механическое шлифование) выявили незначительные различия в морфологии, шероховатости и толщине покрытий. Анализ десяти образцов (по пять на каждый тип покрытия) показал, что исходная поверхность после пескоструйной обработки характеризуется рельефом с элементами 100 – 200 нм и шероховатостью $R_a = 1,4 – 2,1 \text{ мкм}$, тогда как шлифованные поверхности демонстрировали сопоставимые параметры, но с более упорядоченным микрорельефом, который выражается в неглубоких бороздках, расстояние между которыми составляет 1 – 2 мкм, при этом на поверхности отсутствуют отдельные частицы. Шероховатость полученной поверхности составляет $R_a 0,8 – 1,2$.

Первая группа образцов: покрытия Molykote 3402 C LF и MODENGY 1003 наносятся на образцы после пескоструйной обработки. Нанесение первого слоя Molykote 3402 C LF привело к сглаживанию нанорельефа с формированием частиц дисульфида молибдена (MoS_2) размером 500 – 600 нм, увеличению шероховатости до $R_a = 4,2 – 4,7 \text{ мкм}$ и толщине слоя 5 – 8 мкм, при этом микрорельеф поверхности частично сохранялся, указывая на заполнение неровностей (рисунок 4.6). Второй слой усилил уплотнение структуры с образованием агломератов MoS_2 до 1 мкм, шероховатостью $R_a = 5,1 – 5,4 \text{ мкм}$ и суммарной толщиной 11 – 17 мкм. Третий и

четвертый слои способствовали росту агломератов до 1,5 мкм, увеличению шероховатости до $R_a = 8 - 10$ мкм и общей толщине 25 – 31 мкм. Для покрытия MODENGY 1003 первый слой характеризовался агломерациями частиц MoS_2 размером 620 – 750 нм, шероховатостью $R_a = 4,6 - 5,4$ мкм и толщиной 5,5 – 8 мкм, при этом аналогично наблюдалось частичное сохранение микрорельефа подложки.

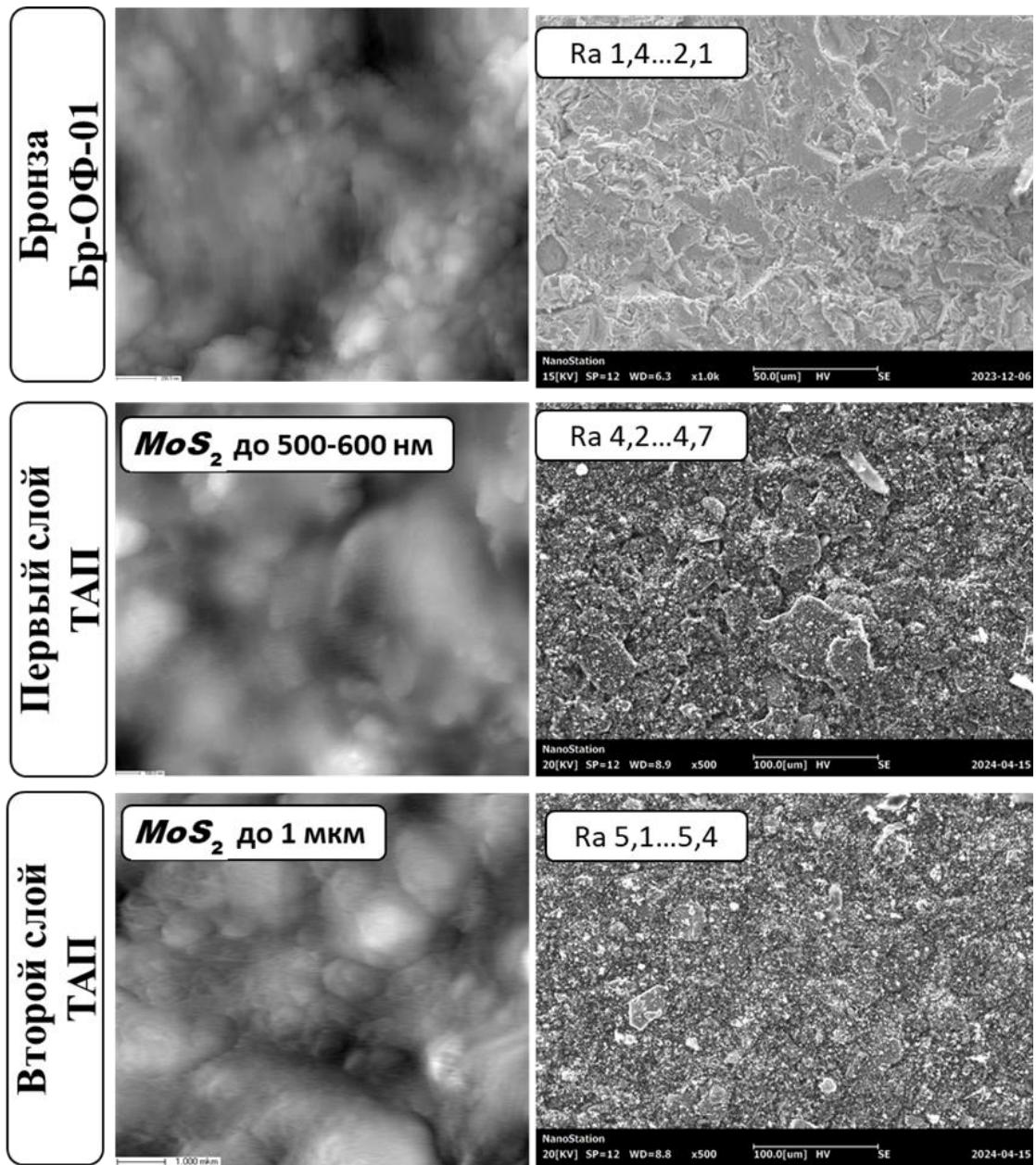


Рисунок 4.6 – Процесс формирования твердого антифрикционного покрытия Molykote 3402 C LF на поверхности после пескоструйной обработки

Второй слой данного покрытия продемонстрировал агломераты до 1,4 мкм, шероховатость $R_a = 6,0 - 6,8$ мкм и суммарную толщину 12 – 18 мкм, а третий и

четвертый слои увеличили размер агломератов до 2,0 мкм, шероховатость — до $Ra = 9 - 12$ мкм и общую толщину — до 26 – 33 мкм. Динамика морфологических изменений, подтвержденная профилометрией и толщинометрией, коррелирует с накоплением частиц MoS_2 в верхних слоях, формируя композитную структуру с повышенной износостойкостью. Установлено, что увеличение шероховатости с ростом количества слоев обусловлено агрегацией твердых смазочных частиц, а различие в размерах агломератов между покрытиями связано с вариациями состава связующих и режимов нанесения. Полученные данные подчеркивают важность оптимизации межслойных интервалов и контроля параметров нанесения для минимизации дефектов и обеспечения стабильности функциональных свойств покрытий в условиях эксплуатационных нагрузок.

Вторая группа образцов: покрытия Molykote 3402 C LF и MODENGY 1003 наносятся на образцы после шлифования. При этом первый слой Molykote 3402 C LF демонстрирует сглаживание нанорельефа исходной поверхности с наличиемnanoструктурных элементов, сохраняя при этом микрогеометрию подложки в виде бороздок (рисунок 4.7). Наблюдаемое распределение частиц дисульфида молибдена (MoS_2) с размерным диапазоном 680 – 720 нм и шероховатостью $Ra 1,2 - 1,8$ коррелирует с толщиной слоя 4 – 7 мкм. Второй слой характеризуется редукцией микробороздок подложки, увеличением плотности упаковки MoS_2 с формированием агломератов до 1,5 мкм и ростом шероховатости до $Ra 4,8 - 5,8$ при толщине 9 – 14 мкм. Третий и четвертый слои обеспечивают дополнительное сглаживание с образованием протяженных агломератов MoS_2 (до 1,7 мкм) и шероховатостью $Ra 7 - 11$, достигая суммарной толщины 24 – 30 мкм.

Аналогичная закономерность отмечена для покрытия MODENGY 1003 (образцы после шлифования) с вариацией морфологических параметров: первый слой содержит частицы MoS_2 размером 750 – 810 нм при шероховатости $Ra 1,4 - 2,0$ и толщине 4,5 – 7,5 мкм. Второй слой демонстрирует агломераты до 1,8 мкм с шероховатостью $Ra 5,4 - 6,5$ при толщине 10 – 15 мкм, тогда как верхние

слои формируют агломераты до 2,2 мкм с Ra 8 – 11 и суммарной толщиной 24,5 – 32 мкм.

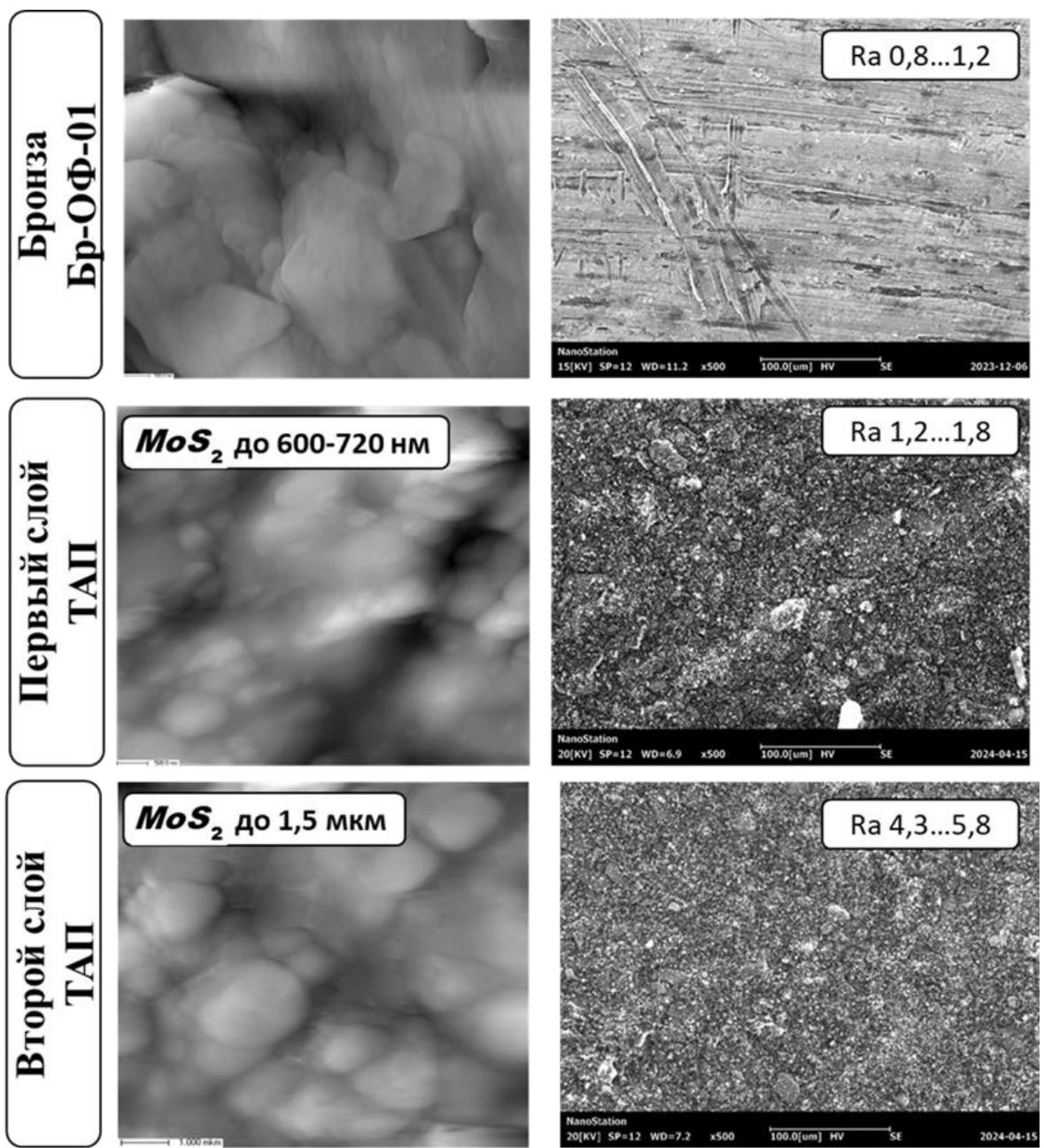


Рисунок 4.7 – Процесс формирования твердого антифрикционного покрытия Molykote 3402 C LF на поверхности после шлифования

Полученные данные свидетельствуют о дифференцированной стратегии формирования слоев: начальные слои обеспечивают адгезию и компенсацию рельефа, тогда как последующие формируют функциональную антифрикционную матрицу. Рациональное количество слоев твердосмазочного антифрикционного покрытия – 4 – 5 при суммарной толщине 24 – 30 мкм.

Результаты спектрометрического анализа процессов послойного формирования твердых антифрикционных покрытий Molykote 3402 C LF и MODENGY 1003 на поверхности после пескоструйной обработки, представленные на рисунках 4.8 и 4.9 демонстрируют динамику изменения структуры материала на различных стадиях нанесения. На спектрограммах визуализированы данные для исходного образца, а также первого и последующих слоев покрытия. Четвертый слой не отображен вследствие эффекта наложения спектральных сигналов, приводящего к снижению разрешающей способности метода и невозможности корректной интерпретации данных.

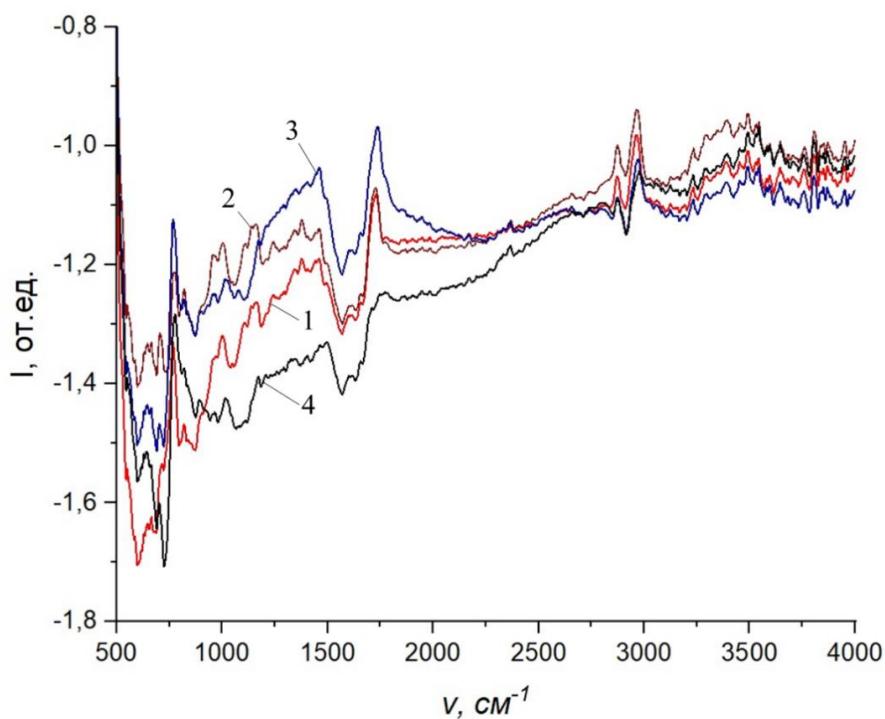


Рисунок 4.8 – ИК-спектрометрия поверхности образца с послойным нанесением Molykote 3402 C LF: 1 – исходный образец, 2 – 1-й слой покрытия; 3 – 2-й слой покрытия; 4 – 3-й слой покрытия

Сравнительный анализ ИК-спектров для обоих типов покрытий выявил наличие характерных полос поглощения в диапазоне $450 - 500 \text{ см}^{-1}$, соответствующих валентным колебаниям концевых групп Mo = S, и в области $500 - 600 \text{ см}^{-1}$, связанных с колебаниями дисульфидных связей S – S. Данные спектральные особенности наблюдаются на всех этапах модификации поверхности, независимо от количества нанесенных слоев, что свидетельствует о сохранении химической идентичности покрытия в процессе формирования

многослойной структуры. Исследование морфологии подложки методом микроскопического анализа до и после нанесения покрытий позволило установить критическую зависимость между числом слоев и функциональными свойствами антифрикционного материала. Экспериментально подтверждено, что формирование сплошного защитного слоя с минимальной толщиной ≥ 15 мкм требует последовательного нанесения не менее трех слоев покрытия. Данный вывод согласуется с результатами спектрометрических исследований, которые не выявили признаков химического взаимодействия между материалом основы и наносимым покрытием.

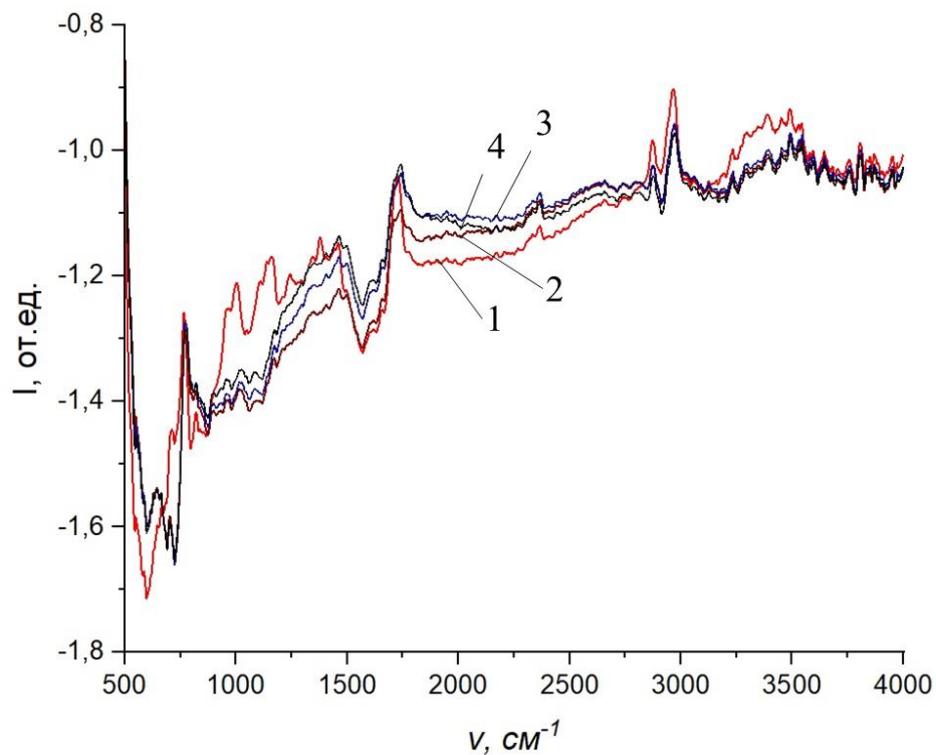


Рисунок 4.9 – ИК-спектрометрия поверхности образца с послойным нанесением MODENGY 1003: 1 – исходный образец, 2 – 1-й слой покрытия, 3 – 2-й слой покрытия; 4 – 3-й слой покрытия

Наблюдаемое увеличение интенсивности характеристических пиков в ИК-спектрах при добавлении каждого последующего слоя указывает на аддитивный характер процесса, при котором покрытие формируется за счет физического наслаждания без образования новых химических соединений. Это подтверждает, что антифрикционные свойства системы достигаются за счет формирования плотного композитного слоя с градиентной структурой,

обеспечивающей снижение трения и износа без изменения химического состава подложки. Полученные данные имеют практическое значение для выбора рациональных технологических параметров нанесения покрытий в условиях, требующих контроля толщины и адгезионной прочности.

4.3 Исследование прочности сцепления твердосмазочного антифрикционного покрытия с основой

Адгезионная прочность представляет собой ключевой критерий оценки функциональных характеристик поверхностных слоев, что обусловлено ее непосредственным влиянием на эксплуатационную надежность защитных покрытий. Современные твердые антифрикционные покрытия демонстрируют структурно-композиционную близость к лакокрасочным материалам, включая сопоставимые диапазоны толщин наносимых слоев (10 – 200 мкм), что позволяет экстраполировать стандартизованные методики определения адгезии, разработанные для лакокрасочных систем, на анализ межфазных взаимодействий в системах «металлическая подложка – антифрикционное покрытие» [262]. В контексте исследования граничных условий системы «поверхность – покрытие» выделяют комплекс нормативных методов [28, 31, 33, 34, 35, 182], регламентирующих оценку адгезионно-когезионных свойств защитных слоев на жестких основаниях, таких как сталь и сплавы. Данные методы, применяемые в производственных и ремонтных циклах узлов, агрегатов и деталей машин, предусматривают как качественную, так и количественную оценку.

4.3.1 Проведение многофакторного эксперимента

Проведение испытаний на определение адгезионной прочности твердого антифрикционного покрытия в соответствии с ГОСТ 27890-88 обеспечивает

количественную оценку параметров сцепления, что в условиях современных требований к точности метрологических измерений представляет значительное преимущество по сравнению с альтернативными методиками [175]. Указанный метод базируется на измерении величины адгезии посредством нормального отрыва. Принципиальная схема испытательной установки (рисунок 4.10) включает два образца (1) и (2), твердое антифрикционное покрытие (3) и клеевой состав (4). На образец (2) нанесено твердосмазочное антифрикционное покрытие, которое через клеевой состав соединено с образцом (1). При этом образец (2) закреплен статически, а к образцу (1) прикладывается растягивающее усилие F , направленное перпендикулярно плоскости контактной зоны образцов. Предел прочности покрытия при отрыве (σ , МПа) рассчитывается по формуле:

$$\sigma = \frac{P}{F}, \text{ Па}, \quad (4.2)$$

где P – сила отрыва образца, Н;

F – площадь основания, м².

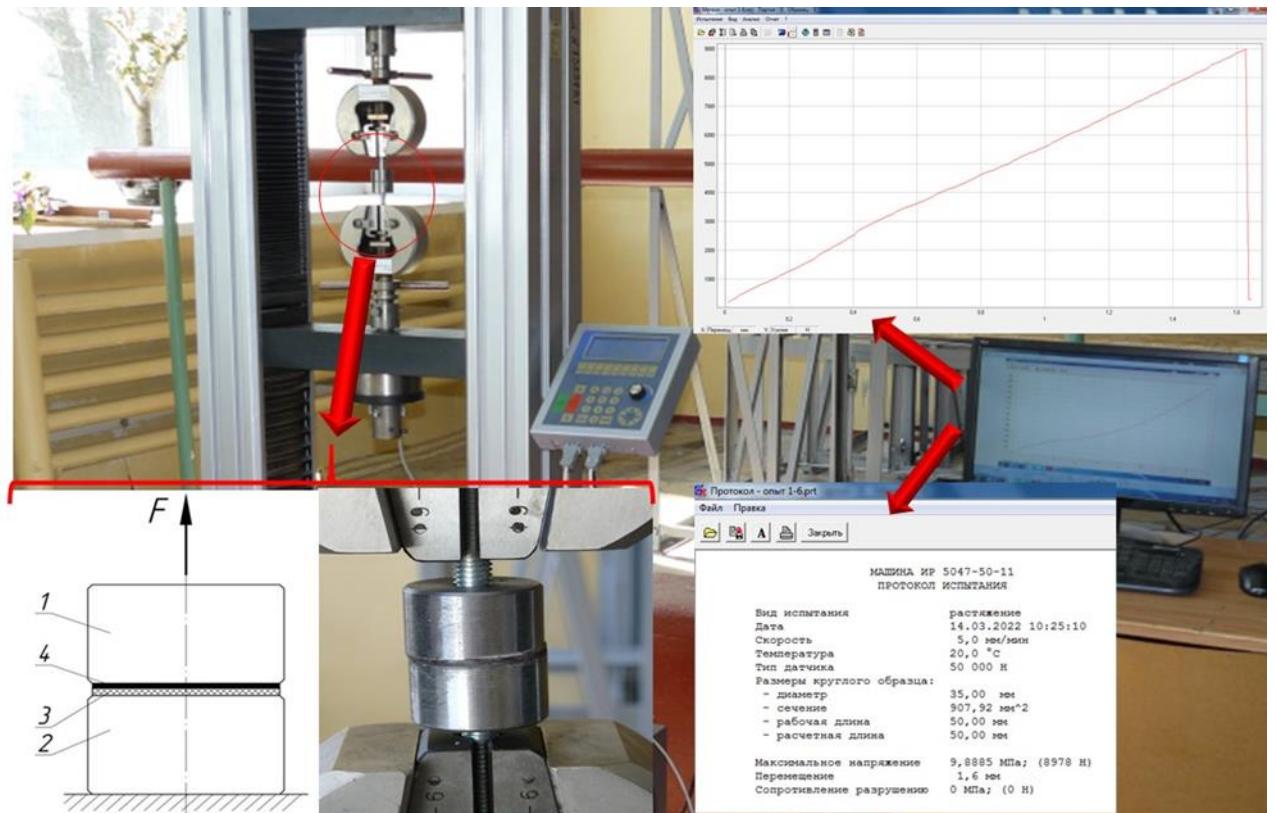


Рисунок 4.10 – Методика проведения экспериментальных исследований

Для исследования влияния комплекса технологических факторов на адгезионную прочность твердого антифрикционного покрытия к субстрату методом нормального отрыва был реализован полнофакторный эксперимент ($5 \times 5 \times 5 = 125$ экспериментальных точек) с применением композитного покрытия на основе дисульфида молибдена с органическим связующим, полимеризующимся в условиях окружающей среды (Molykote 3402 C LF). Унифицированные условия эксперимента включали абразивно-струйную обработку поверхности субстрата, температуру окружающей среды 20 ± 1 °C, плотность покрытия 1200 кг/м³, относительную влажность воздуха 75 ± 2 %, диаметр сопла распылителя $1,1$ мм и давление в пневмосистеме 303975 Па (3 атм). Для математического описания зависимости прочности сцепления от варьируемых параметров использовали многофакторную регрессионную модель, построенную на основе полного факторного эксперимента типа 2^3 (три фактора, два уровня варьирования), локализованного во временной области для минимизации внешних возмущений. Выходным параметром Y служила адгезионная прочность (σ_{cu} , МПа), измеренная согласно ГОСТ 27890-88. На основании предварительных исследований и анализа патентно-технической литературы в качестве доминирующих факторов, детерминирующих адгезионные характеристики покрытия, были идентифицированы дистанция нанесения покрытия $L(x_1, \text{мм})$, шероховатость поверхности $Ra(x_2, \text{мкм})$ и угол нанесения покрытия $\alpha(x_3, \text{град})$. Для повышения точности моделирования эксперимент включал рандомизацию порядка испытаний и трехкратное дублирование измерений в каждой точке плана. Выбор уровней и интервалов варьирования факторов проводили на основании предварительных опытов (таблица 4.1).

Для данного эксперимента уравнение регрессии, характеризующее зависимость прочности сцепления (Y) от трех влияющих факторов (x_1, x_2, x_3), будем искать в виде полинома 2-й степени:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_1x_2 + b_5x_1x_3 + b_6x_2x_3 + b_7x_1^2 + b_8x_2^2 + b_9x_3^2 \quad (4.3)$$

Таблица 4.1 - Исследуемые факторы в действительных значениях

Факторы	Обозначение	Уровни варьирования					Интервалы варьирования
		-2	-1	0	1	2	
дистанция нанесения покрытия <i>L</i> , мм	x_1	150	170	190	210	230	20
шероховатость поверхности <i>Ra</i> , мкм	x_2	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	-
угол нанесения покрытия α , град	x_3	30	45	60	75	90	15

В рамках предложенной модели количество оцениваемых параметров составляет 10. Коэффициенты регрессии b_i определяются методом наименьших квадратов с применением инструментов регрессионного анализа (пакет Microsoft Excel). Для верификации адекватности регрессионной модели и проверки статистической значимости коэффициентов используется остаточная сумма квадратов отклонений (RSS, Residual Sum of Squares), рассчитываемая по формуле:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n - k - 1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2, \quad (4.4)$$

где y_i – значение выходного параметра;

\bar{y}_i – эмпирическое значение выходного параметра (рассчитанное по уравнению регрессии);

n – количество экспериментов;

k – количество экспериментов.

Дисперсии оценок коэффициентов регрессии определяются на основе ковариационной матрицы параметров модели, вычисляемой в рамках метода наименьших квадратов:

$$\sigma_{b_i}^2 = \frac{\sigma^2}{\sqrt{n}}; \quad (4.5)$$

$$\sigma_{b_1}^2 = \frac{\sigma}{\sqrt{\sum_{i=2}^n (x_i - \bar{x})^2}}. \quad (4.6)$$

Доверительные интервалы для оценок коэффициентов регрессионной модели определяются на основе их стандартных ошибок и критического значения распределения Стьюдента вычисляется по формуле:

$$\Delta\sigma_{b_1} = \pm t_\alpha \sigma_{b_1}, \quad (4.7)$$

где t_α – табличное значение критерия Стьюдента при числе степеней свободы df уравнения регрессии и 95 % уровне значимости;

Коэффициенты уравнения регрессии в случае своей значимости попадают в пределы доверительного интервала. Для проверки гипотезы значимости полученных коэффициентов регрессии находим их эмпирическую значимость:

$$t_{b_1} = \frac{b_1}{\sigma_{b_1}} \quad (4.8)$$

Рассчитанный эмпирический показатель t_{b_1} сравниваем с табличным t_α для ($df = 121$) степеней свободы и 95 % - ным уровнем значимости ($t_\alpha = 1,98$). В случае, если $t_{b_1} > t_\alpha$, коэффициент можно считать значимым.

Регрессионную сумму квадратов определяем по формуле:

$$\sigma_{ad}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{k}, \quad (4.9)$$

Адекватность модели в целом оценивается по критерию Фишера.

Если $F = \frac{\sigma_{ab}^2}{\sigma}$ или $F = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 / k}{\sum_{i=1}^n (y_i - y_1)^2 / (n - k - 1)} \geq F_\alpha(k, n - k - 1)$, то уравнение

регрессии в целом значимо с принятой достоверностью α .

Определение коэффициентов регрессионного уравнения и сопутствующих статистических метрик осуществлялось с использованием встроенных алгоритмов регрессионного анализа программного пакета Microsoft Excel. Исходные данные, а также результаты параметрической идентификации модели приведены в

приложении Е. В таблице 4.2 представлены рассчитанные коэффициенты регрессии, сопровождаемые их стандартными ошибками, 95% - ными доверительными интервалами и уровнями статистической значимости.

Уравнение регрессии имеет следующий вид:

$$Y = -8,8 + 0,127x_1 + 0,75x_2 + 0,009x_3 - 0,0009x_1x_2 + 0,0000003x_1x_3 \\ - 0,000085x_2x_3 - 0,00033x_1^2 + 0,2x_2^2 - 0,000018x_3^2 \quad (4.10)$$

Таблица 4.2 – Коэффициенты уравнения регрессии

Коэффициенты b_i	Коэффициенты	Стандартная ошибка	t - статистика	значимость
Y -пересечение (b_0)	-8,8009752	1,349334775	-6,522454912	значим
$X_1(b_1)$	0,1269660	0,013517985	9,392373284	значим
$X_2(b_2)$	0,7495804	0,182589205	4,105283042	значим
$X_3(b_3)$	0,0090166	0,010622086	2,848857309	значим
$X_1X_2(b_4)$	-0,0008905	0,00075662	-1,176977465	не значим
$X_1X_3(b_5)$	0,0000003	3,89151E-05	0,00685253	не значим
$X_2X_3(b_6)$	-0,0000853	0,001008826	-0,084558339	не значим
$X_1^2(b_7)$	-0,0003309	3,48843E-05	-9,484413811	значим
$X_2^2(b_8)$	-0,1971853	0,026802942	-7,356853674	значим
$X_3^2(b_9)$	-0,0000175	6,20165E-05	-1,282566733	не значим

Анализ данных, представленных в таблице, свидетельствует о превышении эмпирических значений t - статистик для коэффициентов b_0 , b_1 , b_2 , b_7 и b_8 над критическим значением $t_\alpha = 1,98$, что подтверждает их статистическую значимость при уровне доверия 95 %. Знаки коэффициентов регрессии отражают характер влияния предикторов x_i на отклик Y : положительные значения (+) указывают на прямую пропорциональную зависимость, отрицательные (-) – на обратную.

После исключения статистически незначимых переменных регрессионная модель была редуцирована до полиномиальной формы:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_1^2 + b_5x_2^2 \quad (4.11)$$

Исходные данные и результаты регрессионного анализа, включая расчетные параметры модели, приведены в приложении Ж. В таблице 4.3 представлены полученные оценки коэффициентов регрессии b_i , сопровождаемые их стандартными ошибками, t - статистиками.

Таблица 4.3 – Коэффициенты уравнения регрессии

Коэффициенты b_i	Коэффициенты	Стандартная ошибка	t - статистика
Y - пересечение (b_0)	-8,532661064	1,23102998	-6,9313187
$X_1(b_1)$	0,125877714	0,0131399	9,57980923
$X_2(b_2)$	0,575262492	0,09390076	6,12628137
$X_3(b_3)$	0,006858667	0,00108893	6,29852778
$X_1^2(b_4)$	-0,000330857	3,4512E-05	-9,5867768
$X_2^2(b_5)$	-0,197185326	0,02651675	-7,4362544

Получаем уравнение регрессии:

$$Y = -8,53 + 0,126x_1 + 0,575x_2 + 0,0069x_3 - 0,00033x_1^2 + 0,197x_2^2 \quad (4.12)$$

В таблице 4.4 представлены доверительные интервалы для коэффициентов уравнения регрессии.

Таблица 4.4 – Доверительные интервалы для коэффициентов уравнения регрессии

Коэффициенты b_i	Δb_j	Доверительный интервал
Y - пересечение (b_0)	2,44	$-8,53 \pm 2,44$
$X_1(b_1)$	0,026	$0,126 \pm 0,026$
$X_2(b_2)$	0,214	$0,575 \pm 0,186$
$X_3(b_3)$	0,00265	$0,00686 \pm 0,00265$
$X_1^2(b_4)$	0,00008	$-0,00033 \pm 0,00007$
$X_2^2(b_5)$	0,06	$-0,197 \pm 0,06$

Адекватность модели в целом оценивается по критерию Фишера (таблица 4.5).

Таблица 4.5 – Дисперсионный анализ

	df	SS	MS	F	Значимость F
Регрессия	5	14,1082	2,8216	42,303	7,41044E-25
Остаток	119	7,937263	0,067		
Итого	124	22,04548			

Уравнение зависимости прочности сцепления от выбранных факторов имеет вид:

$$Y = -8,53 + 0,126L + 0,575Ra + 0,0069\alpha - 0,00033L^2 + 0,197Ra^2 \quad (4.13)$$

Результаты регрессионного анализа свидетельствуют о том, что наибольший вклад в вариабельность прочности сцепления вносит изменение расстояния нанесения покрытия, за которым следуют параметры шероховатости субстрата и угла напыления. Статистически значимого взаимодействия между исследуемыми предикторами не обнаружено ($p > 0,05$).

Высокое значение коэффициента детерминации ($R^2 = 0,944$) указывает, что 94,4 % дисперсии отклика объясняется включенными в модель факторами, тогда как доля неучтенных переменных не превышает 5,6 %. Полученные данные подтверждают адекватность модели (F -критерий, $p < 0,001$) и демонстрируют высокую прогностическую способность регрессионного уравнения.

Уравнение регрессии количественно характеризует взаимосвязь между прочностью адгезионного соединения и вариациями технологических параметров: дистанцией осаждения, топографией поверхности и углом нанесения покрытия. Установленные закономерности позволяют оптимизировать процесс нанесения твердосмазочного антифрикционного покрытия для достижения заданных эксплуатационных характеристик [253].

На графике (рисунок 4.11) представлена зависимость прочности сцепления покрытия (ось Y , МПа) от шероховатости поверхности Ra (ось X , мкм) при различных углах нанесения твердосмазочного антифрикционного покрытия (30° , 45° , 60° , 75° , 90°). Пять полиномиальных кривых, аппроксимированных по экспериментальным данным, демонстрируют нелинейную корреляцию с иерархическим распределением: максимальные значения прочности соответствуют углу нанесения покрытия 90° . Для данного угла кривая достигает пика (4,75 МПа) при $Ra = 0,8$ мкм, с увеличением прочности сцепления от 4,2 МПа ($Ra=0,2$ мкм) до максимума и последующим снижением до 4,05 МПа ($Ra = 3,2$ мкм), что объясняется улучшением механического зацепления при умеренной шероховатости и уменьшением адгезии при избыточной текстуре.

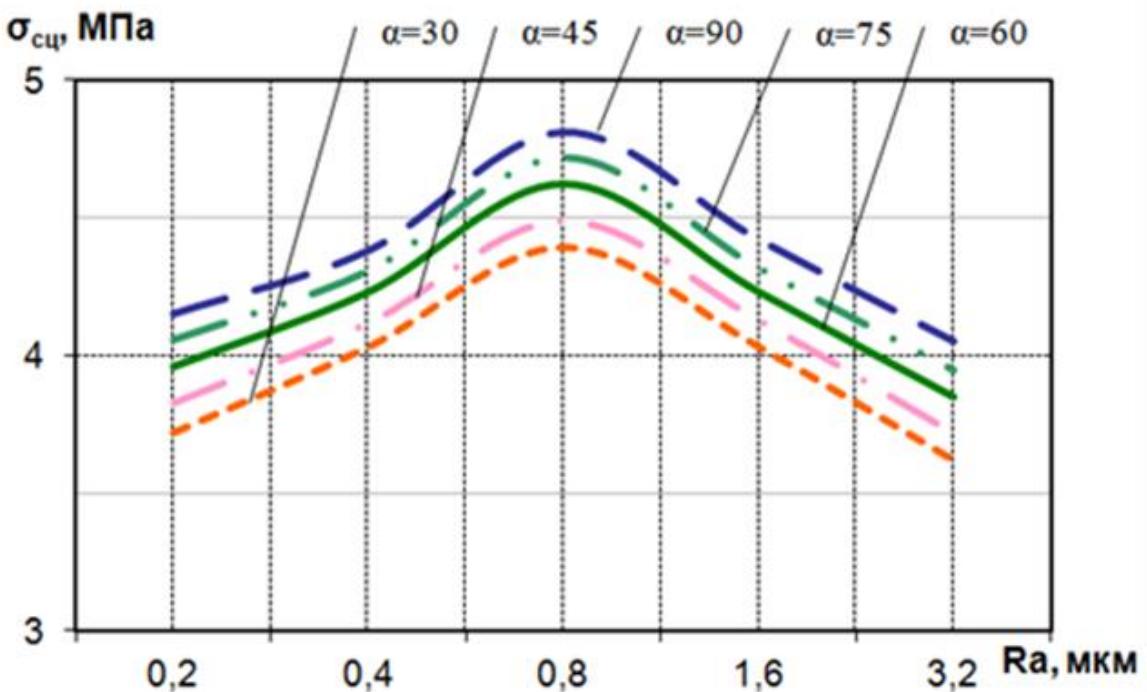


Рисунок 4.11 – Влияние параметров шероховатости R_a на прочность сцепления $\sigma_{\text{сц}}$

Остальные кривые, соответствующие меньшим углам, симметрично смещены вниз с последовательным снижением прочности на 2,0 – 2,5 % на каждый шаг уменьшения ($90^\circ \rightarrow 75^\circ \rightarrow 60^\circ \rightarrow 45^\circ \rightarrow 30^\circ$), что связано с ухудшением горизонтальной компоненты скорости частиц и снижением эффективности их внедрения в поверхностные неровности. Полученные данные подтверждают критическую роль комбинации шероховатости и угла нанесения в управлении адгезионными свойствами твердосмазочного антифрикционного покрытия.

На графике (рисунок 4.12) визуализированы кривые зависимости прочности сцепления покрытия от дистанции нанесения покрытия при различных углах ($30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$). Полученные графики демонстрируют нелинейный характер связи с выраженным максимумом прочности сцепления (4,8 МПа) при угле нанесения 90° и дистанции 180 – 200 мм. Рост адгезии от 4, МПа (140 – 160 мм) до пикового значения обусловлен оптимизацией процесса осаждения, обеспечивающей равномерное распределение частиц, тогда как спад за пределами 200 мм связан со снижением кинетической энергии частиц и уменьшением их адгезионной активности.

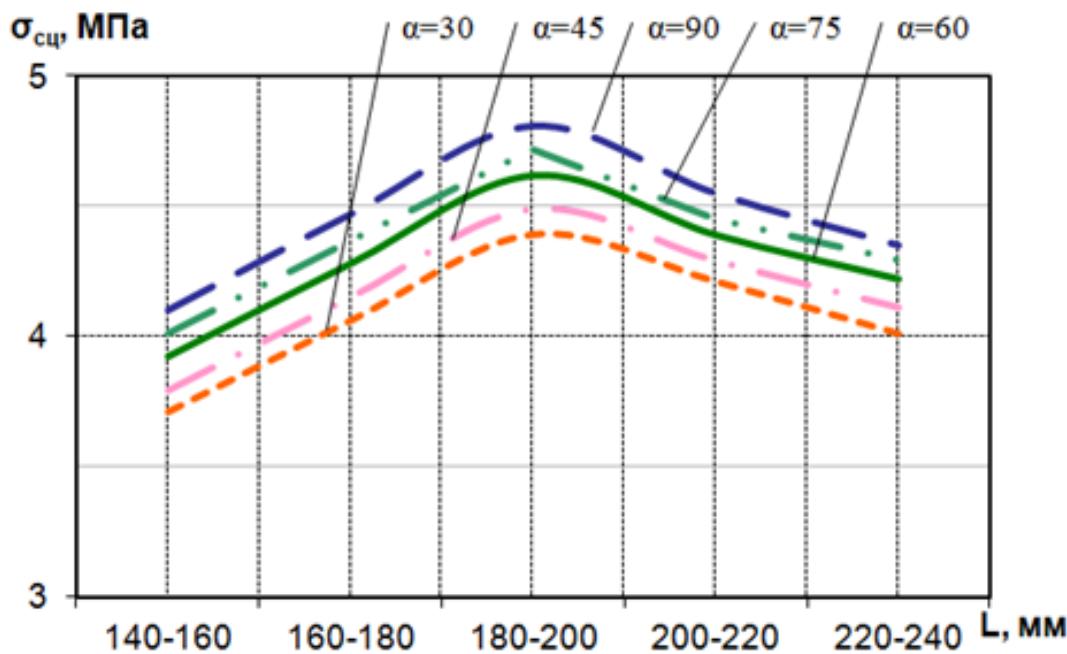


Рисунок 4.12 – Влияние дистанции нанесения покрытия L на прочность сцепления $\sigma_{\text{сц}}$

Уменьшение угла нанесения покрытия приводит к последовательному снижению прочности сцепления на 1,5–2,0 % для каждого шага изменения угла ($90^\circ \rightarrow 75^\circ \rightarrow 60^\circ \rightarrow 45^\circ \rightarrow 30^\circ$), что коррелирует с ухудшением горизонтальной компоненты скорости частиц и их неэффективным проникновением в текстуру образца. Полученные результаты подтверждают критическую взаимосвязь между углом нанесения, дистанцией осаждения и адгезионными свойствами покрытий. Оптимизация этих параметров позволяет минимизировать дефекты структуры и повысить функциональную надежность напыляемых слоев, что имеет практическое значение для разработки технологических режимов нанесения твердосмазочных покрытий.

На графике (рисунок 4.13) представлена зависимость прочности сцепления твердосмазочного антифрикционного покрытия) от угла его нанесения при различных дистанциях осаждения (140 – 160; 160 – 180; 180 – 200; 200 – 220; 220 – 240 мм). Пять кривых, аппроксимированных по экспериментальным точкам, демонстрируют иерархическое распределение: максимальная прочность сцепления (4,85 МПа при угле 90°) наблюдается для дистанции 180 – 200 мм. Для данной кривой выявлен линейный рост адгезии с увеличением угла: от 4,4 МПа (при 30°)

до 4,85 МПа (при 90°), что обусловлено оптимизацией траектории частиц и усилением механического зацепления.

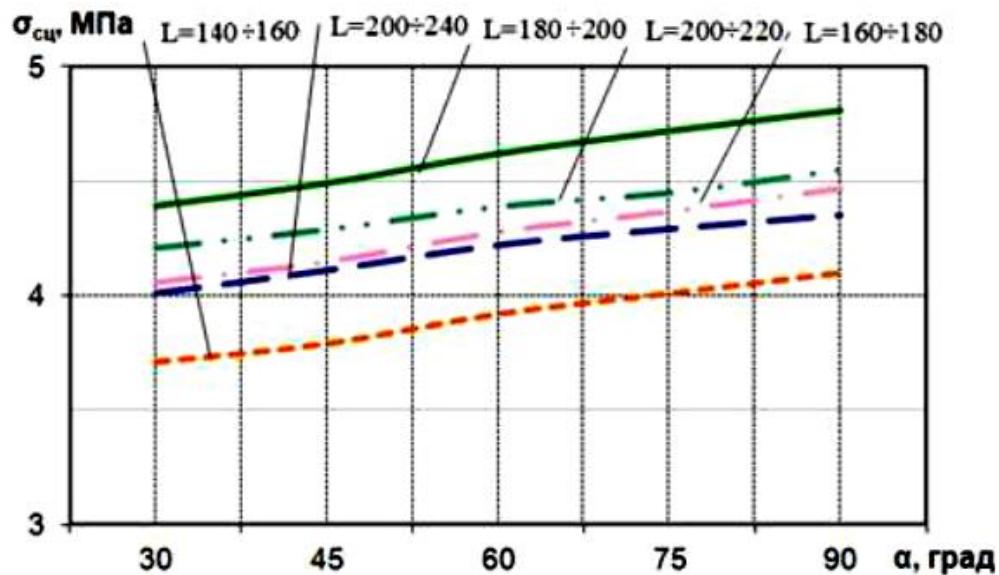


Рисунок 4.13 – Влияние угла нанесения покрытия α на прочность сцепления $\sigma_{сц}$

Остальные кривые, упорядоченные сверху вниз как 180 – 200; 200 – 220; 160 – 180; 140 – 160; 220 – 240 мм, демонстрируют ступенчатое снижение прочности: на 2,5 – 3 % между 180 – 200 и 200 – 220 мм, 1,5 – 2 % между 200 – 220 и 160 – 180 мм, 0,5 – 1 % между 160 – 180 и 140 – 160 мм, и 3,5 – 4 % между 140 – 160 и 220 – 240 мм. Градиент снижения коррелирует с отклонением от оптимальной дистанции, приводящим к уменьшению кинетической энергии частиц и неравномерности формирования покрытия. Результаты подтверждают критическое влияние комбинации угла и дистанции на адгезионные свойства, что необходимо для калибровки технологических параметров напыления [13].

4.3.2 Проведение сравнительных испытаний покрытий

Для сравнительного анализа антифрикционных свойств были отобраны покрытия марок MODENGY и Molykote, разделенные на две группы по типу отверждения: термоотверждаемые и отверждаемые при нормальной температуре.

В первую группу вошли MODENGY 1003 и Molykote 3402 C LF, наносимые посредством окрасочного пистолета и компрессора, а также аэрозольные Molykote PTFE-N UV и Molykote D-321R, не требующие дополнительного оборудования. Вторая группа включала MODENGY 1003, MODENGY 1005, MODENGY 1006 и Molykote D-7409, наносимые аналогичным оборудованием с последующей термической обработкой.

Для испытаний подготовили восемь групп цилиндрических образцов (по пять в каждой группе) из стали (Ст 3 ГОСТ 380-2005), в соответствии с количеством участвующих в сравнительных испытаниях покрытий. Поверхность подвергли пескоструйной обработке кварцевым песком 1К103025 ГОСТ 2138-9 (фракция 0,1 – 0,25 мм) с последующей очисткой сжатым воздухом (давление 0,2 – 0,5 МПа, расход 1,5 – 3 м³/мин, угол 60 – 90°, дистанция 100 – 150 мм) и обезжириванием растворителем с выдержкой 15 мин при +20 °C. На подготовленную поверхность каждого образца нанесли несколько слоев твердосмазочного антифрикционного покрытия всех перечисленных выше марок. Количество слоев и суммарная толщина твердосмазочного антифрикционного покрытия подбиралась согласно технической документации на данный тип покрытия. Обобщённые параметры составляли: толщина одного слоя покрытия — от 4 до 8 мкм; количество слоев — от 3 до 5; межслойная полимеризацией — от 15 мин и до 45 минут с финишной выдержкой от 120 до 360 мину при +20 °C, режимы отверждения термическое или при комнатной температуре подбирались в соответствии с маркой наносимого покрытия; общая толщина покрытия от 15 мкм до 45 мкм обеспечивала монолитную структуру получаемого покрытия. Визуализация образцов, инструментов и этапов эксперимента представлена на рисунке 4.14.

На подготовленные образцы с покрытием равномерным слоем наносился kleевой состав до полного смачивания поверхности, после чего производилось совмещение и склеивание парных образцов. Склейенные образцы фиксировались в специализированном приспособлении для обеспечения равномерного давления в течение 72 ч. По завершении выдержки выполнялась механическая зачистка

избыточного клея по торцам соединения, после чего в образцы вкручивались шпильки для крепления в захватах разрывной машины.

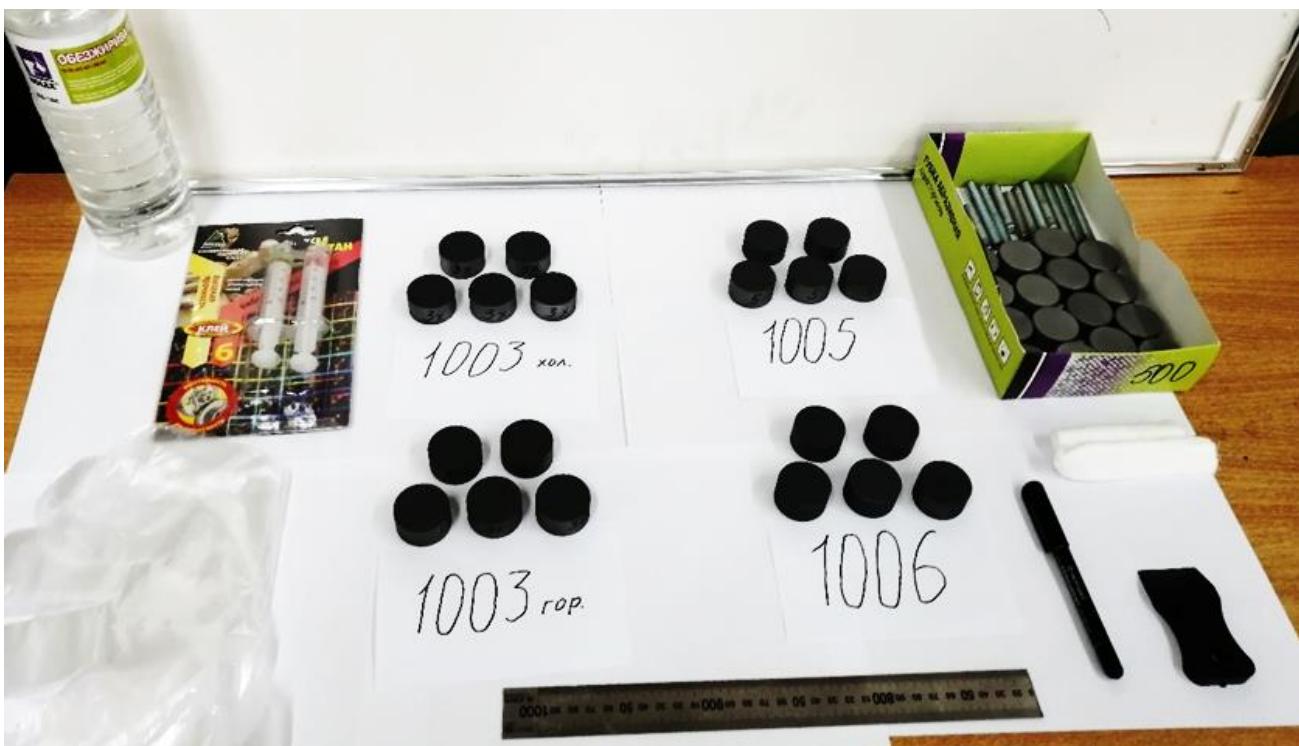


Рисунок 4.14 – Образцы, приспособления и инструмент
для реализации эксперимента

Испытания проводились на универсальной разрывной машине ИР5047-50 с электронным силоизмерителем в стандартных условиях: температура 20 °C, относительная влажность — 70%. Образцы центрировались в захватах, а нагружение осуществлялось с плавным увеличением усилия при скорости перемещения траверсы не более 5 мм/мин для минимизации динамических эффектов. Регистрация деформационно-прочностных характеристик проводилась в режиме реального времени. Экспериментальные данные, характеризующие адгезионную прочность твердого антифрикционного покрытия, подверглись математико-статистической обработке, включающей расчёт средних арифметических величин, стандартных отклонений и доверительных интервалов при заданном уровне значимости. Полученные кривые зависимости «нагрузка – перемещение» для образцов из двух разных групп (отверждение при нормальной температуре и отвержение покрытия при нагреве) представлены на рисунке 4.15 и 4.16.

Проведенные исследования адгезионных характеристик твердого антифрикционного покрытия MODENGY 1003 (отвержение при нормальной температуре) методом отрыва в соответствии со ГОСТ 27890-88 выявили следующие результаты: предел прочности на разрыв варьировался в диапазоне от 7,6 до 9,1 МПа, демонстрируя среднее значение 8,35 МПа; наблюдаемая вариабельность механических свойств может быть обусловлена особенностями нанесения покрытия или микрогеометрией подготовленной поверхности образца; в ходе анализа разрушения образцов было зафиксировано когезионное разрушение на границе раздела «покрытие – клеевой состав» в 20 % случаев (один из пяти образцов).

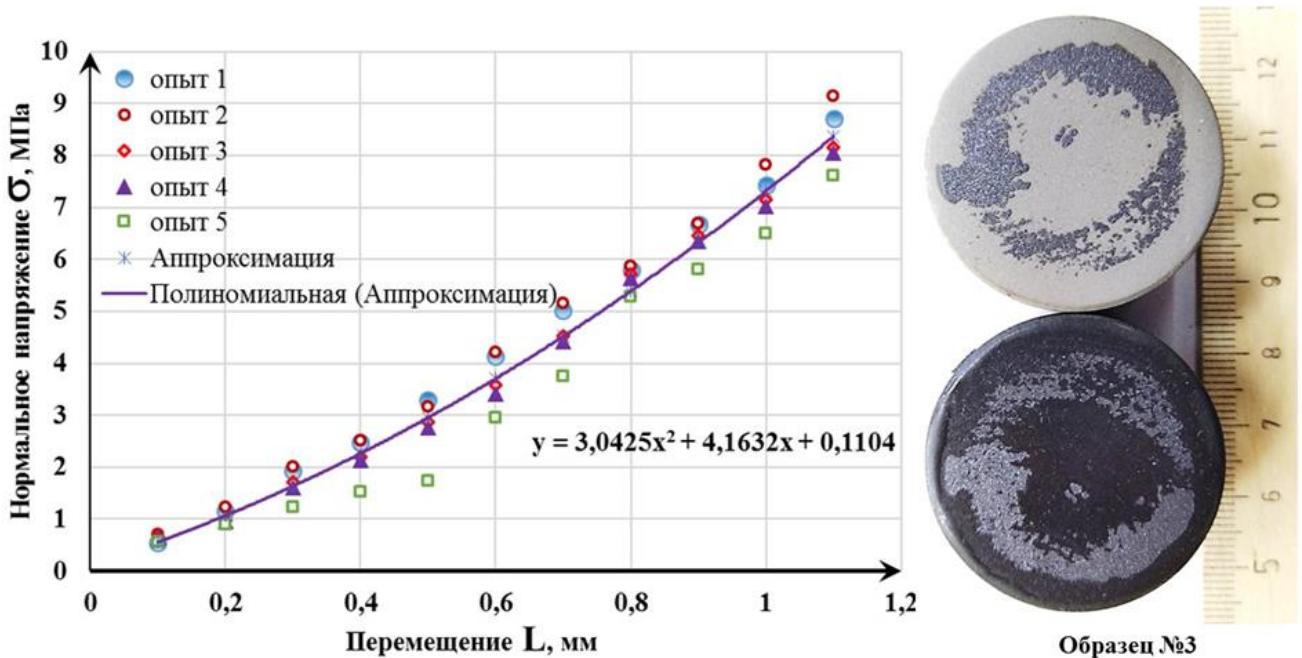


Рисунок 4.15 – Результаты экспериментальных исследований покрытия MODENGY 1003 (отвержение при нормальной температуре)

Данный тип разрушения, характеризующийся отслоением в пределах адгезионного слоя, свидетельствует о необходимости оптимизации состава связующего или предварительной обработки поверхности для улучшения межфазного взаимодействия. Остальные образцы продемонстрировали смешанный тип разрушения с преобладанием адгезионной составляющей.

Механические испытания твердого антифрикционного покрытия MODENGY 1005, проведенные методом нормального отрыва в соответствии с

ГОСТ 27890-88, позволили определить вариацию прочностных характеристик от 9,8 до 13,0 МПа, со средним арифметическим значением 11,4 МПа (расчет выполнен для выборки из 5 образцов). Наблюдаемый разброс параметров может быть связан с неоднородностью распределения связующего в композите или локальными дефектами поверхности образца.

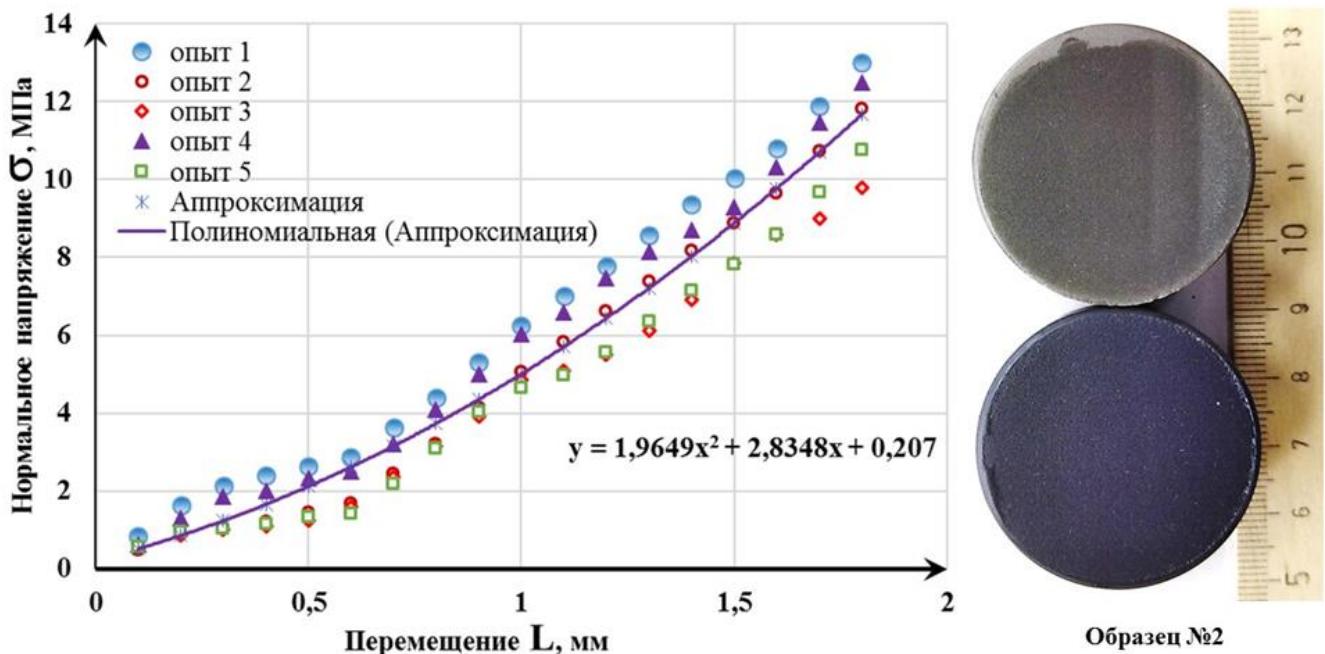


Рисунок 4.16 – Результаты экспериментальных исследований покрытия MODENGY 1005 (отвержение покрытия при нагреве)

В ходе анализа зоны разрыва был выявлен адгезионный тип разрушения на границе раздела «покрытие–клейевой состав» у 20% образцов (один из пяти образцов). Данный механизм, характеризующийся отслоением без пластической деформации материала, свидетельствует о недостаточной активности функциональных групп адгезива или наличии загрязнений на поверхности покрытия. Остальные образцы продемонстрировали смешанный тип разрушения с частичным когезионным повреждением верхнего слоя покрытия.

Результаты сравнительного анализа адгезионной прочности твердосмазочных антифрикционных покрытий, отверждаемых в стандартных условиях (температура 20 ± 2 °C, влажность 60 ± 5 % в соответствии с ГОСТ 12423 - 2021), представлены в виде графических зависимостей «прочность сцепления – тип покрытия» (рисунок 4.17). Наибольшее значение адгезионной

прочности в этой группе зафиксировано у образца MODENGY 1003, составившее 8,3 МПа при объеме выборки пяти образцов и доверительном интервале 95 % (уровень значимости $\alpha = 0,05$). Коммерческие аналоги продемонстрировали существенно более низкие показатели: для покрытия Molykote 3402 C LF среднее значение прочности сцепления составило 4,4 МПа, что на 47 % ниже результатов MODENGY 1003; для Molykote D-321R – 3,5 МПа (снижение на 58 %), а для Molykote PTFE-N UV – 2,2 МПа (снижение на 73 %).

б, МПа

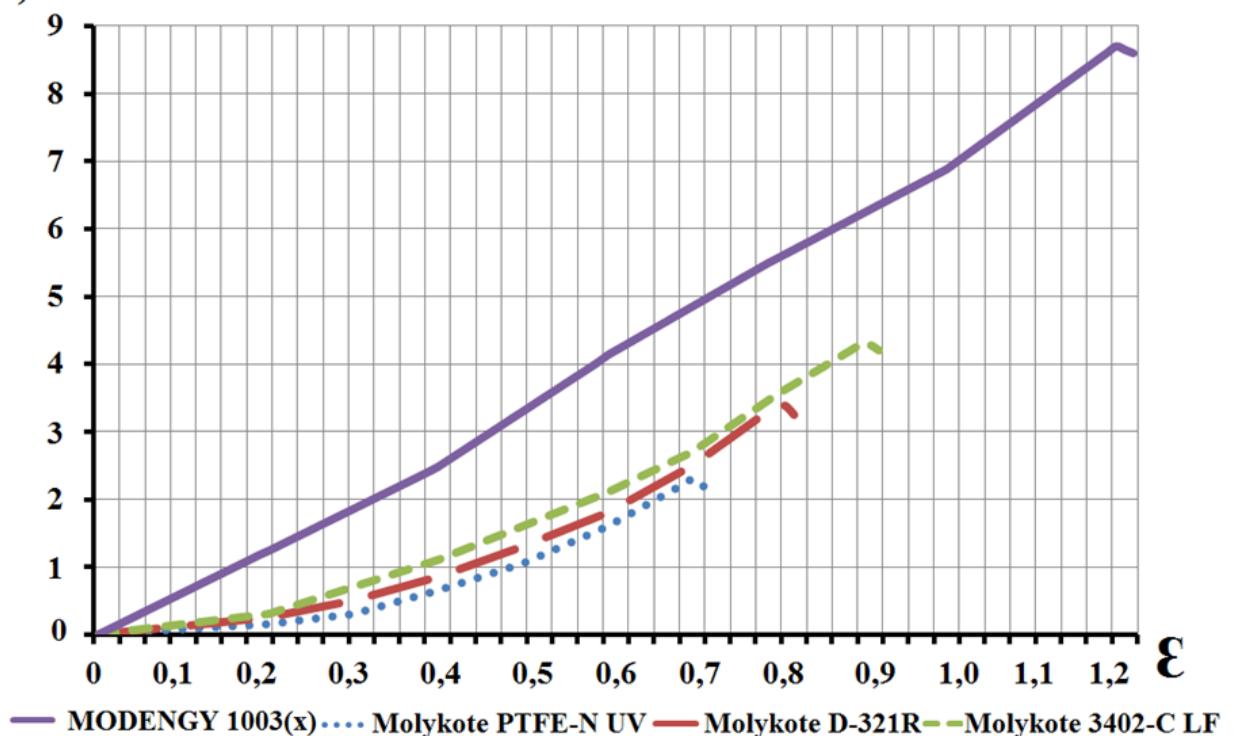


Рисунок 4.17 – Результаты испытания образцов с покрытиями отверждаемыми при нормальной температуре

Результаты сравнительного анализа прочности твердосмазочных антифрикционных покрытий, отверждаемых при нагреве представлены на рисунке 4.18. Наибольшее значение адгезионной прочности продемонстрировало покрытие MODENGY 1005 – 11,6 МПа. Ближайший аналог, MODENGY 1006, показал среднюю прочность сцепления 10,5 МПа, что на 9,5 % ниже. Для покрытия MODENGY 1007 зафиксировано значение 9,8 МПа (снижение на 15,5 % относительно MODENGY 1005). Наименьшую адгезионную стабильность

продемонстрировал коммерческий образец Molykote D-7409 – 5,5 МПа (снижение на 52,6 %).

б, МПа

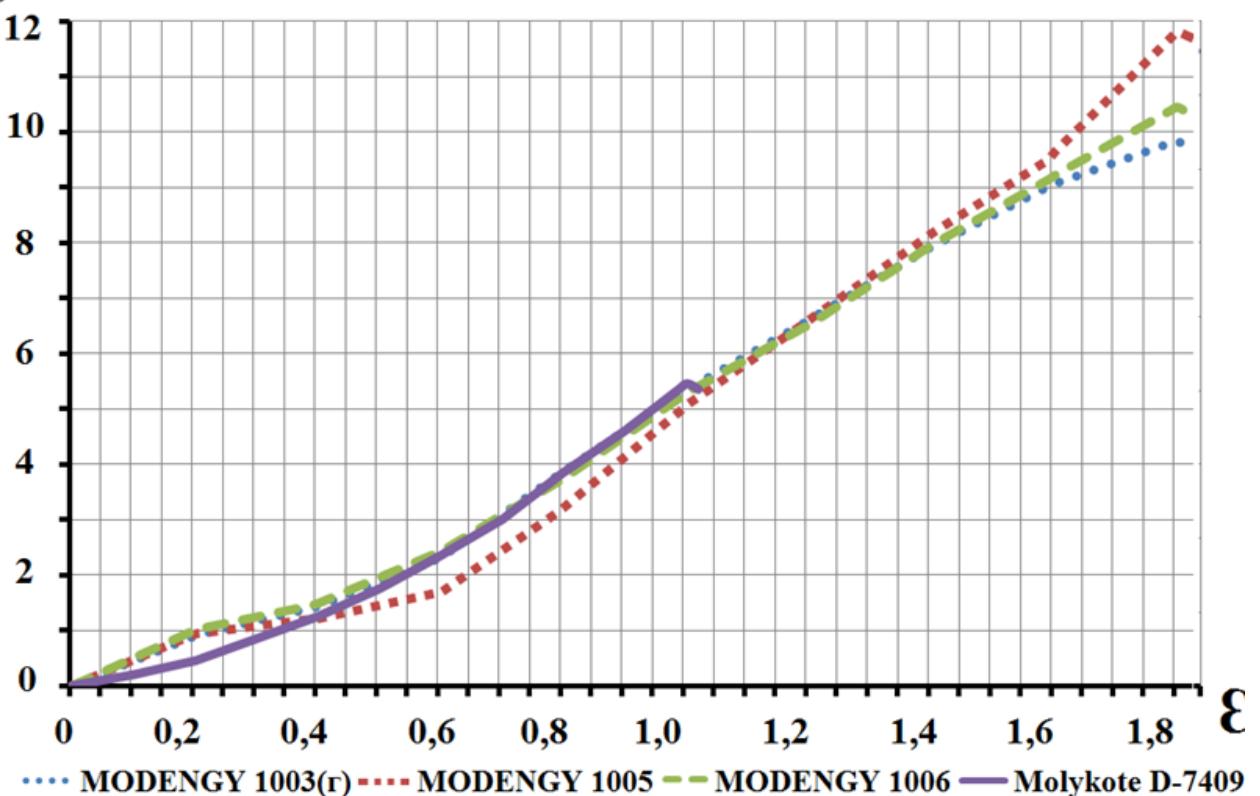


Рисунок 4.18 – Результаты испытания образцов с покрытиями отверждаемыми при нагреве

Сравнительный анализ адгезионной прочности антифрикционных покрытий MODENGY выявил их превосходство над коммерческими аналогами. В стандартных условиях MODENGY 1003 показал прочность 8,3 МПа, что на 47 – 73 % выше аналогов. При термоотверждении MODENGY 1005 достиг 11,6 МПа, превысив показатели ближайших образцов на 9,5 – 52,6 %. Преимущество MODENGY обусловлено оптимизированным составом связующего и равномерным распределением наполнителей, что рекомендует внедрение данных покрытий для применения в высоконагруженные узлах. Результаты подтверждают эффективность MODENGY в ответственных механических системах.

4.3.3 Проведение сравнительных испытаний двух методов

Проведение сравнительных испытаний методов определения прочности сцепления покрытий по ГОСТ 27890-88 и ASTM D4541-02 позволило выявить их ключевые особенности, преимущества и ограничения [161]. Метод ГОСТ 27890-88, основанный на отрыве покрытия с использованием стационарного оборудования, обеспечивает высокую точность измерений ($\pm 0,1$ МПа) за счет контролируемого нагружения и электронной регистрации данных. Однако он отличается трудоемкостью подготовки образцов (шлифовка, обезжиривание, нанесение эталонного клея) и ограниченной мобильностью, что исключает его применение в полевых условиях. В отличие от него, метод ASTM D4541-02, реализуемый с помощью переносных адгезиметров, предусматривает отрыв локального участка покрытия (3) с помощью грибка (1), фиксируемого kleевым составом (4) на стальной пластине (2) (рисунок 4.19). Данный подход обеспечивает оперативность испытаний (подготовка занимает 1 – 1,5 часа) и применим в производственных условиях, однако обладает меньшей точностью ($\pm 0,5$ МПа) из-за влияния качества клея и шероховатости поверхности.

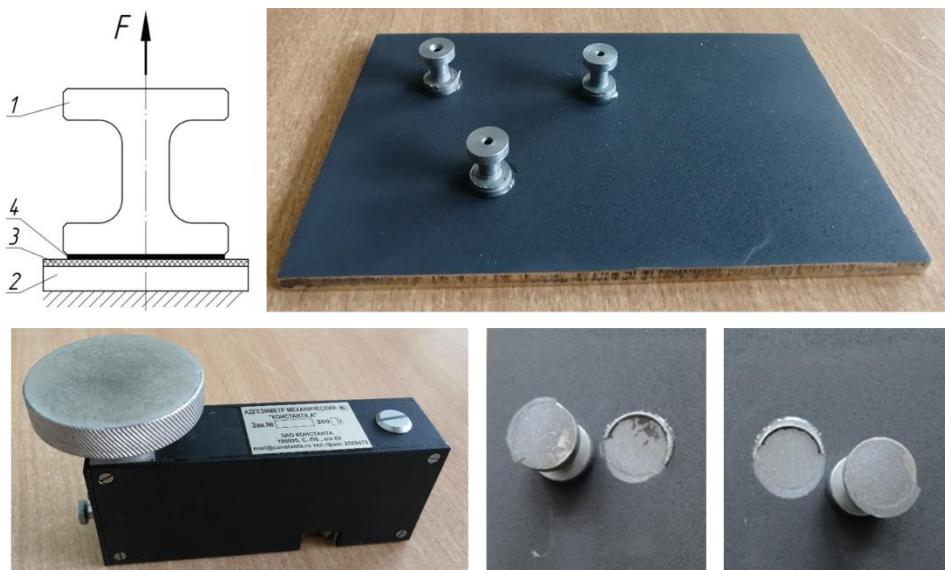


Рисунок 4.19 – Проведение испытаний по методу ASTM D 4541-02

Экспериментальные исследования по ASTM D4541-02 выполнены на прямоугольных пластинах из стали 20 (ГОСТ 1050-88) с антифрикционными покрытиями MODENGY 1003 X (X – обозначение для покрытия отверждаемого при нормальной температуре), MODENGY 1003Г (Г – обозначение для покрытия отверждаемого при нагреве), MODENGY 1005 и MODENGY 1006. Адгезионная прочность рассчитывалась по формуле:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2}, \text{ Па,} \quad (4.14)$$

где X – оттягивающее усилие (величина адгезии), достигнутое при отрыве;

F – фактическое усилие, приложенное на испытываемую поверхность;

d – эквивалентный диаметр изначальной поверхности, подвергшейся нагрузке.

Сравнение результатов, основанное на средних значениях из пяти испытаний (рисунок 4.20), подтвердило, что метод ASTM D4541-02 уступает в точности лабораторному методу ГОСТ 27890-88, но превосходит его в скорости и мобильности.

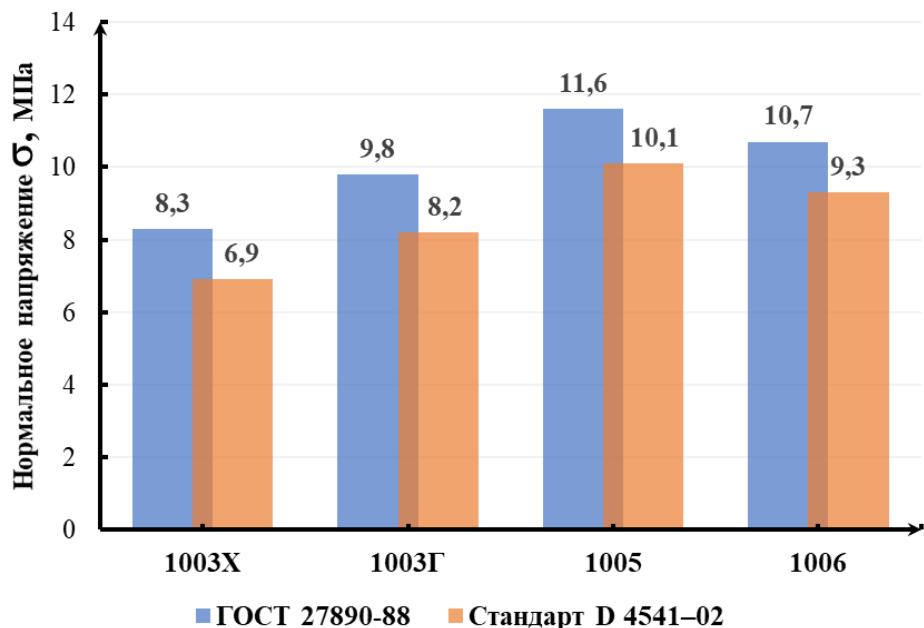


Рисунок 4.20 – Результаты сравнительных испытаний двух методов

Оба метода демонстрируют взаимодополняемость: ГОСТ 27890-88 оптimalен для фундаментальных исследований и разработки новых покрытий, тогда как ASTM D4541-02 эффективен для оперативного контроля качества в

полевых условиях. В контексте ремонта и технического обслуживания автомобильного транспорта метод ASTM D4541-02 становится незаменимым инструментом для быстрой оценки адгезии твердосмазочных покрытий на таких компонентах, как подшипники, элементы подвески или детали трансмиссии, непосредственно в условиях автосервиса. Это позволяет сократить время диагностики без демонтажа узлов, минимизируя простой транспортного средства. ГОСТ 27890-88, в свою очередь, применяется при восстановлении критически важных деталей, где для гарантии долговечности покрытия необходима максимальная точность.

Выбор метода определяется задачами исследования, доступностью оборудования и требованиями к точности. Для повышения достоверности ASTM-метода рекомендована калибровка оборудования, использование сертифицированных kleев и стандартизация подготовки поверхности. Полученные данные актуальны для машиностроения, сферы технического обслуживания и ремонта автомобильного транспорта, где сочетание точности и оперативности методов критически важно для обеспечения надежности антифрикционных покрытий. Внедрение этих подходов в процессы контроля качества работ при техническом обслуживании и ремонте автомобилей способствует снижению износа труящихся поверхностей, увеличению межсервисных интервалов и общей экономии на ремонтных затратах [250].

4.4 Эксплуатационные особенности использования твердосмазочных антифрикционных покрытий

Эксплуатация твердосмазочных антифрикционных покрытий предполагает их использование в экстремальных эксплуатационных условиях, где традиционные жидкие или пластичные смазочные материалы демонстрируют ограниченную эффективность. Ключевым параметром, определяющим функциональность данных покрытий, является низкий коэффициент трения, требующий обязательного

экспериментального подтверждения. Особое значение в эксплуатации твердосмазочных покрытий имеет процесс приработки, в ходе которого формируется стабильный трансферный слой, обеспечивающий снижение абразивного износа и предотвращающий локальное отслоение покрытия. Отсутствие правильного подхода может привести к изнашиванию трибологической системы из-за неравномерного распределения нагрузок или образования абразивных частиц. Надёжность применения таких покрытий в ответственных узлах автомобилей при изготовлении или сервисном обслуживании достигается исключительно при комплексной валидации их трибологических характеристик и режимов приработки.

4.4.1 Исследование коэффициентов трения твердосмазочных антифрикционных покрытий

Исследования влияния твердосмазочных покрытий на функционирование узлов трения базируются преимущественно на экспериментальных данных, подтверждающих высокие триботехнические показатели современных материалов данного класса, включающих органические и комплексные соединения. Установлено, что коэффициент трения при применении таких покрытий варьируется в диапазоне 0,004 – 0,03, при этом нижняя граница приближается к минимальным значениям, характерным для систем с жидкой смазкой [68]. Сложность трибологических испытаний обусловлена необходимостью строгого соблюдения методических рекомендаций, что непосредственно влияет на воспроизводимость и достоверность результатов [249]. На основании анализа ранее проведенных исследований процессов трения в узлах с твердосмазочными покрытиями [155, 76] выделены четыре базовые схемы организации экспериментов (рисунок 4.21).



Рисунок 4.21 – Схемы трибологических испытаний с использованием твердосмазочных антифрикционных покрытий

В международной практике для определения параметров трения и изнашивания широко применяется стандартизованный метод, реализуемый, в частности, в условиях компании «МОДЕНЖИ» на специализированной машине трения (рисунок 4.22), оснащенной автоматизированной системой управления и регистрации данных на платформе NI LabVIEW. Конфигурация трибологической пары включает сферический индентор диаметром 6,35 мм (сталь ШХ15, ГОСТ 801) и дисковой образец (сталь AISI 430) диаметром 80 мм и толщиной 0,8 мм с нанесенным покрытием MODENGY 1007 толщиной 25 ± 5 мкм. Методика испытаний предполагает приложение силы F индентора к вращающемуся образцу (частота n) с непрерывной регистрацией силы трения скольжения и автоматическим расчетом коэффициента трения, отображаемого в графическом формате. Эксперименты проводятся в экстремальных условиях, сочетающих максимальное контактное давление и скорость скольжения, до момента износа покрытия, фиксируемого по скачкообразному росту коэффициента трения ($f \geq 0,4$). Критерием оценки ресурса покрытия служит количество циклов вращения N , предшествующих критическому износу. Данный подход обеспечивает

воспроизводимую оценку эксплуатационных характеристик твердосмазочных материалов в моделируемых условиях нагружения.

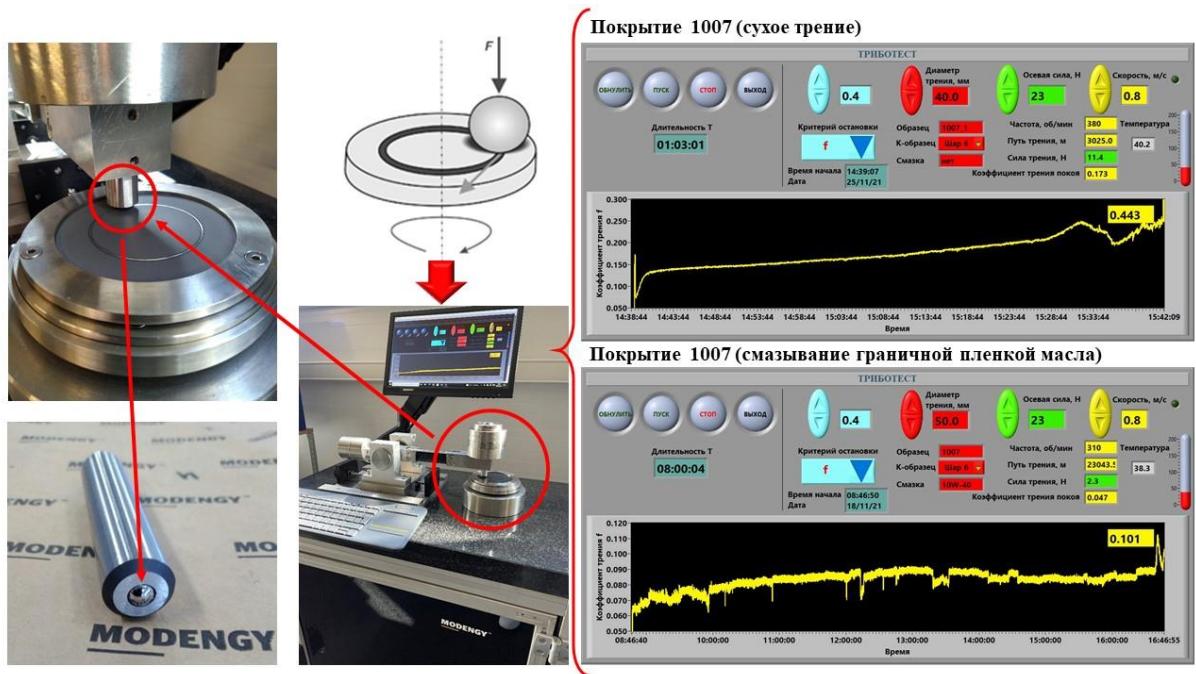


Рисунок 4.22 – Трибологические испытания твердого антифрикционного покрытия по стандарту ASTM G99

Для верификации заявленных свойств повышения износостойкости пар трения с твердыми антифрикционными покрытиями компании «МОДЕНЖИ» проведены экспериментальные исследования на базе триботехнической лаборатории завода ZOB (КНР, ЗАО «Чжэцзянская компания по производству безмасляных подшипников «Шуанфей») с использованием установки HDM-20 класса торцевых трибометров, реализующей контактную схему «плоскость – плоскость» (рисунок 4.23) [50]. Установка оснащена контрольно-измерительной системой, обеспечивающей управление нагрузкой (0 – 19600 Н), скоростью вращения (0 – 2800 об/мин), крутящим моментом (0 – 40 Н·м при 150 – 1500 об/мин; 0 – 20 Н·м при 1500 – 2800 об/мин) и температурой (до 300 °C, погрешность ±1,0 °C). Испытания проводились на образцах в форме квадрата (41×41 мм) в условиях сухого трения. Контртело из стали 40Х (твёрдость HB 235 – 260, шероховатость Ra 0,8) взаимодействовало с пластинами, покрытыми материалами MODENGY 1007 и MODENGY 1006, изготовленными с учетом параметров установки. Покрытие MODENGY 1006, содержащее дисульфид

молибдена и графит, предназначено для подшипников скольжения насосов, клапанов, плунжерных пар гидрооборудования, узлов силовых редукторов и деталей ДВС (поршни, вкладыши), эксплуатируемых при температурах от -70 до +315 °C (кратковременно до +450°C) [224].

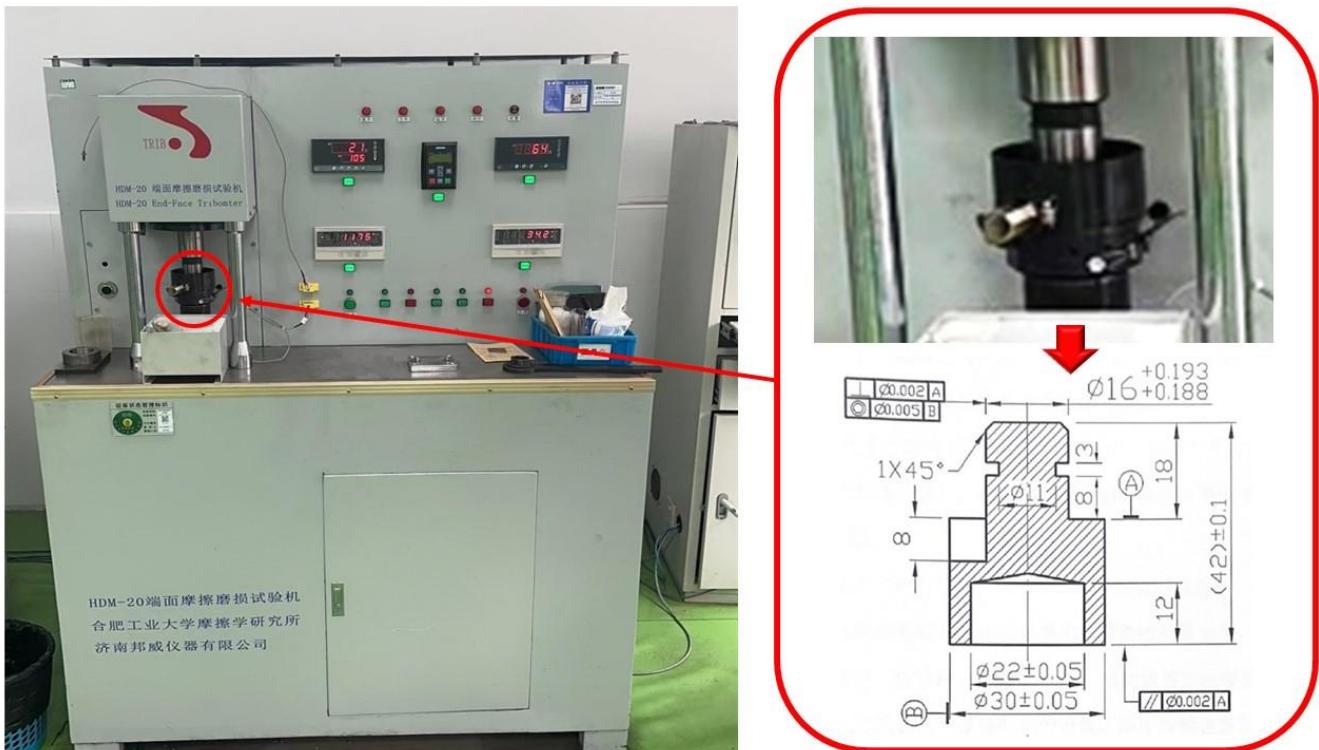


Рисунок 4.23 – Трибологические испытания твердого антифрикционного покрытия на экспериментальной установке HDM-20 трения по торцевой схеме «плоскость – плоскость»

Покрытие MODENGY 1007 с графитсодержащим составом, применяется в узлах трения автомобилей (поршни, шлицевые соединения, коленчатые валы), компрессорах, нефтяных насосах и тяжелонагруженных системах, подверженных воздействию влаги, пыли и температур от -50 до +350 °C [223]. Оба материала полимеризуются при +200 °C в течение 20 мин.

Экспериментальные исследования в условиях сухого трения проводились до достижения критического износа покрытий, определяемого по резкому увеличению коэффициента трения ($f \geq 0,4$), что свидетельствует о полном износе защитного слоя. Визуальный анализ образцов после испытаний (рисунок 4.24) выявил локальный износ покрытий в зонах максимального контактного давления, что коррелирует с данными регистрации трибологических параметров.

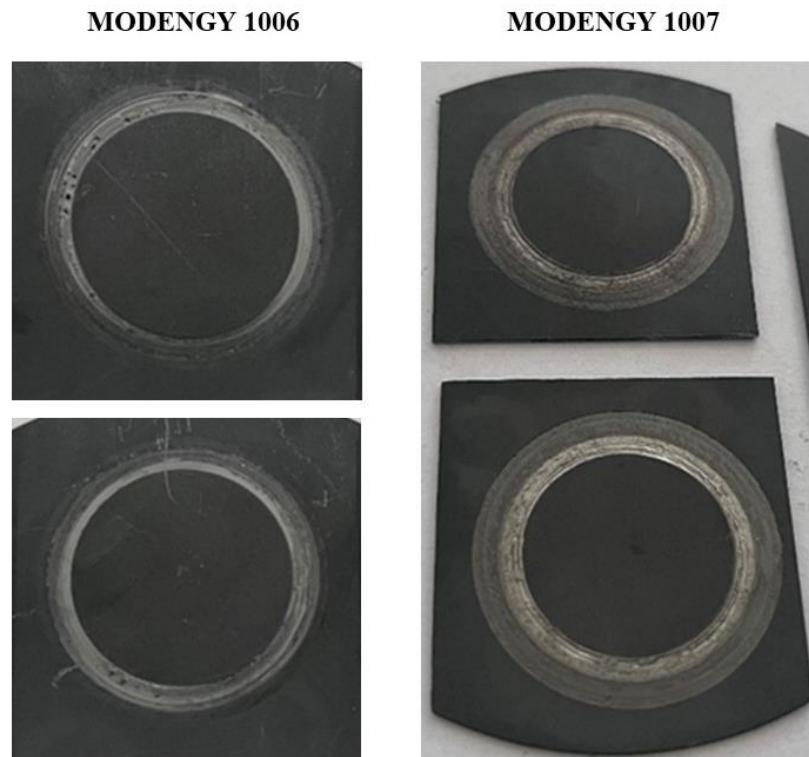


Рисунок 4.24 – Образцы с твердосмазочным антифрикционным покрытием
после проведения испытаний

Результаты подтвердили соответствие эксплуатационных характеристик твердосмазочных покрытий MODENGY 1006 и MODENGY 1007 заявленным требованиям, включая устойчивость к нагрузкам и работоспособность в условиях ограниченной смазки (рисунок 4.25).

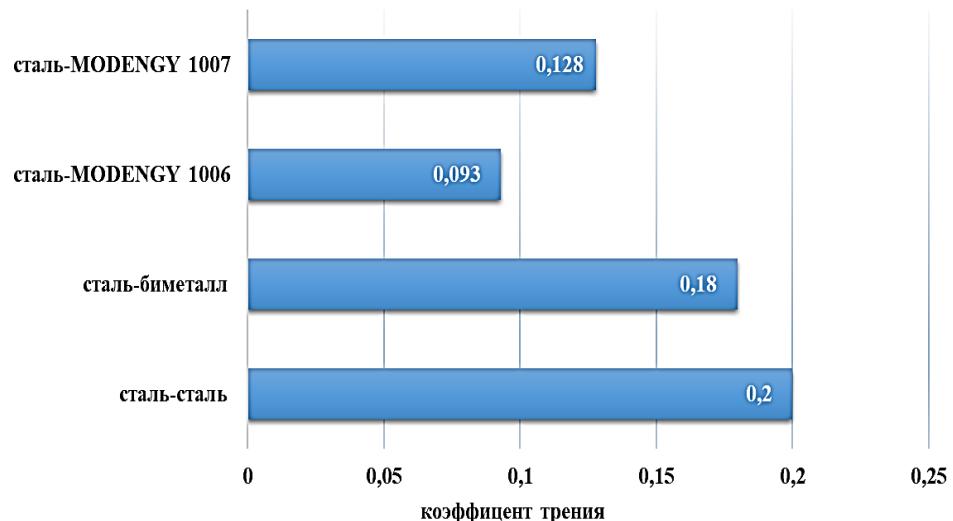


Рисунок 4.25 – Результаты исследования образцов

Для классической пары трения «сталь – сталь» коэффициент сухого трения, согласно литературным источникам, составляет $0,30 - 0,40$ [16], что согласуется с общепринятыми трибологическими моделями. Модификация одной из поверхностей покрытиями позволяет уменьшить данный параметр до $0,20 - 0,25$, демонстрируя эффективность поверхностных технологий. Более выраженный эффект наблюдается в системе «сталь – биметалл»: внутренние исследования ZOB зафиксировали исходное значение коэффициента трения $0,18 - 0,20$, тогда как нанесение твердосмазочных покрытий MODENGY обеспечило его снижение до $0,093 - 0,103$ для состава MODENGY 1006 (на $43 - 49\%$ относительно базового уровня) и $0,128 - 0,18$ для MODENGY 1007 (на $10 - 29\%$). Различия в эффективности покрытий связаны с их компонентным составом: MODENGY 1006, содержащий дисульфид молибдена, формирует смазочные слои с повышенной несущей способностью, в то время как графитсодержащее покрытие MODENGY 1007 демонстрирует лучшую адаптацию к переменным температурным режимам. Полученные результаты подтверждают перспективность применения данных материалов для минимизации энергопотерь в узлах трения, работающих в условиях ограниченного смазывания, включая высоконагруженные подшипниковые системы и элементы трансмиссий.

4.4.2 Исследование процесса приработки твердосмазочных антифрикционных покрытий

Современные исследования триботехнических характеристик твердосмазочных покрытий базируются преимущественно на стандартизованных методиках, которые, однако, не всегда позволяют оценить формирование рабочей поверхности в процессе эксплуатации, включая особенности режимов приработки [58]. Для устранения этого ограничения разработана специализированная экспериментальная установка, включающая два разъемных подшипниковых узла скольжения с индивидуальной системой подачи

смазочного материала, асинхронный электродвигатель АИР 63А4 (0,12 кВт, 1500 об/мин), соединенный с валом через эластичную муфту, и контрольно-измерительную систему. Последняя интегрирует датчик частоты вращения вала, термопары для мониторинга температуры в зонах контакта, а также программно-аппаратный комплекс для обработки данных в реальном времени (рисунок 4.26).

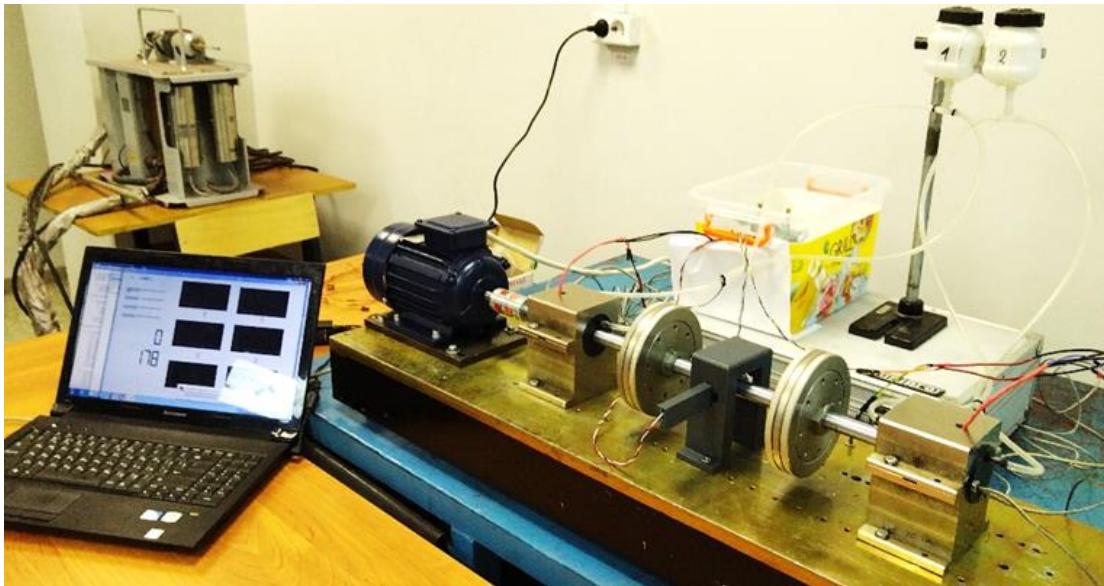


Рисунок 4.26 – Экспериментальная установка

Конструкция подшипниковых узлов предусматривает корпус из алюминиевого сплава, верхнюю и боковые крышки с манжетами WLR TC 17x26x7 и WLR TC 12x25x5 для предотвращения утечек масла, жиклеры для подачи смазки и резьбовые отверстия для датчиков температуры. Экспериментальная программа охватывала три типа подшипников скольжения: базовые образцы из оловянистой бронзы БрОФ10-1, бронзовые подшипники с твердосмазочным покрытием Molykote 3402 C LF (толщина покрытия 30 ± 3 мкм) и бронзовые подшипники с покрытием MODENGY 1003 (толщина 30 ± 3 мкм), отверждаемом при нормальной температуре. Для каждого типа изготовлено по три идентичных образца, шероховатость рабочих поверхностей которых контролировалась на профилометре MarSurf PS10 с погрешностью измерения $Ra \leq 0,05$ мкм. Методика испытаний включала циклические режимы нагружения: разгон ротора до 1400 – 1500 об/мин, стабилизация скорости в течение 3 минут, отключение электродвигателя и регистрация выбега ротора до полной остановки под действием сил трения. Смазка

осуществлялась маслом И-20А (кинематическая вязкость 17 – 23 мм²/с при 40 °С). Для каждого образца выполнено 60 циклов «пуск – останов», что позволило статистически достоверно оценить кинетику изнашивания. Данные фиксировались с шагом 0,1 с, включая временные зависимости частоты вращения и температуры. Кривые выбега анализировались с использованием алгоритмов аппроксимации.

Результаты экспериментальных исследований трибологических характеристик бронзовых подшипников скольжения, представленные на рисунке 4.27, демонстрируют динамику изменения времени выбега ротора в процессе циклических нагрузок

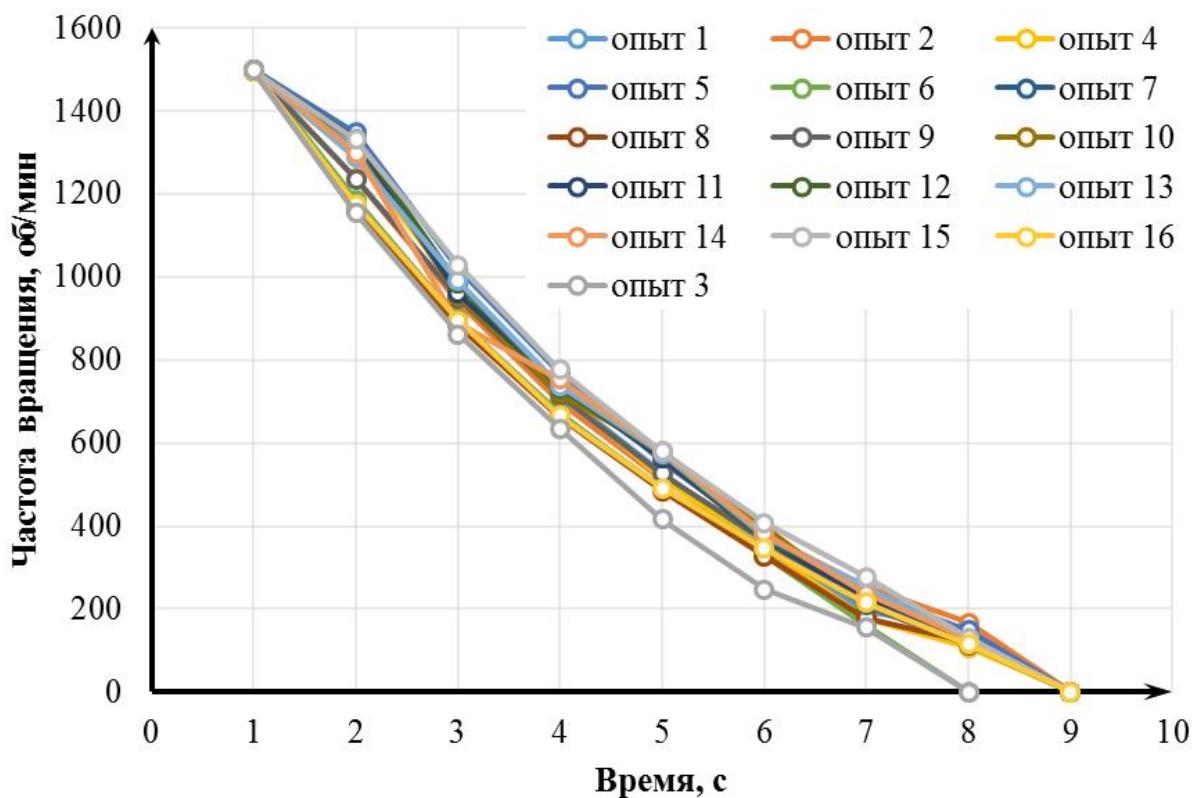


Рисунок 4.27 – Изменение частоты вращения ротора от времени
(материал рабочей поверхности – бронза БрОФ10-1)

Экспериментальный цикл продолжительностью 180 минут (60 пусков – остановов) выявил фазозависимое увеличение времени свободного вращения: в начальной фазе (1 – 20 циклы) среднее время выбега составило $8,0 \pm 0,1$ с, во второй фазе (21 – 40 циклы) – $8,5 \pm 0,1$ с, в заключительной фазе (41 – 60 циклы) – $9,0 \pm 0,1$ с. При этом параметры шероховатости поверхности оставались стабильными: начальное значение $R_a = 1,5$ мкм снизилось до

$R_a=1,2$ мкм, что соответствует погрешности измерительного оборудования (профилометр MarSurf PS10). Визуальный и микроскопический анализ (увеличение $\times 100 - \times 500$) не выявил критических дефектов поверхности – абразивные риски, адгезионные сколы или пластическую деформацию. Полученные данные свидетельствуют о формировании стабилизированного трибологического контакта в системе «бронза-сталь» при смазывании маслом И - 20А, где доминирующим механизмом изнашивания является мягкое окисление поверхности без нарушения целостности подложки. Отсутствие катастрофического износа подтверждает эффективность выбранного режима смазки антифрикционного материала.

Результаты экспериментальных исследований подшипников скольжения с антифрикционным покрытием Molykote 3402 C LF, представленные на рисунке 4.28, отражают динамику изменения времени выбега ротора и изменение шероховатости поверхности в условиях циклических нагрузок.

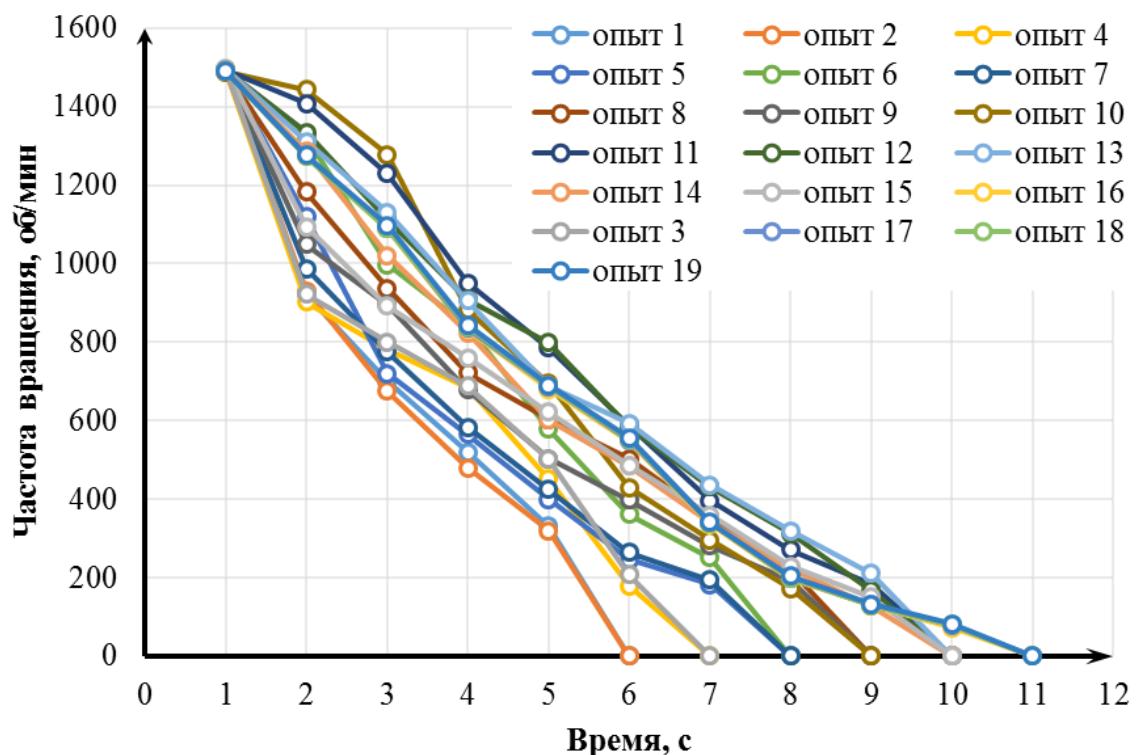


Рисунок 4.28 – Изменение частоты вращения ротора от времени (материал рабочей поверхности – Molykote 3402 C LF)

В ходе трехчасового эксперимента (180 минут), включавшего 60 циклов «пуск-останов», зафиксировано фазовое увеличение времени свободного

вращения: в первой фазе (1 – 20 циклы) диапазон составил 6 – 7 с, во второй (21 – 40 циклы) – 7 – 10 с, в третьей (41 – 60 циклы) – 10 – 11 с. Параллельно наблюдалось значительное снижение шероховатости рабочей поверхности с начального значения $Ra = 8,0$ мкм до $Ra = 1,2$ мкм, что соответствует 85 % ному уменьшению параметра микрорельефа. Динамика шероховатости коррелирует с кинетикой приработки покрытия: начальная стадия характеризовалась интенсивным сглаживанием микровыступов, тогда как на этапе стабилизации преобладали процессы упрочнения поверхностного слоя.

Результаты экспериментальных исследований подшипников скольжения с антифрикционным покрытием MODENGY 1003, представленные на рисунке 4.29, демонстрируют динамику изменения времени выбега ротора и эволюцию микрорельефа поверхности в условиях циклических нагрузок.

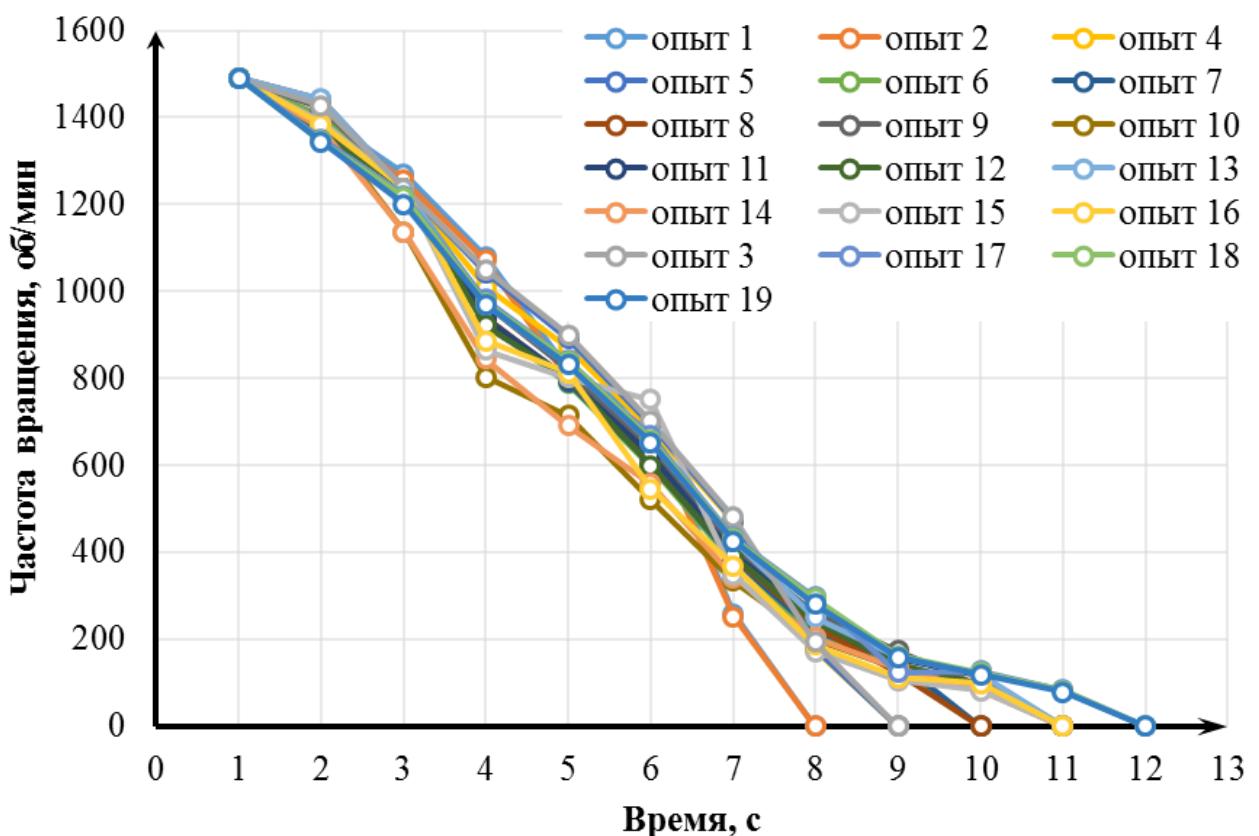


Рисунок 4.29 – Изменение частоты вращения ротора от времени
(материал рабочей поверхности – MODENGY 1003)

В ходе трехчасового испытания (180 минут) с 60 циклами «пуск-останов» зафиксировано фазовое увеличение времени свободного вращения: в первой фазе

(1 – 20 циклы) – 8 – 9 с, во второй фазе (21 – 40 циклы) – 9 – 11 с, в третьей фазе (41 – 60 циклы) – 11 – 12 с. Параллельно отмечено значительное снижение шероховатости рабочей поверхности: начальные значения $R_a = 8 – 11$ мкм уменьшились до $R_a = 1,0 – 1,2$ мкм, что соответствует 85–90 % -ному улучшению микрорельефа. Динамика шероховатости коррелирует с кинетикой приработки: начальная стадия характеризовалась интенсивным сглаживанием микродефектов, тогда на этапе стабилизации преобладало упрочнение поверхностного слоя.

На основании экспериментальных данных выполнена математическая аппроксимация зависимостей времени выбега ротора для подшипников скольжения с твердыми антифрикционными покрытиями MODENGY 1003 и Molykote 3402 C LF, а также базовых образцов без покрытия (рисунок 4.30).

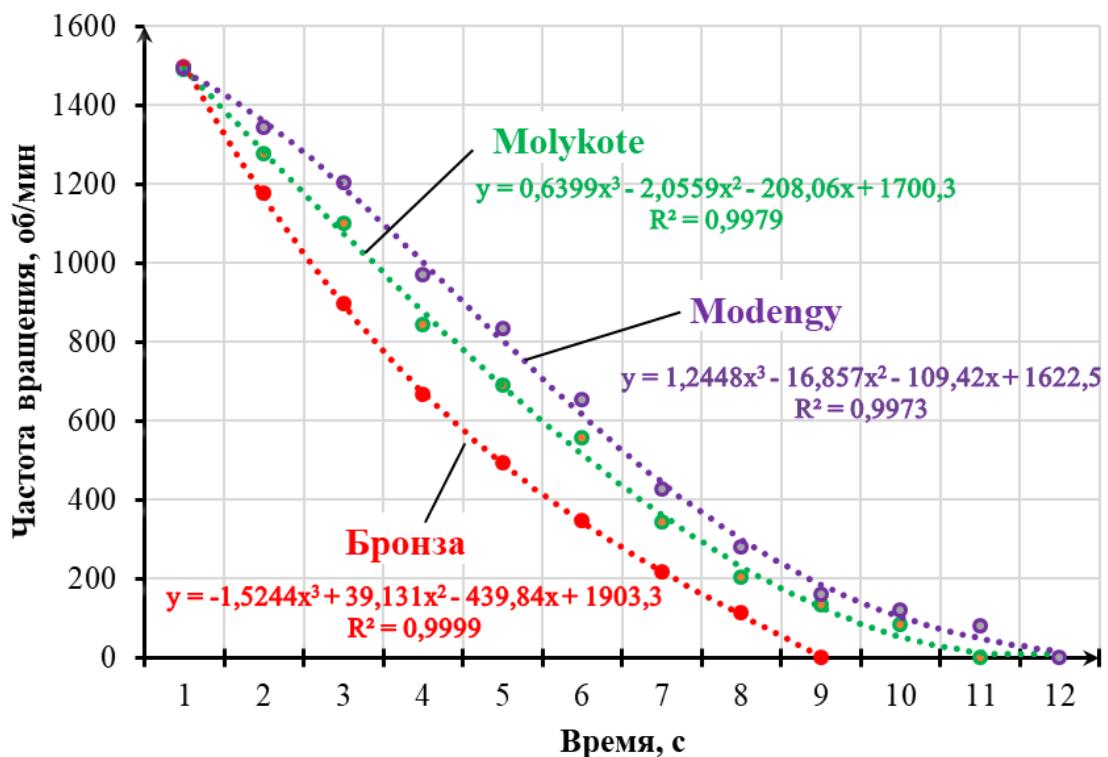


Рисунок 4.30 – Сравнительные результаты экспериментальных исследований

Сравнительный анализ кривых выбега демонстрирует преимущество покрытия MODENGY: среднее время свободного вращения составило $11,5 \pm 0,1$ с против $9,2 \pm 0,1$ с для Molykote и $7,3 \pm 0,1$ с для подшипников скольжения, изготовленных из бронзы БрОФ 10-1 [137] (Свидетельство № 2023622228, приложение И).

Металлографический анализ поверхности образцов с покрытиями Molykote 3402 C LF и MODENGY 1003, выполненный до и после эксперимента на микроскопе Альтами MET 1M, выявил особенности микрорельефа, связанные с составом и эксплуатационными характеристиками материалов (рисунок 4.31).

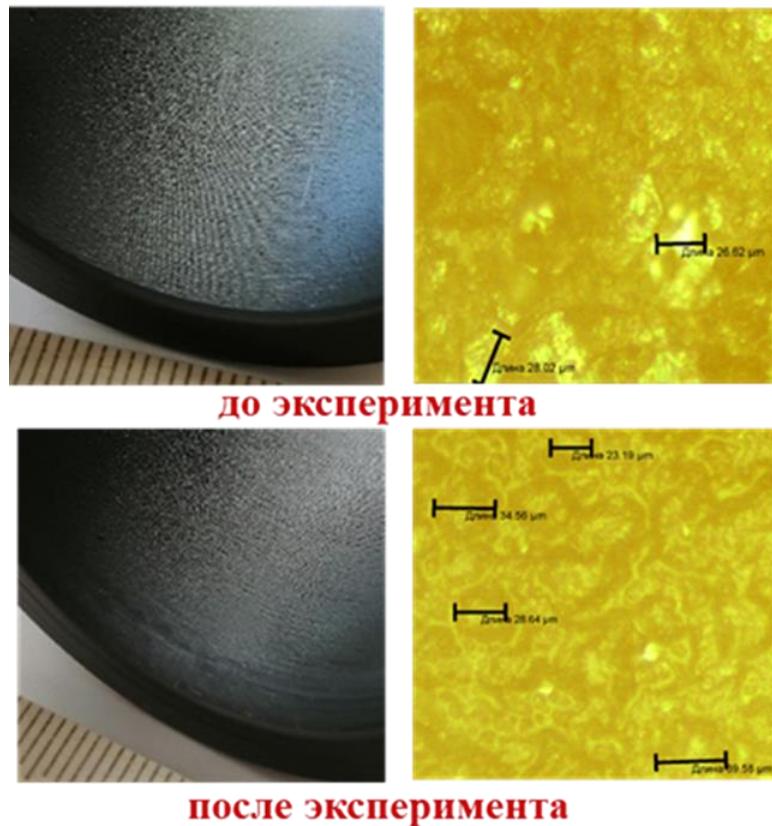


Рисунок 4.31 – Металлографическое исследование поверхности образцов

Покрытие Molykote 3402 C LF, разработанное на основе дисульфида молибдена (MoS_2) и синтетических смол, демонстрирует универсальность в условиях переменных режимов трения, что подтверждается отсутствием абразивного износа, адгезионного отслоения и пластической деформации при увеличениях $\times 200 - \times 1000$. Аналогичный анализ MODENGY 1003, сочетающего MoS_2 с графитом в полимерной матрице, также показал сохранение целостности трибослоя, что обусловлено синергетическим эффектом компонентов покрытия. Исходная морфология поверхности обоих покрытий (Molykote 3402 C LF и MODENGY 1003) характеризовалась неоднородным распределением элементов рельефа размером от 1 мкм (мелкодисперсные частицы) до 30 – 40 мкм (крупные агломераты). После циклических испытаний наблюдалось сглаживание

микрорельефа: границы между элементами стали менее выраженными, а микропоры равномерно заполнились компонентами покрытий, что привело к формированию сплошной защитной пленки. Размеры крупных образований остались в исходном диапазоне (30 – 40 мкм), тогда как мелкие частицы (≤ 1 мкм) стали неразличимы, что свидетельствует о консолидации поверхностного слоя.

ИК-спектроскопия (спектрометр Iros 05, диапазон 4500 – 450 см⁻¹) выявила для обоих покрытий увеличение интенсивности полосы поглощения в области 750 – 780 см⁻¹ (рисунок 4.32), соответствующей колебаниям связей металл-элемент (Ме–Х), что говорит об увеличении концентрации частиц MoS₂ (дисульфида молибдена). Данный факт можно объяснить низким коэффициентом трения частиц, за счёт которого они не выталкиваются из зоны контакта поверхности трения, а накапливаются на ней. Кроме того, отдельные крупные частицы при трении могут дробиться на более мелкие.



Рисунок 4.32 – ИК-спектрия поверхности образцов

Помимо указанных параметров, в ходе исследования проводились измерения толщины исследуемых антифрикционных твердосмазочных покрытий Molykote 3402 C LF и MODENGY 1003. Особый интерес представляла динамика изменения толщины покрытий в ходе приработки покрытия. Экспериментальные

данные выявили, что толщина слоя обоих материалов снижается на 20 – 30 %, достигая 70 – 80 % от исходного значения (рисунок 4.33).

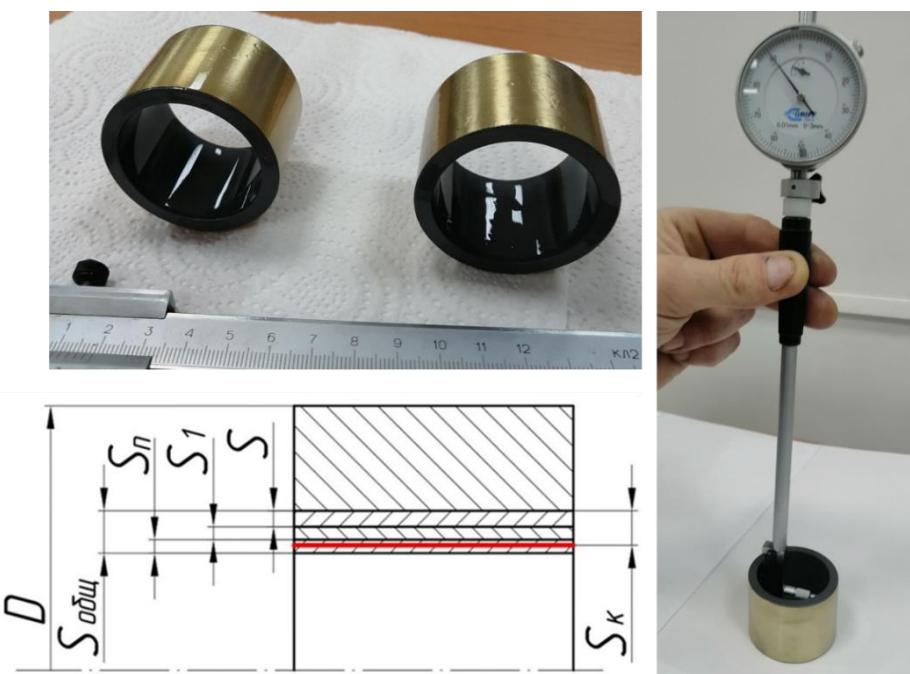


Рисунок 4.33 – Исследование толщины твердосмазочного антифрикционного покрытия

Это связано с уплотнением структуры покрытия и адаптацией поверхностного слоя к контактным нагрузкам, что способствует оптимизации трибологических характеристик. Установлено, что данное снижение не приводит к потере функциональности, а, напротив, улучшает структуру поверхностей, обеспечивая равномерное распределение нагрузки и стабилизирует трение на этапе эксплуатации, что подтверждается результатами металлографического исследования и ИК-спектрии поверхности образцов. Толщину антифрикционного слоя S_K после приработки можно выразить через формулу:

$$S_K = 70...80 \% \cdot S_{общ}, \text{ мкм} \quad (4.3)$$

где $S_{общ} = S + S_1 + \dots + S_n$ – общая толщина нанесенного антифрикционного твердосмазочного покрытия, состоящая из первого слоя S , второго слоя S_1 и каждого последующего слоя S_n .

На основе результатов сформулированы практические рекомендации. Для компенсации естественного снижения толщины в процессе приработки критически

важно наносить покрытие с запасом 25 – 30 % от целевого значения. Кроме того, предварительная приработка узлов трения позволяет стабилизировать характеристики покрытий до выхода оборудования в рабочий режим, минимизируя риски преждевременного износа.

Таким образом, исследование подтверждает, что Molykote 3402 C LF и MODENGY 1003 являются эффективными решениями для снижения трения и износа, но требуют учета специфики их поведения на этапе приработки. Оптимизация начальной толщины и адаптация технологических процессов нанесения позволяют максимально реализовать потенциал данных материалов в промышленных применениях.

4.5 Технологические, эксплуатационные и экономические аспекты применения подшипников скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием

4.5.1 Технологический процесс изготовления подшипников скольжения балансирных устройств автомобиля КамАЗ с твердосмазочным антифрикционным покрытием

Технологический процесс нанесения твердосмазочного антифрикционного покрытия (MODENGY 1003) на внутреннюю рабочую поверхность подшипника скольжения (материал БрОФ10-1) является строго регламентированной последовательностью операций, направленных на формирование равномерного твердосмазочного антифрикционного слоя, обладающего низким коэффициентом трения и высокой износостойкостью. Процесс включает три критически важных этапа: подготовку поверхности, глубокую очистку и обезжиривание, а также многослойное нанесение покрытия с контролируемыми промежуточными и финальной сушками (рисунок 4.34).

Первоначальный этап подготовки поверхности заключается в пескоструйной обработке внутренней рабочей зоны подшипника. Данная операция преследует цель создания равномерной шероховатости ($Ra = 1,2 - 2,1 \text{ мкм}$), необходимой для обеспечения максимальной механической адгезии последующего покрытия, а также удаления оксидных пленок и технологических загрязнений.



Рисунок 4.34 – Этапы нанесения твердосмазочного антифрикционного покрытия

Обработка производится абразивным материалом – кварцевым песком марки 1К103025, соответствующим требованиям ГОСТ 2138-91, с фракцией частиц 0,1 – 0,25 мм. Технологические параметры пескоструйной обработки строго нормированы: давление сжатого воздуха поддерживается в диапазоне 0,2 – 0,5 МПа (оптимально 0,3 – 0,4 МПа для предотвращения деформации бронзы), расход воздуха составляет 1,5 – 3 м³/мин. Сопло пескоструйного аппарата ориентируют под углом 60 – 90 ° (предпочтительно 75 – 90 °) к обрабатываемой поверхности на расстоянии 100 – 150 мм. Результатом корректно проведенной пескоструйной обработки должна стать однородная матовая, чистая, без видимых загрязнений, окислов или блестящих участков поверхность по всей внутренней контактной зоне подшипника.

Следующим обязательным этапом, обеспечивающим отсутствие адсорбированных загрязнений, остатков абразива и технологических смазок, является комплексная очистка и обезжиривание поверхности. Процесс начинается с тщательной импульсной продувки сжатым воздухом всего объема обработанной поверхности, включая труднодоступные зоны. Воздух должен быть чистым, сухим,

безмасляным и прошедшим фильтрацию. Параметры продувки: давление 0,2 – 0,5 МПа, расход 1,5 – 3 м³/мин; сопло направляют под углом 45 – 75° к поверхности для эффективного удаления частиц. Критерием завершения продувки служит полное отсутствие видимой абразивной пыли. После продувки подшипник подвергают иммерсионному обезжириванию путем погружения в ванну со специальным водным или органическим обезжиривающим раствором, химически совместимым с бронзой и покрытием MODENGY 1003. Время выдержки определяется инструкцией к конкретному моющему составу (обычно 5 – 20 минут), температура раствора поддерживается в рекомендованном диапазоне (часто 40 – 60°C). Для повышения эффективности очистки микропор целесообразно применение ультразвуковой кавитации или интенсивного перемешивания раствора. После обезжиривания следует тщательная промывка дистиллированной или деионизированной водой для полного удаления остатков моющего средства. Заключительная операция этапа – естественная сушка детали при температуре окружающей среды +20°C ($\pm 5^\circ\text{C}$) в чистом, безпылевом месте с относительной влажностью воздуха не выше 65 % в течение минимум 15 минут. Абсолютная сухость поверхности на ощупь перед нанесением покрытия является критическим требованием. Дополнительно после глубокой очистки и обезжиривания можно воспользоваться специальным очистителем-активатором MODENGY TM. Перед применением баллон подвергают многократному встряхиванию для обеспечения гомогенизации состава. Затем состав распыляют на подготовляемую поверхность с расстояния 150 – 200 мм до достижения состояния полного смачивания, характеризующегося образованием сплошной жидкостной пленки. После нанесения поверхности предоставляют период экспозиции продолжительностью не менее 15 минут при стандартных условиях окружающей среды (температура $+20 \pm 5^\circ\text{C}$, влажность $50 \pm 10\%$) для полного испарения летучих компонентов состава. В случае визуально определяемой недостаточной степени очистки или активации поверхности после первичной обработки и испарения допускается повторное нанесение состава с соблюдением указанных параметров распыления и времени экспозиции. Крайне важно исключить любой контакт с

обработанной поверхностью в период между испарением состава и нанесением антифрикционного твердосмазочного покрытия для предотвращения адсорбции загрязнений и обеспечения требуемого уровня адгезии покрытия. После завершения этапа испарения и при отсутствии визуально идентифицируемых дефектов (загрязнений, повреждений) поверхность считается подготовленной к последующему нанесению антифрикционного твердосмазочного покрытия.

Финальный этап – формирование антифрикционного слоя MODENGY 1003 методом аэрозольного распыления. Нанесение осуществляется в пять последовательных проходов по технологии «мокрый по мокрому» с промежуточными сушками для испарения растворителя. Каждый проход заключается в нанесении тонкого, равномерного слоя распылением с расстояния 180 – 200 мм короткими плавными движениями перпендикулярно поверхности, исключая образование наплывов или подтеков. После нанесения каждого слоя (проходы 1 – 4) следует предварительная сушка при +20 °C в чистом месте в течение 10 – 15 минут (рисунок 4.35).



Рисунок 4.35 – Промежуточный контроль толщины твердосмазочного антифрикционного покрытия

После нанесения пятого (финишного) слоя деталь подвергают окончательной сушке (полимеризации) для формирования твердой, износостойкой пленки. Полимеризация проводится при температуре +20 °C ($\pm 5^{\circ}\text{C}$) в чистом, сухом, хорошо вентилируемом помещении без пыли и прямого солнечного света в течение минимум 24 час. (рекомендуется 48 час.). По завершении полимеризации

обязателен контроль толщины сухого покрытия контактным или бесконтактным толщиномером в нескольких точках внутренней поверхности; допустимое отклонение составляет ± 5 мкм ($31 - 41$ мкм). Данная технология, основанная на предоставленных спецификациях, была верифицирована по отношению к актуальной производственной карте технологического процесса и официальной технической документации производителя покрытия MODENGY 1003.

4.5.2 Эксплуатационные испытания подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля с твердосмазочным антифрикционным покрытием

Эксплуатационные испытания (приложение К) экспериментальной партии подшипников скольжения балансирной подвески грузовых автомобилей КамАЗ проводились на базе автотранспортных предприятий городов Орла и Белгорода (автобаза № 9 ФАО «Орелдорстрой», ООО «АПК Юность», ООО «Белмаг» и ООО «Белдорстрой»). Экспериментальная партия подшипников скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием для балансирных устройств была установлена на сервисных участках предприятий. Апробация проведена на балансирных подвесках грузового автомобиля КамАЗ: по два автомобиля на каждом предприятии с монтажом четырех подшипников на каждый автомобиль (рисунок 3.36).

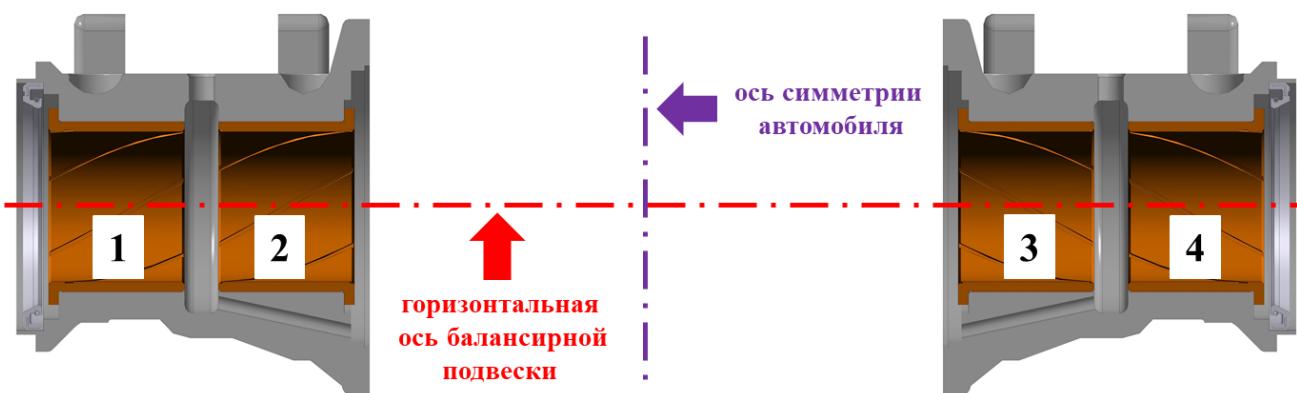


Рисунок 4.36 – Расположение подшипников скольжения с твердосмазочным покрытием в балансирной подвеске автомобиля КамАЗ

После сборки узла балансирной подвески каждого автомобиля проведен комплексный технический контроль, включающий визуально-инструментальную оценку качества антифрикционного слоя (отсутствие трещин и выкрашивания) и инструментальную проверку величины зазора в сопряжении «ось балансира – подшипник скольжения».

В ходе проведения эксплуатационных испытаний автомобили, оснащенные экспериментальными подшипниками скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием, эксплуатировались в режиме грузоперевозок при варьировании скоростного режима движения в диапазоне от 10 до 90 км/ч. Оценка технического состояния указанных подшипников осуществлялась посредством измерения показателя износа рабочей поверхности по достижении контрольного пробега, составлявшего от 29975 до 30844 км в первом интервале испытаний и от 59840 до 61651 км во втором интервале. Параметры условий проведения испытаний и соответствующие результаты измерений износа систематизированы в таблице 4.6.

Для первого интервала от 29975 до 30844 км максимальный зафиксированный износ модифицированных подшипников составил 0,45 мм, минимальный – 0,30 мм при среднем значении примерно 0,39 мм. Снижение износа благодаря покрытию MODENGY 1003 варьировалось от 55 % (для максимального измеренного износа 0,45 мм) до 70 % (для минимального износа 0,30 мм), составляя в среднем 61 %. Для второго интервала – от 59840 до 61651 км. Максимальный износ модифицированных подшипников достигал 1,1 мм, минимальный – 0,77 мм. Средний износ по всем испытаниям данного этапа составил 0,90 мм при среднем пробеге \approx 60300 км. В сравнении с прогнозируемым значением модели для подшипника скольжения из бронзы (2,0 мм при пробеге 63565 км) фактический износ модифицированных образцов составил в среднем лишь 45 % от прогноза, что эквивалентно снижению скорости изнашивания на 55 % (разброс от 52,5 % для износа 1,1 мм до 60,5 % для износа 0,79 мм). Статистический анализ результатов выявил корреляцию между долей бездорожья в общем пробеге и скоростью изнашивания. При распределении условий: 30 %

асфальт, 40 % грунт, 30 % бездорожье наблюдался несколько больший разброс и средний уровень износа ($0,30 - 0,45$ мм на 30000 км; до $1,1$ мм на 60000 км). При изменении распределения до 50 % асфальт, 30 % грунт, 20 % бездорожье зафиксировано снижение среднего износа примерно на 15 – 20% по сравнению с первым сценарием.

Таблица 4.6 – Параметры и результаты эксплуатационных испытаний биметаллических подшипников скольжения

№ авто.	Зазор, мм	Износ подшипника, мм				Пробег, км	Условия экспл., %		
		№1	№2	№3	№4		асфальт	грунт	безд.
Автобаза №9 ФАО «Орелдорстрой»									
м 423 то 57 RUS	0,1	0,45	0,45	0,43	0,45	30574	30	40	30
х 164 ос 57 RUS	0,1	0,95	0,94	0,94	0,96	60321	30	40	30
ООО «АПК Юность»									
т 202 па 57 RUS	0,1	0,33	0,31	0,30	0,32	30844	30	40	30
м 301 нн 57 RUS	0,1	1,1	1,0	0,95	1,1	61531	30	40	30
ООО «Белмаг»									
о 048 хе 31 RUS	0,11	0,43	0,4	0,41	0,42	30287	50	30	20
о 709 уо 31 RUS	0,1	0,87	0,82	0,84	0,86	61651	50	30	20
ООО «Белдорстрой»									
о 203 ey 31 RUS	0,11	0,39	0,37	0,37	0,38	29975	50	30	20
о 204 ey 31 RUS	0,1	0,81	0,79	0,77	0,8	59840	50	30	20

Однако доминирующим фактором, определяющим низкий абсолютный уровень износа на обоих этапах испытаний, оставалось наличие покрытия MODENGY 1003. Во всех испытаниях отмечена высокая однородность износа подшипников на одном автомобиле. Разброс значений износа не превышал $0,02 - 0,03$ мм на первом интервале, стандартное отклонение находилось в

пределах 0,01 – 0,07 мм на втором интервале. Это свидетельствует о стабильности триботехнических характеристик покрытия MODENGY 1003 в процессе эксплуатации.

Применение твердосмазочного антифрикционного покрытия MODENGY 1003 на подшипниках скольжения из бронзы БрОФ10-1 подтвердило свою высокую эффективность в реальных условиях эксплуатации балансирных подвесок. Покрытие обеспечило снижение скорости изнашивания в среднем на 55 - 61% по сравнению с прогнозируемыми значениями для подшипников скольжения из бронзы (БрОФ10-1), что эквивалентно более чем двукратному увеличению ресурса узла.

На основании полученных результатов на базе автотранспортных предприятий городов Орла и Белгород — Автобаза № 9 ФАО «Орелдорстрой», ООО «АПК Юность», ООО «Белмаг» и ООО «Белдорстрой» — была успешно внедрена разработанная технология изготовления подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ, заключающаяся в нанесении твердосмазочного антифрикционного покрытия на серийно устанавливаемые подшипники скольжения из бронзы БрОФ10-1 (приложение Л).

4.5.3 Экономическая эффективность от применения подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля с твердосмазочным антифрикционным покрытием

Экономическую эффективность от применения подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля КамАЗ с твердосмазочным антифрикционным покрытием рассчитаем по соотношению затрат и полученного результата, определяемого формулой (3.8). Основные статьи затрат, которые будут влиять на ценообразование модифицированного подшипника скольжения, будут складываться из стоимости заготовки ($Z_{заг}$), затрат на покрытие ($Z_{нокр}$), затрат на

очистку и обезжиривание ($Z_{обез}$), трудозатрат (Z_{TP}); амортизации оборудования (A_{eo}):

$$I_H = Z_{заг} + Z_{покр} + Z_{обез} + Z_{TP} + A_{eo} \quad (4.15)$$

Стоимость заготовки ($Z_{заг}$) в нашем случае складывается из стоимости серийного подшипника скольжения, выполненного из бронзы БрОФ10-1, которая составляет 2650 руб.

Стоимость твердосмазочного антифрикционного покрытия MODENGY 1003, исходя из рыночной цены за упаковку массой 4,5 кг, составляет 187664 руб. Согласно технической документации производителя, эталонный расход указанного покрытия при формировании слоя толщиной 16 мкм равен 100 г/м². Площадь внутренней поверхности подшипника скольжения, рассчитанная на основании его геометрических параметров (диаметр 88 мм, длина 80 мм), составляет 0,022 м². Учитывая требования к толщине наносимого покрытия, которая должна достигать 40 мкм, для обеспечения необходимых эксплуатационных характеристик с учетом стадии приработки и технологических допусков нанесения производится перерасчет удельного расхода. Возрастание толщины слоя в 2,5 раза (40 мкм / 16 мкм) пропорционально увеличивает расход до 250 г/м². Следовательно, теоретический расход покрытия для обработки одной втулки составляет 5,5 г. Для учета неизбежных технологических потерь материала при распылении, связанных с образованием тумана и осаждением на элементах оборудования, вводится коэффициент потерь, равный 1,35 (35 %). Таким образом, практический расход покрытия на одну деталь возрастает до 7,5 г. Исходя из удельной стоимости материала $\approx 41,70$ руб./г, стоимость покрытия, израсходованного на одну втулку, составляет приблизительно $Z_{покр} = 312$ руб. Дополнительно учитываются затраты на обязательные подготовительные операции очистки и обезжиривания поверхности перед нанесением. В соответствии с принятыми в промышленности методиками расчета себестоимости, величина этих затрат оценивается в 15 % от стоимости нанесенного покрытия, что составляет $Z_{обез} = 47$ руб.

Для расчета трудовых затрат в технологическом процессе необходимо учитывать нормированную трудоемкость и тарифную ставку оператора. Нормированное время обработки одной детали составляет $T = 1,5$ ч при часовой ставке труда оператора $S = 300$ руб./ч. Трудовые затраты на единицу продукции составляют : $Z_{TP} = 450$ руб.

Для оценки стоимости модифицированного подшипника скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием стоит учесть амортизационные отчисления на оборудование. Амортизация – это процесс распределения стоимости основных средств на срок их полезного использования. Для расчета применяется линейный метод, предполагающий равномерное списание стоимости. Амортизацию на единицу продукции (A_{ed}) выразим формулой (3.19), в таком случае:

$$A_{ed} = \left(\frac{240000}{10 \cdot 12} \right) / 100 = 20 \text{ руб.}$$

Цена изготовления биметаллического подшипника по разработанной технологии составила: $U_H = 2650 + 312 + 47 + 450 + 20 = 3479$ руб.

Для оценки экономической эффективности от применения биметаллических подшипников скольжения балансирных устройств принимаем сравнительную износостойкость серийного подшипника скольжения (втулки) равной $K_C = 1$. При этом сравнительную износостойкость модифицированного подшипника скольжения (втулки) принимаем $K_H = 1,55$, тогда:

$$\mathcal{E} = \left(\frac{2650}{1} - \frac{3479}{1,55} \right) \cdot 1,55 \cdot 4 = 2514 \text{ руб.}$$

Экономическая эффективность от применения биметаллических подшипников скольжения балансирных устройств автомобиля КамАЗ из расчета на одну машину (четыре подшипника скольжения) составляет 2514 руб.

4.6 Выводы по главе

1. Проведенное экспериментальное исследование выявило рациональные параметры для формирования твердосмазочного антифрикционного покрытия (Molykote 3402 C LF) методом пневматического распыления: стабильное формирование аэрозольного факела (80×45 мм) с равномерным распределением материала и отсутствием дефектов достигается при дистанции нанесения $180 - 200$ мм, скорости воздушного потока $24 - 28$ м/с, давлении 3 атм и угле распыления 90° .

2. Подготовка к нанесению твердосмазочного покрытия поверхности бронзы БрОФ10-1 пескоструйной обработкой ($Ra = 1,4 - 2,1$ мкм) или шлифованием ($Ra = 0,8 - 1,2$ мкм) определяет микрорельеф подложки, влияющий на морфологию покрытий. Многослойные нанесения Molykote 3402 C LF (до 31 мкм, $Ra \leq 10$ мкм) и MODENGY 1003 (до 33 мкм, $Ra \leq 12$ мкм) формируют твердосмазочные покрытия на основе MoS₂ с агломератами 1,7–2,2 мкм, где рост шероховатости и толщины коррелирует с числом слоев, при этом начальные слои компенсируют рельеф подложки, последующие создают плотное антифрикционное покрытие. Экспериментально установлено, что формирование 4 – 5 слоев твердосмазочного антифрикционного покрытия обеспечивает суммарную толщину 24 – 30 мкм, что соответствует критериям адгезионной стабильности, равномерности распределения и минимизации дефектов

3. Результаты спектрометрического анализа процессов послойного формирования антифрикционных покрытий Molykote 3402 C LF и MODENGY 1003 на пескоструйной подложке показали, что химическая идентичность покрытий сохраняется на всех этапах модификации, о чем свидетельствуют характерные полосы поглощения в диапазонах $450 - 500\text{ см}^{-1}$ (валентные колебания групп Mo = S) и $500 - 600\text{ см}^{-1}$ (колебания связей S – S). Экспериментально подтверждено, что формирование сплошного твердосмазочного слоя толщиной ≥ 15 мкм требует последовательного нанесения не менее трех слоев, что согласуется с данными микроскопического анализа

морфологии подложки. Интенсивность характеристических пиков в ИК-спектрах возрастает аддитивно с добавлением каждого слоя, указывая на физическое наслаждение без образования новых химических соединений.

4. На основе проведенного полнофакторного эксперимента и регрессионного анализа установлено, что адгезионная прочность антифрикционного покрытия Molykote 3402 C LF статистически значимо зависит от дистанции нанесения (L), шероховатости поверхности (Ra) и угла нанесения покрытия (α). Полученная полиномиальная модель второго порядка ($R^2 = 0,944$) демонстрирует, что наибольший вклад в вариабельность отклика вносят линейные эффекты L , Ra , α , а также квадратичные члены L^2 и Ra^2 , тогда как взаимодействия между факторами незначимы ($p > 0,05$). Модель адекватна ($F = 42,303$; $p < 0,001$) и обладает высокой прогностической способностью. Установлено, что увеличение дистанции нанесения твердосмазочного покрытия (L) и шероховатости поверхности (Ra) в определенных диапазонах положительно влияет на адгезию, однако их квадратичные члены указывают на наличие оптимума. Полученные зависимости позволяют определить рациональные технологические параметры ($L = 180 – 200$ мм, $Ra = 0,8 – 1,1$ мкм, $\alpha = 45 – 75^\circ$) для достижения максимальной прочности сцепления покрытия.

5. Сравнительный анализ адгезионной прочности антифрикционных покрытий MODENGY выявил их превосходство над коммерческими аналогами. В стандартных условиях MODENGY 1003 показал прочность 8,3 МПа, что на 47 – 73 % выше аналогов. При термоотверждении MODENGY 1005 достиг 11,6 МПа, превысив показатели ближайших образцов на 9,5 – 52,6 %.

6. Сравнение методов ГОСТ 27890-88 и ASTM D4541-02 выявило их ключевые различия: ГОСТ обеспечивает высокую точность ($\pm 0,1$ МПа) в лабораторных условиях, но требует трудоемкой подготовки, тогда как ASTM ($\pm 0,5$ МПа) оперативен (1 – 1,5 ч) и мобилен, но чувствителен к качеству клея и поверхности. Для повышения достоверности ASTM рекомендованы калибровка оборудования и стандартизация подготовки. ГОСТ применим для критических деталей с требованиями к долговечности, ASTM — для полевой

диагностики без демонтажа, сокращая простоту и затраты. Выбор метода зависит от задач, доступности оборудования и требуемой точности; их комбинация оптимизирует контроль качества покрытий.

7. Применение твердосмазочных покрытий MODENGY снижает коэффициент трения в системе «сталь – сталь» с $0,30 - 0,40$ до $0,20 - 0,25$, а в системе «сталь – биметалл» — с исходных $0,18 - 0,20$ до $0,093 - 0,103$ (MODENGY 1006, снижение на $43 - 49 \%$) и $0,128 - 0,18$ (MODENGY 1007, снижение на $10 - 29 \%$). Высокая эффективность MODENGY 1006 (с дисульфидом молибдена) обусловлена повышенной несущей способностью смазочного слоя, тогда как MODENGY 1007 (графитсодержащий) демонстрирует стабильность при переменных температурах. Результаты подтверждают целесообразность использования данных покрытий для энергоэффективности высоконагруженных узлов трения в условиях ограниченной смазки.

8. Эксперимент по циклической приработке подшипников скольжения выявил, что твердосмазочные покрытия значительно улучшают триботехнические характеристики. Базовые бронзовые образцы показали рост времени выбега с $8,0 \pm 0,1$ с до $9,0 \pm 0,1$ с при снижении шероховатости с $Ra = 1,5$ мкм до $Ra = 1,2$ мкм, что соответствует мягкому окислению. Покрытие Molykote 3402 C LF ($\text{MoS}_2 + \text{смолы}$) увеличило время выбега с $6 - 7$ с до $10 - 11$ с, снизив шероховатость на 85% (с $Ra = 8,0$ до $Ra = 1,2$ мкм). Наиболее эффективное покрытие MODENGY 1003 ($\text{MoS}_2 + \text{графит}$) обеспечило время выбега $11 - 12$ с (на 25% выше Molykote) и снижение шероховатости на $85 - 90 \%$ (с $Ra = 8 - 11$ мкм до $Ra = 1,0 - 1,2$ мкм), сформировав сплошную защитную пленку. Среднее время выбега для MODENGY — $11,5 \pm 0,1$ с; Molykote — $9,2 \pm 0,1$ с; бронзы — $7,3 \pm 0,1$ с указывает на снижение трения на $50 - 67 \%$, подтверждая преимущество покрытий, особенно MODENGY, за счет синергии компонентов. Результаты демонстрируют прямую связь между сглаживанием микрорельефа (до 90%) и повышением износстойкости в условиях циклических нагрузок.

9. Проведенные исследования антифрикционных покрытий Molykote 3402 C LF и MODENGY 1003 показали, что циклические испытания

приводят к сглаживанию микрорельефа за счет консолидации поверхностного слоя: мелкие частицы (≤ 1 мкм) становятся неразличимы, а крупные агломераты (30 – 40 мкм) сохраняют размер. ИК-спектроскопия выявила рост концентрации частиц MoS₂ в зоне контакта, связанный с их накоплением и дроблением. Толщина покрытий снижается на 20 – 30 % из-за уплотнения структуры, что оптимизирует трибологические характеристики, обеспечивая равномерное распределение нагрузки и стабилизацию трения. Для минимизации износа рекомендовано наносить покрытие с запасом 25 – 30 % и проводить предварительную приработку узлов трения.

10. В результате эксплуатационных испытаний в реальных условиях (скорости 10 – 90 км/ч, различные дорожные покрытия) установлено, что нанесение твердосмазочного покрытия MODENGY 1003 на биметаллические подшипники скольжения БрОФ10-1 балансирной подвески является ключевым ресурсоопределяющим фактором. Покрытие обеспечило снижение скорости изнашивания на 55 – 61 % при пробеге ≈ 30000 км и на 55 % при пробеге ≈ 60000 км по сравнению с прогнозом для немодифицированной бронзы, что эквивалентно более чем двукратному увеличению ресурса узла. Доминирующее влияние покрытия подтверждено независимо от доли бездорожья (хотя она увеличивает износ на 15 – 20 %), а его высокая стабильность доказана малой вариацией износа (разброс $\leq 0,03$ мм, стандартное отклонение $\leq 0,07$ мм) и однородностью износа подшипников на одном автомобиле.

11. Проведенный сравнительный анализ эксплуатационных характеристик подшипниковых узлов балансирных устройств автомобиля КамАЗ демонстрирует, что внедрение подшипников скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием обеспечивает расчетную экономическую эффективность в размере 2514 руб. на единицу автомобильной техники (при оснащении четырьмя подшипниками указанного типа).

5. ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ЧЕРЕЗ ПРЕВЕНТИВНУЮ ДИАГНОСТИКУ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ БАЛАНСИРНЫХ ПОДВЕСОК

Повышение эксплуатационного ресурса грузовых автомобилей обеспечивается внедрением интегрированной контрольно-измерительной системы (КИС) в подшипники скольжения балансирных подвесок для прогнозирования критического износа. Система непрерывно собирает данные (значение: вибрации, температуры и износа) за счет интегрированных сенсоров, формируя в реальном времени диагностическую модель состояния узла. Прогнозные алгоритмы на базе центрального модуля, анализируя оперативные и исторические данные, вычисляют остаточную наработку подшипника с заданной достоверностью. Своевременное прогнозирование позволяет запланировать замену до отказа, предотвращая вторичные повреждения элементов подвески. КИС опосредованно увеличивает ресурс подвески за счет минимизации ударных нагрузок от внезапных отказов, реализации обслуживания по состоянию (СВМ) и снижения риска повреждений высоконагруженных компонентов, повышая надежность и срок службы автомобиля [137].

5.1 Алгоритмы функционирования контрольно-измерительной системы подшипников скольжения

Алгоритмы контрольно-измерительной системы подшипников скольжения балансирной подвески КамАЗ обеспечивают мониторинг износа, прогнозирование остаточного ресурса и своевременное оповещение о критических состояниях. Система интегрирует датчики, фиксирующие параметры подшипников скольжения, данные с которых обрабатываются в центральном блоке: фильтруются от помех, анализируются для выявления признаков износа. При достижении

допустимого предела система активирует визуальные или звуковые сигналы, передавая данные для удаленного анализа, что минимизирует риск аварий.

В рамках разработки системы для подшипников скольжения балансирной подвески КамАЗ были реализованы четыре алгоритма контроля: использование датчика износа с дискретным конечным состоянием, применение датчика с несколькими дискретными положениями, использование датчика, основанного на регистрации изменений параметров электрической цепи, а также использование искусственного интеллекта для диагностики подшипниковых узлов скольжения, что позволяет адаптировать систему к различным эксплуатационным условиям и требованиям точности диагностики.

5.1.1 Использование датчика износа рабочей поверхности подшипника скольжения с дискретным конечным состоянием

Использования датчик износа с дискретным конечным состоянием в составе контрольно измерительной системы является простейшим решением для определения состояния подшипника скольжения на основе обрыва цепи (рисунок 5.1).

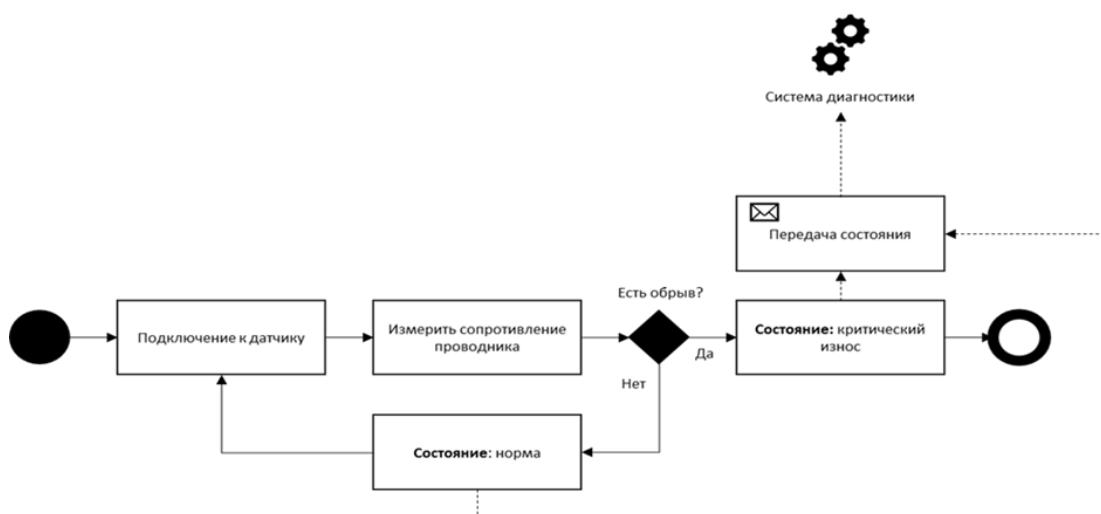


Рисунок 5.1 – Алгоритм функционирования контрольно-измерительной системы с датчиком износа (дискретное конечное состояние)

Датчик представляет собой проводник, встроенный в подшипник скольжения, который разрушается при достижении определенного уровня износа. В процессе работы подшипника скольжения датчик соприкасается с осью (валом), разрушается, создавая обрыв цепи, что сигнализирует о критическом уровне износа.

Система диагностики периодически опрашивает датчик, определяя состояние проводника (сопротивление). Если цепь не разорвана, состояние подшипника скольжения считается нормальным, и процесс опроса повторяется через заданный интервал времени. В случае обнаружения обрыва цепи система передает сообщение о критическом износе, инициируя немедленное техническое обслуживание. Предложенный алгоритм позволяет эффективно контролировать состояние подшипников скольжения с использованием датчика износа с дискретным конечным состоянием. Он обеспечивает своевременное выявление критического уровня износа, предотвращает аварии и снижает затраты на обслуживание оборудования.

Примером такого алгоритма функционирования является мехатронный подшипник скольжения [92], предназначенный для использования в роторных машинах с повышенными требованиями к надежности опорных узлов, который решает проблему несвоевременного контроля износа антифрикционного слоя втулки, что предотвращает повреждение цапфы вала и снижает эксплуатационные затраты. Конструкция подшипника включает корпус с установленной внутри биметаллической втулкой, состоящей из стальной основы, обеспечивающей механическую прочность, и антифрикционного слоя, минимизирующего трение. В антифрикционный слой интегрирован изолированный провод, выступающий на глубину, соответствующую предельному допустимому износу. Корпус оснащен элементом электрического питания, соединенным с проводом и сигнальным устройством (светодиодом), формирующим замкнутую электрическую цепь. Принцип работы основан на взаимодействии механических и электронных компонентов. В штатном режиме ток от элемента питания проходит через изолированный провод, поддерживая свечение светодиода. По мере эксплуатации

антифрикционный слой постепенно изнашивается, что приводит к механическому воздействию на изоляцию провода. Когда износ достигает предельной величины, изоляция разрушается, вызывая изменение параметров электрической цепи: уменьшение сопротивления или короткое замыкание. Это приводит к снижению силы тока и ослаблению свечения светодиода, что служит сигналом для замены втулки.

Ключевыми особенностями конструкции являются сочетание биметаллической втулки, обеспечивающей баланс прочности и антифрикционных свойств, и интегрированной системы мониторинга, реализованной через изолированный провод и электрическую цепь. Интеграция электронных компонентов в механическую систему демонстрирует эффективный подход к созданию интеллектуальных узлов, сочетающих диагностику и функциональность в рамках единой конструкции.

5.1.2 Использование датчика износа рабочей поверхности подшипника скольжения с несколькими дискретными положениями

Использование датчика износа с несколькими дискретными положениями позволяет более точно контролировать состояние подшипника скольжения, разделяя процесс изнашивания на несколько этапов. Это дает возможность своевременно принимать меры на разных стадиях изнашивания, что повышает надежность и безопасность эксплуатации оборудования. Алгоритм функционирования такой системы представлен на рисунке 5.2. Датчик износа с несколькими дискретными положениями является усовершенствованной версией предыдущего типа, включающей несколько проводников, внедренных в поверхность подшипника. Датчик позволяет более точно определить степень износа подшипника, оценивая количество активных (неразрушенных) проводников. При увеличении износа каждый проводник поочередно разрушается, соприкасаясь с осью (валом). Состояние подшипника классифицируется по

четырем уровням: «норма» (все проводники целы), «износ» (один проводник разрушен), «требуется замена» (два проводника разрушены), и «критический износ» (три и более проводников разрушены). Система диагностики регулярно опрашивает датчик, измеряя состояние каждого проводника, и передает соответствующее сообщение о состоянии подшипника.

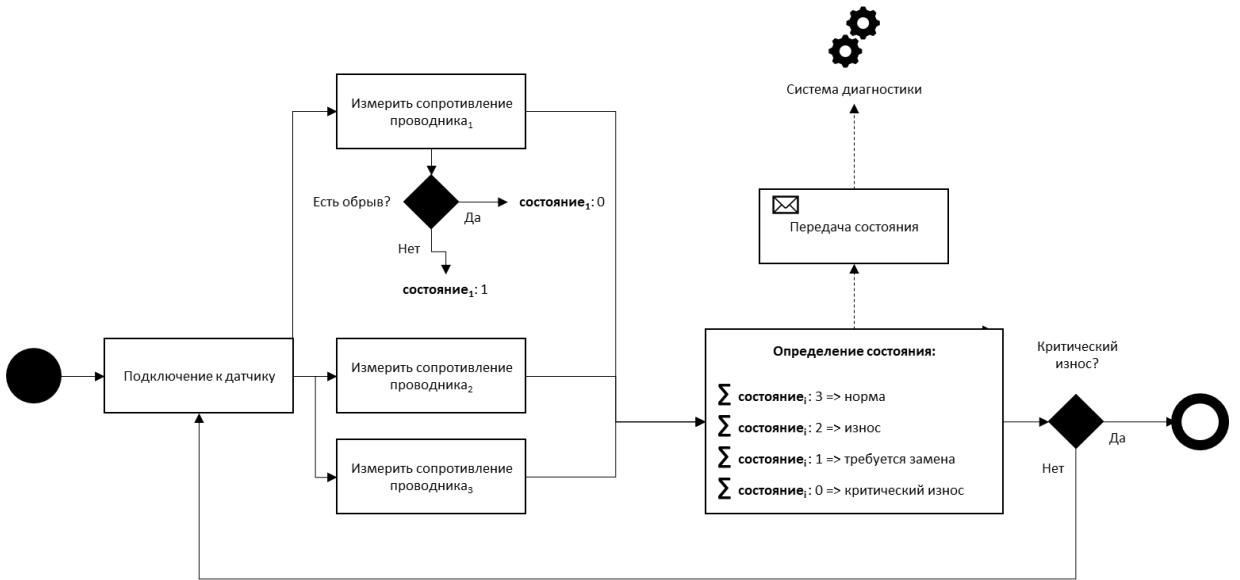


Рисунок 5.2 – Алгоритм функционирования контрольно-измерительной системы с датчиком износа подшипников скольжения с несколькими дискретными положениями

Предложенный алгоритм функционирования контрольно-измерительной системы подшипников скольжения с датчиком износа с несколькими дискретными положениями обеспечивает эффективный мониторинг состояния подшипника и своевременное реагирование на изменения. Это позволяет повысить надежность, безопасность и экономическую эффективность эксплуатации оборудования.

С целью реализации предложенного алгоритма был разработан и запатентован мехатронный подшипник скольжения [103] (Пат. 2750542 РФ, приложение В). Принцип его работы (рисунок 5.3) основан на взаимодействии подшипника скольжения (1) установленного и зафиксированного в корпусе (14), внутри которого проходит вал или ось (15). Система контроля износа данного подшипника функционирует через электрическую цепь, включающую источник питания (9). Ток от источника подается по проводу (8) через разъем (7) к индикатору износа (2). Второй вывод индикатора соединен с разъемом (10), от

которого провод (11) ведет к преобразователю сигнала (12). Преобразователь подключен к дисплею (13), предназначенному для визуализации информации о состоянии подшипника.

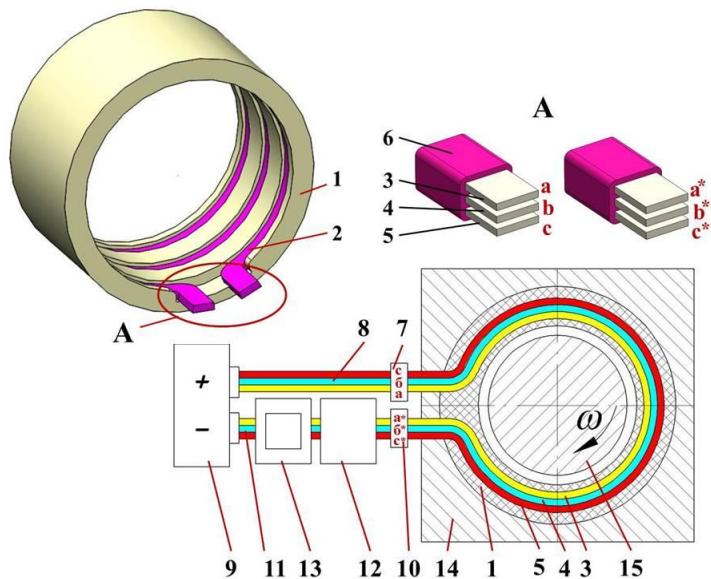


Рисунок 5.3 – Мехатронный подшипник скольжения

Работа системы базируется на регистрации изменений параметров электрической цепи, индуцированных износом трущихся поверхностей подшипника скольжения. При достижении начального порогового уровня износа происходит повреждение изоляционного слоя (6) индикатора износа (2), что приводит к началу износа первой контактной пластины (3). Это вызывает изменение электрических характеристик (например, сопротивления или проводимости) между контактами «*a*» и «*a**». Данное изменение фиксируется преобразователем сигнала (12), обрабатывается и передается на дисплей (13) в форме предупредительного сигнала. При дальнейшем развитии изнашивания до предельно допустимого уровня повреждается изоляция (6), вовлекая в процесс изнашивания вторую пластину (4). Это сопровождается изменением параметров электрической цепи между контактами «*b*» и «*b**». Преобразователь сигнала (12) регистрирует эти изменения, обрабатывает полученные данные и выводит на дисплей (13) информацию, сигнализирующую о необходимости срочного технического обслуживания. В случае достижения критического уровня износа подшипника скольжения (1) происходит окончательное повреждение изоляции (6).

и изнашивание третьей пластины (5). Это вызывает изменение параметров цепи между контактами «с» и «с*». Преобразователь сигнала (12) фиксирует данные изменения, обрабатывает их и передает на дисплей (13) информацию о недопустимости дальнейшей эксплуатации как самого подшипника скольжения, так и узла или агрегата, в состав которого он входит.

Таким образом, разработанная система реализует многоступенчатый контроль износа в реальном времени, обеспечивая возможность своевременного обнаружения критических изменений состояния подшипника и предотвращения аварийных ситуаций за счет прогрессивной сигнализации о стадиях изнашивания.

5.1.3 Использование датчика износа рабочей поверхности подшипника скольжения на основе параметров электрической цепи

Использование датчика износа, основанного на измерении параметров электрической цепи, позволяет контролировать состояние подшипника скольжения путем отслеживания изменений электрических характеристик материала подшипника или специального чувствительного элемента. На рисунке 5.4 приведен алгоритм функционирования контрольно-измерительной системы с датчиком износа на основе измерения сопротивления.

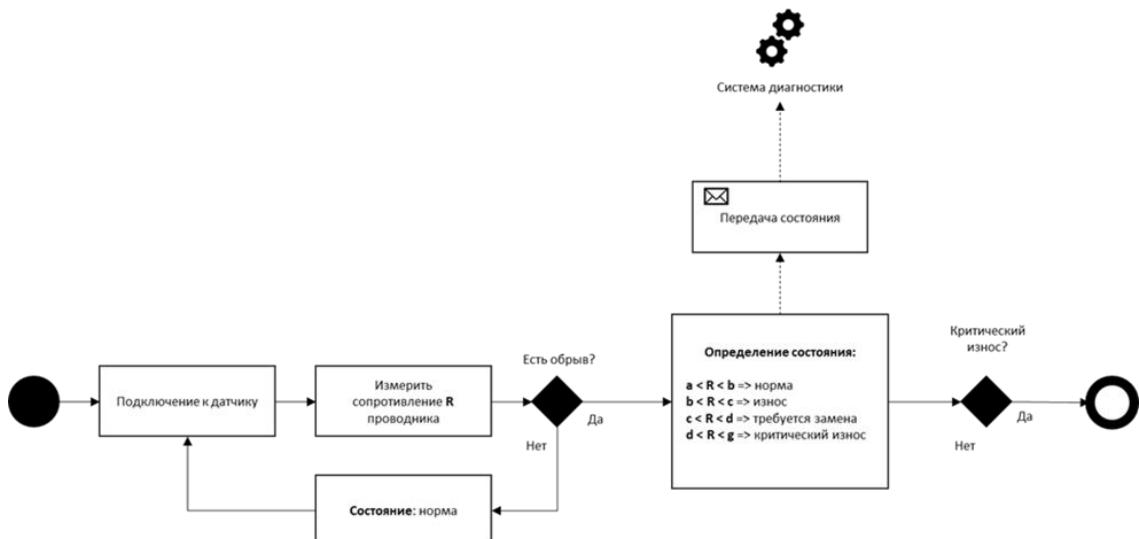


Рисунок 5.4 – Алгоритм функционирования контрольно-измерительной системы с датчиком на основе параметров электрической цепи

Данный тип датчика износа основан на измерении сопротивления цепи датчика, представляющего собой отдельные элементы, расположенные на поверхности подшипника скольжения. В этом случае проводник имеет большую площадь сечения и постепенно стирается при контакте с подвижными частями подшипника. Система диагностики измеряет сопротивление проводника и сравнивает его с пороговыми значениями, соответствующими различным уровням изнашивания. Стадии изнашивания классифицируются по четырем уровням: «норма» (сопротивление в пределах нормы), «износ» (сопротивление превышает первый порог), «требуется замена» (сопротивление превышает второй порог) и «критический износ» (сопротивление превышает третий порог). Система диагностики передает сообщение о состоянии подшипника, позволяя своевременно планировать техническое обслуживание.

С целью реализации предложенного алгоритма было разработано и запатентовано устройство контроля износа подшипника скольжения [106] (Пат. 2783716 РФ, приложение В). Функционирование устройства мониторинга износа подшипника скольжения (рисунок 5.5) основано на регистрации изменений электрических параметров в процессе эксплуатации.

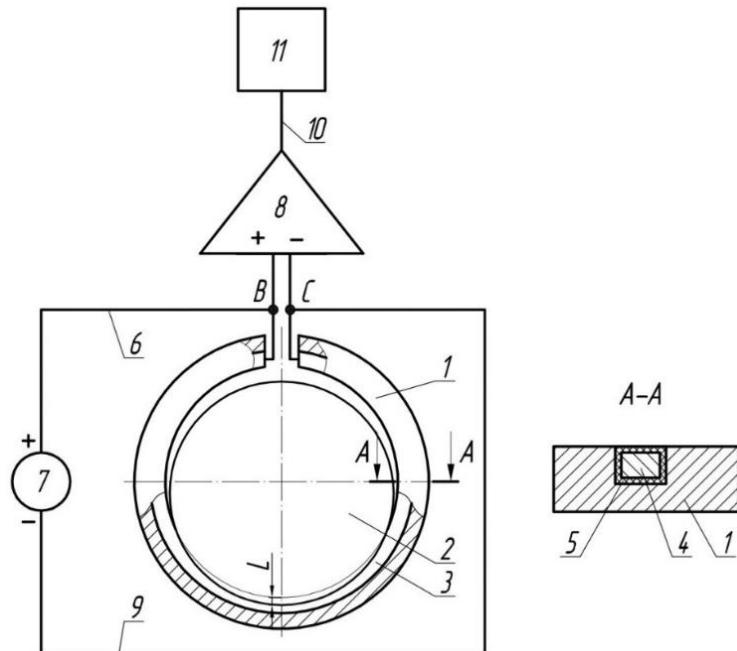


Рисунок 5.5 – Устройство контроля износа подшипника скольжения

Работа устройства контроля износа подшипника скольжения осуществляется следующим образом: внутри подшипника скольжения (1) размещен вал (2), приводимый во вращение. Электрическая цепь системы содержит источник тока (7), подключенный посредством проводников (6, 9). При достижении заданного предельного уровня износа L подшипника скольжения (1) происходит нарушение целостности изоляционного покрытия (5) на датчике износа (3). Вследствие этого вал (2) входит в электрический контакт с металлическим элементом (4) датчика, что вызывает изменение параметров электрической цепи, в частности, электрического сопротивления между контактами «В» и «С». Генерируемый сигнал передается на усилитель (8), а затем поступает в блок обработки и визуализации данных (11), где осуществляется его регистрация, последующий анализ и визуальное представление. Мониторинг величины износа L осуществляется непрерывно в течение всего эксплуатационного периода подшипника скольжения (1) путем отслеживания динамики характеристик электрической цепи между контактами «В» и «С». Предложенная методика обеспечивает своевременное обнаружение критического износа, что позволяет предотвратить аварийные ситуации и оптимизировать процедуры технического обслуживания узла.

5.1.4 Использование искусственного интеллекта для диагностики подшипниковых узлов скольжения.

Работа контрольно-измерительной системы с использованием искусственного интеллекта начинается с этапа инициализации, в ходе которого проверяется корректность установки подшипника скольжения в корпусе (рисунок 5.6). При успешном совпадении электронный блок управления получает сигнал, разрешающий запуск двигателя. В случае несоответствия система блокирует запуск и выводит сообщение об ошибке на устройство ввода и отображения информации. После успешной инициализации активируется

движитель. В процессе работы система переходит в режим непрерывного мониторинга, собирая данные с комплекса датчиков. Все полученные данные передаются в электронный блок сбора, обработки и управления сигналами.

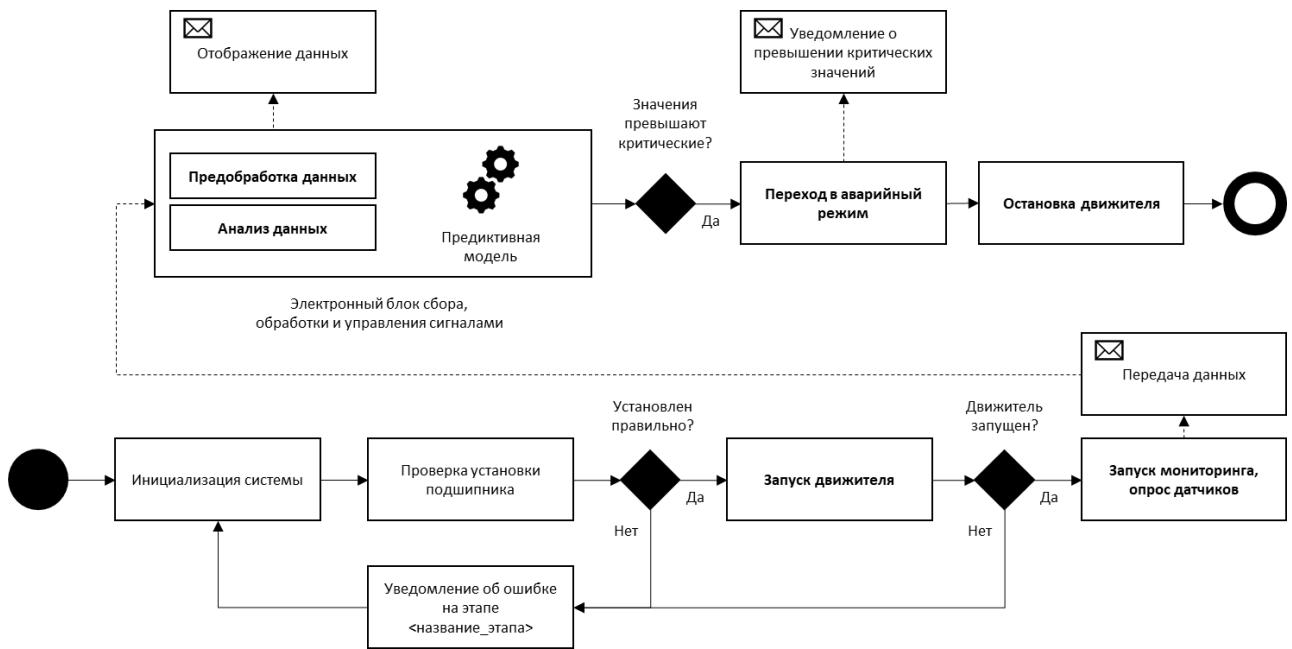


Рисунок 5.6 – Алгоритм функционирования контрольно-измерительной системы с искусственным интеллектом

Здесь информация анализируется программным обеспечением на основе предварительно обученной нейронной сети. Алгоритм нейронной сети оценивает динамику изменения параметров, выявляет аномальные тренды и рассчитывает остаточный ресурс подшипникового узла. Допустимые пределы параметров задаются оператором через интерфейс устройства ввода и отображения и закладываются в программный код. В случае превышения критических значений (перегрев, повышенные вибрации, износ) электронный блок формирует сигнал тревоги. На устройстве (монитор) отображается информация о характере неисправности, после чего система переходит в аварийный режим работы, который заключается в ограничении функционала (ограничение частоты вращения, увеличение подачи смазочного материала), если это не помогает, то двигатель автоматически останавливается для предотвращения аварии. Завершение работы системы происходит по команде оператора или при достижении прогнозируемого ресурса узла. Технический результат системы заключается в повышении надежности подшипникового узла за счет раннего обнаружения дефектов,

минимизации риска внезапных отказов и оптимизации межсервисных интервалов. Интеграция аппаратных компонентов (датчики, двигатель) с программными алгоритмами машинного обучения обеспечивает комплексный подход к управлению ресурсом механизмов в режиме реального времени.

Для реализации предложенного алгоритма была разработана и запатентована интеллектуальная опора скольжения [108] (Пат. 2822207 РФ, приложение В). Данная конструкция (рисунок 5.7) представляет собой усовершенствованный подшипниковый узел, предназначенный для повышения точности мониторинга технического состояния механизмов в процессе эксплуатации.

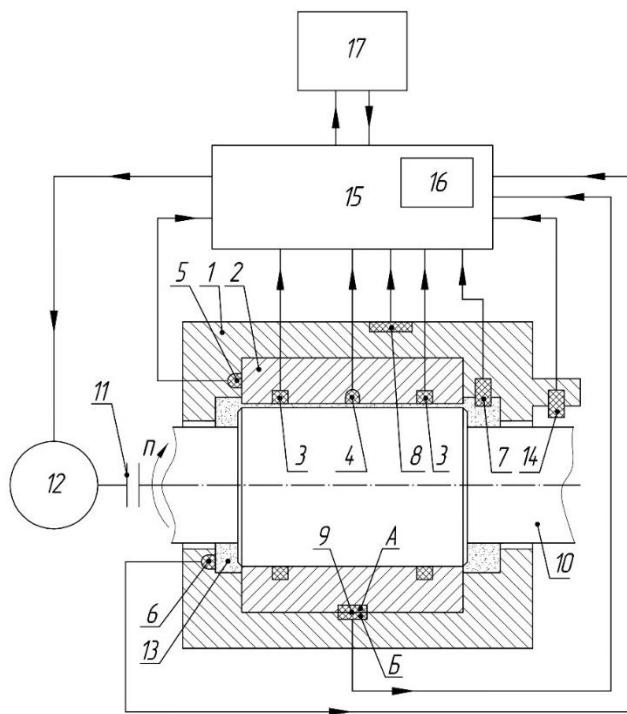


Рисунок 5.7 – Интеллектуальная опора скольжения

Конструкция включает корпус (1), в котором размещен подшипник скольжения (2), выполненный в виде втулки из антифрикционного материала. В материал втулки интегрированы индикаторы износа (3), изолированные участки которых заглублены на величину допустимого начального износа. В подшипник (2) интегрирован датчик температуры рабочей поверхности (4), а в корпус (1) установлены датчики температуры подшипника (5), температуры смазочного материала (6), давления (7), вибрации (8) и частоты вращения (14). Положение подшипника (2) контролируется двухкомпонентным датчиком положения (9),

состоящим из частей А и Б, который фиксирует корректность монтажа. Вращение вала (10), соединенного через муфту (11) с движителем (12), осуществляется в смазочном материале (13), заполняющем зазоры между подшипником (2) и валом (10). Все датчики соединены с электронным блоком (15) сбора, обработки и управления сигналами, оснащенным блоком программного обеспечения (16) на основе предварительно обученной нейронной сети. Функционирование системы осуществляется следующим образом: на этапе инициализации датчик положения (9) подтверждает корректность установки подшипника (2), после чего активируется вращение вала (10) посредством движителя (12). Данные от всех датчиков в режиме реального времени анализируются нейронной сетью в блоке (16), которая сопоставляет текущие параметры (температуру, вибрацию, давление, частоту вращения) с установленными допустимыми значениями. При превышении критических пороговых показателей электронный блок (15) инициирует остановку движителя (12) и передает информацию о неисправности на устройство ввода и отображения (17). Таким образом, интеллектуальная опора скольжения обеспечивает прогнозирование остаточного ресурса узла трения, предотвращает аварийные ситуации и повышает общую надежность оборудования, что имеет особую значимость для критически важных отраслей промышленности, таких как энергетика, авиастроение и тяжелое машиностроение, предъявляющих повышенные требования к долговечности.

5.2 Изготовление подшипников скольжения с интегрированной контрольно-измерительной системой

5.2.1 Изготовление подшипника скольжения с датчиками износа рабочей поверхности

На основе разработанных алгоритмов функционирования контрольно-измерительной системы для подшипников скольжения, использующей датчик

износа рабочей поверхности с дискретными конечными состояниями, был изготовлен экспериментальный образец подшипника скольжения башмака балансирной подвески автомобиля КамАЗ (рисунок 5.8).

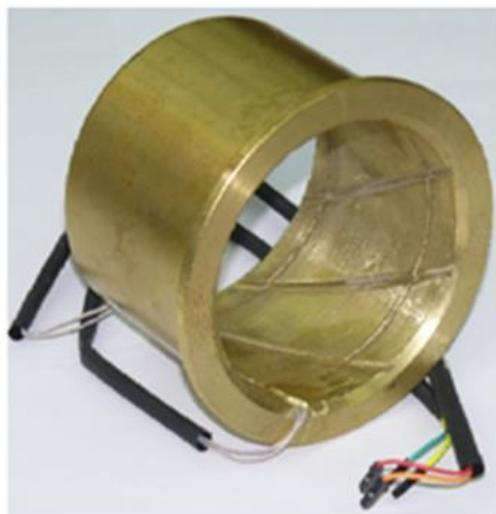


Рисунок 5.8 – Подшипника скольжения с датчиком износа

За основу взят оригинальный подшипник, на внутренней (рабочей) поверхности которого выполнены канавки глубиной 0,9 мм. В качестве чувствительного элемента датчика износа применен провод марки ТIW-В сечением 0,3 мм², ключевой особенностью которого является тройная изоляция, обеспечивающая комплексную защиту и функциональность. Внутренний изоляционный слой представляет собой сложную полимерную композицию, образованную соэкструзией полиамида (PA) и полиэтилентерефталата (PET), обладающую высокой механической прочностью и термостойкостью, критически важными для сохранения целостности токопроводящей медной (Cu) жилы при эксплуатационных абразивных нагрузках и вибрациях. Наружное покрытие провода, специально разработанное для работы в условиях трения, выполнено из износостойкого материала на основе модифицированного поливинилхлорида (PVC) или сходного полимера, характеризующегося низким коэффициентом динамического трения ($\approx 0,15$). Данное значение коэффициента трения минимизирует сопротивление перемещения провода относительно контактирующих поверхностей и существенно снижает скорость его абразивного изнашивания, одновременно обеспечивая легкое скольжение. Таким образом,

провод TIW-B обединяет функции проводника и высокочувствительного датчика износа благодаря своим уникальным многослойным изоляционным характеристикам. Указанный провод был уложен в подготовленные канавки и зафиксирован эпоксидным составом, модифицированным порошком на основе меди. Вывод контактов для подсоединения к источнику питания (бортовой сети автомобиля КамАЗ) осуществлялся с торцевой поверхности подшипника скольжения. Разработаны две схемы подсоединения: одна — выполненная в виде нормально разомкнутого электрического контакта, другая — с использованием микроконтроллера. В первом варианте для индикации состояния датчика и преобразования сигнала применяется электронная схема на биполярном NPN-транзисторе, светодиодном индикаторе и токоограничивающих резисторах (рисунок 5.9).

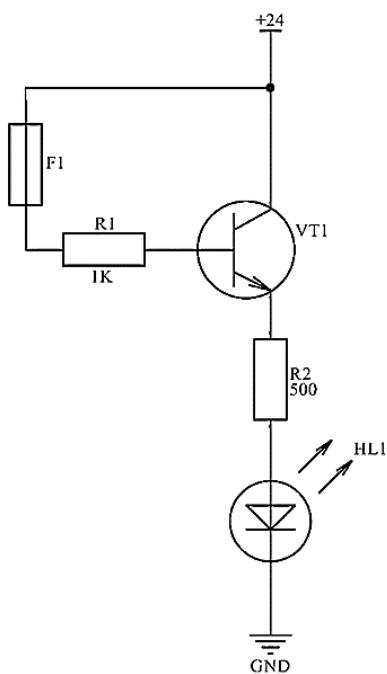


Рисунок 5.9 – Схема подключения датчика износа
к бортовой сети автомобиля

Питание схемы осуществляется от бортовой сети постоянного тока номинальным напряжением +24 В. Цель питания защищена плавким предохранителем F1 номиналом 0,5 А, установленным последовательно в линию положительного напряжения, подключаемую к управляемому выводу замка зажигания или другому защищенному источнику +24 В. Выход предохранителя F1

соединен с коллектором (С) силового NPN-транзистора VT1 (типа KT815, KT817 или аналога) и через токоограничивающий резистор R1 с базой (В) этого же транзистора. Эмиттер (Е) транзистора VT1 подключен к надежной точке «массы» (кузову или раме автомобиля). Сопротивление резистора R1, выполняющего функцию ограничения базового тока и обеспечивающего надежное насыщение транзистора в нормальном состоянии, выбирается в диапазоне 10 – 15 кОм. Сигнальный проводник датчика, выполненный кабелем TIW-В сечением 0,3 мм², соединяет его подвижный контакт с базой транзистора VT1 (точкой соединения резистора R1 и базы VT1). Корпус датчика должен быть надежно электрически соединен с «массой» автомобиля, формируя второй необходимый контакт. Цепь светодиодной индикации HL1 подключена между коллектором транзистора VT1 и «массой». Анод (+) светодиода HL1 соединен с коллектором VT1 (точкой подключения F1, коллектора VT1 и R1), а катод (-) – через токоограничивающий резистор R2 к «массе». Номинал резистора R2 выбирается в диапазоне 1,1 – 1,2 кОм.

Принцип функционирования схемы основан на ключевом режиме работы транзистора VT1. В нормальном состоянии (контакт датчика разомкнут) положительное напряжение бортовой сети через резистор R1 поступает на базу транзистора VT1, переводя его в состояние насыщения (открытое состояние). При этом потенциал коллектора VT1 близок к потенциальному «массы». Напряжение между анодом и катодом светодиода HL1 (через резистор R2) недостаточно для его зажигания, индикация отсутствует. При достижении критического износа подшипника контакт датчика замыкается, соединяя базу транзистора VT1 с «массой» через свой корпус. Это приводит к прекращению тока базы и резкому закрыванию транзистора VT1. Потенциал на коллекторе VT1 возрастает до значения напряжения бортовой сети (+24В). Возникающая разность потенциалов между анодом светодиода HL1 (+24В) и его катодом (подключенным к «массе» через R2) становится достаточной для протекания прямого тока через светодиод и резистор R2, что вызывает свечение светодиода HL1, сигнализируя об аварийном состоянии подшипника. Таким образом, схема обеспечивает визуальную

индикацию момента достижения предельного износа посредством замыкания контактного датчика, используя минимальное количество дискретных электронных компонентов, адаптированных к специфике бортовой сети грузового автомобиля.

Во втором варианте предлагаемая схема мониторинга износа подшипника скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ реализована на основе микроконтроллера ATtiny12 (D1) и предназначена для детектирования критического износа посредством замыкания контактного датчика (рисунок 5.10).

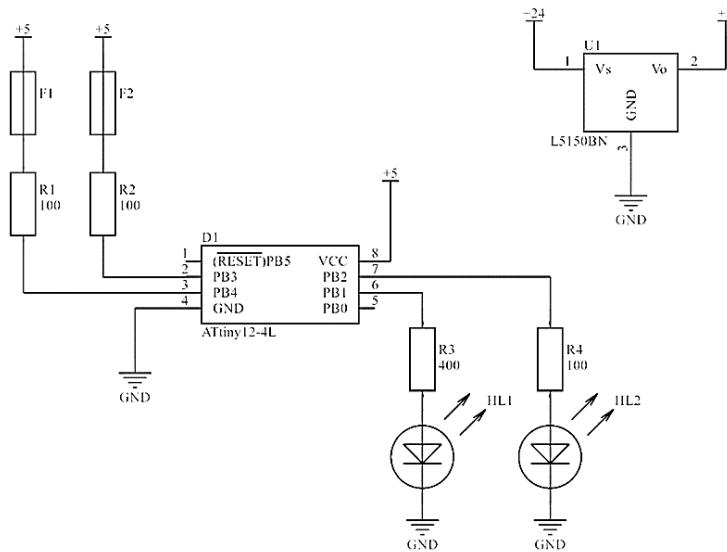


Рисунок 5.10 – Схема подключения датчика износа к бортовой сети автомобиля с использованием микроконтроллера

Датчик представляет собой изолированный проводник марки TIW-B сечением 0,3 мм², один конец которого надежно заземлен на корпус транспортного средства в непосредственной близости от контролируемого подшипника. Второй конец сигнального проводника подключен к линии ввода/вывода PB3 (вывод 2) микроконтроллера ATtiny12 через формирующую цепь. Данная цепь включает подтягивающий резистор R1, подключенный между линией PB3 и шиной стабилизированного питания +5 В. Резистор R1 обеспечивает установление высокого логического уровня (+5 В) на входе PB3 при разомкнутом состоянии датчика (нормальный износ). Замыкание датчика на массу вследствие критического износа подшипника приводит к принудительному установлению низкого логического уровня (0 В) на входе PB3. Питание электронного модуля

осуществляется от бортовой сети автомобиля КамАЗ (номинальное напряжение +24 В) через входной предохранитель F1, обеспечивающий защиту от перегрузок по току. Напряжение бортовой сети подается на вход (Vin) импульсного преобразователя напряжения U1 (L5150BN), выполняющего функцию стабилизации и понижения до уровня +5 В, необходимого для питания микроконтроллера и периферии. Выходное напряжение +5 В преобразователя (Vout) поступает на внутреннюю шину питания схемы через выходной предохранитель F2, защищающий низковольтную часть цепи. К шине +5 В подключены: вывод питания VCC (вывод 1) микроконтроллера ATtiny12, аноды индикаторных светодиодов HL1 и HL2 через токоограничивающие резисторы R3 и R4 соответственно, а также резистор R1. Общая шина схемы (GND), к которой подключены вывод GND (вывод 4) микроконтроллера, вывод GND преобразователя U1 и катоды светодиодов HL1 и HL2, соединена с массой (корпусом) автомобиля в точке, обеспечивающей минимальное сопротивление и индуктивность соединения, что критически важно для корректной работы датчика и всей схемы. Для индикации состояния системы используются два светодиода: HL1 («Норма») и HL2 («Износ/Авария»). Анод светодиода HL1 подключен к шине +5 В через резистор R3, а его катод соединен с линией вывода PB0 (вывод 5) микроконтроллера. Аналогично, анод светодиода HL2 подключен к +5 В через резистор R4, а катод – к линии вывода PB1 (вывод 6). Резисторы R3 и R4 выполняют функцию ограничения прямого тока через светодиоды до номинального значения, обеспечивая их долговечность и защиту выходных каскадов микроконтроллера. Дополнительная защита микроконтроллера реализована резистором R2, подключенным между линией сброса RESET (вывод 3) ATtiny12 и шиной +5 В. Резистор R2, функционируя как подтягивающий к питанию, гарантирует стабильный высокий уровень на входе RESET в рабочем режиме, предотвращая ложные срабатывания сброса из-за электромагнитных помех, характерных для автомобильной среды. Функционирование системы регулируется программным алгоритмом, исполняемым микроконтроллером ATtiny12. При отсутствии износа (датчик разомкнут, на PB3 – высокий уровень)

контроллер устанавливает выход PB0 в состояние низкого уровня, активируя свечение светодиода HL1 («Норма»), при этом выход PB1 удерживается в высоком уровне, оставляя HL2 неактивным. Обнаружение низкого уровня на входе PB3 (датчик замкнут на массу – сигнал износа) приводит к переключению состояний выходов: PB0 устанавливается в высокий уровень (HL1 гаснет), а PB1 – в низкий уровень, вызывая свечение светодиода HL2 («Износ/Авария»), сигнализирующего о необходимости обслуживания подшипника. Предложенная схема обеспечивает надежную диагностику критического износа подшипника скольжения в условиях эксплуатации грузового автомобиля за счет применения стабилизированного питания, многоуровневой защиты компонентов (предохранители F1, F2; резисторы R1-R4) и четкой индикации.

Реализация представленных решений нашла свое применение в виде лабораторной установки (рисунок 5.11), реализующей принцип детектирования критического износа подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ посредством замыкающего контактного датчика и микроконтроллерной обработки сигнала. Эта установка предоставляет студентам комплексную платформу для освоения фундаментальных и прикладных аспектов проектирования интегрируемых систем (приложение М).

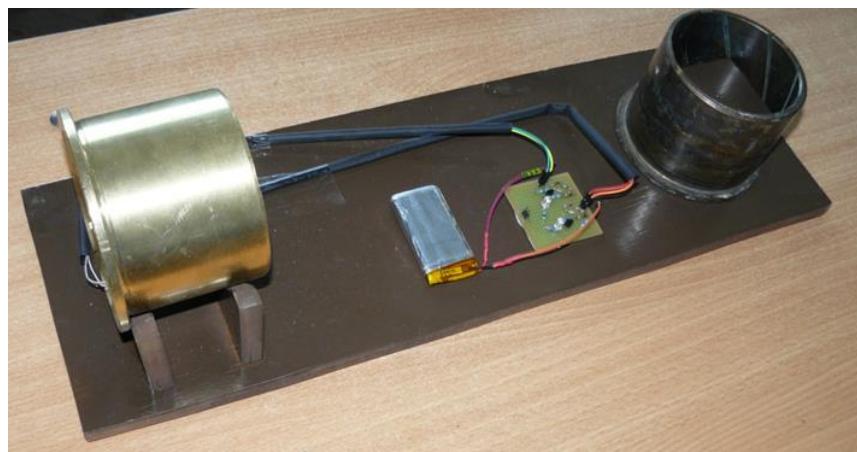


Рисунок 5.11 – Лабораторная установка

Практическая работа с данной установкой формирует у обучающихся системное понимание взаимосвязи механики, электроники и программирования, начиная с принципа действия простейшего дискретного датчика (проводник

TIW – В, замыкающийся на массу при достижении предельного износа) и заканчивая реализацией алгоритма диагностики и индикации на микроконтроллере ATtiny12. Студенты получают непосредственный опыт проектирования и анализа критически важных схемотехнических решений: применения подтягивающего резистора (R1) для обеспечения стабильных логических уровней на входе МК при работе с пассивным датчиком, расчета и использования токоограничивающих резисторов (R3, R4) для безопасного управления индикаторными светодиодами (HL1, HL2) с портов ввода/вывода, а также необходимости установки подтягивающего резистора (R2) на линии сброса (RESET) для повышения помехоустойчивости в электромагнитно нестабильной среде автомобиля. Значительный образовательный акцент сделан на изучении систем электропитания встраиваемых устройств, работающих от нестабильных источников, таких как бортовая сеть автомобиля. Установка демонстрирует практическую необходимость и принципы применения импульсного преобразователя напряжения (L5150BN) для эффективного понижения и стабилизации высокого входного напряжения (+12В/+24В) до уровня, требуемого цифровой логикой (+5 В), с анализом преимуществ импульсной стабилизации перед линейной в контексте КПД и теплового режима. Студенты осваивают методику расчета и назначения многоуровневой защиты цепей: входного предохранителя (F1) для общей защиты от перегрузок по току со стороны бортовой сети и выходного предохранителя (F2) для защиты низковольтной части схемы (+5 В) от коротких замыканий, что подчеркивает важность надежности в индустриальных приложениях. Программирование микроконтроллера ATtiny12 для непрерывного опроса состояния цифрового входа (PB3), интерпретации сигнала датчика (разомкнут/замкнут) и управления светодиодной индикацией согласно заданной логике («Норма»/«Износ») закрепляет навыки разработки алгоритмов реального времени без использования операционной системы (superloop), работы с периферийными модулями МК и отладки встраиваемого программного обеспечения. Установка служит эффективным инструментом для развития компетенций в области обеспечения помехоустойчивости и диагностики

неисправностей. Студенты экспериментально исследуют влияние качества соединения с общей шиной заземления (GND) на надежность работы контактного датчика и всей системы, сталкиваются с потенциальной проблемой дребезга контактов (при наличии механического датчика) и изучают подходы к ее решению. Практические занятия включают применение контрольно-измерительной аппаратуры (мультиметры, осциллографы) для верификации напряжений питания, контроля логических уровней, выявления обрывов цепей или коротких замыканий, что формирует навыки системного поиска и устранения неисправностей в электронных устройствах. В конечном итоге работа с данной лабораторной установкой обеспечивает глубокое усвоение принципов мехатронных систем, где механическое состояние объекта (износ подшипника) преобразуется в электрический сигнал, обрабатывается микроконтроллером и визуализируется, подготовливая студентов к решению комплексных инженерных задач на стыке дисциплин с учетом требований надежности, эффективности и стоимости, характерных для реального промышленного и транспортного сектора.

5.2.2 Изготовления подшипника скольжения с датчиками температуры и износа рабочей поверхности

В целях реализации предложенных алгоритмов диагностики разработан и запатентован способ изготовления подшипника скольжения [105], оснащенного системой контроля предельного износа рабочей поверхности для применения в высоконагруженных узлах (Пат. 2783323 РФ, приложение В). Технология (рисунок 5.12) заключается в изготовлении втулки (1) из антифрикционного материала с наружным диаметром, соответствующим посадочному размеру узла. На внутреннюю поверхность втулки (1) механически наносится микрорельеф (2) методом пескоструйной обработки кварцевым песком фракции 0,1 – 0,25 мм. Далее на рабочей поверхности формируются канавки (3) заданной глубины H и углубления (4), соединенные с наружной частью подшипника через

технологические проходы (5, 6). После механической обработки поверхность очищается сжатым воздухом при давлении 0,2 – 0,5 МПа, расходе 1,5–3 м³/мин, угол наклона 60 – 90° и расстоянии от сопла 100 – 150 мм, после чего обезжиривается распылением очистителя-активатора (MODENGY TM) с выдержкой 15 минут.

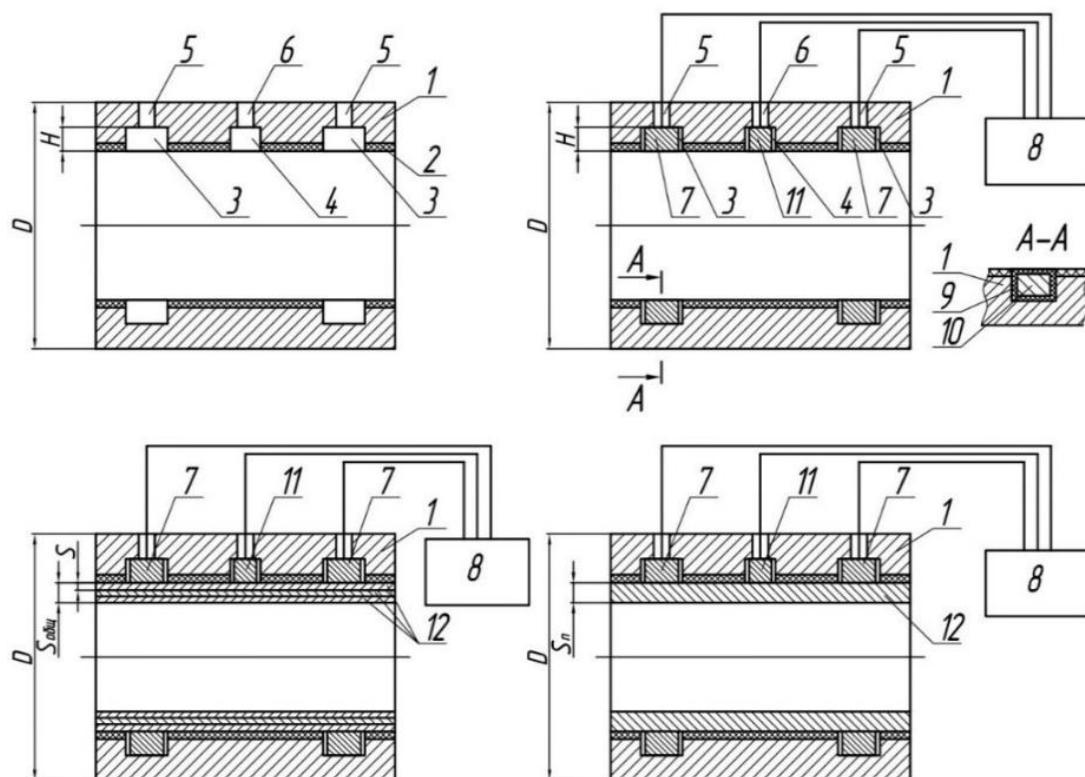


Рисунок 5.12 – Способ изготовления подшипника скольжения

В подготовленные канавки (3) устанавливаются индикаторы износа (7), состоящие из изоляционного слоя (9) на основе поливинилхлорида и токопроводящего материала (10) из меди, подключаемые к измерительной системе (8) через технологические проходы (5). В углубления (4) монтируются датчики температуры (11), соединенные с системой мониторинга через технологические проходы (6). На следующем этапе рабочая поверхность последовательно покрывается тремя – пятью слоями твердосмазочного антифрикционного материала (12) (MODENGY 1003) толщиной 4 – 5 мкм на слой. Режимы полимеризации адаптированы к типу покрытия: межслойная выдержка при +20 °C составляет не менее 15 минут, финальная полимеризация длится 120 минут, а

общая толщина покрытия (12) после завершения процесса не превышает 25 мкм. Заключительной операцией является притирка поверхности цилиндрическим инструментом, совершающим 25 – 30 оборотов, что обеспечивает равномерное распределение покрытия (12) и уменьшение его толщины до 70 – 80 % от исходной. Интеграция индикаторов износа (7) и датчиков температуры (11) обеспечивает непрерывный мониторинг состояния подшипника в реальном времени, позволяя фиксировать начальные стадии износа, критический уровень износа поверхности и температурные параметры работы узла. Применение многослойного антифрикционного покрытия (12) в сочетании с оптимизированными режимами полимеризации повышает износостойкость и предотвращает разрушение поверхностного слоя при экстремальных нагрузках. Данная запатентованная технология обеспечивает прогнозирование остаточного ресурса подшипника, снижает риск аварийных отказов и расширяет область применения подшипников скольжения в ответственных механизмах, требующих высокой надежности и долговечности. На основе запатентованного технического решения реализовано изготовление ряда подшипников скольжения, оснащенных датчиками износа рабочей поверхности и температурными датчиками, интегрированными непосредственно в зону контакта. Технологический процесс производства данных подшипников с системой контроля износа включает строго последовательные этапы (рисунок 5.13). Исходным этапом является разработка конструкторской и технологической документации, регламентирующей геометрические параметры изделия, выбор материалов и методы их обработки. На следующей стадии осуществляется изготовление заготовки подшипника (а), после чего на его рабочей поверхности выполняются операции механической обработки: проточка специализированных канавок (б) для последующего размещения индикаторов износа и сверление отверстий (с) для монтажа температурных датчиков и вывода контактных элементов измерительной системы. Параллельно наружная поверхность втулки подвергается фрезерной обработке с целью формирования каналов (д) для укладки кабельного жгута измерительной системы. Дальнейшие технологические операции предусматривают тщательную очистку и

обезжиривание поверхности подшипника (е), установку и механическую фиксацию датчиков износа (ж, к, л) с последующим повторным обезжириванием, а также нанесение твердосмазочного антифрикционного покрытия (н), обеспечивающего требуемые трибологические и эксплуатационные характеристики.

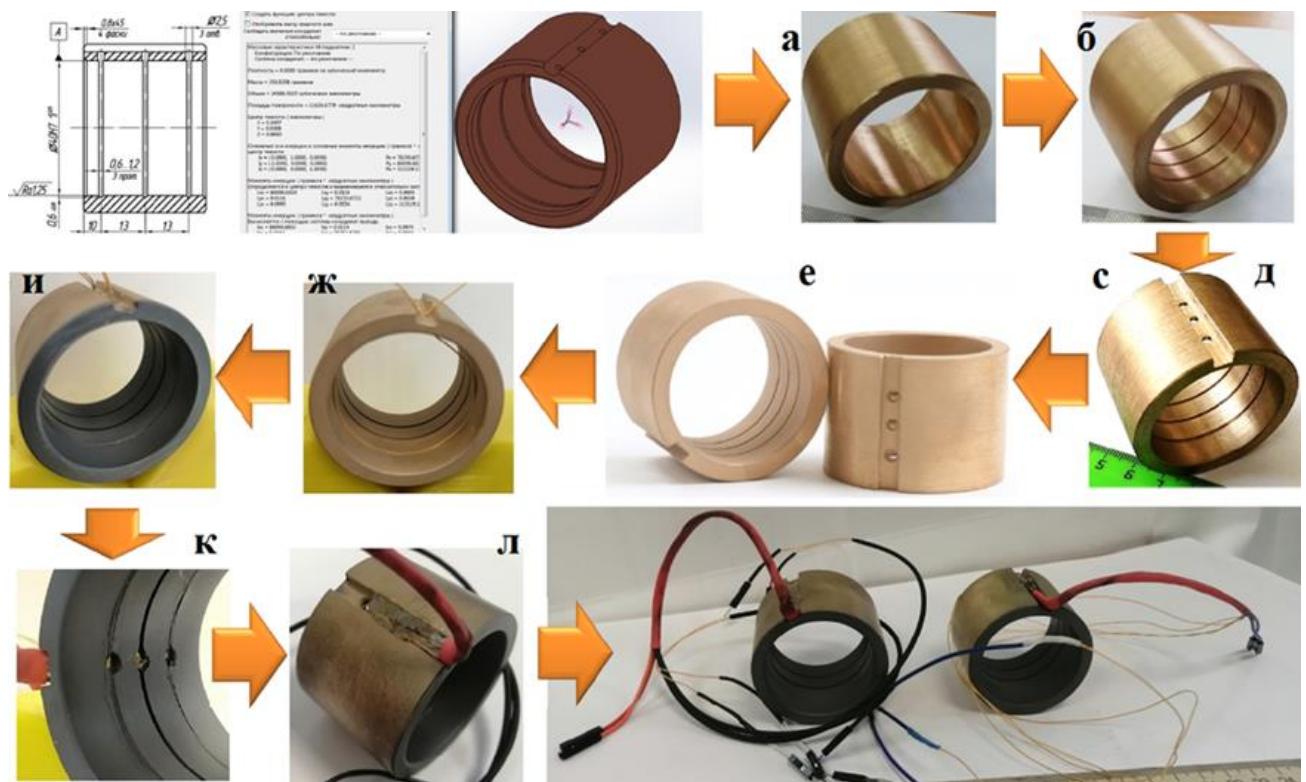


Рисунок 5.13 – Принципиальная схема технологического процесса изготовления подшипника скольжения с интегрированной системой контроля износа рабочей поверхности

В качестве датчика износа рабочей поверхности применен провод марки TIW-B сечением 0,3 мм², функционирующий по принципу разрушения при достижении критической глубины износа. Для контроля температуры использованы термопары К-типа, обеспечивающие необходимый диапазон измерений. Каждый этап технологического процесса оптимизирован для обеспечения прецизионной интеграции электронных компонентов в структуру подшипника, минимизации погрешностей монтажа сенсоров и сохранения функциональной целостности и надежности всей системы мониторинга в условиях реальных эксплуатационных нагрузок и воздействий.

5.3 Проверка работоспособности подшипников скольжения с интегрированной контрольно-измерительной системой

С целью экспериментальной верификации работоспособности разработанных алгоритмов и конструкций подшипников скольжения, оснащенных интегрированными в рабочую поверхность датчиками износа, а также для апробации функционирования интеллектуальной опоры скольжения была разработана специализированная экспериментальная установка. Данная установка, смонтированная на жесткой станине с демпфирующими элементами для минимизации вибраций, включает приводной электродвигатель с регулируемой частотой вращения и комплексную систему контроля и измерений (рисунок 5.14).

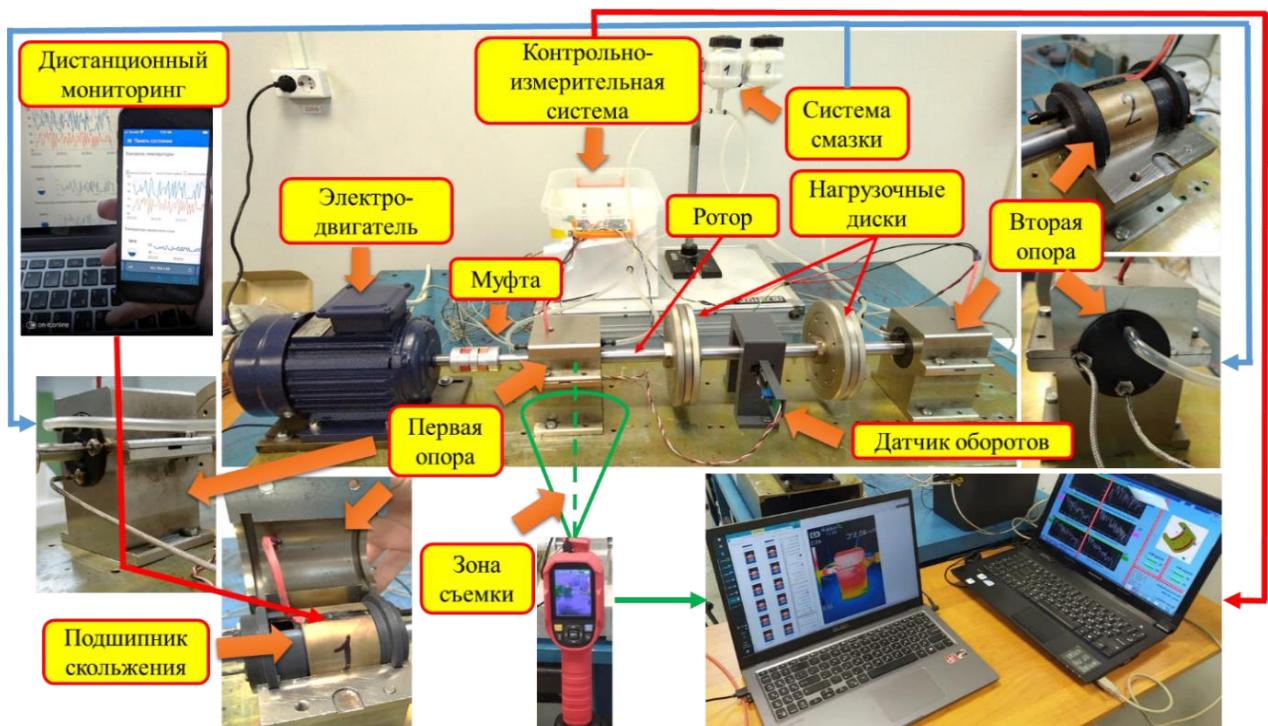


Рисунок 5.14 – Экспериментальная установка

Ротор установки, нагруженный двумя симметрично расположенными стальными нагрузочными дисками для увеличения момента инерции, опирается на две опоры скольжения и кинематически соединен с валом двигателя посредством гибкой кулачковой муфты с упругими элементами, обеспечивающей компенсацию несоосностей и снижение передачи крутильных колебаний. Ключевой

особенностью установки является наличие независимых гидравлических контуров подачи смазочного материала к каждой опоре, что позволяет моделировать различные режимы смазки и исследовать параметры трения подшипниковых узлов скольжения. Централизованная гидравлическая система смазки состоит из индивидуальных масляных емкостей (баков) для каждой опоры, закрепленных на стойке, и гибких маслопроводов, подключенных к подводящим каналам в корпусах опорных узлов, что обеспечивает подачу смазочного материала (И-20А) непосредственно в зону контакта «цапфа – подшипник скольжения».

Каждый исследуемый роторно-опорный узел представляет собой разъемный корпус, содержащий подшипник скольжения, изготовленный из бронзы БрОФ10-1 с внутренним диаметром 40 мм, длиной 38 мм и наружным диаметром 50 мм. Во внутреннюю рабочую поверхность подшипника скольжения были интегрированы два датчика износа рабочей поверхности и датчик температуры (Т1). Внутренняя поверхность подшипника дополнительно покрыта твердосмазочным антифрикционным покрытием (MODENGY 1003) толщиной 30 – 35 мкм. Данный подшипник скольжения установлен в подшипниковый узел, изготовленный из стали 40Х, который имеет два кармана, заполняемые смазочным материалом (И- 20А), в один из которых были установлены датчик температуры (Т2) смазочного материала и датчик температуры (Т3) торцевой поверхности подшипника скольжения. Для обеспечения герметичности подшипникового узла, полностью заполненного смазочным материалом, на выходных участках вала с обеих сторон были установлены уплотнительные манжеты.

Диагностика состояния подшипников скольжения и параметров работы роторной системы осуществлялась параллельно с использованием трех независимых, но синхронизированных по времени контрольно-измерительных систем. Первая — локальная система сбора данных — регистрировала параметры подшипникового узла, объединяя датчики температуры смазочного материала (Т2), температуры торцевой поверхности подшипника (Т3), датчики износа и температуры (Т1), интегрированные в сам подшипник, а также датчик частоты вращения; полученные данные обрабатывались в режиме реального времени на

платформе Raspberry Pi 3 Model B+. Вторая — беспроводная система мониторинга на базе микроконтроллеров ESP32 — управляла сетью диагностических модулей, интегрируя датчики T2, T3, встроенные в подшипник датчики износа и температуры (T1), а также MEMS-акселерометр для непрерывного вибромониторинга; данные передавались через маршрутизатор в облачное хранилище. Третья — термографическая система включала — тепловизор UNI-T UTi260B, синхронизированный с персональным компьютером для регистрации термограмм.

Реализация локальной системы сбора данных [104] (Пат. 2753151 РФ, приложение В) для регистрации параметров подшипника скольжения на базе микрокомпьютера Raspberry Pi 3 Model B+ (RPi) потребовала разработки специализированной схемы подключения разнородных датчиков, обеспечивающей точность измерений и совместимость с ограниченными аппаратными ресурсами платформы. Ключевыми компонентами системы являются датчики температуры, износа рабочей поверхности и частоты вращения [45]. Измерение температуры осуществлялось тремя термопарами типа К: для смазочного материала, торцевой поверхности корпуса подшипника и непосредственно в зоне трения. Поскольку RPi не обладает встроенными аналого-цифровыми преобразователями (АЦП) с достаточным разрешением для прямого измерения микровольтных сигналов термо-ЭДС и не поддерживает компенсацию температуры холодного спая (Cold Junction Compensation, CJC), для каждого канала были применены специализированные термопарные преобразователи (MAX31855K). Данные преобразователи обеспечивают усиление сигнала, точную аппаратную компенсацию холодного спая с использованием встроенного датчика температуры, высокоразрешающее аналого-цифровое преобразование (14 бит) и передачу оцифрованных данных по интерфейсу SPI. Преобразователи подключены к шине SPI микрокомпьютера (контакты GPIO: MOSI - 19, MISO - 21, SCLK - 23), при этом каждый модуль использует выделенную линию выбора чипа (Chip Select, CS), управляемую через свободные GPIO (GPIO5, GPIO6, GPIO26). Питание (+3,3 В) и общая земля (GND) для преобразователей заведены с соответствующих контактов

RPi. Контроль износа рабочей поверхности подшипника осуществлялся двумя датчиками, представляющими собой проводники марки TIW-B, интегрированные в материал подшипника на заданной глубине. Принцип детектирования основан на фиксации резкого увеличения сопротивления цепи при механическом разрушении проводника. Для надежного определения состояния цепи (замкнута/разомкнута) использована схема с подтяжкой к уровню логической единицы. Один конец каждого проводника подключен к линии +3,3 В от платы Raspberry Pi через резистор (10 кОм), а другой конец – к выделенному GPIO, сконфигурированному как цифровой вход с подтяжкой к земле (внутренней или внешней ~10 кОм). Дополнительный резистор номиналом 100 – 500 Ом, включенный между входом GPIO и землей, обеспечивает четкий низкий логический уровень при целостности проводника и защиту входа. В замкнутом состоянии ток протекает через подтягивающий резистор, проводник и резистор на землю, устанавливая на входе GPIO напряжение, близкое к 0 В (логический «0»). Обрыв проводника приводит к установке на входе GPIO напряжения +3,3 В (логическая «1») через резистор, что программно фиксируется как событие износа.

Регистрация частоты вращения выполнялась индуктивным бесконтактным датчиком приближения SICK IMA12-06BE1ZC0S с выходом типа PNP (открытый коллектор) и напряжением питания 10 – 30 В. Для согласования высокого выходного напряжения датчика с допустимым уровнем входов GPIO RPi (+3,3 В) и обеспечения гальванической развязки применена схема на основе оптрана. Выход датчика подключен к входу оптопары (светодиоду) через токоограничивающий резистор (R_{limit}), рассчитанный на обеспечение рабочего тока светодиода (5 – 10 мА) при постоянном напряжении питания датчика +24 В. Выход оптопары (фототранзистор) подключен между линией +3,3 В от платы Raspberry Pi и выделенным GPIO (GPIO18), сконфигурированным как цифровой вход к земле. Коллектор фототранзистора соединен с +3,3 В, эмиттер – с GPIO. При отсутствии метки датчик выдает низкий уровень, светодиод оптопары неактивен, фототранзистор закрыт, и на входе GPIO устанавливается логический «0». При обнаружении метки выход датчика переходит в высокий уровень (+24 В),

активируя светодиод оптопары, что приводит к открыванию фототранзистора и установке на входе GPIO логической «1» (+3,3 В). Частота вращения определяется программным подсчетом фронтов импульсов за единицу времени. Питание системы организовано с использованием внешнего источника при постоянном напряжении +24 В для датчика частоты вращения. Преобразователи термопар MAX31855K, схема опторазвязки и цепи датчиков износа питаются от стабилизированного выхода +3,3 В от платы Raspberry Pi. Программное обеспечение, реализованное на Python [140, 141] (Свидетельство № 2022618435, Свидетельство № 2022662940, приложение А), обеспечивает управление периферией (SPI для термопар, опрос GPIO для износа и частоты вращения), синхронизацию данных, временную маркировку, предварительную обработку и передачу информации в режиме реального времени (рисунок 5.15).

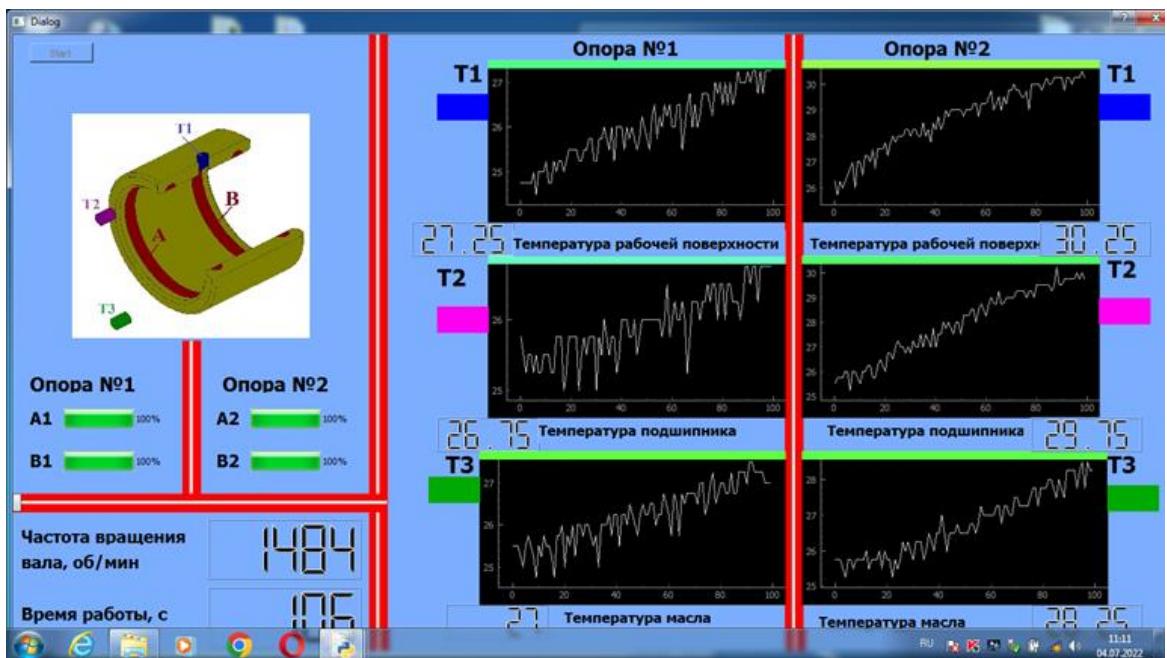


Рисунок 5.15 – Интерфейс программного обеспечения

Таким образом, предложенная схема подключения обеспечивает эффективную и надежную интеграцию разнотипных датчиков мониторинга подшипника скольжения с микрокомпьютерной платформой Raspberry Pi 3 Model B+, решая задачи согласования уровней сигналов,

гальванической развязки и точного измерения слабых аналоговых сигналов в условиях ограниченной аппаратной базы.

Разработка и внедрение беспроводных систем распределенного мониторинга состояния критически важных узлов, таких как подшипники скольжения, представляет собой актуальную научно-практическую задачу в автомобилестроении. Предлагаемая в настоящем исследовании архитектура, основанная на микроконтроллерах ESP32 и платформе Node-RED, реализует многоуровневый подход, интегрирующий распределенные сенсорные узлы, локальную микроконтроллерную обработку сигналов, беспроводные каналы связи (Wi-Fi/Bluetooth), облачные вычисления и алгоритмы искусственного интеллекта для анализа данных. Ключевая значимость данной разработки для автомобильной отрасли заключается в обеспечении непрерывного дистанционного контроля технического состояния ответственных агрегатов транспортных средств в режиме реального времени [107] (Пат. 2817311 РФ, приложение В). Это позволяет осуществлять прогнозирование остаточного ресурса, предотвращать катастрофические отказы, снижать эксплуатационные расходы за счет перехода от планово-предупредительного к фактически обоснованному техническому обслуживанию (Condition-Based Maintenance), а также формировать архивную базу данных для углубленного анализа причин износа и оптимизации конструкций. Реализация подобной системы является необходимым шагом для повышения надежности, безопасности и экономической эффективности современных и перспективных автомобилей (приложение М). Система структурно состоит из наборов диагностических узлов, каждый из которых включает мастер-модуль на базе микроконтроллера (ESP32) и подключенные к нему через проводные или беспроводные интерфейсы (RS-485, CAN, ZigBee, BLE) диагностические модули, также оснащенные микроконтроллерами. К диагностическим модулям подключены специализированные датчики, включая датчики температуры, вибрации (трехосевые MEMS-акселерометры типа ADXL345) и датчики износа на основе изолированных проводников (TIW-B) (рисунок 5.16).

Программное обеспечение диагностических модулей [142] обеспечивает первичный сбор и предварительную обработку сырых данных с датчиков, включая фильтрацию, аналого-цифровое преобразование и масштабирование (Свидетельство № 2023664598, приложение А). Подключение датчиков осуществляется с учетом специфики их выходных сигналов: термопары типа K подключаются через специализированные интерфейсные микросхемы (MAX31855 по SPI), обеспечивающие усиление сигнала, компенсацию температуры холодного спая (CJC) и АЦП; датчик износа (TIW-B) подключен к цифровому входу GPIO микроконтроллера, сконфигурированному как вход с подтяжкой к напряжению питания, при этом разрыв провода при критическом износе детектируется переходом логического уровня, а для подавления ложных срабатываний реализована программная фильтрация дребезга; акселерометр ADXL345 подключен по шине I2C, его программная инициализация включает настройку диапазона измерений и частоты дискретизации (до 3200 Гц) в среде разработки (C++). Мастер-модули выполняют функции агрегации данных от подчиненных диагностических модулей, их временного буферирования и преобразования в сетевые форматы передачи [143] (Свидетельство № 2023665005, приложение А).

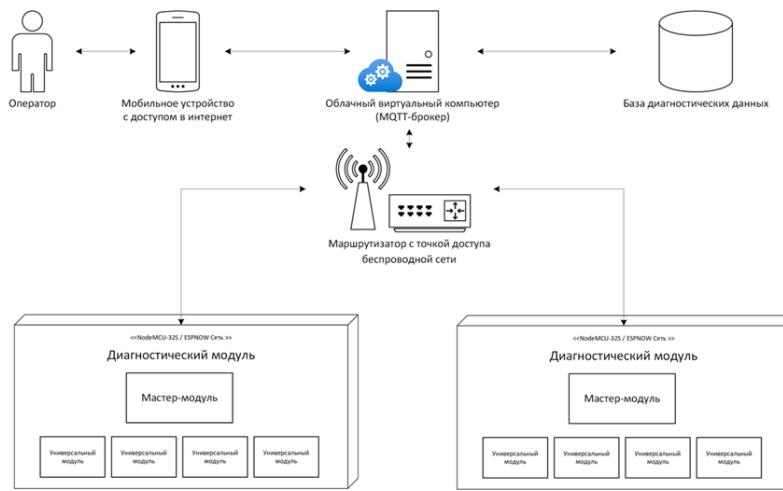


Рисунок 5.16 – Структурная схема системы распределенного мониторинга подшипников скольжения

Собранные данные от всех датчиков (температура, состояние износа, виброускорение) агрегируют микроконтроллером ESP32 в единую структуру

данных, которая преобразуется в компактный формат, преимущественно JSON [146] (Свидетельство № 2023663977, приложение А) . Беспроводная передача данных от мастер-модулей в локальную сеть осуществляется по Wi-Fi с использованием оптимизированного для IoT протокола MQTT (Message Queuing Telemetry Transport) через библиотеку PubSubClient [144] (Свидетельство № 2023687914, приложение А). Данные публикуются в соответствующие топики MQTT-брюкера (`sensors/bearing1/temp_oil`, `sensors/bearing1/vibration_x`), при этом периодичность публикации адаптивна: для температурных данных и состояния износа она составляет 1 – 5 секунд, для вибрационных данных, в зависимости от частоты дискретизации и пропускной способности сети, может достигать 10 – 100 мс. Маршрутизатор обеспечивает шлюзование трафика в глобальную сеть Интернет, позволяя объединять распределенные группы диагностических узлов (до 250 групп на один маршрутизатор) в единую инфраструктуру. На стороне маршрутизатора функционирует программная платформа Node-RED, выступающая в качестве центрального узла приема, обработки и диспетчеризации данных. Входной узел MQTT в Node-RED подписывается на топики брюкера. Полученные JSON-сообщения проходят этап парсинга с помощью пользовательской функции JavaScript. Последующая обработка включает валидацию данных на корректность и полноту, применение алгоритмов фильтрации (медианный фильтр для сглаживания вибросигналов), масштабирование, вычисление производных величин, таких как среднеквадратичное значение (RMS) вибрации. Для оптимизации нагрузки на сеть и облачный сервис, особенно при работе с высокочастотными вибросигналами, используются узлы буферизации или агрегации, накапливающие данные перед отправкой. Обработанные данные передаются в облачное хранилище через выходные узлы Node-RED посредством публикации в MQTT-топики облачных IoT-брюкеров (AWS IoT Core, Azure IoT Hub), отправки HTTP POST-запросов на REST API конечных точек облачных баз данных (InfluxDB Cloud) [131]. При этом реализованы механизмы управления соединением, включая подтверждение доставки, повторные попытки при сбоях сети и безопасное хранение учетных

данных (рисунок 5.17). Обработка данных реализуется на удаленном сервере, содержащем виртуальный компьютер и базу данных временных рядов (InfluxDB, TimescaleDB) [147] (Свидетельство № 2024612988, приложение А). Облачное хранилище выполняет функции долгосрочного архивирования полученных данных, обеспечения доступа для расширенного анализа временных рядов и визуализации через специализированные платформы (Grafana) (рисунок 5.18). Виртуальный компьютер выполняет две ключевые функции: обработку данных с использованием предварительно обученной искусственной нейронной сети и визуализацию результатов. Нейросетевая модель анализирует поступающие мультимодальные данные (вибрацию, температуру, параметры износа), выявляя аномалии, классифицируя состояния оборудования и прогнозируя остаточный ресурс роторных систем.

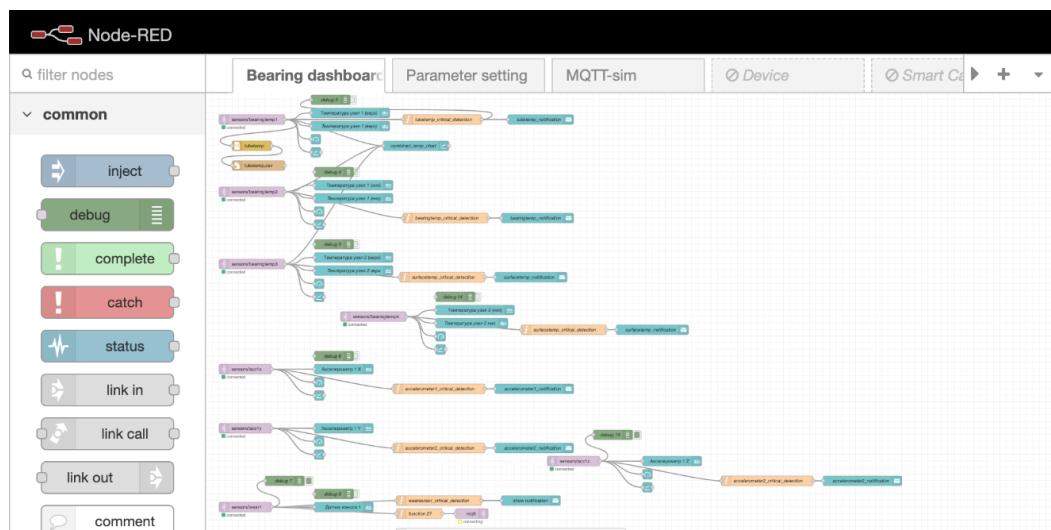


Рисунок 5.17 – Структурная схема функционирования программной платформы Node-RED

Между блоками обработки и визуализации, а также между виртуальным компьютером и базой данных организована двунаправленная связь, обеспечивающая сохранение сырых и обработанных данных, их ретроспективный анализ и возможное дообучение модели на новых данных. Результаты анализа (диагностические состояния, прогнозы) сохраняются в системе управления базами данных (СУБД).

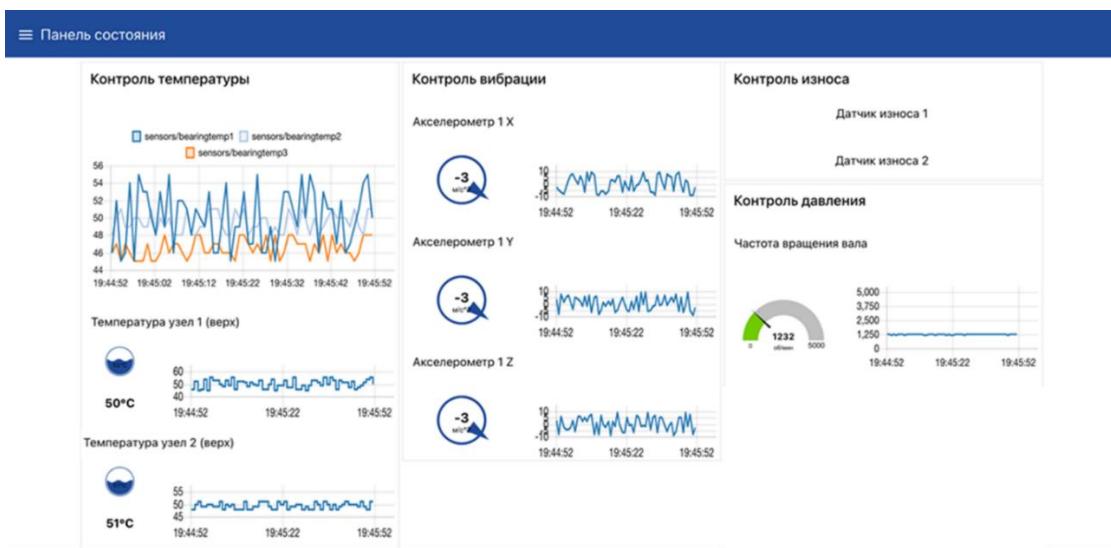


Рисунок 5.18 – Панель состояния подшипниковых узлов скольжения

Поток данных реализуется по следующей схеме: сигналы от датчиков поступают в диагностические модули для первичной обработки; агрегированные данные передаются в мастер-модуль для дальнейшей обработки и упаковки; мастер-модуль публикует данные через MQTT-брюкер на маршрутизаторе, который транслирует их через Интернет на удаленный сервер; на сервере данные записываются в базу данных и параллельно поступают в виртуальный компьютер для нейросетевого анализа. Результаты анализа сохраняются в СУБД и становятся доступными для эксплуатанта через блок прогноза состояния и отображения информации (веб-интерфейс, мобильное приложение), обеспечивая возможность дистанционного контроля текущего состояния оборудования, просмотра исторических данных и получения предиктивных уведомлений о потенциальных отказах. Технологическое единство данной архитектуры, проиллюстрированное на примере системы мониторинга подшипников скольжения, заключается в использовании общих принципов: распределенной сети микроконтроллерных модулей, применения протокола MQTT для эффективной передачи телеметрии, шлюзования данных через маршрутизатор с промежуточной обработкой в Node-RED и использования облачной инфраструктуры для хранения и интеллектуального анализа. Ключевым развитием представленной системы является интеграция блоков нейросетевого анализа на уровне облачного сервера, обеспечивающая переход от простого мониторинга параметров к

интеллектуальной диагностике и прогнозированию состояния сложных роторных систем на основе комплексного анализа разнородных сенсорных данных. Это позволяет достичь повышения информативности для эксплуатанта за счет реализации дистанционного доступа к данным как в реальном времени, так и в ретроспективе, с предоставлением интеллектуальных оценок состояния оборудования, формируя комплексное решение для непрерывного беспроводного мониторинга критических параметров в промышленных условиях.

Третья система обеспечивала термографический контроль с помощью переносного тепловизора UNI-T UTi260B, оснащенного неохлаждаемым микроболометрическим детектором (разрешение 256x192 пикс., спектральный диапазон 8 – 14 мкм, чувствительность $\leq 0,05^{\circ}\text{C}$, погрешность $\pm 2^{\circ}\text{C}$ или $\pm 2\%$, диапазон $-20^{\circ}\text{C} \dots +550^{\circ}\text{C}$), зафиксированного на штативе для перпендикулярного обзора опорных узлов с учетом коэффициента излучения поверхности ($\varepsilon \approx 0,95$). Тепловизор был подключен к ПК посредством интерфейса USB для обеспечения передачи данных и управления. Специализированное программное обеспечение (UNI-T Thermal Imaging PC Software), установленное на ПК, обеспечивало синхронизацию тепловизора с системой сбора данных, непрерывный прием видеопотока в реальном времени и запись последовательности термограмм (термовидео) на жесткий диск компьютера на протяжении всего эксперимента [251]. Данная конфигурация позволила осуществлять детальный последующий анализ пространственно-временного распределения температурного поля [57, 20].

Эксперимент проводился в течение 30 часов при частоте вращения вала 1500 об/мин и начальной температуре в помещении 22°C , разбитых на временные отрезки по два часа. В течение этого времени производился непрерывный сбор данных со всех датчиков первой, второй и третей контрольно-измерительной системы. Тепловизором было сделано 108000 термограмм. Состояние рабочей поверхности подшипника скольжения контролировалось не только измерительными системами, но и визуальным способом путем периодического разбора и осмотра подшипникового узла, что обеспечило комплексную проверку

работоспособности подшипников с интегрированной системой контроля износа и корректность функционирования алгоритмов диагностики.

В качестве репрезентативного примера для иллюстрации результатов проверки работоспособности подшипников скольжения с интегрированной системой контроля износа рабочей поверхности представлены данные, полученные на одном из временных отрезков эксперимента локальной измерительной системой и термографической системой (рисунки 5.19, 5.20). Данный отрезок выбран ввиду статистической однородности и типичности результатов, полученных на всех исследуемых интервалах времени.

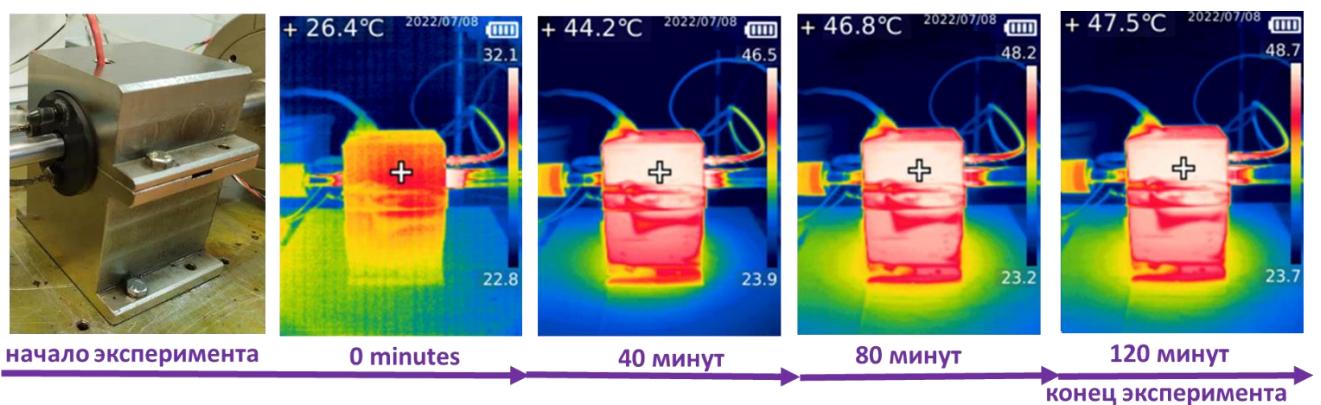


Рисунок 5.19 – Термограммы состояния подшипниковых узлов скольжения

Температурные зависимости, полученные в ходе двухчасового эксперимента, демонстрируют характерные термодинамические процессы в подшипниковом узле. Начальные условия (22°C) фиксируют равновесное состояние системы до запуска. После запуска установки (1500 об/мин) наблюдается нелинейный рост температур всех контролируемых точек, обусловленный диссипацией энергии трения в зоне контакта. Кривая датчика T1 (рабочая поверхность подшипника скольжения) показывает наиболее интенсивный нагрев: за первые 15 минут зафиксирован резкий скачок до $43,1^{\circ}\text{C}$ ($+16^{\circ}\text{C}$ относительно старта), что объясняется локализацией теплогенерации в трибологическом контакте. Последующее увеличение до $59,7^{\circ}\text{C}$ к 120-й минуте с выраженным аномалиями (пик – $60,2^{\circ}\text{C}$ в 85 мин) коррелирует с переходными процессами приработки твердосмазочного антифрикционного покрытия MODENGY 1003.

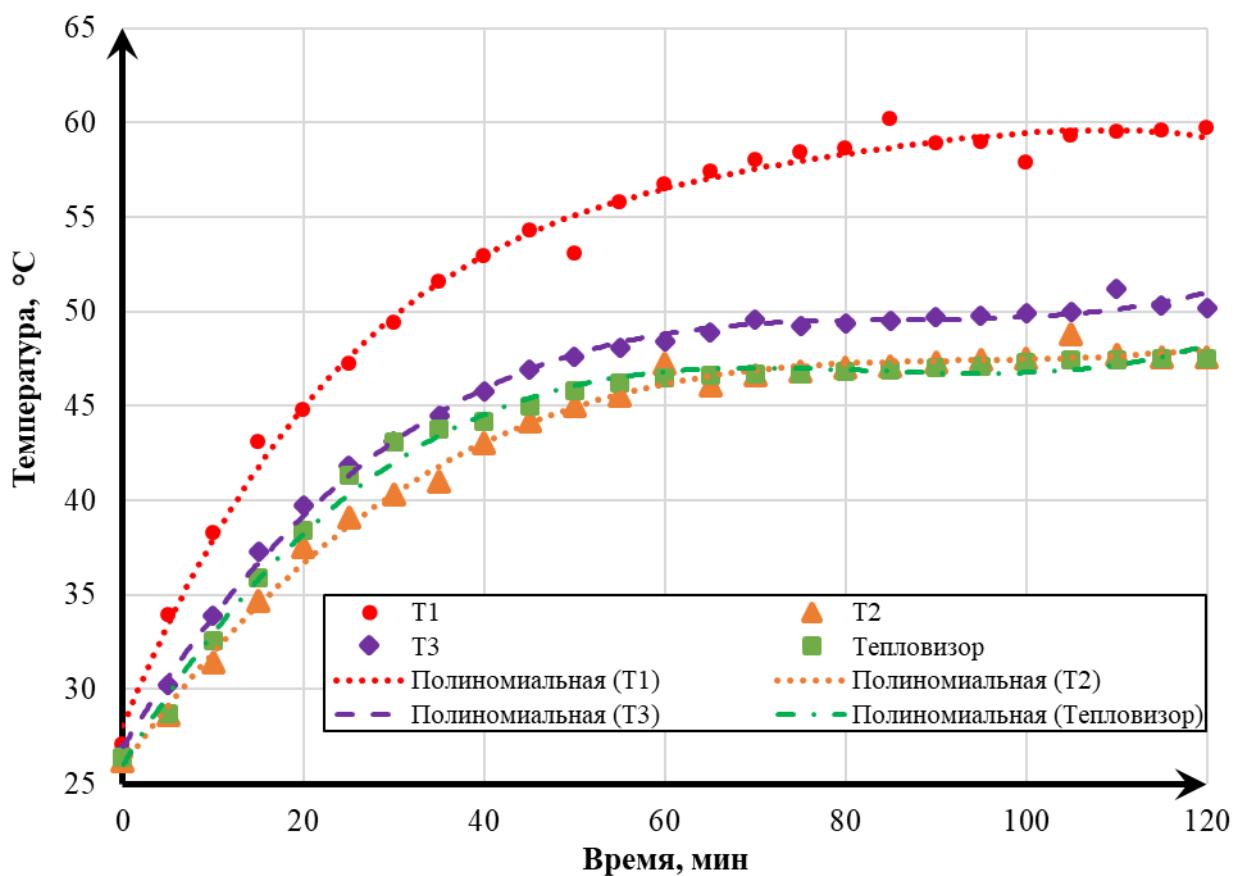


Рисунок 5.20 – Температурные режимы подшипника скольжения при измерении локальной системой

Показания датчика Т2 (температура смазочного материала) характеризуются минимальными градиентами, достигая 47,6 °C в finale эксперимента. Зафиксированное запаздывание нагрева на 4 – 6 минут относительно других точек подтверждает эффект тепловой инерции масляной среды. Наблюдаемые аномалии (падение до 41,0 °C на 35 мин) объясняются стратификационными явлениями в зоне контроля. Температурная кривая датчика Т3 (торцевая поверхность подшипника) занимает промежуточное положение, отражая теплопроводность бронзы БрОФ10- 1. Установившийся уровень 50,2 °C свидетельствует об эффективном осевом теплоотводе. Скачкообразное увеличение до 51,2 °C в 110-й минуте связано выделением тепла от манжет, что можно видеть на результатах термограмм.

Тепловизорные измерения корпуса из стали 40Х выявили экспоненциальный характер нагрева с ≈ 22 минуты. запаздывание показаний на 5 – 7 минут относительно внутренних датчиков и сглаживание локальных аномалий

подтверждают эффект термической фильтрации массивной конструкцией. Максимальная разница $\Delta T = 13,3$ °C между датчиком T1 и корпусом в 85-й минуте соответствует расчетному тепловому сопротивлению слоя стали толщиной 5 мм. Анализ переходных процессов выявил три характерные фазы: быстрый нагрев (0 – 40 мин.) с градиентами до 0,65 °C/мин; переход в квазистационарное состояние (40 – 80 мин.); термическое насыщение ($t > 80$ мин.). Экспериментально подтверждена безопасность температурных режимов: максимальное значение 60,2 °C не превышает 70 % допустимого предела для масла И-20А и 30 % – для бронзы БрОФ10-1. Полное затопление узла в сочетании с твердосмазочным покрытием обеспечило эффективный теплосъем, ограничив рост температуры рабочей поверхности до 37 °C.

Рассмотрим полученные через платформу Node-RED с использованием беспроводного интерфейса ESP32, экспериментальные температурные показатели, которые демонстрируют существенное влияние сетевых артефактов на достоверность данных (рисунок 5.21).

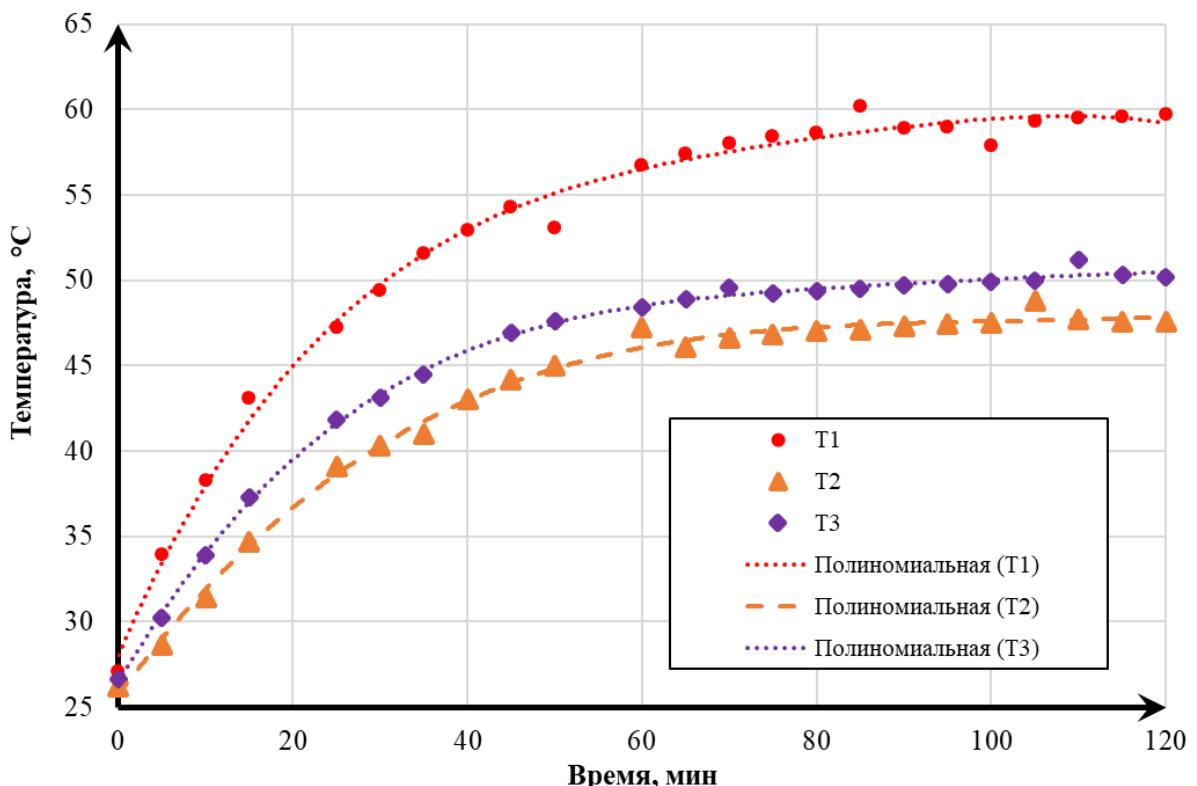


Рисунок 5.21 – Температурные режимы подшипника скольжения при измерении беспроводной системой распределенного мониторинга

Коэффициент потери пакетов 8,3 % привел к отсутствию критических точек в интервалах 20 и 55 минут, нарушая непрерывность температурных профилей. Зафиксированные задержки передачи 85 – 2300 мс вызвали временное смещение экстремальных значений: пиковый показатель 60,2 °C на датчике Т1 зарегистрированы показания с запаздыванием 1,85 с. Наблюдаемые дискретизационные погрешности при частоте опроса 5 мин достигли 18 % для производной dT/dt в фазе интенсивного нагрева (0 – 40 мин.). Критическим артефактом стало временное нарушение причинно-следственных связей: пакет данных для 70-й минуты прибыл после показаний 75-й минуты, искажая динамику тепловых процессов. Для компенсации искажений применен двухступенчатый алгоритм, сочетающий кубическую сплайн-интерполяцию пропущенных точек и адаптивную медианную фильтрацию. Несмотря на отмеченные артефакты, система сохранила способность идентификации критических физических явлений: микрозадание на 15 мин (пик 43,1°C), стратификацию масла на 35 мин (провал 41,0°C) и конвективный выброс на 105 мин (48,8°C). Погрешность определения абсолютных температурных значений не превысила 8% от измеряемой величины, что подтверждает принципиальную применимость IoT-платформ для мониторинга термодинамических процессов. Однако анализ показал, что для точного исследования переходных режимов с градиентами $> 0,5^{\circ}\text{C}/\text{мин}$ необходимо увеличение частоты дискретизации до 0,2 – 0,5 Гц и внедрение протоколов с гарантированной доставкой пакетов (MQTT QoS = 2).

В ходе очередного 120-минутного испытания подшипникового узла скольжения при скорости вращения 1500 об/мин и полном затоплении смазочным материалом И-20А на 72-й минуте эксперимента зафиксировано аномальное повышение температуры рабочей поверхности до 61,5 °C с градиентом 1,07 °C/мин, что на 320 % превысило фоновое значение. Ввиду методологической необходимости сохранения неизменных граничных условий (температурного поля, гидродинамического режима смазки, стабильности трибологических процессов) и отсутствия технической возможности проведения неразрушающего контроля в рабочем режиме, принято решение о продолжении испытаний до планового

завершения эксперимента. Постэкспериментальный анализ выявил локальный дефект антифрикционного покрытия MODENGY 1003 на внутренней рабочей поверхности. Установлены параметры повреждения: площадь $4,7 \pm 0,5\%$ от общей контактной зоны, глубина дефекта составила 18 – 30 мкм (рисунок 5.22).

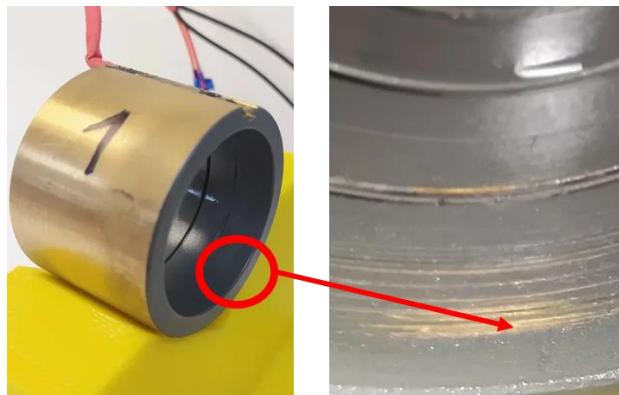


Рисунок 5.22 – Локальный дефект на поверхности подшипника скольжения

Анализ экспериментальных исследований температурных режимов подшипника скольжения при появлении дефекта ($\approx 5\%$ износ антифрикционного покрытия MODENGY 1003 на 72-й минуте) выявил существенные термодинамические изменения (рисунок 5.23).

Одним из таких является незамедлительное повышение температуры, зафиксированное на рабочей поверхности: температура датчика (T1) увеличилась с 58,3 °C в момент возникновения дефекта до 65,2 °C к 100-й минуте, с пиковым градиентом нагрева 0,23°C/мин в первые 8 минут после повреждения. Данный эффект обусловлен локальным ростом коэффициента трения на дефектном участке, что повысило тепловыделение на 13,5 %. Температура смазочного материала (T2) показала запаздывающую реакцию: значимый рост начался лишь через 13 минут после дефекта, достигнув максимума 50,3 °C к 110-й минуте, что на 5,7% выше исходного равновесного значения. Зафиксированное повышение до 48,9°C на 85-й минуте свидетельствует о локальном изменении реологических свойств масла И-20А в зоне повреждения. Торцевая температура поверхности подшипника скольжения (T3) демонстрировала инерционное повышение до 54,6°C к 110-й минуте с запаздыванием 28 минут относительно температуры рабочей поверхности (T1).

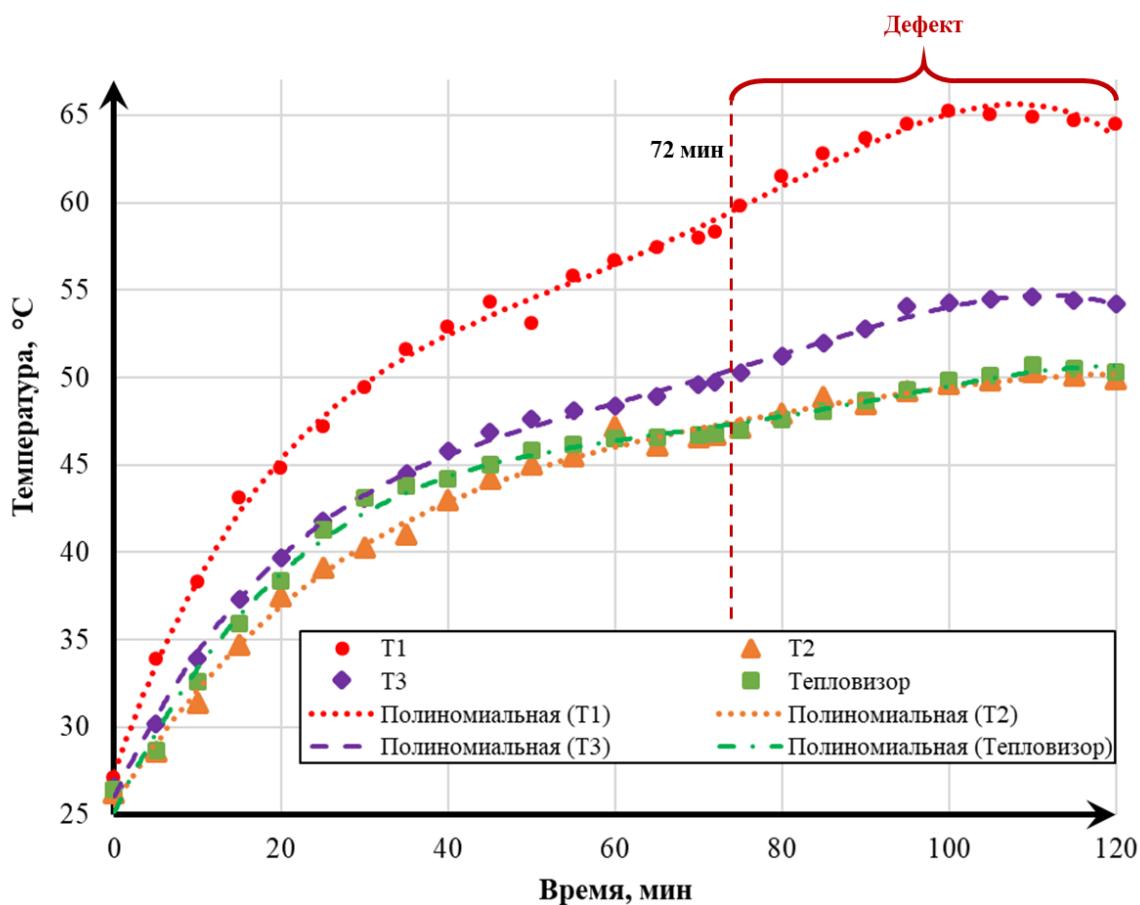


Рисунок 5.23 – Температурные режимы подшипникового узла скольжения при возникновении дефекта

Тепловизорный мониторинг корпуса выявил увеличение установившейся температуры с 47,5°C до 50,3 °C при сокращении постоянной времени нагрева с 22 до 19,2 минут. Критическим аспектом стало формирование локального перегрева в зоне дефекта до 71,3 °C, что составляет 83,7 % от температуры термического разложения масла и 49,9% от критического порога для бронзы БрОФ10-1. Тепловое запаздывание корпуса (18,5 минут) относительно зоны трения подтверждает ограниченную эффективность теплопереноса при локальных дефектах, что требует оптимизации систем теплосъема в критических узлах.

Очередным дефектом в ходе очередного 120-минутного отрезка подшипникового узла скольжения, стал износ манжеты (рисунок 5.24) с потерей 70 % объема смазочного материала И-20А на 37-й минуте эксперимента. В результате чего была выявлена нелинейная динамика температурных процессов.

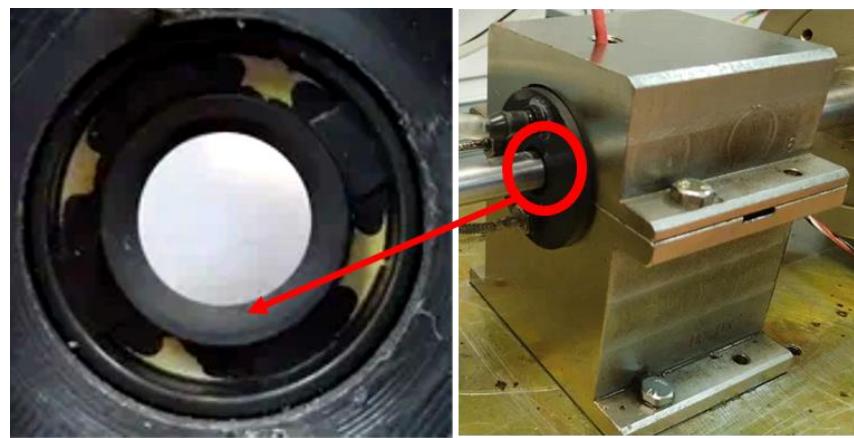


Рисунок 5.24 – Дефект в подшипниковом узле скольжения

Незамедлительный подъем температуры был зафиксирован на рабочей поверхности подшипника скольжения (T1), где температура возросла с 52,2 °С до 60,8 °С за пять минут (градиент 1,72°С/мин), достигнув максимума 79,8 °С к 90-й минуте (рисунок 5.25). Такая динамика обусловлена переходом в режим смешанного трения с локальным увеличением коэффициента трения.

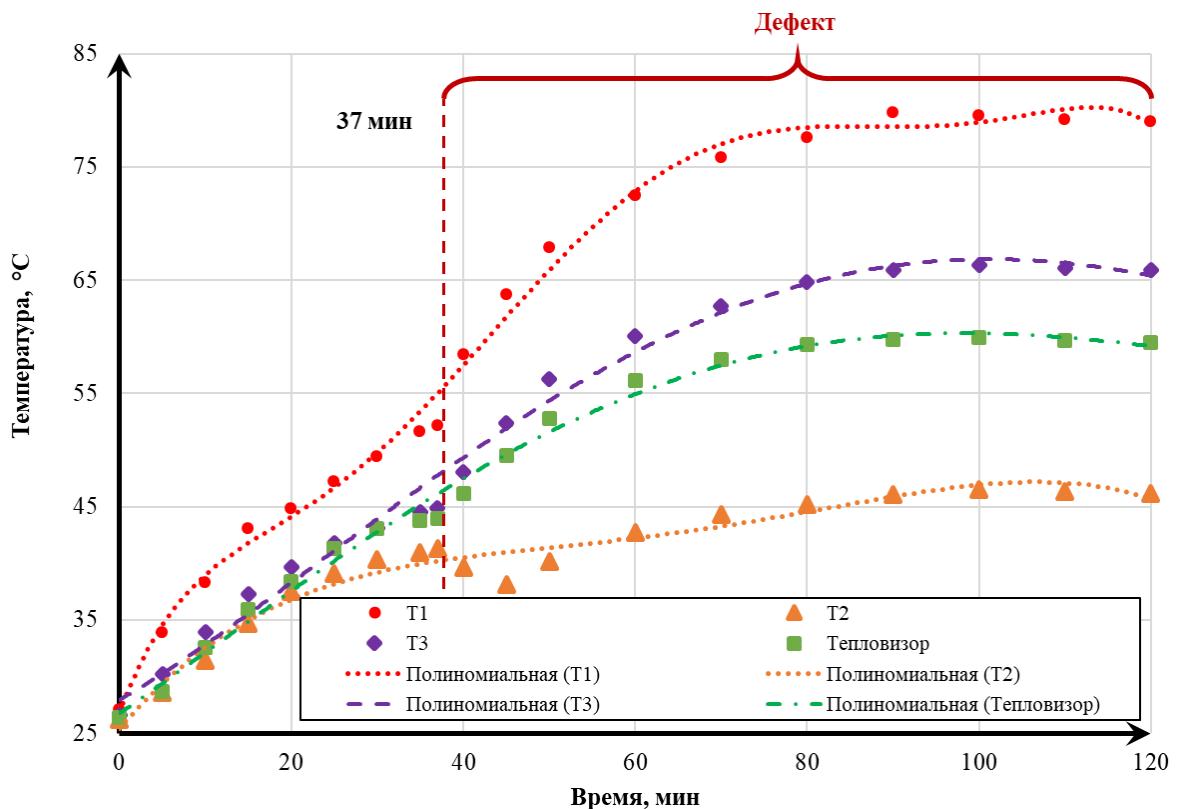


Рисунок 5.25 – Температурные режимы подшипникового узла скольжения при возникновении дефекта

Температура смазочного материала (T2) продемонстрировала аномальную двухфазную динамику: первоначальное снижение до 38,1 °С к 42-й минуте из-за нарушения теплового контакта с последующим ростом до 46,5 °С к 100-й минуте вследствие общего перегрева системы, с формированием вертикального градиента 7,2 °С в масляном кармане. Торцевая поверхность (T3) показала инерционное повышение до 66,3° С с изменением осевого градиента с 0,8 до 2,3°C/мм, отражая перераспределение тепловых потоков. Тепловизорные измерения корпуса выявили рост установившейся температуры до 59,9 °С при сокращении постоянной времени нагрева с 22 до 17,4 минут. Критическим наблюдением стало формирование трех устойчивых температурных зон: высокотемпературная зона трения (75 – 80 °С), промежуточная область теплопроводности (60 – 70 °С) и низкотемпературный объем смазки (45 – 50 °С). Пиковые значения ограничились уровнем 79,8°C (55,8 % от критической температуры бронзы). Стабилизация системы после 90-й минуте при новых квазиравновесных параметрах (T1 = 79,0 °С, T2=46,2 °С, T3=65,9 °С) подтверждает технологический минимум смазочного материала на уровне 25 – 30 % от номинального объема как критический порог для предотвращения необратимых повреждений.

Проводимые параллельно экспериментальные исследования доказали принципиальную осуществимость и эффективность удаленного мониторинга подшипников скольжения с применением беспроводных IoT-систем. Развернутая платформа на базе микроконтроллеров ESP32 с частотой дискретизации 10 Гц, интегрирующая термопары (T1, T2, T3), датчики износа и MEMS-акселерометры, обеспечила достоверную идентификацию дефектов в режиме реального времени. Ключевым достижением стала успешное определение износа антифрикционного покрытия площадью 4,7 % по комплексу признаков: скачок температуры T1 на Δ3,2°C ($p < 0,01$), рост СКЗ выброскорости с 1,6 мм/с до 2,4 мм/с в полосе частот 10 – 1000 Гц., и характерный трибоэлектрический отклик амплитудой >120 мВ с временем обнаружения 3,2 мин. Аналогично, утечка 70 % смазочного материала идентифицирована за 1,8 мин по аномальному градиенту $dT2/dt$ (-1,4°C/мин), увеличению низкочастотной вибрации на 12 дБ и изменению термограммы корпуса

с градиентом 12,3°C/мм. Устойчивость системы подтверждена в условиях 30 % потерь пакетов Wi-Fi благодаря алгоритмам сплайн-интерполяции (восстановление 92% данных), адаптивной медианной фильтрации (снижение RMSE до 0,38°C) и дублированию через независимый RTSP-канал с NTP-синхронизацией ±0,5 мс. Экспериментально подтверждено, что система обеспечивает раннее обнаружение дефектов за 15 – 40 мин до критического состояния, сокращает затраты на ТО. Таким образом, удаленный мониторинг на базе IoT-платформ представляет технологически и экономически обоснованное решение.

5.4 Выводы по главе

1. Исследование подтвердило, что алгоритмы функционирования контрольно-измерительной системы подшипников скольжения балансирных подвесок КамАЗ, основанные на превентивной диагностике, являются эффективным инструментом для существенного повышения их ресурса. Разработанная иерархия алгоритмов, эволюционирующая от простых дискретных методов (датчик обрыва цепи, датчик с несколькими дискретными положениями — Пат. 2750542 РФ) к непрерывному мониторингу параметров электрической цепи (Пат. 2783716 РФ) и интеллектуальному анализу данных комплексом датчиков с использованием нейронные сети (Пат. № 2822207 РФ), обеспечивает многоуровневый контроль износа в реальном времени, точное прогнозирование остаточного ресурса и своевременное предупреждение о критических состояниях. Внедрение этих алгоритмов, подтвержденное патентными решениями, обеспечивает переход от обслуживания по регламенту или отказу к обслуживанию по фактическому состоянию, что минимизирует риск аварийных отказов, оптимизирует затраты на техническое обслуживание и достоверно повышает надежность и ресурс балансирных подвесок грузовых автомобилей за счет предотвращения критического износа подшипников скольжения. Ключевым научным результатом является реализация предиктивной модели управления

ресурсом на основе адаптивной алгоритмической обработки данных интегрированных датчиков.

2. Разработанная технология изготовления подшипников скольжения балансирных подвесок грузовых автомобилей КамАЗ с интегрированной контрольно-измерительной системой (КИС) подтверждает возможность существенного повышения их ресурса за счет превентивной диагностики критического износа (увеличения межремонтного интервала и переходу от планового ремонта к ремонту по фактическому состоянию узла). Ключевым научным результатом является запатентованный способ (Пат. 2783323 РФ), предусматривающий интеграцию датчиков в антифрикционную поверхность подшипника скольжения. Технологический процесс включает: формирование микрорельефа (пескоструйная обработка кварцевым песком с фракцией 0,1 – 0,25 мм) и канавок заданной глубины на рабочей поверхности; установку индикаторов износа на основе провода TIW-B (0,3 мм²) с тройной изоляцией (медь/полиамид-ПЭТ/модифицированный ПВХ), обеспечивающего низкий коэффициент трения ($\approx 0,15$) и износостойкость; монтаж термопар К-типа в углублениях; многослойное нанесение твердосмазочного покрытия (MODENGY 1003, 3 – 5 слоев по 4 – 5 мкм) с оптимизированной полимеризацией (120 мин при +20 °C) и финишной притирки, уменьшающей толщину покрытия до 18 – 20 мкм. Интеграция датчиков реализована через технологические проходы для подключения к электронным схемам обработки сигнала — как на дискретных компонентах (NPN-транзистор, светодиодная индикация), так и на микроконтроллере ATtiny12 с импульсным стабилизатором питания L5150BN, адаптированным к бортовой сети. Экспериментально доказано, что данная конструкция обеспечивает многоуровневый мониторинг: провод TIW-B функционирует как дискретный датчик обрыва цепи при критическом износе, а термопары фиксируют температурные аномалии. Практическая значимость подтверждена созданием лабораторной установки для образовательных целей, демонстрирующей полный цикл «механический износ → электрический сигнал → микроконтроллерная обработка → визуализация состояния». Внедрение

технологии позволяет перейти от регламентного обслуживания к предиктивному управлению ресурсом, минимизирует риск аварийных отказов за счет раннего обнаружения износа поверхностного слоя и оптимизирует производственные затраты при серийном изготовлении интеллектуальных подшипников для ответственных узлов транспортной техники.

3. Экспериментальная верификация работоспособности подшипников скольжения с интегрированной системой контроля износа подтвердила эффективность превентивной диагностики для повышения ресурса грузовых автомобилей. Разработанная установка, оснащенная независимыми гидравлическими контурами смазки (индустриальное масло И-20А), демпфирующими элементами и приводом с регулируемой частотой вращения, обеспечила моделирование эксплуатационных нагрузок при симметричной инерции ротора. Ключевым результатом стала комплексная проверка трех синхронизированных систем мониторинга: локальной на базе Raspberry Pi 3 B+ с адаптивным подключением термопар K-типа (через MAX31855K), датчиков износа TIW-B (обрыв цепи через GPIO) и индуктивного датчика частоты вращения, обрабатывающей данные специализированным ПО (Свид. № 2022618435 и № 2022662940); беспроводной распределенной системы (Пат. 2817311 РФ) на ESP32 и Node-RED с передачей по MQTT, интегрирующей MEMS-акселерометры (ADXL345), термопары и датчики TIW-B для агрегации данных, облачного хранения (InfluxDB) и нейросетевого анализа остаточного ресурса (Свид. № 2023664598, № 2023665005); термографической системы на тепловизоре UNI-T UTi260B (погрешность $\pm 2^{\circ}\text{C}$, $\varepsilon=0,95$) с ПО для записи термограмм. Эксперимент доказал корреляцию сигналов встроенных датчиков (разрушение проводника TIW-B при критическом износе, температурные аномалии) с независимыми измерениями вибрации и термографии, подтвердив износ рабочей поверхности. Установлена эффективность алгоритмов: дискретное срабатывание при достижении предельного износа, прогнозирование износа по температурным трендам и термограммам.

4. Экспериментальные исследования однозначно доказали высокую диагностическую чувствительность температурных трендов для выявления развивающихся дефектов в подшипниковых узлах скольжения. При износе 4 – 5 % площади антифрикционного покрытия зафиксирован характерный рост градиента температуры рабочей поверхности до 0,23 °С/мин (в 4,6 раза выше фонового значения 0,05 °С/мин), с формированием локального перегрева 71,3°С в течение 3,2 мин после возникновения дефекта. В случае утечки 40 % объема смазочного материала обнаружен экспоненциальный скачок температуры до 62,4°С за 3 мин (градиент 2,17°С/мин), сопровождаемый снижением температуры смазки на 4,1 °С вследствие нарушения теплопередачи. Критические диагностические пороги верифицированы с точностью 92,7 %: для раннего предупреждения (уровень 1) значимым признан градиент $dT_1/dt > 0,15^{\circ}\text{C}/\text{мин}$ продолжительностью ≥ 3 мин; переход в критическое состояние (уровень 2) идентифицируется при превышении абсолютного значения $T_1 > 65^{\circ}\text{C}$ (90 % от температуры разложения масла И-20А); аварийный режим (уровень 3) детектируется по сочетанию $\Delta T_1 - T_2 > 25^{\circ}\text{C}$ и рост СКЗ виброскорости с 1,6 мм/с до 2,4 мм/с в полосе частот 10 – 1000 Гц.

5. Температурный мониторинг продемонстрировал преимущества перед вибродиагностикой, выявляя дефекты смазки в 2,5 раза быстрее (1,8 мин против 4,5 мин) при минимальном уровне ложных срабатываний $< 3 \%$. Таким образом, температурные тренды формируют научно обоснованную основу для предиктивных систем, обеспечивая раннее обнаружение дефектов с временным запаздыванием ≤ 5 мин, формализацию количественных критериев безопасности и прогнозирование ресурса с погрешностью $\leq 5 \%$, что подтверждает их стратегическую значимость для повышения надежности ответственных узлов трения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе выполненного исследования изложены научно обоснованные технические и технологические решения, внедрение которых вносит значительный вклад в развитие страны. Основные научно-практические результаты состоят в следующем.

1. Установлено, что износ подшипников скольжения балансирной подвески грузовых автомобилей при пробеге 75 – 85 тыс. км зависит от условий эксплуатации автомобиля: минимальный (0,8 – 1,5 мм) – у междугородних перевозок, максимальный (4,0 – 6,5 мм) – у автомобилей, работающих в сельской местности и в карьерах. Статистический анализ (критерий Колмогорова-Смирнова, $p\text{-value} < 0,05$) подтвердил ненормальность распределения износа, а метод Bootstrapping выявил максимальный износ (6,37 мм) в плоскости, перпендикулярной движению, что связано с неравномерной нагрузкой. Для повышения эксплуатационной надёжности рекомендован регулярный контроль величины зазора ($\leq 1,0$ мм) калиброванными щупами в ходе ТО (приоритетная замена узлов для группы 3) и разработка предиктивных моделей, учитывающих статистические закономерности изнашивания.

2. Разработан комплекс математических и программных моделей, объединяющий гидродинамические расчёты подшипников скольжения, оценку изнашивания по модели Арчарда и методы предиктивного анализа. Установлено, что несущая способность подшипникового узла (радиальный зазор: 85 – 222 мкм, эксцентриситет: 0,5 – 0,995) формируется гидродинамическим сдвигом и сжатием смазочного слоя. Формирование грузоподъемности только за счет гидродинамического сдвига поверхностей даже при экстремальных условиях (относительный эксцентриситет $\varepsilon > 0,995$, минимальный радиальный зазор $h_0 = 85$ мкм), формируемое в смазочном слое максимальное давление (16,1 МПа) при коэффициенте режима смазки ($\delta = 0,03$) недостаточны для обеспечения устойчивого жидкостного трения при требуемой грузоподъемности (18 кН без груза, 48 кН с грузом), что указывает на доминирование граничного трения и риск

износа. Ключевым фактором, обеспечивающим работоспособность узла в реальных условиях, является динамическое сжатие смазочного слоя при радиальных колебаниях подвески, вызванных неровностями дороги (скорости до 0,065 м/с). Комбинированное воздействие гидродинамического сдвига и радиального сжатия при умеренном эксцентрикиситете ($\varepsilon = 0,8$) и номинальном зазоре ($h_0 = 222$ мкм) обеспечивает коэффициент режима смазки $\delta = 3,1$, что соответствует устойчивому гидродинамическому режиму трения с полным разделением поверхностей.

3. Сформирована и реализована модифицированная методика оценки ресурса, основанная на уравнении Арчарда с введенным в нее коэффициентом дорожного полотна (K_{dop}) и экспериментально уточненным безразмерным коэффициентом износа $K = 4,3 \cdot 10^{-5}$ (граничное трение) для материалов (БрОФ10 – 1 → Сталь 45ХН). Установлена нелинейная зависимость скорости изнашивания от скорости движения автомобиля, нагрузки и K_{dop} : при 20 – 80 км/ч скорость изнашивания достигает 0,0013 – 0,0029 мм/ч, увеличиваясь в 1,3 – 1,7 раза под нагрузкой. Ресурс подшипника варьируется от 94292 км (шоссе без груза) до 22124 км (сложные покрытия), обратно коррелируя с K_{dop} и нагрузкой.

4. Разработанная предиктивная модель на основе искусственной нейронной сети с архитектурой 3-32-16-8-1 продемонстрировала высокую эффективность в прогнозировании ресурса автомобиля, учитывая скорость, массу груза и коэффициент эксплуатации. Применение стандартизации данных, функции активации LeakyReLU ($\alpha = 0,01$) и функции потерь SmoothL1Loss ($\beta = 1,0$) обеспечило устойчивость модели к разнородным данным и минимизировало влияние экстремальных значений. Обучение с адаптивной скоростью (StepLR, шаг 300 эпох, $\gamma = 0,5$) позволило достичь стабилизации валидационной ошибки после 800 эпох. Тестовые метрики подтвердили высокую точность модели: коэффициент детерминации $R^2 = 0,919$, средняя абсолютная ошибка 1455,7 км и MAPE = 2,9 %, что соответствует требованиям технических систем прогнозного обслуживания (порог MAPE < 10 %).

5. Разработан и реализован комплекс методов, направленных на повышение адгезии антифрикционного покрытия, формирование структуры покрытия, оптимизацию состава модификаторов и технологических режимов. Установлено, что выбор технологических параметров, таких как положительный угол ориентации газопламенной горелки ($\beta > 0$), увеличивает адгезию до 67,1 МПа (+4 % к базовым 64,5 МПа), тогда как отрицательный угол ($\beta < 0$) снижает её до 63 МПа. Доказана эффективность использования термореагирующих порошков (ПГ-Ю5-Н; ПГ-Ю10-Н) в качестве подслоя в составе антифрикционного покрытия, при этом ПГ-Ю5-Н обеспечивает рост прочности сцепления на 12,5 % (до 72,6 МПа) за счет выбора гранулометрии, в отличие от менее эффективного ПГ-Ю10-Н (70,2 МПа, +7,4 %). Установлено, что послойное деформирование материала ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 интенсифицирует упрочнение структуры: микротвердость поверхности возрастает на 20 % (с 95 HV до 114 HV), приконтактной зоны – на 8 % (115 HV→124 HV), глубинных слоев – на 8,3 % (120 HV→130 HV). Это сопровождается увеличением прочности адгезионного соединения до 69 МПа (+7 % к исходному уровню). Реализованные решения позволяют достичь комплексного улучшения прочности сцепления на 20 % (до 72,6 МПа) при шаге резьбы $P = 3$ мм, шаге ролика $t = 1,6$ мм, заглублении $h = 0,6$ мм, угле наклона термораспылителя $\beta = +7^\circ$ и использовании подслоя ПГ-Ю5-Н; при этом микротвердость повышается до 130 HV в глубинных слоях. Эксплуатационные испытания биметаллических подшипников скольжения в балансирных подвесках грузовых автомобилей продемонстрировали повышение ресурса на 60 – 80 % при пробеге 30821 – 31534 км, при этом экономическая эффективность применения четырех подшипников на одну машину составила 8650 руб.

6. Реализованный комплекс исследований позволил подобрать технологические параметры нанесения твердосмазочных антифрикционных покрытий, установив, что максимальная эффективность переноса материала для Molykote 3402 C LF достигается при дистанции нанесения покрытия $L = 180 – 200$ мм, давлении $P = 3$ атм (24 – 28 м/с) и угле $\alpha = 90^\circ$, при этом

отклонение от данных условий снижает прочность сцепления на 0,5 – 4 % при изменении дистанции L и на 1,5 – 2,5 % при изменении угла α . Исследование влияния подготовки поверхности выявило, что шлифованные образцы бронзы БрОФ10-1 (Ra 0,8 – 1,2 мкм) формируют покрытия с меньшей начальной шероховатостью (Ra 1,2 – 2,0 мкм), тогда как пескоструйная обработка (Ra 1,4 – 2,1 мкм) приводит к образованию более грубого рельефа (Ra 4,2 – 5,4 мкм) с частицами MoS_2 500 – 750 нм. Сравнительный анализ покрытий MODENGY и Molykote подтвердил превосходство первого: адгезионная прочность MODENGY 1003 составила 8,3 МПа (+47 – 73 % к аналогам), а MODENGY 1005 при термоотверждении достиг 11,6 МПа (+9,5 – 52,6 %), при этом трибологические испытания выявили увеличение времени выбега ротора до 11,5 с (+25% к Molykote, +57 % к бронзе) и снижение шероховатости на 85 – 90 %. Металлографический и ИК-спектроскопический анализ продемонстрировали формирование адаптивного трибослоя с заполнением микропор (частицы \leq 1 мкм) и сохранением крупных агломератов (30 – 40 мкм), а рост интенсивности полосы 750 – 780 cm^{-1} подтвердил накопление MoS_2 в зоне контакта. Установлено, что в процессе происходит снижение толщины покрытия на 20 – 30 %, являющееся результатом уплотнения его структуры. Для нивелирования данного уменьшения толщины предложена методика нанесения покрытия с исходным превышением толщины на 20 – 30 % над номинальным значением. Эксплуатационные испытания подшипников скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием в балансирных подвесках грузовых автомобилей продемонстрировали повышение ресурса на 55 – 62 % при пробеге 29975 – 30844 км. Экономический эффект от использования четырех подшипников скольжения на одну машину составил 2514 руб.

7. В ходе исследования получено комплексное решение для диагностики балансирной подвески грузового автомобиля КамАЗ, включающее четыре алгоритма контроля износа: дискретный, многопозиционный, анализ параметров электрической цепи и нейросетевая прогнозная модель. Реализованы экспериментальные образцы подшипниковых узлов с интегрированной

контрольно-измерительной системой (Пат. 2750542 РФ, Пат. 2783716 РФ, Пат. 2783323 РФ, Пат. 2817311 РФ, Пат. 2822207 РФ), обеспеченные функциональными схемами подключения к бортовой сети и облачными решениями для обработки данных (программы для ЭВМ 2022618435 РФ; 2024612988 РФ и др.). Экспериментально подтверждена эффективность работы предложенных технических решений, обеспечивающих минимизацию погрешностей, непрерывный мониторинг износа и температуры, а также адаптацию системы к вариативным режимам, позволяющую повысить надежность подшипниковых узлов скольжения.

СПИСОК ПРИНЯТЫХ СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- АТП – автотранспортное предприятие
ГТН – газотермического напыления
ДТП – дорожно-транспортное происшествие
КИС – контрольно-измерительной системы
ППД – послойного пластического деформирования
ТО – техническое обслуживание
ТОиР – техническое обслуживание и ремонт
ТР – текущий ремонт
СУБД – системе управления базами данных.
СВМ – обслуживания по состоянию
DLC – алмазоподобные углеродные покрытия

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. с. 1307115 СССР, МПК F16C 17/24. Устройство контроля износа подшипников / Ю.З. Лубенко, В.С. Зверев, В.С. Приходько. – № 4002682/26-27; заявл. 27.12.1985; опубл. 30.04.1987, Бюл. 16.
2. А. с. 1343138 СССР, МПК F16C 17/24. Подшипник скольжения / Л.В. Глинин. – № 4072112/25-27; заявл. 18.04.1986; опубл. 07.10.1987, Бюл. 37.
3. А. с. 1346863 СССР, МКП F16C 17/24. Подшипник скольжения / В.П. Зайцев. – № 3286401/25-27; заявл. 07.05.1981; опубл. 23.10.1987, Бюл. 39.
4. А. с. 1355906 СССР, МПК G01N 3/56. Устройство для непрерывного контроля износа пар трения / В.А. Баздеркин, Е.А. Миронов, В.Н. Мамаев, В.И. Горбунов. – № 3991351/25-28; заявл. 19.12.1985; опубл. 30.11.1987, Бюл. 44.
5. А. с. 1444570 СССР, МКП F16C 17/24. Подшипник скольжения / Л.В. Глинин. – № 4204002/25-27; заявл. 27.02.1987; опубл. 15.12.1988, Бюл. 46.
6. А. с. 1601425 СССР, МПК F16C 17/24; F04D 29/04; F04D 29/047; F16C 33/04. Подшипник скольжения / В.В. Наумов, О.И. Лысенко, В.Т. Дейнера, А.А. Андронов, В.А. Щигорев. – № 4490637/40-29; заявл. 05.10.1988; опубл. 23.10.1990, Бюл. 39.
7. А. с. 1617222 СССР, МКП F16C 17/24. Подшипник скольжения / В. Глинин. – № 4470558/25-27; заявл. 05.08.1988; опубл. 30.12.1990, Бюл. 48.
8. А. с. 1732021 СССР, МПК F16C 17/24. Устройство для непрерывного контроля износа пар трения / В.Л. Потеха, Н.Т. Вавриш. – № 4776977/27; заявл. 02.01.1990; опубл. 07.05.1992, Бюл. 17.
9. Автозавод «УРАЛ» [Электронный ресурс]. – Официальный сайт производителя грузовых автомобилей. – Режим доступа: <http://www.uralaz.ru> (дата обращения: 20.10.2024).
10. Автомобили КАМАЗ 5320; 53212; 5410; 54112; 55111; 55102; 53211; 53213; 4310; 43114; 43118: практ. руководство / ред. В. Верхогляд. – 2-е изд., испр. – Батайск, Ростовская обл.: Сверчок Ъ, 2009. – 256 с. – (Серия. Ремонт в дороге. Ремонт в гараже). – ISBN 978-5-98842-116-0.

11. Автомобили МАЗ 642290, 642205, 642208, 543230, 543270, 543290, 543202, 543203, 543240, 543205, 543208, 543300, 543310, 543302, 543303, 630300, 630305, 630308, 533660, 533630, 533602, 533603, 533605, 533608, 533710, 533700, 533702, 533703, 551600, 551603, 551605, 555100, 555102, 555140. Полноприводные автомобили 631705, 631708, 531605, 642505, 642508, 642550, 641705, 641708, 551650, 651705, 543400, 543403, 543405: цв. рис. и электросхемы. – М.: РусьАвтокнига, 2004. – 202 с. – (Устройство, ремонт, техническое обслуживание).
12. Автомобиль. Основы конструкции: учеб. для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / Н. Н. Вишняков [и др.]. – 2-е изд., перераб, и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 206 с.
13. Адгезионная прочность твердых антифрикционных покрытий узлов трения автомобильной техники / А.Ю. Родичев, А.Н. Новиков, М.А. Токмакова, И.В. Родичева // Мир транспорта и технологических машин. – 2022. – № 3-1 (78). – С. 3 – 13.
14. Алмазоподобные углеродные покрытия (DLC) [Электронный ресурс]. – URL: <https://wellfargroup.ru/ru/almazopodobnye-uglerodnye-pokrytiya-dlc/> (дата обращения: 15.09.2024).
15. Алмазоподобный углерод со сверхнизким коэффициентом трения [Электронный ресурс]. – Nissan Motor Corporation. – URL: <https://www.nissan-global.com/EN/INNOVATION/TECHNOLOGY/ARCHIVE/DLC/> (дата обращения: 15.09.2024).
16. Анульев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. – 8-е изд., перераб, и доп. – М.: Машиностроение, 2001. – Т. 1. – 920 с
17. Астахов, В. Н. Оценка режимов трения и смазки в подшипниках осевого подвешивания локомотивов / В. Н. Астахов, Е. Н. Лысиков, П. Е. Коновалов // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. – 2011. – С. 55–62.
18. Балансирная подвеска: нужен совет [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.drive2.ru/c/576822492702704177/> (дата обращения: 20.10.2024).

19. Белоцерковский, М. А. Технологии активированного газопламенного напыления антифрикционных покрытий: монография / М. А. Белоцерковский. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – 200 с.
20. Бесконтактный метод теплового контроля подшипниковых узлов скольжения / А.Ю. Родичев, И.В. Родичева, М.А. Серебренникова, К.В. Васильев // Мир транспорта и технологических машин. – 2023. – № 1-1 (80). – С. 3 – 11.
21. Бондарь, А.А. Анализ отказов автомобилей «КАМАЗ» и «нефАЗ» в гарантийный период эксплуатации / А. А. Бондарь, В. Г. Алексеенко // Ученые заметки ТОГУ. – 2020. – Т. 11, № 2. – С. 384–391.
22. Боровков, А.И. «Умные» цифровые двойники – основа новой парадигмы цифрового проектирования и моделирования глобально конкурентоспособной продукции нового поколения / Боровков А.И., Рябов Ю.А., Марусева В.М. // Трамплин к успеху. Цифровая экономика знаний. – 2018. – № 13. – С. 13–17.
23. Брейтуэйт Е.Р. Твердые смазочные материалы и антифрикционные покрытия / Е.Р. Брейтуэйт // – М.: Химия, 1967. – 320 с.
24. Буяло, А.С. Методы и некоторые результаты исследования частиц износа дисульфида молибдена / А.С. Буяло // Смазочное действие молибденита при воздействии радиации и других факторов: сб. статей. – М.: Атомиздат, 1976. – С. 66–77.
25. Виноградов, В. М. Тюнинг автомобилей / В. М. Виноградов, О. В. Храмцова. – Москва: КноРус, 2019. – 194 с.
26. Влияние технологических факторов на качество формирования антифрикционного покрытия на деталях машин / А.Н. Новиков, А.Ю. Родичев, А.В. Горин, М.А. Токмакова // Мир транспорта и технологических машин. – 2021. – № 2 (73). – С. 32 – 39.
27. Влияние кинематических и геометрических параметров расположения газопламенной горелки на прочность сцепления антифрикционного покрытия / А.Ю. Родичев, Н.В. Токмаков, С.В. Колпакова, М.А. Токмакова // Мир транспорта и технологических машин. – 2019. – № 2(65). – С. 39 – 41.

28. ГОСТ 15140-78. Материалы лакокрасочные. Методы определения адгезии. – Введ. 1978-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 12 с.
29. ГОСТ 23.224-86. Обеспечение износстойкости изделий. – Введ. 1987-01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 15 с.
30. ГОСТ 27674-88. Трение, изнашивание и смазка: термины и определения. – Введ. 1989-01-01. – М.: Комитет стандартизации и метрологии СССР, 1989. – 21 с.
31. ГОСТ 27890-88. Покрытия лакокрасочные защитные дезактивируемые. Метод определения адгезионной прочности нормальным отрывом. – Введ. 1990 - 01-01. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 7 с.
32. ГОСТ 28076-89. Газотермическое напыление. Термины и определения.
33. ГОСТ 31149-2014. Материалы лакокрасочные. Определение адгезии методом решетчатого надреза. – Введ. 2015-07-01. – М.: Стандартинформ, 2014. – 8 с.
34. ГОСТ 32299-2013. Материалы лакокрасочные. Определение адгезии методом отрыва. – Введ. 2015-01-01. – М.: Стандартинформ, 2013. – 14 с.
35. ГОСТ 32702.2-2014. Материалы лакокрасочные. Определение адгезии методом X-образного надреза. – Введ. 2015-07-01. – М.: Стандартинформ, 2014. – 10 с.
36. ГОСТ 33063-2014. Дороги автомобильные общего пользования. Классификация типов местности и грунтов. – Введ. 2015-07-01. – М.: Стандартинформ, 2014. – 12 с.
37. ГОСТ 9.304-87. Покрытия газотермические. Общие требования и методы контроля.
38. Григоров, В. И. Повышение безотказности транспортных средств при использовании в сельском хозяйстве за счет диагностирования подвески (на примере автомобиля КАМАЗ): специальность 05.20.03 «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Григоров Виктор Иванович. – 2010. – 181 с.

39. Григорьев, А.Н. Анализ применимости различных моделей износа к условиям работы трибологических сопряжений ДВС / А. Н. Григорьев, Д. А. Черепанов, А. Ю. ШабановXXVIII неделя науки СПбГТУ: 6-11 декабря 1999 года / Российская академия наук, Санкт-Петербургский научный центр [и др.]; [под общ. ред. В. В. Глухова] Санкт-Петербург2000Материалы межвузовской научной конференции (инженерно-строительный, электромеханический и энергомашиностроительный факультет, филиал СПбГТУ в г. Сосновый Бор) С. 96 – 98
40. Денисов, А.С. Вариант систематизации видов функционального тюнинга грузовых автомобилей / А.С. Денисов, А.А. Симакин // Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта: сб. науч. тр. по материалам 75-й науч.-метод. и науч.-исслед. конф. МАДИ, Москва, 01–06 февр. 2017 г. – Москва: Техполиграфцентр, 2017. – С. 58–63.
41. Денисов, А. С. Методика оценки эффективности средств тюнинга смазочной системы автотракторных дизелей / А. С. Денисов, А. О. Носов, Н. А. Ченцов, А. Ю. Кондауров // Научная жизнь. – 2021. – Т. 16, № 3(115). – С. 359–365. – DOI 10.35679/1991-9476-2021-16-3-359-365.
42. Денисов, А.С. Потенциал функционального тюнинга грузовых автомобилей / А.С. Денисов, А.Р. Асоян, А.А. Коркин [и др.] // Грузовик. – 2012. – № 7. – С. 5–7.
43. Денисов, А. С. Функциональный тюнинг автомобилей: монография / А. С. Денисов, А.Н. Виноградов, Л.К. Кушалиев, А.М. Биниязов; Западно-Казахстанский аграрно-технический ун-т им. Жангир хана. – Уральск: Западно-Казахстанский аграрно-технический ун-т им. Жангир хана, 2017. – 120 с.
44. ДЗВ: Федерал-Могул Димитровград [Электронный ресурс]. – URL: <https://volgadetal.ru/proizvoditel-dvz/> (дата обращения: 15.09.2024).
45. Диагностика состояния подшипников скольжения жидкостного трения в режиме реального времени и способ её осуществления / А.Ю. Родичев,

И.В. Родичева, М.А. Токмакова, К.В. Васильев // Мир транспорта и технологических машин. – 2022. – № 4-2 (79). – С. 39 – 48.

46. Дорожкин, Н.Н. Методические рекомендации по определению адгезионной прочности покрытий / Н.Н. Дорожкин. – Минск: Ураджай, 1985. – 54 с.

47. Дроздов, Ю.Н. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Ю.Н. Дроздов, Е.Г. Юдин, А.И. Белов; под ред. Ю. Н. Дроздова. – М.: Эко-Пресс, 2010. – 604 с.

48. Завод УралСпецТранс [Электронный ресурс]. – Производство полуприцепов, цистерн, автофургонов и другой спецтехники под брендом SEVEREST. Официальный сайт. – Режим доступа: <http://www.uralst.ru> (дата обращения: 20.10.2024).

49. Замена втулок балансира и лечение опор под рессоры: КАМАЗ 53212 V8 210 л.с. [Электронный ресурс] // Drive.ru: автомобильное сообщество. – 2016. – Режим доступа: <https://www.drive2.ru/l/452883892752352549/?ysclid=m78phfh9pp582488748> (дата обращения: 20.10.2024).

50. ЗАО «Чжэцзянская компания по производству безмасляных подшипников «Шуанфей» [Электронный ресурс]. – 2024. – URL: <http://www.zobcn.com> (дата обращения: 10.11.2024).

51. Захаров, Н.С. Влияние наработки и возраста на поток отказов автомобилей / Н.С. Захаров, С.А. Теньковская // Интеллект. Инновации. Инвестиции. – 2023. – № 2. – С. 121–129. DOI: 10.25198/2077-7175-2023-2-121.

52. Захаров, Н.С. Факторы, влияющие на надежность автомобилей-самосвалов при работе в условиях Западной Сибири / Н. С. Захаров, А. АкжолУулу, С. А. Теньковская // Транспортное дело России. – 2018. – № 4. – С. 130–132.

53. Зудов, Г. Ю. Работоспособность автомобиля КамАЗ в условиях криолитозоны / Г. Ю. Зудов, И. И. Буслаева, М. П. Лебедев, А. И. Левин // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2018. – Т. 22, № 10(141). – С. 166–177.

54. Иванов, В. В. Анализ современных методов тюнинга автомобилей / В. В. Иванов, С. А. Пилипенко // Актуальные проблемы автотранспортного комплекса: Межвузовский сборник научных статей (с международным участием) / Отв. ред. О. М. Батищева. – Самара: Самарский государственный технический университет, 2016. – С. 20–26.
55. Износостойкие составы и защитные покрытия [Электронный ресурс]. – URL: https://www.loctite-henkel.ru/catalog/remontnye_sostavy_i_zashchitnye_pokrytiya/iznosostoykie_sostavy_i_zashchitnye_pokrytiya/30347/ (дата обращения: 10.11.2024).
56. Ильющенко, А.Ф. Процессы формирования газотермических покрытий и их моделирование: монография / А.Ф. Ильющенко, А.И. Шевцов, В.А. Оковитый. – Минск: Белорусская наука, 2011. – 357 с.
57. Интеллектуальная система диагностики состояния систем и агрегатов автомобиля / А.Ю. Родичев, К.К. Настепанин, И.В. Родичева, К.В. Васильев // Мир транспорта и технологических машин. – 2022. – № 4-1 (79). – С. 3 – 12.
58. Исследование процесса приработки антифрикционных твердосмазочных покрытий в процессе эксплуатации подшипников скольжения / А.Ю. Родичев, И.В. Родичева, К.В. Васильев, И.В. Колпаков // Мир транспорта и технологических машин. – 2024. – № 1-1 (84). – С. 48 – 55.
59. История создания и перспективы применения твердосмазочных покрытий для лепестковых газодинамических опор высокоскоростных электротурбомашин / Г. Е. Андрейчикова, Н. Е. Захарова, М. Ю. Румянцев [и др.] // Вестник МЭИ. – 2016. – № 4. – С. 51–55.
60. КамАЗ «Самосвал». – Москва: Наука, 2016. – 145 с.
61. Контроль и восстановление подшипников скольжения при сервисном обслуживании автомобильной и дорожно-строительной техники / Н.В. Токмаков, А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков [и др.] // Мир транспорта и технологических машин. – 2018. – № 3 (62). – С. 19 – 27.
62. Контроль качества пленочных антифрикционных покрытий при сервисе и ремонте машин / А.Ю. Родичев, А.В. Паничкин, М.А. Токмакова,

С.В. Колпакова // Мир транспорта и технологических машин. – 2019. – № 4 (67). – С. 11–16.

63. Коробов, Ю.С. Анализ свойств газотермических покрытий: в 2-х т. Т. 1 / Ю. С. Коробов, В. И. Панов, Н. М. Разиков; Министерство образования и науки Российской Федерации. – Екатеринбург: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина, 2016. – 80 с.

64. Коробов, Ю.С. Анализ свойств газотермических покрытий: в 2-х т. Т. 2 / Ю.С. Коробов; Министерство образования и науки Российской Федерации. – Екатеринбург: Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина, 2016. – 92 с.

65. Kochin, N.E. Векторное исчисление и начала тензорного исчисления / Н. Е. Kochin. – M.: Наука, 1965. – 424 с.

66. Крагельский, И. В. Узлы трения машин: справочник / И. В. Крагельский, Н.М. Михин. – М.: Машиностроение, 1983. – 320 с.

67. Крагельский, И.В. О трении несмазанных поверхностей / И. В. Крагельский // Всесоюзная конференция по трению и износу в машинах. – М.: АН СССР, 1939. – Т. 1. – С. 543 – 561.

68. Крагельский, И.В. Основы расчета в машиностроении трения и износа / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов – М.: Машиностроение, 1977. – 486 с.

69. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

70. Криони, Н.К. Высокотемпературные твердые смазочные покрытия в опорах скольжения // Вестник УГАТУ. – 2009. – Т. 12. – № 4(33). – С. 102–105.

71. Кузнецов, А.С. Автомобили КамАЗ с колесной формулой 6x4 и 6x6. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту / А. С. Кузнецов. – Москва: Питер, 2016. – 268 с.

72. Куменко, А.И. Перспективы развития систем диагностики технического состояния генерирующего оборудования ТЭС. Состояние и развитие

отечественных систем виброконтроля и диагностики / А.И. Куменко // Сборка в машиностроении. – 2008. – № 2. – С. 25 – 37.

73. Лебедев, В.М. Износстойкость трибосопряжений деталей машин / В.М. Лебедев – СПб.: СПбГТУ, 1995. – 133 с.

74. Любутина, А.А. Обзор конструкций комбинированных подвесок грузовых автомобилей / А.А. Любутина, А.Н. Заикин // Машиностроение: новые концепции и технологии: сборник статей Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – Красноярск: СибГУ им. академика М.Ф. Решетнева, 2019. – С. 256 – 260.

75. Маленков, М.И. Конструкционные и смазочные материалы космических механизмов: учеб. пособие. / М.И Маленков – СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2007. – 54 с.

76. Мединцев, С.В. Разработка метода обеспечения работоспособности винтовых сопряжений с твердосмазочными покрытиями: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.04. / С.В. Мединцев – Тверь, 2018. – 16 с.

77. Мельников, А.А. Проектирование пневматических подвесок: заказное издание / А.А. Мельников, И.Н. Успенский. – Нижний Новгород: Волговятское кН. изд-во, 1965. – 87 с.

78. Методика технико-экономического обоснования способов восстановления деталей машин. – М.: ГОСНИТИ, 1988. – 24 с.

79. Мышкин, Н.К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии / Н.К. Мышкин, М.И. Петровец. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. – 368 с.

80. Непревзойдённые решения для нанесения покрытий, предотвращающие износ, трение, коррозию и прилипание [Электронный ресурс] // Industrial Coating Services. – URL: <https://www.enduracoatings.com/> (дата обращения: 15.09.2024).

81. ОАО «Минский автомобильный завод» [Электронный ресурс]. – Официальный сайт. – Режим доступа: <http://www.maz.by> (дата обращения: 20.10.2024).

82. Обоснование толщины покрытия при напылении биметаллического подшипника скольжения / А. Ю. Родичев, В. Н. Коренев, А. В. Семенов, И. С. Каравасев, А. О. Волков // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2012. – № 6. – С. 35–37.

83. Обсуждение поломок осей автомобилей КАМАЗ [Электронный ресурс] // KAMAZ-forum.ru. – Режим доступа: <https://kamaz-forum.ru/threads/u-kogo-byla-takaja-problema-kogda-lomaetsja-os.23090/?ysclid=m79ua6m0pm555185632> (дата обращения: 20.10.2024).

84. Общие сведения о силиконовых компаундах Molykote и Dow Corning и особенностях их применения [Электронный ресурс] // ATF: технический портал. – URL: https://atf.ru/articles/obzory/obshchie_svedeniya_o_silikonovykh_kompaundakh_molykote_i_dow_corning_i_osobennostyakh_ikh_primeneniya/?ysclid=m7s6af1rn2219025381 (дата обращения: 15.09.2024).

85. Основы трибологии (трение, износ, смазка): учебник для технических вузов / А.В. Чичинадзе [и др.]; под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с.

86. Ось балансиров: КАМАЗ МКМ4705 [Электронный ресурс] / О. Афонин // Drive.ru: автомобильное сообщество. – 2023. – Режим доступа: <https://www.drive2.ru/l/650195377525360787/?ysclid=m78pq2glb4978737176> (дата обращения: 20.10.2024).

87. Официальный сайт Predix [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.predix.io>. (дата обращения: 17.10.2024).

88. Официальный сайт ПАО «КамАЗ»: Самосвал КамАЗ-65115-А4 [Электронный ресурс]. – URL: <https://kamaz.ru/production/serial/samosvaly/kamaz-65115-a4/?ysclid=mam6riu2k211176981> (дата обращения: 01.10.2023).

89. ПАО «КАМАЗ» [Электронный ресурс]. – Официальный сайт. – Режим доступа: <http://www.kamaz.ru> (дата обращения: 20.10.2024).

90. Пат. 2243289 С1 Российская Федерация, МПК C22C 47/20, C22C 21/08, C22C 49/06. Многослойный композиционный материал, способ получения многослойного композиционного материала и изделие, выполненное из него /

Е.Н. Каблов, И.Н. Фридляндер, Е.Ф. Волкова [и др.]; заявитель и патентообладатель ФГУП «ВИАМ». – № 2003134178/02; заявл. 26.11.2003; опубл. 27.12.2004.

91. Пат. 2316414 С1 Российская Федерация, МПК B22F 7/02. Способ изготовления биметаллической втулки подшипника скольжения / В.В. Вацковец, В.В. Вацковец; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Тихоокеанский государственный университет». – № 2006107874/02; заявл. 13.03.2006; опубл. 10.02.2008, Бюл. № 4.

92. Пат. 2398142 Российская Федерация, МПК F16C 17/02, F16C 17/24, F16C 33/04, G01M 13/04. Мехатронный подшипник скольжения / Л.А. Савин, Р.Н. Поляков; заявитель и патентообладатель Орловский государственный технический университет. – № 2009118718; заявл. 18.05.2009; опубл. 27.08.2010, Бюл. № 24.

93. Пат. 2400312 С1 Российская Федерация, МПК B05D 3/12. Способ подготовки поверхности изделия под напыление / А.Ю. Родичев, В.Н. Хромов, В.Н. Коренев; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО Орел ГАУ. – № 2009118097/12; заявл. 12.05.2009; опубл. 27.09.2010, Бюл. № 27.

94. Пат. 2468265 С2 Российская Федерация, МПК F16C 33/04, B22D 19/08, C23C 26/02. Способ получения биметаллических подшипников скольжения / Т.А. Шахназаров, Я.М. Абдурахманов, Ю.А. Тахтарова; заявитель и патентообладатель Институт физики им. Х.И. Амирханова ДНЦ РАН. – № 2010131090/02; заявл. 26.07.2010; опубл. 27.11.2012, Бюл. № 33.

95. Пат. 2509236 Российская Федерация, МПК B05D 3/12. Способ изготовления подшипника скольжения / А.В. Просекова, Л.А. Савин, А.Ю. Родичев, В.Н. Павликлов, А.Н. Филатов; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО "Госуниверситет-УНПК". – № 2012123765/11; заявл. 07.06.2012; опубл. 10.03.2014, Бюл. № 7.

96. Пат. 2539515 Российская Федерация. МПК B24B 39/04 00 Способ получения подшипника скольжения / В.Н. Коренев, А.Ю. Родичев, И.С. Карасёв, А.В. Семёнов; заявитель и правообладатель ГНУ ГОСНИТИ Россельхозакадемии

и ФГБОУ ВПО Орел ГАУ. – № 2013118885/02; заявл. 23.04.2013; опубл. 20.01.2015, Бюл. № 2.

97. Пат. 2548060 Российская Федерация, МПК G01N 3/56, G01N 21/55. Устройство для исследования износа труящихся поверхностей / С.П. Карлов, Б.Г. Покусаев, Д.А. Некрасов; заявитель и патентообладатель Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ). – № 2013145962/28; заявл. 15.10.2013; опубл. 10.04.2015, Бюл. № 10.

98. Пат. 2573851 С2 Российская Федерация, МПК B22F 7/04, F16C 33/06, C23C 28/00. Элемент скольжения и способ его изготовления (варианты) / Г. Андлер, Д. Майстер, Х. Шмитт, Д. Сакстон, Д.Р. Тот; заявитель и патентообладатель Федерал-могал корпорейшн. – № 2013127409/02; заявл. 12.10.2011; опубл. 27.01.2016, Бюл. № 3.

99. Пат. 2705486 С1 Российская Федерация, МПК B22F 7/04, C22F 1/04. Способ получения биметаллической полосы с антифрикционным порошковым покрытием на основе меди для подшипников скольжения / Ю.В. Концевой, А.Г. Мейлах, А.Б. Шубин, Э.Ю. Гойда; заявитель и патентообладатель ИМЕТ УрО РАН. – № 2019118082; заявл. 10.06.2019; опубл. 07.11.2019, Бюл. № 31.

100. Пат. 2708410 Российская Федерация. МПК F16C 33/04, B23P 6/00. Способ изготовления подшипника скольжения / А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, Л.А. Савин, А.В. Горин, М.А. Токмакова; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И. С. Тургенева. – № 2018146970; заявл. 26.12.2018; опубл. 06.12.2019, Бюл. № 34.

101. Пат. 2734210 Российская Федерация. МПК F16C 33/04, F16C 33/12, B23P 6/00 Способ изготовления втулки подшипника скольжения / А.Ю. Родичев, А.В. Горин, Р.Н. Поляков, Л.А. Савин, М.А. Токмакова; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И. С. Тургенева. – № 2019142063; заявл. 16.12.2019; опубл. 13.10.2020, Бюл. № 29.

102. Пат. 2734211 Российская Федерация. МПК F16C 33/04, F16C 33/12, B23P 6/00. Способ изготовления втулки подшипника скольжения / А.Ю. Родичев, А.В. Горин, Р.Н. Поляков, Л.А. Савин, М.А. Токмакова; заявитель и

патентообладатель ОГУ им. И. С. Тургенева. – № 2019142064; заявл. 16.12.2019; опубл. 13.10.2020, Бюл. № 29.

103. Пат. 2750542 Российская Федерация, МПК F16C 17/02, F16C 17/24, F16C 33/04, G01M 13/04. Мехатронный подшипник скольжения / А.Н. Новиков, А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, А.В. Горин; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева. – № 2020132615; заявл. 23.09.2020; опубл. 29.06.2021, Бюл. № 19.

104. Пат. 2753151 Российская Федерация, МПК G01M 7/02. Способ вибрационной диагностики роторных систем / Р.Н. Поляков, А.В. Корнаев, Ю.Н. Казаков, А.Ю. Родичев; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева. – № 2020131421; заявл. 23.09.2020; опубл. 12.08.2021, Бюл. № 23.

105. Пат. 2783323 Российская Федерация, МПК F16C 33/04, F16C 33/12. Способ изготовления подшипника скольжения с возможностью диагностики предельного изнашивания рабочей поверхности / А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, А.В. Горин, И.В. Родичева, А.С. Фетисов; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева. – № 2022114024; заявл. 24.05.2022; опубл. 11.11.2022, Бюл. № 32.

106. Пат. 2783716 Российская Федерация, МПК F16C 17/02. Устройство контроля износа подшипника скольжения / А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, С.Г. Попов, А.В. Горин, И.В. Родичева; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева. – № 2022110171; заявл. 13.04.2022; опубл. 16.11.2022, Бюл. № 32.

107. Пат. 2817311 Российская Федерация. Устройство для диагностики роторных систем / А.Ю. Родичев, О.А. Иванов, И.В. Родичева, А.К. Поздняков, А.В. Горин; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И. С. Тургенева. – № 2023128243; заявл. 30.10.2023; опубл. 15.04.2024, Бюл. № 11.

108. Пат. 2822207 Российская Федерация, МПК F16C 17/00. Интеллектуальная опора скольжения / А.Ю. Родичев, О.А. Иванов, И.В. Родичева, А.К. Поздняков, А.В. Горин; заявитель и патентообладатель ОГУ им. И.С. Тургенева. – № 2023119668; заявл. 25.07.2023; опубл. 03.07.2024, Бюл. № 19.

109. Пат. 56513 U1 Российская Федерация, МПК F16C 17/00. Биметаллический подшипник скольжения / Ю. А. Караник; заявитель и

патентообладатель Ю. А. Караник. – № 2005125950/22; заявл. 15.08.2005; опубл. 10.09.2006.

110. Платонов, А.А. Повышение эффективности работы лесовозных автопоездов при вывозке древесины в малолесных регионах: автореферат дис. канд. техн. наук: 05.21.01 / А.А. Платонов. – Воронеж, 2000. – 20 с.

111. Пневмоподвеска Scania 4/5 series передняя ось Arida [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://tramontan.ru/pnevmopodveska-scania-4-5-series-perednyaya-os-aride/> (дата обращения: 20.10.2024).

112. Подвеска автомобиля: комфортность езды [Электронный ресурс]. – URL: <https://avtomotoklyb.ru/podveska-avtomobilja-komfortnost-ezdy.html> (дата обращения: 01.10.2023).

113. Подготовка поверхности изделия под напыление / А.Ю. Родичев, В.Н. Коренев, А.В. Семенов [и др.] // Мир транспорта и технологических машин. – 2012. – № 4(39). – С. 24–28.

114. Подшипники Solid Oil [Электронный ресурс]. – URL: <https://btk-russia.ru/upload/medialibrary/pdf/podshipniki-solid-oil.pdf> (дата обращения: 10.11.2024).

115. Полимерные компоненты подшипников SKF [Электронный ресурс] // ПодСнаб: инженерный блог. – URL: <https://podsnab.ru/blog/stati/polimernye-komponenty-podshipnikov-skf> (дата обращения: 15.09.2024).

116. Польцер, Г. Основы трения и изнашивания / Г. Польцер, Ф. Майсснер; пер. с нем. О. Н. Озерского, В. Н. Пальянова; под ред. М. Н. Добычина. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.

117. Польцер, Г. Основы трения и изнашивания / пер. с нем. О.Н. Озерского, В.Н. Пальянова / Г. Польцер, Ф. Майсснер; под ред. М.Н. Добычина. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.

118. Польцер, Г. Основы трения и изнашивания: пер. с немецк. О.Н. Озерского, В.Н. Пальянова / Г. Польцер, Ф. Майсснер; под ред. М.Н. Добычина. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.

119. Посмельев, В.И. Оценка эффективности использования традиционных конструкций подвесок в специализированном автомобильном транспорте / В.И. Посмельев, В.О. Никонов // Воронежский научно-технический Вестник. – 2022. – Т. 4, № 4(42). – С. 94 – 119.
120. Применение материалов Molykote в дисковых тормозных механизмах автомобилей [Электронный ресурс]. – URL: https://atf.ru/articles/materialy_dlya_avtotekhniki/primenenie_materialov_molykote_v_diskovykh_tormoznykh_mekhanizmakh_avtomobiley/ (дата обращения: 10.11.2024).
121. Принципы функционирования и характеристики подшипников скольжения осей балансиров задних мостов грузовых автомобилей / А.Ю. Родичев, Ю.Н. Казаков, И.В. Родичева, Л.А. Савин // Мир транспорта и технологических машин. – 2024. – № 4-2 (87). – С. 83 – 91.
122. Проников, А.С. Основы надежности и долговечности машин / А. С. Проников. – М.: Изд-во стандартов, 1969. – 160 с.
123. Родичев, А. Ю. Образование модифицированных поверхностей трения / А. Ю. Родичев, А. Н. Новиков, А. В. Горин, М. А. Токмакова // Мир транспорта и технологических машин. – 2021. – № 3 (74). – С. 17–23.
124. Родичев, А. Ю. Технологическое повышение прочности сцепления и износстойкости антифрикционного покрытия биметаллических подшипников скольжения: специальность 05.02.08 «Технология машиностроения»: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / А.Ю. Родичев. – Орел, 2011. – 224 с.
125. Родичев, А.Ю. Аспекты формирования твердосмазочных антифрикционных покрытий в процессе его нанесения при техническом обслуживании и ремонте автомобильного транспорта / А.Ю. Родичев // Мир транспорта и технологических машин. – 2025. – № 1-3 (88). – С. 24 – 33.
126. Родичев, А.Ю. Машиноведение. Методы повышения прочности сцепления покрытий деталей машин: монография / А.Ю. Родичев, А.В. Горин. – Орёл: ОГУ имени И. С. Тургенева, 2023. – 167 с.

127. Родичев, А.Ю. Методика предиктивного анализа остаточного ресурса подшипниковых узлов скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ / А.Ю. Родичев // Мир транспорта и технологических машин. – 2025. – № 1-1 (88). – С. 67 – 75.
128. Родичев, А.Ю. Методы повышения прочности сцепления и качества антифрикционного покрытия при изготовлении биметаллических подшипников скольжения / А.Ю. Родичев // Мир транспорта и технологических машин. – 2025. – № 1–2(88). – С. 76 – 84.
129. Родичев, А.Ю. Прогнозирование износного поведения подшипника скольжения балансирной подвески в условиях динамических нагрузок / А.Ю. Родичев // Мир транспорта и технологических машин. – 2024. – № 2-1 (85). – С. 93 – 98.
130. Родичев, А.Ю. Разработка и внедрение интегрированной контрольно-измерительной системы для мониторинга износа подшипников скольжения / А.Ю. Родичев // Мир транспорта и технологических машин. – 2025. – № 1-4 (88). – С. 81 – 90.
131. Роль больших данных в цифровизации автомобильной отрасли: новые возможности для удаленной диагностики автомобилей / А.Ю. Родичев, О.А. Иванов, И.В. Родичева, К.В. Васильев // Мир транспорта и технологических машин. – 2023. – № 4-2 (83). – С. 14 – 21.
132. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию автомобилей: КамАЗ-5320, 5410, 55102, 55111, 53212, 53211, 53213, 54112, 43114, 43118, 65111, 53228, 44108, 43115, 65115, 6540, 53229, 4326, 53215, 54115. – М.: КамАЗ, 2004. – ISBN 5-94228-022-3.
133. Рыжков, Э.В. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин / Э.В. Рыжков, А.Г. Суслов, В.П. Федоров. – М.: Машиностроение, 1979. – 176 с.
134. Савин, Л.А. Моделирование роторных систем с опорами жидкостного трения: монография / Л.А. Савин, О.В. Соломин. – М.: Машиностроение-1, 2006. – 444 с.

135. Самосвал Renault Kerax [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://reis.zr.ru/article/avtobaza/ekspluatatsiya/samosval_renault_kerax/ (дата обращения: 20.10.2024).

136. Сарбей, А.В. Влияние наработок на отказ на показатели безотказности элементов трансмиссии специальных грузовых автомобилей нефтегазодобывающего предприятия / А.В. Сарбей, Н.С. Захаров // Архитектура, строительство, транспорт. – 2021. – № 4. – С. 74–82.

137. Свидетельство о государственной регистрации базы данных 2023622228 Российской Федерации. База данных результатов экспериментальных исследований подшипника скольжения с твердым антифрикционным покрытием / Д.Л. Козырев, А.В. Горин, А.Ю. Родичев, И.В. Родичева, К.В. Васильев; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ имени И. С. Тургенева. – № 2023621938; заявл. 26.06.2023; опубл. 05.07.2023. – 1 с.

138. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2021680059 Российской Федерации. Программа расчета основных характеристик биметаллических подшипников скольжения / А.Ю. Родичев, А.В. Горин, И.В. Родичева, М.А. Токмакова; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ имени И.С. Тургенева. - № 2021669470; заявл. 29.11.2021; опубл. 07.12.2021. - 1с.

139. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2024612989 Российской Федерации. Программа расчета ресурса эксплуатации подшипников скольжения балансирной подвески грузового автомобиля / А.Ю. Родичев, М.Э. Бондаренко, И.В. Родичева, К.В. Смирнова, А.Д. Серебренников; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ имени И.С. Тургенева. - № 2024612053; заявл. 05.02.2024; опубл. 07.02.2024

140. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2022618435 Российской Федерации. Программа мониторинга состояния подшипника скольжения в реальном времени и предиктивной диагностики предельного изнашивания рабочей поверхности / А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, К.К. Настепанин, С.Г. Попов, И.В. Родичева; заявитель и правообладатель ФГБОУ

ВО ОГУ имени И. С. Тургенева. – № 2022617494; заявл. 25.04.2022; опубл. 06.05.2022. – 1 с.

141. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2022662940 Российская Федерация. Программа оценки состояния подшипника скольжения с контролируемым износом / А.Ю. Родичев, Р.Н. Поляков, М.Э. Бондаренко, А.В. Горин, И.В. Родичева; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ имени И. С. Тургенева. – № 2022661861; заявл. 24.06.2022; опубл. 07.07.2022. – 1 с.

142. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2023664598 Российская Федерация. Прошивка микроконтроллера для системы мониторинга состояния подшипниковых узлов скольжения / О.А. Иванов, А.Ю. Родичев, А.К. Поздняков, И.В. Родичева; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ имени И. С. Тургенева. – № 2023663330; заявл. 26.06.2023; опубл. 05.07.2023. – 1 с.

143. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2023665005 Российская Федерация. Прошивка микроконтроллера для мониторинга состояния подшипниковых узлов скольжения в режиме реального времени / О.А. Иванов, А.Ю. Родичев, А.К. Поздняков, И.В. Родичева; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ имени И. С. Тургенева. – № 2023663340; заявл. 26.06.2023; опубл. 11.07.2023. – 1 с.

144. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2023687914 Российская Федерация. Программа приема, хранения и обработки данных, получаемых от IoT датчиков промышленного оборудования по протоколу MQTT / А.Ю. Родичев, О.А. Иванов, И.В. Родичева, К.В. Васильев, Д.В. Толкачева; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ имени И. С. Тургенева. – № 2023687359; заявл. 06.12.2023; опубл. 19.12.2023.

145. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2024612988 Российская Федерация. Интерфейс программирования генеративно-состязательной модели машинного обучения для системы предиктивной диагностики подшипников скольжения / А.Ю. Родичев, О.А. Иванов,

И.В. Родичева, К.В. Васильев, Д.В. Толкачева; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ имени И. С. Тургенева. – № 2024612057; заявл. 05.02.2024; опубл. 07.02.2024.

146. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2023663977 Российской Федерации. Программа мониторинга состояния подшипниковых узлов скольжения в режиме реального времени / О.А. Иванов, А.Ю. Родичев, А.К. Поздняков, И.В. Родичева; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО ОГУ им. И. С. Тургенева. – № 2023663333; заявл. 26.06.2023; опубл. 29.06.2023. – 1 с.

147. Свойства полимеров [Электронный ресурс] // ЛакПром. – URL: <http://lakprom.ru/clauses/issledovaniya/osnovnye-svoystva-polimerov/> (дата обращения: 15.09.2024).

148. Сервисная книга [Электронный ресурс]. – URL: <http://mp-auto.ru/docs/servisnaja%20knighka.pdf> (дата обращения: 01.10.2023).

149. Сидоров, А.И. Восстановление деталей машин напылением и наплавкой / А.И. Сидоров. – М.: Машиностроение, 1987. – 192 с.

150. Слезкин, Н.А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости / Н.А. Слезкин. – М.: Гос. изд-во техн. -теорет, лит., 1955. – 521 с.

151. Сливинский, Е.В. Основы синтеза адаптивного гидромеханического демпфера перспективной торсионной подвески рельсового экипажа / Е.В. Сливинский, С.Ю. Радин, Д.Н. Климов // Изобретатели и рационализаторы Липецкой области: сборник научных разработок и изобретений. Вып. 7. – Липецк: ЛГПУ им. П.П. Семенова-Тян-Шанского, 2018. – С. 15–28.

152. Совершенствование материалов для подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания (обзор) / Н. П. Бурковская, Н. В. Севостьянов, Т. А. Болсуновская, И. Ю. Ефимочкин // Труды ВИАМ. – 2020. – № 1(85). – С. 78–91.

153. Состояние и перспективы совершенствования конструкций гидропневматических подвесок колесных машин / В.О. Никонов, В.И. Посметьев, Д.Л. Свиридов, В.О. Бородкин // Воронежский научно-технический Вестник. – 2019. – Т. 2, № 2(28). – С. 19–37.

154. Сравнение графита и дисульфида молибдена [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.mercoil.ru/articles/sravnenie-grafita-i-disulfida-molibdena/> (дата обращения: 10.11.2024).
155. Сутягин, О.В. Контакт шероховатых тел с твердосмазочными покрытиями: монография / О.В. Сутягин, А.Н. Болотов, М.В. Васильев. – Тверь: Твер. гос. техн. ун-т, 2014. – 124 с.
156. Твердые смазки [Электронный ресурс]. – URL: https://elementy.ru/nauchno-populyarnaya_biblioteka/432392/Tverdye_smazki (дата обращения: 10.11.2024).
157. Техническое руководство КамАЗ 4350, 43501, 5350, 53501, 53504, 6350, 63501, 6450 [Электронный ресурс]. – URL: https://psv4.userapi.com/s/v1/d/Rb1-w5vf4Nl2mfJLDaRxc-qe9e5UTZUHZEpXSdi0h9UxnrXB7JZDOIATNciLh_0pjvrNQ3F7dp9Q7eI_l0GFZAH9sv0uKSEuMKzf8LyRraDUtluSvL6w/tehnicheskoe_rukovodstvo_kamaz_4350_43501_5350_53501_53504_6350_63501_6450_1.pdf (дата обращения: 01.10.2023).
158. Технологии восстановления и упрочнения деталей машин / М-во сел. хоз-ва и продовольствия Рос. Федерации, Кубан. гос. аграр. ун-т [и др.]; подгот.: М.И. Юдин [и др.]; под ред. М.И. Юдина, В.П. Лялякина. – М.: РГБ, 2004. – 1 с.
159. Технологическое обеспечение работоспособности балансирной подвески грузового автомобиля / А.Н. Новиков, А.Ю. Родичев, А.В. Горин, М.А. Токмакова // Вестник гражданских инженеров. – 2021. – № 1 (84). – С. 157–163.
160. Технология нанесения антифрикционного покрытия Molykote D-10 GBL [Электронный ресурс]. – URL: https://atf.ru/en/articles/materialy_dlya_avtotekhniki/tekhnologiya_naneseniya_antifriktionnogo_pokrytiya_molykote_d_10_gbl_na_porshni_dvigateley_vnutrenn/ (дата обращения: 10.11.2024).
161. Токмакова, М.А. Сравнительный анализ методов исследования адгезии антифрикционных покрытий узлов трения автомобильной техники и технологических машин / М.А. Токмакова, А.Н. Новиков, А.Ю. Родичев // Мир транспорта и технологических машин. – 2021. – № 4 (75). – С. 43 – 48.

162. Тузов, Н.С. Рекомендации по планированию и производству работ по ТО и Р на автотранспортных предприятиях / Н.С. Тузов, Е.В. Попов // Автомобильный транспорт Дальнего Востока. – 2014. – № 1. – С. 369 – 381.
163. Устройство автомобиля КАМАЗ-5350: учебное пособие для студентов военных центров, обучающихся по специальностям автомобильного профиля: в 2-х частях / В. С. Добровольский [и др.]. – М.: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2022. – Ч. 2. – 340 с.
164. Формирование газотермических покрытий при производстве деталей / С. А. Клименко [и др.]. – Минск: Беларуская наука, 2020. – 416 с.
165. Формирование пленочных антифрикционных покрытий на поверхности многослойного подшипника скольжения / А.Ю. Родичев, А.В. Паничкин, А.В. Горин, М.А. Токмакова // Мир транспорта и технологических машин. – 2020. – № 2 (69). – С. 25 – 31.
166. Хасуй, А. Наплавка и напыление / А. Хасуй, О. Моригаки. – М.: Машиностроение, 1985. – 240 с.: ил.
167. Химкарта эксплуатации КамАЗ [Электронный ресурс]. – URL: <https://tegruz.ru/rukovodstvo-kamaz/ekspluatatsiya-kamaz/himkarta/?ysclid=mam5xcibg2175450145> (дата обращения: 01.10.2023).
168. Хопин, П.Н. Анализ твердосмазочных покрытий для автономно работающих механизмов и агрегатов / П.Н. Хопин, Х.Пак // Евразийский союз ученых. – 2016. – № 6-2(27). – С. 40 – 44.
169. Хопин, П.Н. Методика и результаты оценки эксплуатационных характеристик пар трения с твердосмазочными покрытиями для различных условий функционирования // Трение и износ. – 2012. – Т. 33. – № 1. – С. 23–31.
170. Хопин, П.Н. Оценка долговечности пар трения с твердосмазочными покрытиями различных составов отечественного и зарубежного производства / П.Н. Хопин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2018. – № 1(694). – С. 84 – 93. DOI: 10.18698/0536-1044-2018-1-84-93.
171. Хромов, В.Н. Технология и оснастка для изготовления биметаллического подшипника скольжения / В.Н. Хромов, В.Н. Коренев,

А.Ю. Родичев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2010. – № 1(279). – С. 45 – 49.

172. Цифровая экономика – различные пути к эффективному применению технологий (BIM, PLM, CAD, IOT, SmartCity, BIG DATA и другие) / А.П. Добрынин [и др.]. // International Journal of Open Information Technologies. – 2016. – Т. 4, № 1. – С. 4–11.

173. Шаровые опоры будут работать дольше с покрытиями MODENGY [Электронный ресурс]. – URL: https://atf.ru/articles/materialy_dlya_avtotehniki/sharovye-opory-budut-rabotat-dolshe-s-pokrytiyami-modengy/ (дата обращения: 10.11.2024).

174. Шпинев, В.Н. О взаимодействии дисульфида молибдена с поверхностью трения // Триботехника и антифрикционное материаловедение: тезисы докл. всерос. науч.-техн. конф. – Новочеркасск, 1980. – С. 132 – 133.

175. Экспериментальные исследования прочности сцепления твердого антифрикционного покрытия с основой / А.Ю. Родичев, И.В. Родичева, К.В. Васильев, А.Д. Серебренников // Мир транспорта и технологических машин. – 2024. – № 1-2 (84). – С. 100 – 108.

176. Эффективность функционального тюнинга автомобилей / А. С. Денисов, Е. Ю. Горшенина, А. О. Носов [и др.] // Прогрессивные технологии в транспортных системах: материалы XVIII Междунар. науч.-практ. конф., Оренбург, 15–17 нояб. 2023 г. – Оренбург: Оренбургский гос. ун-т, 2023. – С. 126–135

177. Янута, А.С. Анализ отказов агрегатов грузовых автомобилей КАМАЗ автотранспортных предприятий г. Бендеры / А. С. Янута // Высокие технологии и инновации в науке: сборник избранных статей Международной научной конференции. – Санкт-Петербург: ГНИИ «Нацразвитие», 2021. – С. 171 – 176.

178. Adam, A., Prefot M., Wilhelm M. KURBELWELLENLAGER FÜR MOTOREN MIT START-STOPP-SYSTEM / A. Adam, M. Prefot, M. Wilhelm // MTZ. – 2010. – № 12. – Р. 886 – 890.

179. Archard, J. F. Contact and rubbing of flat surfaces / J. F. Archard // Journal of Applied Physics. – 1953. – Vol. 24. – P. 981 – 988.
180. Archard, J. F. Contact and Rubbing of Flat Surfaces / J. F. Archard // Journal of Applied Physics. – 2004. – Vol. 24. – P. 981.
181. Archard, J. F. Wear theory and mechanisms. Wear control handbook. – New York: ASME, 1980. – 80 p.
182. ASTM D4541-02. Стандартный метод испытания на прочность адгезии покрытия при помощи переносных адгезиметров. – West Conshohocken, PA: ASTM International, 2002. – 8 p.
183. Autoopt.ru: интернет-магазин автозапчастей [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.autoopt.ru/articles/products/2177904/> (дата обращения: 20.10.2024).
184. Babu, M. V. S. Review of Journal Bearing Materials and Current Trends / M. V. S. Babu, A. Rama Krishna, K. N. S. Suman // Columbia International Publishing American Journal of Materials Science and Technology. – 2015. – Vol. 4, № 2. – P. 72 – 83. DOI: 10.7726/ajmst.2015.1006.
185. Berger, V.W. Kolmogorov–smirnov test: Overview / V. W. Berger, Y. Zhou // Wiley statsref: Statistics reference online. – 2014.
186. Bondarenko, M.E. The approach to building the algorithm for controlling rotor motion in a hybrid mechatronic bearing/ M.E. Bondarenko, R.N. Polyakov, D.V. Shutin, L.A. Savin // Vibroengineering Procedia. – 2016. – Vol. 8. – Pp. 219 – 224.
187. Cai, Z. Nonlinear control and its application to active tilting-pad bearings: PhD dissertation. – Louisiana State University, 2005. – 97 p.
188. Chasalevris A., Dohnal F. Improving stability and operation of turbine rotors using adjustable journal bearings // Tribology International. – 2016. – Vol. 104. – P. 369 – 382.
189. Chen X., van Hillegersberg J., Topan E., Smith S., Roberts M. Application of Data-Driven Models to Predictive Maintenance: Bearing Wear Prediction at TATA Steel // Expert Syst. Appl. – 2021. – Vol. 186.

190. Chihos, H. Manual of tribology, tribometry, tribomaterials, tribotechnology / H. Chihos, K. H. Habig. – 3rd, revised and expanded edition. – Wiesbaden: Vieweg and Teubner, 2010.
191. Chihos, H., Habig, K. H. Manual of tribology, tribometry, tribomaterials, tribotechnology. – 3rd, rev. and expanded ed. – Wiesbaden: Vieweg and Teubner, 2010.
192. Cleophas T. J. Non-parametric tests / T. J. Cleophas, A. H. Zwinderman // Statistical Analysis of Clinical Data on a Pocket Calculator. – 2011. – Pp. 9 – 13.
193. CPG Federal-Mogul – выбор профессионалов [Электронный ресурс]. – URL: https://ak-granat.ru/news/cpg_federal_mogul_vybor_professionalov/2019-08-22-155 (дата обращения: 10.11.2024).
194. Cui, B. Z. Design and simulation analysis of self-power supply structure of smart bearing / B. Z. Cui, H. N. Wang, Z. H. Peng, L. L. Gao // Bearing. – 2022. – № 1. – P. 1 – 6.
195. Ding, N. Journal Bearing Seizure Degradation Assessment and Remaining Useful Life Prediction Based on Long Short-Term Memory Neural Network / N. Ding, H. Li, Z. Yin, N. Zhong, L. Zhang // Measurement. – 2020. – Vol. 166.
196. Du, X. Remaining Useful Life Prediction Method Based on Time–Frequency Images of the Mechanical Vibration Signals / X. Du, W. Jia, P. Yu, Y. Shi, S. Cheng // Measurement. – 2022. – Vol. 202.
197. Federal-Mogul Powertrain: выпуск подшипников с высококачественным покрытием [Электронный ресурс] // Logistics.ru. – URL: <https://logistics.ru/avtomobili-i-zapchasti/federal-mogul-powertrain-nachinaet-vypusk-podshipnikov-s-vysokokachestvennym> (дата обращения: 15.09.2024).
198. Fleischer, G. Energiebilanzierung der Festkoerperreibung als Grundlage zur energetischen Verschleiss-berechnung. Part I / G. Fleischer // Schmierungstechnik. – 1976. – P. 225–230. Part II // Schmierungstechnik. – 1976. – P. 271 – 279.
199. Fleischer, G. Verschleiss und Zuverlaessigkeit / G. Fleischer, H. Groeger, H. Thum. – 1st edn. – Berlin: Verlag Technik, 1980. – 244 p.
200. Frigge, M. Some implementations of the boxplot / M. Frigge, D. C. Hoaglin, B. Iglewicz // The American Statistician. – 1989. – № 43(1). – Pp. 50 – 54.

201. Fu, X. Comparative Study of Bearing Wear in Spindle System at Different Working Conditions / X. Fu, L. Wei, Y. Zhang, S. Li // Mechanics Based Design of Structures and Machines. – 2022. – Vol. 21, № 2. – P. 1 – 20.
202. Goodfellow I., Bengio Y., Courville A. Deep Learning. – MIT Press, 2016.
203. Harwell, M.R. Choosing between parametric and nonparametric tests / M.R. Harwell // Journal of Counseling & Development. – 1988. – № 67(1). – Pp. 35 – 38.
204. Hendrickson [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://lk.favorit-parts.ru/brand/HENDRICKSON?ysclid=m7wbgotz2818075114> (дата обращения: 20.10.2024).
205. Hesterberg T. Bootstrap / T. Hesterberg // Wiley Interdisciplinary Reviews: Computational Statistics. – 2011. – № 3(6). – Pp. 497 – 526.
206. Jardine A. K. et al. A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2006.
207. Johansson, P. Mechanisms behind the environmental sensitivity of carbon fiber reinforced polytetrafluoroethylene (PTFE) / P. Johansson, P. Marklund, M. Björling [et al.] // Friction. – 2024. – № 12(5). – P. 997 – 1015.
208. Kato, K. Classification of wear mechanisms models / K. Kato // Proc. IMechE Part J: J. Engineering Tribology. – 2002. – Vol. 216. – P. 349 – 355.
209. Khonsary, M., Booser, E.R. Applied tribology. Bearing design and lubrication. – 3rd ed. – Hoboken, NJ: John Wiley & Sons Inc., 2017. – 658 p.
210. Khonsary, M. Applied tribology: Bearing design and lubrication / M. Khonsary, E. R. Booser. – 3rd edn. – Hoboken, NJ: John Wiley & Sons Inc., 2017. – 658 p.
211. Khonsary, M., Booser, E.R. Applied tribology: Bearing design and lubrication. – 3rd ed. – Hoboken, NJ: John Wiley & Sons Inc., 2017. – 658 p.
212. King Bearings [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.kingbearings.com/> (дата обращения: 10.11.2024).
213. König F., Sous C., OualdChaib A., Jacobs G. Events for Wear Monitoring in Sliding Bearing Systems // Tribology International. – 2021. – Vol. 155. – P. 106811.

214. König, F. Multiscale-Approach for Wear Prediction in Journal Bearing Systems – from Wearing-in towards Steady-State Wear / F. König, A. Ouald Chaib, G. Jacobs, C. A. Sous // Wear. – 2019. – Vol. 426–427. – P. 1203 – 1211.
215. Korotkov, A. Study of the quality of plain bearings, used in mining machinery / A. Korotkov, L. Korotkova, D. Vidin // E3S Web of Conferences. – 2023. – Vol. 402.
216. Kwak, S.G. Central limit theorem: the cornerstone of modern statistics / S. G. Kwak, J. H. Kim // Korean journal of anesthesiology. – 2017. – № 70(2). – P. 144.
217. LeCun, Y. Et al. Efficient BackProp // Neural Networks: Tricks of the Trade. – 2012.
218. Li, N. Multi-Sensor Data-Driven Remaining Useful Life Prediction of Semi-Observable Systems / N. Li, Y. Lei, N. Gebraeel, Z. Wang, X. Cai, P. Xu, B. Wang // IEEE Trans. Ind. Electron. – 2021. – Vol. 68.
219. Li, T. Data-Model Interactive Prognosis for Multi-Sensor Monitored Stochastic Degrading Devices / T. Li, X. Si, i H. Pe, L Sun. // Mech. Syst. Signal Process. – 2022. – Vol. 167.
220. Loctite Location Selector [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.loctite.com/loctite-location-selector.html> (дата обращения: 15.09.2024).
221. MAHLE Powertrain [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.mahle-powertrain.com/en/ic-engines/> (дата обращения: 10.11.2024).
222. MODENGY [Электронный ресурс]. – 2024. – URL: <https://modengy.ru/catalog/antifriktsionnyetverdosmazochnye-pokrytiya/1006/> (дата обращения: 17.04.2024).
223. MODENGY [Электронный ресурс]. – 2024. – URL: <https://modengy.ru/catalog/antifriktsionnyetverdosmazochnye-pokrytiya/1007/> (дата обращения: 17.04.2024).
224. MODENGY [Электронный ресурс]. – URL: <https://modengy.ru/?ysclid=m7vtg0nk7m111255673> (дата обращения: 15.09.2024).

225. Modificarea frecării. Partea 2 [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.lubrico.md/modifitsiruem-trenie-chast-2/> (дата обращения: 10.11.2024).
226. Molykote D-10 GBL [Электронный ресурс]. – URL: https://aleo.com.ru/product/molykote/antifriksionnye_pokrytiya/afp_na_osnove_grafita/d_10_gbl/ (дата обращения: 10.11.2024).
227. Molykote Рyc [Электронный ресурс]. – URL: <https://molykotarus.ru/?ysclid=m7vqgpkec1983951801> (дата обращения: 15.09.2024).
228. Neideen T. Understanding statistical tests / T. Neideen, K. Brasel // Journal of surgical education. – 2007. – № 64(2). – Pp. 93–96.
229. Pan, C. Review of Recent Patents on Smart Bearing / C. Pan, Y. Cao, Y. Yan, R. Shao // Recent Patents on Engineering. – 2024. – Vol. 18. – P. 13–39.
230. Pat. 103438101 A China, IPC F16C33/10, G01M13/04. Water-lubricated rubber alloy intelligent bearing / J. Wang, W. Pu, G. Zhou, Q. Zhou, Y. Han, J. Li; applicant and patent holder Univ. Sichuan. – №201310140214; appl. 23.04.2013; publ. 11.12.2013.
231. Pat. 107036732 B China, IPC G01B11/06; G01K11/32. Optical fiber sensor capable of detecting thickness and temperature of lubricating oil film of sliding bearing simultaneously / Zhang Ping; He Lile; applicant and patent holder Xi'an univ of architecture and technology – № 201611236686; appl. 28.12.2016; publ. 11.08.2017
232. Pat. 108488221 B China, IPC F16C 17/00, F16C 33/02. Sliding bearing with oil film thickness sensor and its lubrication method / Lyu Jiafa; applicant and patent Lyu Jiafa – № 201810313521; appl. 10.04.2018; publ. 04.09.2018.
233. Pat. 110145536 B China, IPC F16C17/02, F16C 33/04, F16C 35/02, F16C 35/02, F16C 41/00, G05B 11/42, G01B 21/02. A radial sliding bearing with automatic adjustment of the oil retainer / S. M. Qi, X. Zhou, G. B. Tian, H. Liu, Y. Liu; applicant and patent holder Xian Jiaotong University. – № 2019104 66661.6; appl. 20.08.2019; publ. 31.03.2020.
234. Pat. 113202862 A China, IPC F16C 23/02, F16C 23/04, G01D 21/02, G08C 17/02, H04W 4/80. A type of spherical bearing / Z.H. Kou, Y.Y. He, J.B. Luo; applicant

and patent holder Tsinghua University. – № 202110499641.6; appl. 08.05.2021; publ. 03.08.2021.

235. Pat. 114136620 A China, IPC G01M 13/045. A kind of dynamic pressure smart air flotation bearing / K. Feng, J.C. Cao, K. Zhang; applicant and patent holder Hunan University. – № 202111418674; appl. 26.11.2021; publ. 04.03.2022.

236. Pat. 205207454 U China, IPC F16C 41/00, F16N 1/00, F16N 31/02. Smart sliding bearing oil pan oil supply system / W.B. Sun, B. Luo, J. Zhu, X.J. Liu, C.L. Gong; applicant and patent holder Hunan Chongde Technology Co., Ltd. – № 201520938511.8; appl. 21.11.2015; publ. 04.05.2016.

237. Pat. 206420583 U China, IPC G01K 11/32, G01B 11/06. Fiber optic sensor capable of simultaneously detecting the thickness and temperature of the lubricant film of sliding bearing / P. Zhang, L.L. He; applicant and patent holder Xian University of Architecture and Technology. – № 201621458930.2; appl. 28.12.2016; publ. 18.08.2017.

238. Pat. 3280993 B1 European, IPC F16C 41/00, F16C 17/02, G01M 13/04, F16C 7/06, F16C/17/24. Bearing with wear sensor / G. Andrew, B. Duane, S. Richard; applicant and patent holder New Hampshire Ball Bearings Inc. – № 16777237.5; appl. 07.04.2015; publ. 13.10.2016/

239. Pat. 9188462 B2 USA, IPC G01D 5/26, F16C 41/00, G01D 5/14, G01D 5/245, G01D 11/24, G01P 3/44. Rotation sensor-equipped bearing / K. Omoto, S. Takada; applicant and patent holder Current Assignee. – № 13/805349; appl. 27.06.2011; publ. 17.11.2015.

240. PFAS-free Lubricants from Bechem [Электронный ресурс]. – URL: https://www.bechem.de/de_en/lubricants/a-word-about-pfas.html (дата обращения: 15.09.2024).

241. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – A systematic validation of simulation results with experimental measurements / H. Allmaier, C. Priestner, C. Six, H.H. Priebisch, C. Forstner, F. Novotny-Farkas // Tribology International. – 2011. – № 44. – P. 1151–1160.

242. Rabinowicz, E. Friction and Wear of Materials / E. Rabinowicz. – 2nd edn. – New York: John Wiley & Sons, 1995.

243. Rabinowicz, E. Friction and Wear of Materials. – 2nd ed. – New York: John Wiley & Sons, 1995.
244. Rabinowicz, E. Handbook of Lubrication. Vol. 2 / E. Rabinowicz. – Boca Raton, Fla: CRC Press, 1984.
245. Ramadan, M. Novel Approach for Using Ductile Iron as Substrate in Bimetallic Materials for Higher Interfacial Bonding Bearings / M. Ramadan, K. M. Hafes, A. S. Alghamdi [et al.] // InterMetalcast. – 2022. – Vol. 16. – P. 987 – 1000.
246. Razali, N. M. Power comparisons of shapiro-wilk, kolmogorov-smirnov, lilliefors and anderson-darling tests / N. M. Razali, Y. B. Wah // Journal of statistical modeling and analytics. – 2011. – № 2(1). – Pp. 21–33.
247. RepairAxes [Электронный ресурс]. – Информационный портал о ремонте автомобилей. Официальный сайт. – Режим доступа: <http://repairaxes.ru/> (дата обращения: 20.10.2024).
248. Research: achievements [Электронный ресурс] // Lanzhou Institute of Chemical Physics, Chinese Academy of Sciences. – URL: <http://english.licp.cas.cn/home/research/achievements/> (дата обращения: 15.09.2024).
249. Rodichev, A. Analysis of the wear resistance of a hard anti-friction coating, applied to a plain bearing, under the conditions of boundary friction / A. Rodichev, A. Novikov, A. Gorin, M. Tokmakova // Transportation Research Procedia. – 2021. – Vol. 57. – P. 573 – 580.
250. Rodichev, A. Comparative analysis of methods for studying the adhesion of antifriction coatings for automotive friction units / A. Rodichev, A. Novikov, A. Gorin, M. Tokmakova // AIP Conference Proceedings. – 2022. – Vol. 2503. – P. 060010.
251. Rodichev, A. Intelligent Diagnostic System for the Sliding Bearing Unit / A. Rodichev, A. Gorin, K. Nastepanin, R. Polyakov // Lecture Notes in Networks and Systems. – 2023. – Vol. 717. – P. 577 – 586.
252. Rodichev, A. Modeling and research of the process of preparing the surface of a part for thermal spray coating / A. Novikov, A. Rodishev, A. Gorin, M. Tokmakova // MATEC Web of Conferences. – 2020. – Vol. 329. – P. 03052.

253. Rodichev, A.Y. Adhesive strength research of film antifriction coatings / A.Y. Rodichev, A.V. Gorin, M.A. Tokmakova // Materials Today: Proceedings. – 2019. – Vol. 19, № 5. – P. 2329 – 2332.
254. Rodichev, A.Y. Experimental Studies of Wear Resistance of Anti-Friction Coatings of Bimetal Fluid-film Bearings / A.Y. Rodichev, A.Y. Babin, A.V. Gorin // Materials Science Forum Submitted. – 2019. – Vol. 946. – P. 325 – 330.
255. Rodichev, A.Y. Formation of film antifriction coatings on the friction surfaces of machine parts / A.Y. Rodichev, A.V. Gorin, N.V. Tokmakov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 709, Issue 1. – P. 022053.
256. Rodichev, A.Y. Investigation of the Influence of Kinematic and Geometric Parameters of the Thermo-Sprayer Location on the Adhesion Strength of Anti-Friction Coating / A.Y. Rodichev, E.N. Gryadynova, A.V. Gorin // Solid State Phenomena: International Conference on Industrial Engineering. – 2020. – Vol. 299. – P. 902 – 907.
257. Rodichev, A.Y. Research on influence of technology of bimetal fluid-film bearing manufacturing on microstructure and microhardness of antifriction coating and steel base / A.Y. Rodichev, A.V. Sytin, V.O. Tyurin // Solid State Phenomena: International Conference on Industrial Engineering, ICIE. – 2017. – Vol. 265. – P. 416 – 421.
258. Rodichev, A.Y. Study of the Micro-Hardness of Anti-Friction Coating after Plastic Deformation in Bimetallic Sliding Bearings / A.Y. Rodichev, A.V. Gorin, M.A. Tokmakova // Solid State Phenomena: International Conference on Industrial Engineering, ICIE. – 2020. – Vol. 299. – P. 812 – 817.
259. Rodichev, A.Y. Technological increase of adhesion strength between antifriction coating and base in bimetal fluid-film bearings / A.Y. Rodichev, A.V. Sytin, V.V. Barabash // Solid State Phenomena: International Conference on Industrial Engineering, ICIE. – 2017. – Vol. 265. – P. 284 – 289.
260. Rodichev, A.Y. Technological support for the durability of the balancing suspension of the car / A.Y. Rodichev, A.N. Novikov, A.V. Gorin, N.V. Tokmakov //

IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 971 (5). – P. 052081.

261. Rodichev, A.Y. Varying of Oil Consumption of Fluid-film Bearing's Surface Layer by Means of Application of Anti-Friction Coatings / A.Y. Rodichev, A.V. Sytin, V.O. Tyurin // Solid State Phenomena: International Conference on Industrial Engineering, ICIE. – 2018. – Vol. 284. – P. 1263 – 1267.

262. Rodichev, A.Yu. The influence of surface preparation methods on the adhesion of film antifriction coatings / A. Yu. Rodichev, A. V. Gorin, S. V. Kolpakova, M. A. Tokmakova // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – Vol. 971. – P. 032016.

263. Santos, L.P. Multifunctional coatings of exfoliated and reassembled graphite on cellulosic substrates / L. P. Santos, D. Soares Da Silva, J. P. Ferreira Bertacchi [et al.] // Faraday Discussions. – 2021. – Vol. 227. – P. 105 – 124. DOI: 10.1039/c9fd00109c.

264. Shutin, D. Control of Rotor Motion Using Active Fluid-Film Bearings / D. Shutin, L. Savin // Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, Mechanisms and Machine Science 21. – Springer International Publishing Switzerland, 2015. – Pp. 1115 – 1122.

265. Sikorska J. Z. et al. Prognostic modelling options for remaining useful life estimation by industry // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2011.

266. Singh, K. Bootstrap: a statistical method [Электронный ресурс] / K. Singh, M. Xie. – Unpublished manuscript, Rutgers University, USA, 2008. – Режим доступа: <http://www.stat.rutgers.edu/home/mxie/RCPapers/bootstrap.pdf> (дата обращения: 20.10.2024).

267. Sputtering Targets and Thin Film Materials Global Manufacturer [Электронный ресурс] // Stanford Advanced Materials. – URL: <https://www.sputtertargets.net/> (дата обращения: 15.09.2024).

268. Suh, S. Supervised Health Stage Prediction Using Convolutional Neural Networks for Bearing Wear / S. Suh, J. Jang, S. Won, M. S. Jha, Y. O. Lee // Sensors. – 2020. – Vol. 20.

269. The Annals of Statistics [Электронный ресурс]. – Institute of Mathematical Statistics, 1979. – № 7 (1). – Режим доступа: https://archive.org/details/sim_annals-of-statistics_1979-01_7_1/page/n5/mode/2up (дата обращения: 20.10.2024).
270. Volvo Trucks Brings Volvo Dynamic Steering to North America [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.volvotrucks.ca/en-ca/news-and-stories/press-releases/2019/september/volvo-trucks-brings-volvo-dynamic-steering-to-north-america> (дата обращения: 20.10.2024).
271. Wang, R. Remaining Useful Life Prediction of Rolling Bearings Based on Multiscale Convolutional Neural Network with Integrated Dilated Convolution Blocks / R. Wang, R. Shi, X. Hu, C. Shen // Shock Vib. – 2021. – № 2021(1). – P. 1 – 11.
272. Wen, J. Remaining Useful Life Prediction of Bearings with the Unscented Particle Filter Approach / J. Wen, H. Gao // J. Vib. Shock. – 2018. – Vol. 37. – P. 208 – 213.
273. Wen, P. Remaining Useful Life Prediction of IIoT-Enabled Complex Industrial Systems with Hybrid Fusion of Multiple Information Sources / P. Wen, Y Li., S. Chen, S. Zhao // IEEE Internet Things J. – 2021. – Vol. 8. – P. 9045 – 9058.
274. Whitford Corporation [Электронный ресурс]. – URL: https://www.coatingsworld.com/contents/view_top-companies-report/2016-07-07/79-whitford-corporation/ (дата обращения: 15.09.2024).
275. Xinchen, Z. A hybrid model for wear prediction of a single revolute joint considering a time-varying lubrication condition / Z. Xinchen, S.A. Sajad, T. Yu, L. Xihui // Wear. – 2020. – Vol. 442 – 443.
276. Xu, B. et al. Empirical Evaluation of Rectified Activations in Convolutional Networks. – arXiv:1505.00853, 2015.
277. Yan, J., He Z., He S. A Deep Learning Framework for Sensor-Equipped Machine Health Indicator Construction and Remaining Useful Life Prediction // Comput. Ind. Eng. – 2022. – Vol. 172.
278. Yu W., Shao Y., Xu J., Mechefske C. An Adaptive and Generalized Wiener Process Model with a Recursive Filtering Algorithm for Remaining Useful Life Estimation // Reliab. Eng. Syst. Saf. – 2022. – Vol. 217.

279. ZF разработал умные задние амортизаторы для коммерческих авто [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://asdap.ru/news/transport/9936-zf_razrabotal_umnie_zadnie_amortizatori_dlya_kommercheskih_avto.html?ysclid=m7wbyj71uh995003878 (дата обращения: 20.10.2024).

280. Zhang, Z. et al. Prognostics and Health Management of Engineering Systems. – Springer, 2017.

281. Zhmud, B. Developing energy-efficient lubricants and coatings for automotive applications / B. Zhmud // Tribology and Lubrication Technology. – 2011. – Vol. 9. – C. 42 – 49.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

**Объекты интеллектуальной собственности
(Свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ)**

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2021680059

**Программа расчета основных характеристик
биметаллических подшипников скольжения**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Орловский государственный университет имени И.С.
Тургенева» (ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С. Тургенева») (RU)*

Авторы: *Родичев Алексей Юрьевич (RU), Горин Андрей
Владимирович (RU), Родичева Ирина Владимировна (RU),
Токмакова Мария Андреевна (RU)*

Заявка № **2021669470**

Дата поступления **29 ноября 2021 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **07 декабря 2021 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Геннадий Павлович Ивлиев

Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2022618435

Программа мониторинга состояния подшипника скольжения в реальном времени и предиктивной диагностики предельного изнашивания рабочей поверхности

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)*

Авторы: *Родичев Алексей Юрьевич (RU), Поляков Роман Николаевич (RU), Настепанин Кирилл Константинович (RU), Попов Сергей Георгиевич (RU), Родичева Ирина Владимировна (RU)*

Заявка № 2022617494

Дата поступления 25 апреля 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 06 мая 2022 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2022662940

Программа оценки состояния подшипника скольжения с контролируемым износом

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)*

Авторы: *Родичев Алексей Юрьевич (RU), Поляков Роман Николаевич (RU), Бондаренко Максим Эдуардович (RU), Горин Андрей Владимирович (RU), Родичева Ирина Владимировна (RU)*

Заявка № **2022661861**

Дата поступления **24 июня 2022 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **07 июля 2022 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ**СВИДЕТЕЛЬСТВО****о государственной регистрации программы для ЭВМ****№ 2023663977****Программа мониторинга состояния подшипниковых
узлов скольжения в режиме реального времени**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Орловский государственный университет имени И.С.
Тургенева» (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)*

Авторы: *Иванов Олег Анатольевич (RU), Родичев Алексей
Юрьевич (RU), Поздняков Андрей Константинович (RU),
Родичева Ирина Владимировна (RU)*

Заявка № 2023663333**Дата поступления 26 июня 2023 г.****Дата государственной регистрации****в Реестре программ для ЭВМ 29 июня 2023 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ**СВИДЕТЕЛЬСТВО****о государственной регистрации программы для ЭВМ****№ 2023664598****Прошивка микроконтроллера для системы
мониторинга состояния подшипниковых узлов
скольжения**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Орловский государственный университет имени И.С.
Тургенева» (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)*

Авторы: *Иванов Олег Анатольевич (RU), Родичев Алексей
Юревич (RU), Поздняков Андрей Константинович (RU),
Родичева Ирина Владимировна (RU)*

Заявка № **2023663330**Дата поступления **26 июня 2023 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **05 июля 2023 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ**СВИДЕТЕЛЬСТВО****о государственной регистрации программы для ЭВМ****№ 2023665005****Прошивка микроконтроллера для мониторинга
состояния подшипниковых узлов скольжения в режиме
реального времени**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Орловский государственный университет имени И.С.
Тургенева» (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)*

Авторы: *Иванов Олег Анатольевич (RU), Родичев Алексей
Юревич (RU), Поздняков Андрей Константинович (RU),
Родичева Ирина Владимировна (RU)*

Заявка № 2023663340**Дата поступления 26 июня 2023 г.****Дата государственной регистрации****в Реестре программ для ЭВМ 11 июля 2023 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2023687914

**Программа приема, хранения и обработки данных,
получаемых от IoT датчиков промышленного
оборудования по протоколу MQTT**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования «Орловский
государственный университет имени И.С. Тургенева» (ОГУ им.
И.С. Тургенева) (RU)*

Авторы: *Родичев Алексей Юрьевич (RU), Иванов Олег Анатольевич
(RU), Родичева Ирина Владимировна (RU), Васильев Кирилл
Владимирович (RU), Толкачева Дарья Вячеславовна (RU)*

Заявка № 2023687359

Дата поступления **06 декабря 2023 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **19 декабря 2023 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ**СВИДЕТЕЛЬСТВО****о государственной регистрации программы для ЭВМ****№ 2024612988****Интерфейс программирования генеративно-
состязательной модели машинного обучения для
системы предиктивной диагностики подшипников
скольжения**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования «Орловский
государственный университет имени И.С. Тургенева» (ОГУ им.
И.С. Тургенева) (RU)*

Авторы: *Родичев Алексей Юрьевич (RU), Иванов Олег Анатольевич (RU), Родичева Ирина Владимировна (RU), Васильев Кирилл Владимирович (RU), Толкачева Дарья Вячеславовна (RU)*

Заявка № 2024612057**Дата поступления 05 февраля 2024 г.****Дата государственной регистрации****в Реестре программ для ЭВМ 07 февраля 2024 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2024612989

**Программа расчета ресурса эксплуатации подшипников
скольжения балансирной подвески грузового
автомобиля**

Правообладатель: **Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Орловский государственный университет имени И.С.
Тургенева» (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)**

Авторы: **Родичев Алексей Юрьевич (RU), Бондаренко Максим
Эдуардович (RU), Родичева Ирина Владимировна (RU),
Смирнова Кристина Владимировна (RU), Серебренников
Артём Дмитриевич (RU)**

Заявка № 2024612053

Дата поступления **05 февраля 2024 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **07 февраля 2024 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



ПРИЛОЖЕНИЕ Б

**Акты внедрения законченной научно-исследовательской работы
(Методика расчета ресурса подшипников скольжения)**

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель генерального директора
ООО «АПК Юность»

А.В. Попов

2024 г.



АКТ

о внедрении результатов законченной научно-исследовательской работы

Настоящий акт составлен представителями ООО «АПК Юность»: А.В. Поповым - заместителем генерального директора; Л.М. Ефремовым - главным инженером; А.А. Гунином - инженером по механизации и представителем ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» А.Ю. Родичевым - доцентом кафедры мехатроники, механики и робототехники, в том, что на ООО «АПК Юность» апробирована и внедрена методика расчета ресурса работы подшипников скольжения (втулок) балансирной подвески автомобиля КамАЗ включающая математическую модель расчета характеристик подшипника скольжения (Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ 2021680059 РФ) и математическую модель расчета степени износа антифрикционных поверхностей подшипников скольжения (втулок) балансирной подвески автомобиля КамАЗ в зависимости от режимов эксплуатации (Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ 2024612989 РФ).

Для этого представителями ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» выполнены следующие мероприятия:

- передано программное обеспечение и рекомендации по его использованию;
- обучен навыкам проведения расчетов один специалист ООО «АПК Юность»;
- проведены тестовые расчеты ресурса работы подшипников скольжения балансирных подвесок автомобилей семейства КамАЗ совместно с представителями ООО «АПК Юность».

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

А.Ю. Родичев

Представители
ООО «АПК Юность»
Главный инженер

Л.М. Ефремов

Инженер по механизации

А.А. Гунин

**АКТ**

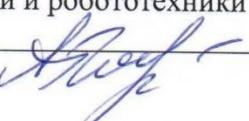
о внедрении результатов законченной научно-исследовательской работы

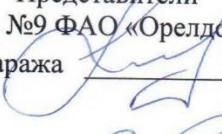
Настоящий акт составлен представителями Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой»: А.А. Кулаковым - директором; И.А. Усовым – начальником гаража; С.В. Важниным – контролером ОТК и представителем ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» А.Ю. Родичевым – доцентом кафедры мехатроники, механики и робототехники, в том, что на Автобазе №9 ФАО «Орелдорстрой» апробирована и внедрена методика расчета ресурса работы подшипников скольжения (втулок) балансирной подвески автомобиля КамАЗ включающая математическую модель расчета характеристик подшипника скольжения (Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ 2021680059 РФ) и математическую модель расчета степени износа антифрикционных поверхностей подшипников скольжения (втулок) балансирной подвески автомобиля КамАЗ в зависимости от режимов эксплуатации (Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ 2024612989 РФ).

Для этого представителями ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» выполнены следующие мероприятия:

- передано программное обеспечение и рекомендации по его использованию;
- обучен навыкам проведения расчетов один специалист Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой»;
- проведены тестовые расчеты ресурса работы подшипников скольжения балансирных подвесок автомобилей семейства КамАЗ совместно с представителями Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой».

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники


А.Ю. Родичев

Представители
Аvtobaz №9 FAO «Orel Dorstroy»
Начальник гаража  И.А. Усов

Контролер ОТК  С.В. Важнин



АКТ
о внедрении результатов законченной научно-исследовательской работы

Настоящий акт составлен представителями ООО «Белмаг»: О.Н. Речанским – главным инженером; В.А. Кузенко – главным механиком; М.В. Шарпило – механиком и представителем ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» А.Ю. Родичевым – доцентом кафедры мехатроники, механики и робототехники, в том, что на ООО «Белмаг» апробирована и внедрена методика расчета ресурса работы подшипников скольжения (втулок) балансирной подвески автомобиля КамАЗ включающая математическую модель расчета характеристик подшипника скольжения (Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ 2021680059 РФ) и математическую модель расчета степени износа антифрикционных поверхностей подшипников скольжения (втулок) балансирной подвески автомобиля КамАЗ в зависимости от режимов эксплуатации (Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ 2024612989 РФ).

Для этого представителями ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» выполнены следующие мероприятия:

- передано программное обеспечение и рекомендации по его использованию;
 - обучен навыкам проведения расчетов один специалист ООО «Белмаг»;
 - проведены тестовые расчеты ресурса работы подшипников скольжения балансирных подвесок автомобилей семейства КамАЗ совместно с представителями ООО «Белмаг».

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

 А.Ю. Родичев

Представители
ООО «Белмаг»
Главный инженер
Онур О.Н. Речанский

Главный механик Кузенков В.А. Кузенко

Механик М.В. Шарпило

**АКТ**

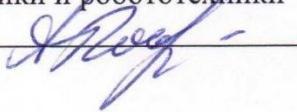
о внедрении результатов законченной научно-исследовательской работы

Настоящий акт составлен представителями ООО «Белдорстрой»: Омельянюк Д.Т.-главным механиком, Ворониным А.Е. ведущим инженером, Головиным О.В. оператором по мониторингу транспорта и представителем ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» А.Ю. Родичевым – доцентом кафедры мехатроники, механики и робототехники, в том, что на ООО «Белдорстрой» апробирована и внедрена методика расчета ресурса работы подшипников скольжения (втулок) балансирной подвески автомобиля КамАЗ включающая математическую модель расчета характеристик подшипника скольжения (Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ 2021680059 РФ) и математическую модель расчета степени износа антифрикционных поверхностей подшипников скольжения (втулок) балансирной подвески автомобиля КамАЗ в зависимости от режимов эксплуатации (Свидетельство о гос. регистрации программы для ЭВМ 2024612989 РФ).

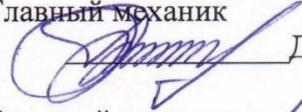
Для этого представителями ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» выполнены следующие мероприятия:

- передано программное обеспечение и рекомендации по его использованию;
- обучен навыкам проведения расчетов один специалист ООО «Белдорстрой»;
- проведены тестовые расчеты ресурса работы подшипников скольжения балансирных подвесок автомобилей семейства КамАЗ совместно с представителями ООО «Белдорстрой».

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

 А.Ю. Родичев

Представители
ООО «Белдорстрой»
Главный механик

 Д.Т. Омельянюк

Ведущий инженер

 А.Е. Воронин

Оператор по мониторингу
транспорта  О.В. Головин

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Объекты интеллектуальной собственности (Патенты РФ)

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) RU (11) 2 509 236⁽¹³⁾ C2

(51) МПК
F16C 33/04 (2006.01)
C23C 4/02 (2006.01)
C23C 4/06 (2006.01)

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2012123765/11, 07.06.2012	(72) Автор(ы):
(24) Дата начала отсчета срока действия патента: 07.06.2012	Савин Леонид Алексеевич (RU), Родичев Алексей Юрьевич (RU), Просекова Анастасия Владимировна (RU), Павликов Павел Викторович (RU), Филатов Алексей Николаевич (RU)
Приоритет(ы):	(73) Патентообладатель(и):
(22) Дата подачи заявки: 07.06.2012	Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Государственный университет - учебно- научно-производственный комплекс" (ФГБОУ ВПО "Госуниверситет-УНПК") (RU)
(45) Опубликовано: 10.03.2014 Бюл. № 7	
(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: RU 2416744 C1, 20.04.2011. RU 2424888 C2, 27.07.2011. RU 2212324 C2, 20.09.2003. US 2002026782 A1, 07.03.2002.	
Адрес для переписки: 302020, г.Орел, Наугорское ш., 29, ФГБОУ ВПО "Государственный университет - учебно-научно-производственный комплекс" (ФГБОУ ВПО "Госуниверситет "УНПК")	

(54) СПОСОБ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ**(57) Реферат:**

Изобретение относится к области машиностроения и ремонта машин и может быть использовано как при изготовлении новых деталей, так и при восстановлении изношенных деталей, в частности подшипников скольжения. Способ заключается в изготовлении стальной втулки с наружным диаметром, равным посадочному диаметру узла, после чего на внутренней цилиндрической поверхности создают микрорельеф без нарезания «рваной» резьбы, четырьмя сдвоенными роликами методом центробежно-инерционного накатывания. На

подготовленную таким образом внутреннюю поверхность напыляется газопламенным способом антифрикционный порошок на основе меди, диаметр частиц которого составляет 40 мкм. После напыления осуществляют механическую обработку. Технический результат: повышение прочности сцепления напыленного слоя с основой и возможность применения этого способа для изготовления тонкостенных биметаллических подшипников скольжения, за счет равномерного распределения усилия при нанесении микрорельефа на обрабатываемой поверхности. 1 ил.

RU 2 509 236 C2

RU 2 509 236 C2

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) RU (11) 2 539 515⁽¹³⁾ C2(51) МПК
F16C 33/00 (2006.01)
B23P 6/00 (2006.01)ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21)(22) Заявка: 2013118885/02, 23.04.2013
 (24) Дата начала отсчета срока действия патента:
 23.04.2013
 Приоритет(ы):
 (22) Дата подачи заявки: 23.04.2013
 (43) Дата публикации заявки: 27.10.2014 Бюл. № 30
 (45) Опубликовано: 20.01.2015 Бюл. № 2
 (56) Список документов, цитированных в отчете о
 поиске: RU 2416744 C2, 20.04.2011. RU
 2424888 C2, 27.07.2011. SU 1123827 A,
 15.11.1984. SU 1754390 A1, 15.08.1992. DE
 19609028 A1 11.09.1997
 Адрес для переписки:
 302019, г.Орел, ул. Генерала Родина, 69, ФГБОУ
 ВПО Орел ГАУ

(72) Автор(ы):
 Коренев Владислав Николаевич (RU),
 Родичев Алексей Юрьевич (RU),
 Карасёв Иван Сергеевич (RU),
 Семёнов Александр Васильевич (RU)
 (73) Патентообладатель(и):
 Федеральное государственное бюджетное
 образовательное учреждение высшего
 профессионального образования "Орловский
 государственный аграрный университет"
 (ФГБОУ ВПО Орел ГАУ) (RU),
 Государственное научное учреждение
 Всероссийский научно-исследовательский
 технологический институт ремонта и
 эксплуатации машинно-тракторного парка
 Российской академии сельскохозяйственных
 наук (ГНУ ГОСНИТИ Россельхозакадемии)
 (RU)

R U 2 5 3 9 5 1 5 3 9 5 1 C 2

(54) СПОСОБ ПОЛУЧЕНИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

(57) Реферат:
 Изобретение относится к области машиностроения и ремонта машин и может быть использовано при изготовлении новых деталей или при восстановлении изношенных деталей, в частности подшипников скольжения. В способе осуществляют подготовку внутренней цилиндрической поверхности подшипника скольжения нарезанием «рваной» резьбы, нанесение на нее антифрикционного покрытия с

последующей механической обработкой пластическим деформированием накатыванием антифрикционного покрытия твердосплавным инструментом. Полученный подшипник скольжения из стальной втулки с напыленным слоем бронзы обладает более высокими показателями качества поверхностного слоя и более долговечен при одновременной низкой стоимости.

R U

R U 2 5 3 9 5 1 5 3 9 5 1 C 2

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2708410

**СПОСОБ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПОДШИПНИКА
СКОЛЬЖЕНИЯ**

Патентообладатель: **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ имени И.С. ТУРГЕНЕВА" (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)**

Авторы: **Родичев Алексей Юрьевич (RU), Поляков Роман Николаевич (RU), Савин Леонид Алексеевич (RU), Горин Андрей Владимирович (RU), Токмакова Мария Андреевна (RU)**

Заявка № 2018146970

Приоритет изобретения **26 декабря 2018 г.**

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **06 декабря 2019 г.**

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает **26 декабря 2038 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ильин



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2734210

**СПОСОБ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ВТУЛКИ ПОДШИПНИКА
СКОЛЬЖЕНИЯ**

Патентообладатель: **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ имени И.С. ТУРГЕНЕВА" (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)**

Авторы: **Родичев Алексей Юрьевич (RU), Горин Андрей Владимирович (RU), Поляков Роман Николаевич (RU), Савин Леонид Алексеевич (RU), Токмакова Мария Андреевна (RU)**

Заявка № 2019142063

Приоритет изобретения **16 декабря 2019 г.**

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **13 октября 2020 г.**

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает **16 декабря 2039 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ильин





РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

на изобретение

№ 2750542

МЕХАТРОННЫЙ ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ

Патентообладатель: **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
"ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени И.С. ТУРГЕНЕВА" (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)**

Авторы: **Новиков Александр Николаевич (RU), Родичев
Алексей Юрьевич (RU), Поляков Роман Николаевич (RU),
Горин Андрей Владимирович (RU)**

Заявка № 2020132615

Приоритет изобретения **23 сентября 2020 г.**

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **29 июня 2021 г.**

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает **23 сентября 2040 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

G.P. Ильин



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2753151

СПОСОБ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ РОТОРНЫХ СИСТЕМ

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева" (ФГБОУ ВО "ОГУ имени И.С. Тургенева") (RU)*

Авторы: *Поляков Роман Николаевич (RU), Корнаев Алексей Валерьевич (RU), Казаков Юрий Николаевич (RU), Родичев Алексей Юрьевич (RU)*

Заявка № 2020131421

Приоритет изобретения **23 сентября 2020 г.**

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **12 августа 2021 г.**

Срок действия исключительного права
на изобретение истекает **23 сентября 2040 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 0x02A5CFBC00B1ACAF59A4A0A2F08092E9A118
Владелец **Ильин Григорий Петрович**
Действителен с 15.01.2021 по 15.01.2035

Г.П. Ильин



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2783323

СПОСОБ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ С ВОЗМОЖНОСТЬЮ ДИАГНОСТИКИ ПРЕДЕЛЬНОГО ИЗНАШИВАНИЯ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ имени И.С. ТУРГЕНЕВА" (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)*

Авторы: *Родичев Алексей Юрьевич (RU), Поляков Роман Николаевич (RU), Горин Андрей Владимирович (RU), Родичева Ирина Владимировна (RU), Фетисов Александр Сергеевич (RU)*

Заявка № 2022114024

Приоритет изобретения **24 мая 2022 г.**

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений
Российской Федерации 11 ноября 2022 г.

Срок действия исключительного права
на изобретение истекает **24 мая 2042 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 68080077e1e40f0a94edb2d24145d5c7
Владелец Зубов Юрий Сергеевич
Действителен с 2.03.2022 по 26.05.2023

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2783716

УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ ИЗНОСА ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Патентообладатель: **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ имени И. С. ТУРГЕНЕВА" (ОГУ им. И. С. Тургенева) (RU)**

Авторы: **Родичев Алексей Юрьевич (RU), Поляков Роман Николаевич (RU), Попов Сергей Георгиевич (RU), Горин Андрей Владимирович (RU), Родичева Ирина Владимировна (RU)**

Заявка № **2022110171**

Приоритет изобретения **13 апреля 2022 г.**

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **16 ноября 2022 г.**

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает **13 апреля 2042 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 68b80077e14e40f0a94ebdb24145d5c7
Владелец Зубов Юрий Сергеевич
Действителен с 2.03.2022 по 26.05.2023

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2817311

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ РОТОРНЫХ СИСТЕМ

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ имени И.С. ТУРГЕНЕВА" (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)*

Авторы: *Родичев Алексей Юрьевич (RU), Иванов Олег Анатольевич (RU), Родичева Ирина Владимировна (RU), Поздняков Андрей Константинович (RU), Горин Андрей Владимирович (RU)*

Заявка № 2023128243

Приоритет изобретения **30 октября 2023 г.**

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **15 апреля 2024 г.**

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает **30 октября 2043 г.**



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 429b6a0fe3653164ba96fb3b73b4aa7
Владелец Зубов Юрий Сергеевич
Действителен с 10.05.2023 по 02.08.2024

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2822207

ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНАЯ ОПОРА СКОЛЬЖЕНИЯ

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ имени И.С. ТУРГЕНЕВА" (ОГУ им. И.С. Тургенева) (RU)*

Авторы: *Родичев Алексей Юрьевич (RU), Иванов Олег Анатольевич (RU), Родичева Ирина Владимировна (RU), Поздняков Андрей Константинович (RU), Горин Андрей Владимирович (RU)*

Заявка № 2023119668

Приоритет изобретения 25 июля 2023 г.

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 03 июля 2024 г.

Срок действия исключительного права
на изобретение истекает 25 июля 2043 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 429b6a0fe3853164aba96fb3b73b4aa7
Владелец Зубов Орий Сергеевич
Действителен с 10.05.2023 по 02.08.2024

Ю.С. Зубов

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

**Акты эксплуатационных испытаний
биметаллических подшипников скольжения**

УТВЕРЖДАЮ
Заместитель генерального директора
ООО «АПК Юность»
А.В. Попов
«15» ноября 2024 г.

АКТ

эксплуатационных испытаний партии деталей

Настоящий акт составлен о результатах эксплуатационных испытаний партии биметаллических подшипников скольжения (втулок) балансирного устройства автомобиля КамАЗ представителями ООО «АПК Юность» и представителем кафедры мехатроники, механики и робототехники ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева».

На участке технического обслуживания и ремонта ООО «АПК Юность» была проведена установка партии биметаллических подшипников скольжения балансирного устройства автомобиля КамАЗ в количестве 8 шт. Подшипники скольжения были установлены в балансирную подвеску двух автомобилей КамАЗ: номер A337C857 (автомобиль №1) и номер P706PX37 (автомобиль №2). Установленные биметаллические подшипники скольжения были изготовлены посредством нанесения многослойного покрытия на механически обработанное стальное основание методом газопламенного напыления с последующим межслойным пластическим деформированием антифрикционного слоя (Пат.2708410 РФ; Пат.2539515 РФ). После сборки узел балансирной подвески полностью соответствовал всем техническим требованиям и был принят главным инженером и инженером по механизации. После установки зазор между осью балансира и подшипником скольжения составил 0,17 мм (автомобиль №1) и 0,16 мм (автомобиль №2), что в обоих случаях соответствует нижней границе допуска для данного соединения.

За время испытаний автомобили с экспериментальными подшипниками скольжения в составе балансирной подвески использовались на работах, связанных с транспортировкой грузов. Условия эксплуатации: дорожное покрытие – асфальт (30%), грунтовая дорога (40%), бездорожье (30%); скоростной режим 10÷90 км/ч. Оценка состояния биметаллического подшипника скольжения проводилась по его износу при пробеге для автомобиля №1 – 31133 км, для автомобиля №2 – 61652 км.

Для автомобиля №1 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,37 мм	0,35 мм	0,34 мм	0,36 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,17 мм все подшипники скольжения являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм.

Для автомобиля №2 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,76 мм	0,73 мм	0,71 мм	0,74 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,16 мм все подшипники скольжения являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм.

Согласно полученным результатам было установлено, что экспериментальные подшипники скольжения успешно выдержали эксплуатационные испытания и признаны годными для выполнения своего назначения.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

А.Ю. Родичев

Представители
ООО «АПК Юность»
Главный инженер
Л.М. Ефремов

Инженер по механизации
А.А. Гунин

Продолжение приложения Г



АКТ

эксплуатационных испытаний партии деталей

Настоящий акт составлен о результатах эксплуатационных испытаний партии биметаллических подшипников скольжения (втулок) балансирного устройства автомобиля КамАЗ представителями ООО «Белмаг» и представителем кафедры мехатроники, механики и робототехники ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева».

На участке технического обслуживания и ремонта ООО «Белмаг» была проведена установка партии биметаллических подшипников скольжения балансирного устройства автомобиля КамАЗ в количестве 8 шт. Подшипники скольжения были установлены в балансирную подвеску двух автомобилей КамАЗ: номер о048хе31 (автомобиль №1) и номер о709уо31 (автомобиль №2). Установленные биметаллические подшипники скольжения были изготовлены посредством нанесения многослойного покрытия на механически обработанное стальное основание методом газопламенного напыления с последующим межслойным пластическим деформированием антифрикционного слоя (Пат.2708410 РФ; Пат.2539515 РФ). После сборки узел балансирной подвески полностью соответствовал всем техническим требованиям и был принят главным инженером, главным механиком и механиком. После установки зазор между осью балансира и подшипником скольжения составил 0,15 мм (автомобиль №1) и 0,17 мм (автомобиль №2), что в обоих случаях соответствует нижней границе допуска для данного соединения.

За время испытаний автомобили с экспериментальными подшипниками скольжения в составе балансирной подвески использовались на работах, связанных с транспортировкой грузов. Условия эксплуатации: дорожное покрытие – асфальт (50%), грунтовая дорога (30%), бездорожье (20%); скоростной режим 10÷90 км/ч. Оценка состояния биметаллического подшипника скольжения проводилась по его износу при пробеге для автомобиля №1 – 31534 км, для автомобиля №2 – 60485 км.

Для автомобиля №1 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,28 мм	0,25 мм	0,24 мм	0,3 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,15 мм все подшипники скольжения являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм.

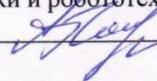
Для автомобиля №2 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

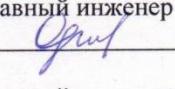
подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,62 мм	0,60 мм	0,58 мм	0,61 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,17 мм все подшипники скольжения являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм.

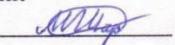
Согласно полученным результатам было установлено, что экспериментальные подшипники скольжения успешно выдержали эксплуатационные испытания и признаны годными для выполнения своего назначения.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

 А.Ю. Родичев

Представители
ООО «Белмаг»
Главный инженер
 О.Н. Речанский

Главный механик
 В.А. Кузенков

Механик
 М.В. Шарпило

Продолжение приложения Г



АКТ

эксплуатационных испытаний партии деталей

Настоящий акт составлен о результатах эксплуатационных испытаний партии биметаллических подшипников скольжения (втулок) балансирного устройства автомобиля КамАЗ представителями ООО «Белдорстрой» и представителем кафедры мехатроники, механики и робототехники ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева».

На участке технического обслуживания и ремонта ООО «Белдорстрой» была проведена установка партии биметаллических подшипников скольжения балансирного устройства автомобиля КамАЗ в количестве 8 шт. Подшипники скольжения были установлены в балансирную подвеску двух автомобилей КамАЗ: номер 08600251 (автомобиль №1) и номер 09557431 (автомобиль №2). Установленные биметаллические подшипники скольжения были изготовлены посредством нанесения многослойного покрытия на механически обработанное стальное основание методом газопламенного напыления с последующим межслойным пластическим деформированием антифрикционного слоя (Пат.2708410 РФ; Пат.2539515 РФ). После сборки узел балансирной подвески полностью соответствовал всем техническим требованиям и был принят главным механиком, ведущим инженером, оператором по мониторингу транспорта. После установки зазор между осью балансира и подшипником скольжения составил 0,15 мм (автомобиль №1) и 0,17 мм (автомобиль №2), что в обоих случаях соответствует нижней границе допуска для данного соединения.

За время испытаний автомобили с экспериментальными подшипниками скольжения в составе балансирной подвески использовались на работах, связанных с транспортировкой грузов. Условия эксплуатации: дорожное покрытие – асфальт (70%), грунтовая дорога (20%), бездорожье (10%); скоростной режим 10÷90 км/ч. Оценка состояния биметаллического подшипника скольжения проводилась по его износу при пробеге для автомобиля №1 – 30821 км, для автомобиля №2 – 60125 км.

Для автомобиля №1 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,21 мм	0,20 мм	0,20 мм	0,22 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,15 мм все подшипники скольжения являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм.

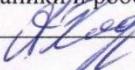
Для автомобиля №2 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,49 мм	0,46 мм	0,48 мм	0,48 мм

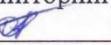
Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,17 мм все подшипники скольжения являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм.

Согласно полученным результатам было установлено, что экспериментальные подшипники скольжения успешно выдержали эксплуатационные испытания и признаны годными для выполнения своего назначения.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

 А.Ю. Родичев

Представители
ООО «Белдорстрой»
Главный механик  Д.Т. Омельянюк
Ведущий инженер  А.Е. Воронин

Оператор по мониторингу
транспорта  О.В. Головин

**АКТ**

эксплуатационных испытаний партии деталей

Настоящий акт составлен о результатах эксплуатационных испытаний партии биметаллических подшипников скольжения (втулок) балансирного устройства автомобиля КамАЗ представителями Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой» и представителем кафедры мехатроники, механики и робототехники ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева».

На участке технического обслуживания и ремонта Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой» была проведена установка партии биметаллических подшипников скольжения балансирного устройства автомобиля КамАЗ в количестве 8 шт. Подшипники скольжения были установлены в балансирную подвеску двух автомобилей КамАЗ: номер a712pk 57rus (автомобиль №1) и номер x009oc 57 rus (автомобиль №2). Установленные биметаллические подшипники скольжения были изготовлены посредством нанесения многослойного покрытия на механически обработанное стальное основание методом газопламенного напыления с последующим межслойным пластическим деформированием антифрикционного слоя (Пат.2708410 РФ; Пат.2539515 РФ). После сборки узел балансирной подвески полностью соответствовал всем техническим требованиям и был принят начальником гаража и контролером ОТК. После установки зазор между осью балансира и подшипником скольжения составил 0,17 мм (автомобиль №1) и 0,16 мм (автомобиль №2), что в обоих случаях соответствует нижней границе допуска для данного соединения.

За время испытаний автомобили с экспериментальными подшипниками скольжения в составе балансирной подвески использовались на работах, связанных с транспортировкой грузов. Условия эксплуатации: дорожное покрытие – асфальт (40%), грунтовая дорога (40%), бездорожье (20%); скоростной режим 10–90 км/ч. Оценка состояния биметаллического подшипника скольжения проводилась по его износу при пробеге для автомобиля №1 – 30931 км, для автомобиля №2 – 60768 км.

Для автомобиля №1 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,33 мм	0,31 мм	0,30 мм	0,32 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,17 мм все подшипники скольжения являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм.

Для автомобиля №2 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,72 мм	0,70 мм	0,69 мм	0,72 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,16 мм все подшипники скольжения являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм.

Согласно полученным результатам было установлено, что экспериментальные подшипники скольжения успешно выдержали эксплуатационные испытания и признаны годными для выполнения своего назначения.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

А.Ю. Родичев

Представители
Автобаза №9 ФАО «Орелдорстрой»
Начальник гаража И.А. Усов

Контролер ОТК С.В. Важкин

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

**Акты внедрения законченной научно-исследовательской работы
(Технология изготовления биметаллических подшипников)**



АКТ

о внедрении результатов законченной научно-исследовательской работы

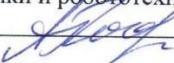
Настоящий акт составлен представителями Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой»: А.А. Кулаковым - директором; И.А. Усовым – начальником гаража; С.В. Важниным – контролером ОТК и представителем ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» А.Ю. Родичевым – доцентом кафедры мехатроники, механики и робототехники, в том, что на участке технического обслуживания и ремонта автомобилей была внедрена технология по изготовлению биметаллических подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ методом нанесения многослойного покрытия с помощью газопламенного напыления на механически обработанное стальное основание с последующим межслойным пластическим деформированием антифрикционного слоя (Пат.2708410 РФ; Пат.2539515 РФ), заключающаяся в:

- подготовка стального основания (втулка) — шаг резьбы (rvanoy) $P=3$ мм, шаг накатного ролика $t=1,6$ мм, заглубление накатного ролика $h=0,6$ мм;
- формирование подслоя из порошка ПГ-Ю5-Н (фракция $60\div70$ мкм) толщиной $t = 0,2\div0,25$ мм с дистанцией напыления $L = 180\div190$ мм, углом атаки $\alpha = 45\div50^\circ$, углом наклона термораспылителя $\beta=+5^\circ\ldots+10^\circ$;
- формирование антифрикционного слоя из материала ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 (фракция $60\div70$ мкм) толщиной $t = 0,2\div0,25$ мм с дистанцией напыления $L = 180\div190$ мм, углом атаки $\alpha = 45\div50^\circ$, угол наклона термораспылителя $\beta=+5^\circ\ldots+10^\circ$;
- послойном пластическом деформировании с силой прижатия $P = 300$ Н, подачей $S = 0,1$ мм/об и частотой вращения $n = 100$ мин $^{-1}$.

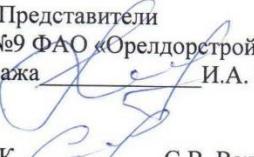
Для этого представителями ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» выполнены следующие мероприятия:

- передана эскизная документация и рекомендации по изготовлению биметаллических подшипников биметаллических подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ;
- навыкам нанесения антифрикционного покрытия обучены два специалиста Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой»;
- совместно с представителями Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой» изготовлены два биметаллических подшипника скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

 А.Ю. Родичев

Представители
Аvtobaz №9 FAO «OrelDorstroy»
Nачальник гаража

 И.А. Усов

Контролер ОТК

 С.В. Важнин

Продолжение приложения Д



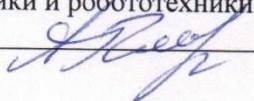
Настоящий акт составлен представителями ООО «АПК Юность»: А.В. Поповым - заместителем генерального директора; Л.М. Ефремовым - главным инженером; А.А. Гунином - инженером по механизации и представителем ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» А.Ю. Родичевым - доцентом кафедры мехатроники, механики и робототехники, в том, что на участке технического обслуживания и ремонта автомобилей была внедрена технология по изготовлению биметаллических подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ методом нанесения многослойного покрытия с помощью газопламенного напыления на механически обработанное стальное основание с последующим межслойным пластическим деформированием антифрикционного слоя (Пат.2708410 РФ; Пат.2539515 РФ), заключающаяся в:

- подготовке стального основания (втулка) — шаг резьбы (рваной) $P=3$ мм, шаг накатного ролика $t=1,6$ мм, заглубление накатного ролика $h=0,6$ мм;
- формирование подслоя из порошка ПГ-Ю5-Н (фракция 60÷70 мкм) толщиной $t = 0,2 \div 0,25$ мм с дистанцией напыления $L = 180 \div 190$ мм, углом атаки $\alpha = 45 \div 50^\circ$, углом наклона термораспылителя $\beta = +5^\circ \dots +10^\circ$;
- формирование антифрикционного слоя из материала ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 (фракция 60÷70 мкм) толщиной $t = 0,2 \div 0,25$ мм с дистанцией напыления $L = 180 \div 190$ мм, углом атаки $\alpha = 45 \div 50^\circ$, угол наклона термораспылителя $\beta = +5^\circ \dots +10^\circ$;
- послойном пластическом деформировании с силой прижатия $P = 300$ Н, подачей $S = 0,1$ мм/об и частотой вращения $n = 100$ мин⁻¹.

Для этого представителями ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» выполнены следующие мероприятия:

- передана эскизная документация и рекомендации по изготовлению биметаллических подшипников биметаллических подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ;
- навыкам нанесения антифрикционного покрытия обучены два специалиста ООО «АПК Юность»;
- совместно с представителями ООО «АПК Юность» изготовлены два биметаллических подшипника скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ.

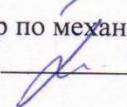
Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники


А.Ю. Родичев

Представители
ООО «АПК Юность»

Главный инженер

Л.М. Ефремов

Инженер по механизации

А.А. Гунин

Продолжение приложения Д

**АКТ**

о внедрении результатов законченной научно-исследовательской работы

Настоящий акт составлен представителями ООО «Белмаг»: О.Н. Речанским – главным инженером; В.А. Кузенко – главным механиком; М.В. Шарпило – механиком и представителем ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» А.Ю. Родичевым – доцентом кафедры мехатроники, механики и робототехники, в том, что на участке технического обслуживания и ремонта автомобилей была внедрена технология по изготовлению биметаллических подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ методом нанесения многослойного покрытия с помощью газопламенного напыления на механически обработанное стальное основание с последующим межслойным пластическим деформированием антифрикционного слоя (Пат.2708410 РФ; Пат.2539515 РФ), заключающаяся в:

- подготовка стального основания (втулка) — шаг резьбы (rvanoy) $P=3$ мм, шаг накатного ролика $t=1,6$ мм, заглубление накатного ролика $h=0,6$ мм;
- формирование подслоя из порошка ПГ-Ю5-Н (фракция 60÷70 мкм) толщиной $t = 0,2 \div 0,25$ мм с дистанцией напыления $L = 180 \div 190$ мм, углом атаки $\alpha = 45 \div 50^\circ$, углом наклона термораспылителя $\beta = +5^\circ \dots +10^\circ$;
- формирование антифрикционного слоя из материала ПР-БрАЖИМц 8,5-1,5-5-1,5 (фракция 60÷70 мкм) толщиной $t = 0,2 \div 0,25$ мм с дистанцией напыления $L = 180 \div 190$ мм, углом атаки $\alpha = 45 \div 50^\circ$, угол наклона термораспылителя $\beta = +5^\circ \dots +10^\circ$;
- послойном пластическом деформировании с силой прижатия $P = 300$ Н, подачей $S = 0,1$ мм/об и частотой вращения $n = 100$ мин⁻¹.

Для этого представителями ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» выполнены следующие мероприятия:

- передана эскизная документация и рекомендации по изготовлению биметаллических подшипников биметаллических подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ;
- навыкам нанесения антифрикционного покрытия обучены два специалиста ООО «Белмаг»;
- совместно с представителями ООО «Белмаг» изготовлены два биметаллических подшипника скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

А.Ю. Родичев

Представители
ООО «Белмаг»
Главный инженер

О.Н. Речанский

Главный механик

В.А. Кузенко

Механик

М.В. Шарпило

**АКТ**

о внедрении результатов законченной научно-исследовательской работы

Настоящий акт составлен представителями ООО «Белдорстрой»: Омельянюк Д.Т.-главным механиком, Ворониным А.Е. ведущим инженером, Головиным О.В. оператором по мониторингу транспорта и представителем ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» А.Ю. Родичевым – доцентом кафедры мехатроники, механики и робототехники, в том, что на участке технического обслуживания и ремонта автомобилей была внедрена технология по изготовлению биметаллических подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ методом нанесения многослойного покрытия с помощью газопламенного напыления на механически обработанное стальное основание с последующим межслойным пластическим деформированием антифрикционного слоя (Пат.2708410 РФ; Пат.2539515 РФ), заключающаяся в:

- подготовка стального основания (втулка) — шаг резьбы (рваной) $P=3$ мм, шаг накатного ролика $t=1,6$ мм, заглубление накатного ролика $h=0,6$ мм;
- формирование подслоя из порошка ПГ-Ю5-Н (фракция 60÷70 мкм) толщиной $t = 0,2\div0,25$ мм с дистанцией напыления $L = 180\div190$ мм, углом атаки $\alpha = 45\div50^\circ$, углом наклона термораспылителя $\beta = +5^\circ\ldots+10^\circ$;
- формирование антифрикционного слоя из материала ПР-БрАЖНМц 8,5-1,5-5-1,5 (фракция 60÷70 мкм) толщиной $t = 0,2\div0,25$ мм с дистанцией напыления $L = 180\div190$ мм, углом атаки $\alpha = 45\div50^\circ$, угол наклона термораспылителя $\beta = +5^\circ\ldots+10^\circ$;
- послойном пластическом деформировании с силой прижатия $P = 300$ Н, подачей $S = 0,1$ мм/об и частотой вращения $n = 100$ мин $^{-1}$.

Для этого представителями ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» выполнены следующие мероприятия:

- передана эскизная документация и рекомендации по изготовлению биметаллических подшипников биметаллических подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ;
- навыкам нанесения антифрикционного покрытия обучены два ООО «Белдорстрой»;
- совместно с представителями ООО «Белдорстрой» изготовлены два биметаллических подшипника скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

А.Ю. Родичев

Представители
ООО «Белдорстрой»
Главный механик
Д.Т. Омельянюк
Ведущий инженер
А.Е. Воронин

Оператор по мониторингу
транспорта О.В. Головин

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Исходные данные и результаты параметрической идентификации модели

Данные для регрессионного анализа вида

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_1x_2 + b_5x_1x_3 + b_6x_2x_3 + b_7x_1^2 + b_8x_2^2 + b_9x_3^2$$

№пп	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁ *X ₂	X ₁ *X ₃	X ₂ *X ₃	x ₁ ²	x ₂ ²	x ₃ ²	Y _{факт}	Y _{расч.}
1	150	0,2	30	30	4500	6	22500	0,04	900	2,82	3,17
2	170	0,2	30	34	5100	6	28900	0,04	900	3,4	3,59
3	190	0,2	30	38	5700	6	36100	0,04	900	3,72	3,74
4	210	0,2	30	42	6300	6	44100	0,04	900	3,44	3,63
5	230	0,2	30	46	6900	6	52900	0,04	900	2,9	3,26
6	150	0,4	30	60	4500	12	22500	0,16	900	3,47	3,27
7	170	0,4	30	68	5100	12	28900	0,16	900	3,66	3,68
8	190	0,4	30	76	5700	12	36100	0,16	900	4,03	3,83
9	210	0,4	30	84	6300	12	44100	0,16	900	3,67	3,72
10	230	0,4	30	92	6900	12	52900	0,16	900	3,38	3,34
11	150	0,8	30	120	4500	24	22500	0,64	900	3,71	3,42
12	170	0,8	30	136	5100	24	28900	0,64	900	4,06	3,83
13	190	0,8	30	152	5700	24	36100	0,64	900	4,39	3,97
14	210	0,8	30	168	6300	24	44100	0,64	900	4,21	3,85
15	230	0,8	30	184	6900	24	52900	0,64	900	4,01	3,46
16	150	1,6	30	240	4500	48	22500	2,56	900	3,42	3,53
17	170	1,6	30	272	5100	48	28900	2,56	900	3,53	3,93
18	190	1,6	30	304	5700	48	36100	2,56	900	4,03	4,05
19	210	1,6	30	336	6300	48	44100	2,56	900	3,48	3,92
20	230	1,6	30	368	6900	48	52900	2,56	900	3,31	3,52
21	150	3,2	30	480	4500	96	22500	10,24	900	3,07	3,00
22	170	3,2	30	544	5100	96	28900	10,24	900	3,37	3,36
23	190	3,2	30	608	5700	96	36100	10,24	900	3,62	3,46
24	210	3,2	30	672	6300	96	44100	10,24	900	3,09	3,30
25	230	3,2	30	736	6900	96	52900	10,24	900	3,03	2,87
26	150	0,2	45	30	6750	9	22500	0,04	2025	2,93	3,29
27	170	0,2	45	34	7650	9	28900	0,04	2025	3,5	3,70
28	190	0,2	45	38	8550	9	36100	0,04	2025	3,83	3,86
29	210	0,2	45	42	9450	9	44100	0,04	2025	3,54	3,75
30	230	0,2	45	46	10350	9	52900	0,04	2025	3,01	3,37
31	150	0,4	45	60	6750	18	22500	0,16	2025	3,58	3,39
32	170	0,4	45	68	7650	18	28900	0,16	2025	3,77	3,80
33	190	0,4	45	76	8550	18	36100	0,16	2025	4,12	3,95
34	210	0,4	45	84	9450	18	44100	0,16	2025	3,76	3,84
35	230	0,4	45	92	10350	18	52900	0,16	2025	3,49	3,46
36	150	0,8	45	120	6750	36	22500	0,64	2025	3,79	3,54
37	170	0,8	45	136	7650	36	28900	0,64	2025	4,15	3,94
38	190	0,8	45	152	8550	36	36100	0,64	2025	4,49	4,09
39	210	0,8	45	168	9450	36	44100	0,64	2025	4,29	3,96
40	230	0,8	45	184	10350	36	52900	0,64	2025	4,11	3,58
41	150	1,6	45	240	6750	72	22500	2,56	2025	3,51	3,65
42	170	1,6	45	272	7650	72	28900	2,56	2025	3,63	4,04
43	190	1,6	45	304	8550	72	36100	2,56	2025	4,13	4,17
44	210	1,6	45	336	9450	72	44100	2,56	2025	3,58	4,03
45	230	1,6	45	368	10350	72	52900	2,56	2025	3,4	3,63
46	150	3,2	45	480	6750	144	22500	10,24	2025	3,18	3,11
47	170	3,2	45	544	7650	144	28900	10,24	2025	3,47	3,48
48	190	3,2	45	608	8550	144	36100	10,24	2025	3,72	3,58
49	210	3,2	45	672	9450	144	44100	10,24	2025	3,19	3,41
50	230	3,2	45	736	10350	144	52900	10,24	2025	3,15	2,98
51	150	0,2	60	30	9000	12	22500	0,04	3600	3,06	3,39
52	170	0,2	60	34	10200	12	28900	0,04	3600	3,63	3,81
53	190	0,2	60	38	11400	12	36100	0,04	3600	3,96	3,97
54	210	0,2	60	42	12600	12	44100	0,04	3600	3,67	3,86
55	230	0,2	60	46	13800	12	52900	0,04	3600	3,14	3,48
56	150	0,4	60	60	9000	24	22500	0,16	3600	3,71	3,49

№пп	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁ *X ₂	X ₁ *X ₃	X ₂ *X ₃	x ₁ ²	x ₂ ²	x ₃ ²	Y _{факт}	Y _{расч.}
57	170	0,4	60	68	10200	24	28900	0,16	3600	3,9	3,91
58	190	0,4	60	76	11400	24	36100	0,16	3600	4,23	4,06
59	210	0,4	60	84	12600	24	44100	0,16	3600	3,89	3,94
60	230	0,4	60	92	13800	24	52900	0,16	3600	3,62	3,56
61	150	0,8	60	120	9000	48	22500	0,64	3600	3,92	3,64
62	170	0,8	60	136	10200	48	28900	0,64	3600	4,28	4,05
63	190	0,8	60	152	11400	48	36100	0,64	3600	4,62	4,19
64	210	0,8	60	168	12600	48	44100	0,64	3600	4,39	4,07
65	230	0,8	60	184	13800	48	52900	0,64	3600	4,22	3,69
66	150	1,6	60	240	9000	96	22500	2,56	3600	3,64	3,75
67	170	1,6	60	272	10200	96	28900	2,56	3600	3,76	4,15
68	190	1,6	60	304	11400	96	36100	2,56	3600	4,23	4,28
69	210	1,6	60	336	12600	96	44100	2,56	3600	3,71	4,14
70	230	1,6	60	368	13800	96	52900	2,56	3600	3,53	3,74
71	150	3,2	60	480	9000	192	22500	10,24	3600	3,31	3,22
72	170	3,2	60	544	10200	192	28900	10,24	3600	3,6	3,58
73	190	3,2	60	608	11400	192	36100	10,24	3600	3,85	3,68
74	210	3,2	60	672	12600	192	44100	10,24	3600	3,32	3,52
75	230	3,2	60	736	13800	192	52900	10,24	3600	3,26	3,09
76	150	0,2	75	30	11250	15	22500	0,04	5625	3,15	3,49
77	170	0,2	75	34	12750	15	28900	0,04	5625	3,73	3,91
78	190	0,2	75	38	14250	15	36100	0,04	5625	4,06	4,07
79	210	0,2	75	42	15750	15	44100	0,04	5625	3,77	3,96
80	230	0,2	75	46	17250	15	52900	0,04	5625	3,24	3,58
81	150	0,4	75	60	11250	30	22500	0,16	5625	3,77	3,59
82	170	0,4	75	68	12750	30	28900	0,16	5625	4,09	4,01
83	190	0,4	75	76	14250	30	36100	0,16	5625	4,31	4,16
84	210	0,4	75	84	15750	30	44100	0,16	5625	3,99	4,04
85	230	0,4	75	92	17250	30	52900	0,16	5625	3,73	3,66
86	150	0,8	75	120	11250	60	22500	0,64	5625	4,01	3,74
87	170	0,8	75	136	12750	60	28900	0,64	5625	4,37	4,15
88	190	0,8	75	152	14250	60	36100	0,64	5625	4,72	4,29
89	210	0,8	75	168	15750	60	44100	0,64	5625	4,45	4,17
90	230	0,8	75	184	17250	60	52900	0,64	5625	4,29	3,79
91	150	1,6	75	240	11250	120	22500	2,56	5625	3,73	3,85
92	170	1,6	75	272	12750	120	28900	2,56	5625	3,85	4,24
93	190	1,6	75	304	14250	120	36100	2,56	5625	4,32	4,37
94	210	1,6	75	336	15750	120	44100	2,56	5625	3,81	4,24
95	230	1,6	75	368	17250	120	52900	2,56	5625	3,61	3,84
96	150	3,2	75	480	11250	240	22500	10,24	5625	3,31	3,31
97	170	3,2	75	544	12750	240	28900	10,24	5625	3,71	3,68
98	190	3,2	75	608	14250	240	36100	10,24	5625	3,95	3,78
99	210	3,2	75	672	15750	240	44100	10,24	5625	3,41	3,61
100	230	3,2	75	736	17250	240	52900	10,24	5625	3,36	3,18
101	150	0,2	90	30	13500	18	22500	0,04	8100	3,29	3,59
102	170	0,2	90	34	15300	18	28900	0,04	8100	3,8	4,01
103	190	0,2	90	38	17100	18	36100	0,04	8100	4,15	4,16
104	210	0,2	90	42	18900	18	44100	0,04	8100	3,85	4,05
105	230	0,2	90	46	20700	18	52900	0,04	8100	3,33	3,67
106	150	0,4	90	60	13500	36	22500	0,16	8100	3,86	3,68
107	170	0,4	90	68	15300	36	28900	0,16	8100	4,1	4,10
108	190	0,4	90	76	17100	36	36100	0,16	8100	4,38	4,25
109	210	0,4	90	84	18900	36	44100	0,16	8100	4,08	4,14
110	230	0,4	90	92	20700	36	52900	0,16	8100	3,85	3,76
111	150	0,8	90	120	13500	72	22500	0,64	8100	4,1	3,83
112	170	0,8	90	136	15300	72	28900	0,64	8100	4,47	4,24
113	190	0,8	90	152	17100	72	36100	0,64	8100	4,81	4,38
114	210	0,8	90	168	18900	72	44100	0,64	8100	4,55	4,26
115	230	0,8	90	184	20700	72	52900	0,64	8100	4,35	3,88
116	150	1,6	90	240	13500	144	22500	2,56	8100	3,82	3,94
117	170	1,6	90	272	15300	144	28900	2,56	8100	3,95	4,34
118	190	1,6	90	304	17100	144	36100	2,56	8100	4,42	4,46
119	210	1,6	90	336	18900	144	44100	2,56	8100	3,9	4,33
120	230	1,6	90	368	20700	144	52900	2,56	8100	3,7	3,93
121	150	3,2	90	480	13500	288	22500	10,24	8100	3,41	3,40
122	170	3,2	90	544	15300	288	28900	10,24	8100	3,8	3,77
123	190	3,2	90	608	17100	288	36100	10,24	8100	4,05	3,87
124	210	3,2	90	672	18900	288	44100	10,24	8100	3,5	3,70
125	230	3,2	90	736	20700	288	52900	10,24	8100	3,45	3,27

Данные для регрессионного анализа вида

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_1^2 + b_5x_2^2 + b_6x_3^2$$

№пп	x_1	x_2	x_3	x_1^2	x_2^2	$Y_{\text{факт}}$	$Y_{\text{расч.}}$
1	150	0,2	30	22500	0,04	2,82	3,218
2	170	0,2	30	28900	0,04	3,4	3,618
3	190	0,2	30	36100	0,04	3,72	3,753
4	210	0,2	30	44100	0,04	3,44	3,624
5	230	0,2	30	52900	0,04	2,9	3,230
6	150	0,4	30	22500	0,16	3,47	3,309
7	170	0,4	30	28900	0,16	3,66	3,709
8	190	0,4	30	36100	0,16	4,03	3,844
9	210	0,4	30	44100	0,16	3,67	3,715
10	230	0,4	30	52900	0,16	3,38	3,321
11	150	0,8	30	22500	0,64	3,71	3,444
12	170	0,8	30	28900	0,64	4,06	3,845
13	190	0,8	30	36100	0,64	4,39	3,980
14	210	0,8	30	44100	0,64	4,21	3,851
15	230	0,8	30	52900	0,64	4,01	3,457
16	150	1,6	30	22500	2,56	3,42	3,526
17	170	1,6	30	28900	2,56	3,53	3,926
18	190	1,6	30	36100	2,56	4,03	4,062
19	210	1,6	30	44100	2,56	3,48	3,932
20	230	1,6	30	52900	2,56	3,31	3,538
21	150	3,2	30	22500	10,24	3,07	2,932
22	170	3,2	30	28900	10,24	3,37	3,332
23	190	3,2	30	36100	10,24	3,62	3,468
24	210	3,2	30	44100	10,24	3,09	3,338
25	230	3,2	30	52900	10,24	3,03	2,944
26	150	0,2	45	22500	0,04	2,93	3,321
27	170	0,2	45	28900	0,04	3,5	3,721
28	190	0,2	45	36100	0,04	3,83	3,856
29	210	0,2	45	44100	0,04	3,54	3,727
30	230	0,2	45	52900	0,04	3,01	3,333
31	150	0,4	45	22500	0,16	3,58	3,412
32	170	0,4	45	28900	0,16	3,77	3,812
33	190	0,4	45	36100	0,16	4,12	3,947
34	210	0,4	45	44100	0,16	3,76	3,818
35	230	0,4	45	52900	0,16	3,49	3,424
36	150	0,8	45	22500	0,64	3,79	3,547
37	170	0,8	45	28900	0,64	4,15	3,947
38	190	0,8	45	36100	0,64	4,49	4,083
39	210	0,8	45	44100	0,64	4,29	3,954
40	230	0,8	45	52900	0,64	4,11	3,560
41	150	1,6	45	22500	2,56	3,51	3,629
42	170	1,6	45	28900	2,56	3,63	4,029
43	190	1,6	45	36100	2,56	4,13	4,164
44	210	1,6	45	44100	2,56	3,58	4,035
45	230	1,6	45	52900	2,56	3,4	3,641
46	150	3,2	45	22500	10,24	3,18	3,035
47	170	3,2	45	28900	10,24	3,47	3,435
48	190	3,2	45	36100	10,24	3,72	3,570
49	210	3,2	45	44100	10,24	3,19	3,441
50	230	3,2	45	52900	10,24	3,15	3,047
51	150	0,2	60	22500	0,04	3,06	3,423
52	170	0,2	60	28900	0,04	3,63	3,823
53	190	0,2	60	36100	0,04	3,96	3,959
54	210	0,2	60	44100	0,04	3,67	3,830
55	230	0,2	60	52900	0,04	3,14	3,436
56	150	0,4	60	22500	0,16	3,71	3,515
57	170	0,4	60	28900	0,16	3,9	3,915
58	190	0,4	60	36100	0,16	4,23	4,050
59	210	0,4	60	44100	0,16	3,89	3,921
60	230	0,4	60	52900	0,16	3,62	3,527
61	150	0,8	60	22500	0,64	3,92	3,650
62	170	0,8	60	28900	0,64	4,28	4,050

№пп	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁ ²	X ₂ ²	Y _{факт}	Y _{расч.}
63	190	0,8	60	36100	0,64	4,62	4,186
64	210	0,8	60	44100	0,64	4,39	4,056
65	230	0,8	60	52900	0,64	4,22	3,662
66	150	1,6	60	22500	2,56	3,64	3,732
67	170	1,6	60	28900	2,56	3,76	4,132
68	190	1,6	60	36100	2,56	4,23	4,267
69	210	1,6	60	44100	2,56	3,71	4,138
70	230	1,6	60	52900	2,56	3,53	3,744
71	150	3,2	60	22500	10,24	3,31	3,138
72	170	3,2	60	28900	10,24	3,6	3,538
73	190	3,2	60	36100	10,24	3,85	3,673
74	210	3,2	60	44100	10,24	3,32	3,544
75	230	3,2	60	52900	10,24	3,26	3,150
76	150	0,2	75	22500	0,04	3,15	3,526
77	170	0,2	75	28900	0,04	3,73	3,926
78	190	0,2	75	36100	0,04	4,06	4,062
79	210	0,2	75	44100	0,04	3,77	3,932
80	230	0,2	75	52900	0,04	3,24	3,538
81	150	0,4	75	22500	0,16	3,77	3,618
82	170	0,4	75	28900	0,16	4,09	4,018
83	190	0,4	75	36100	0,16	4,31	4,153
84	210	0,4	75	44100	0,16	3,99	4,024
85	230	0,4	75	52900	0,16	3,73	3,630
86	150	0,8	75	22500	0,64	4,01	3,753
87	170	0,8	75	28900	0,64	4,37	4,153
88	190	0,8	75	36100	0,64	4,72	4,289
89	210	0,8	75	44100	0,64	4,45	4,159
90	230	0,8	75	52900	0,64	4,29	3,765
91	150	1,6	75	22500	2,56	3,73	3,835
92	170	1,6	75	28900	2,56	3,85	4,235
93	190	1,6	75	36100	2,56	4,32	4,370
94	210	1,6	75	44100	2,56	3,81	4,241
95	230	1,6	75	52900	2,56	3,61	3,847
96	150	3,2	75	22500	10,24	3,31	3,241
97	170	3,2	75	28900	10,24	3,71	3,641
98	190	3,2	75	36100	10,24	3,95	3,776
99	210	3,2	75	44100	10,24	3,41	3,647
100	230	3,2	75	52900	10,24	3,36	3,253
101	150	0,2	90	22500	0,04	3,29	3,629
102	170	0,2	90	28900	0,04	3,8	4,029
103	190	0,2	90	36100	0,04	4,15	4,165
104	210	0,2	90	44100	0,04	3,85	4,035
105	230	0,2	90	52900	0,04	3,33	3,641
106	150	0,4	90	22500	0,16	3,86	3,721
107	170	0,4	90	28900	0,16	4,1	4,121
108	190	0,4	90	36100	0,16	4,38	4,256
109	210	0,4	90	44100	0,16	4,08	4,127
110	230	0,4	90	52900	0,16	3,85	3,733
111	150	0,8	90	22500	0,64	4,1	3,856
112	170	0,8	90	28900	0,64	4,47	4,256
113	190	0,8	90	36100	0,64	4,81	4,391
114	210	0,8	90	44100	0,64	4,55	4,262
115	230	0,8	90	52900	0,64	4,35	3,868
116	150	1,6	90	22500	2,56	3,82	3,938
117	170	1,6	90	28900	2,56	3,95	4,338
118	190	1,6	90	36100	2,56	4,42	4,473
119	210	1,6	90	44100	2,56	3,9	4,344
120	230	1,6	90	52900	2,56	3,7	3,950
121	150	3,2	90	22500	10,24	3,41	3,344
122	170	3,2	90	28900	10,24	3,8	3,744
123	190	3,2	90	36100	10,24	4,05	3,879
124	210	3,2	90	44100	10,24	3,5	3,750
125	230	3,2	90	52900	10,24	3,45	3,356

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Исходные данные и результаты регрессионного анализа

ВЫВОД ИТОГОВ						
Регрессионная статистика						
Множественный R	0,971859481					
R-квадрат	0,94451085					
Нормированный R-квадрат	0,91668996					
Стандартная ошибка	0,261050202					
Наблюдения	125					
$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_1x_2 + b_5x_1x_3 + b_6x_2x_3 + b_7x_1^2 + b_8x_2^2 + b_9x_3^2$						
Дисперсионный анализ						
	df	SS	MS	F	Значимость F	
Регрессия	9	14,20855106	1,578727896	23,1664354	4,68366E-22	
Остаток	115	7,83692894	0,068147208			
Итого	124	22,04548				
	Коэффициенты	Стандартная ошибка	t-статистика	P-значение	Нижние 95%	Верхние 95%
Y-пересечение	-8,800975231	1,349334775	-6,522454912	1,92834E-09	-11,47374773	-6,128202733
X 1	0,126965964	0,013517985	9,392373284	6,75463E-16	0,100189437	0,153742492
X 2	0,749580368	0,182589205	4,105283042	7,58211E-05	0,387906294	1,111254443
X 3	0,009016635	0,010622086	2,848857309	1,397724224	-0,012023672	0,030056942
X ₁ *X ₂	-0,000890524	0,00075662	-1,176977465	0,24163482	-0,002389242	0,000608194
X ₁ *X ₃	2,66667E-07	3,89151E-05	0,00685253	0,994544388	-7,68166E-05	7,73499E-05
X ₂ *X ₃	-8,53047E-05	0,001008826	-0,084558339	0,932759549	-0,002083595	0,001912986
X ₁ ²	-0,000330857	3,48843E-05	-9,484413811	4,11823E-16	-0,000399956	-0,000261758
X ₂ ²	-0,197185326	0,026802942	-7,356853674	3,01246E-11	-0,250276796	-0,144093855
X ₃ ²	-1,75238E-05	6,20165E-05	-1,282566733	0,778016933	-0,000140367	0,000105319

ВЫВОД ИТОГОВ						
Регрессионная статистика						
Множественный R	0,969515141					
R-квадрат	0,939959609					
Нормированный R-квадрат	0,924831862					
Стандартная ошибка	0,258262833					
Наблюдения	125					
$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_1^2 + b_5x_2^2$						
Дисперсионный анализ						
	df	SS	MS	F	Значимость F	
Регрессия	5	14,1082168	2,821643354	42,30369452	7,41044E-25	
Остаток	119	7,93726323	0,066699691			
Итого	124	22,04548				
	Коэффициенты	Стандартная ошибка	t-статистика	P-значение	Нижние 95%	
Y-пересечение	-8,532661064	1,23102998	-6,931318665	2,30199E-10	-10,97022337	
X 1	0,125877714	0,0131399	9,579809227	1,85077E-16	0,099859404	
X 2	0,575262492	0,09390076	6,126281368	1,19922E-08	0,389329604	
X 3	0,006858667	0,00108893	6,298527775	5,24146E-09	0,004702473	
X ₁ ²	-0,000330857	3,4512E-05	-9,586776828	1,78161E-16	-0,000399194	
X ₂ ²	-0,197185326	0,02651675	-7,436254441	1,75104E-11	-0,249691146	

ПРИЛОЖЕНИЕ И

**Объекты интеллектуальной собственности
(Свидетельство о государственной регистрации базы данных)**

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации базы данных

№ 2023622228

**База данных результатов экспериментальных
исследований подшипника скольжения с твердым
антифрикционным покрытием**

Правообладатель: **Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования «Орловский
государственный университет имени И.С. Тургенева» (ОГУ им.
И.С. Тургенева) (RU)**

Авторы: **Козырев Дмитрий Леонидович (RU), Горин Андрей
Владимирович (RU), Родичев Алексей Юрьевич (RU), Родичева
Ирина Владимировна (RU), Васильев Кирилл Владимирович (RU)**

Заявка № **2023621938**

Дата поступления **26 июня 2023 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре баз данных **05 июля 2023 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



ПРИЛОЖЕНИЕ К

**Акты эксплуатационных испытаний подшипников скольжения
с твердосмазочными антифрикционными покрытиями**

УТВЕРЖДАЮ
Заместитель генерального директора
ООО «АПК Юность»
А.В. Попов
«24» октября 2024 г.

АКТ

эксплуатационных испытаний партии деталей

Настоящий акт составлен о результатах эксплуатационных испытаний партии биметаллических подшипников скольжения (втулок) балансирного устройства автомобиля КамАЗ представителями ООО «АПК Юность» и представителем кафедры мекатроники, механики и робототехники ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева».

На участке технического обслуживания и ремонта ООО «АПК Юность» была проведена установка партии подшипников скольжения (БрОФ10-1) балансирного устройства автомобиля КамАЗ в количестве 8 шт. с обработанной рабочей поверхностью твердосмазочным антифрикционным покрытием MODENGY 1003 (Пат.2734211 РФ; Пат.2734210 РФ). Подшипники скольжения были установлены в балансирную подвеску двух автомобилей КамАЗ: номер 1222PA57 (автомобиль №1) и номер M301H1157 (автомобиль №2). После сборки узел балансирной подвески полностью соответствовал всем техническим требованиям и был принят главным инженером и инженером по механизации. После установки зазор между осью балансира и подшипником скольжения составил 0,10 мм (автомобиль №1) и 0,10 мм (автомобиль №2).

За время испытаний автомобили с экспериментальными подшипниками скольжения в составе балансирной подвески использовались на работах, связанных с транспортировкой грузов. Условия эксплуатации: дорожное покрытие – асфальт (30%), грунтовая дорога (40%), бездорожье (30%); скоростной режим 10÷90 км/ч. Оценка состояния биметаллического подшипника скольжения проводилась по его износу при пробеге для автомобиля №1 – 30844 км, для автомобиля №2 – 61531 км.

Для автомобиля №1 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,51 мм	0,47 мм	0,46 мм	0,50 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,11 мм все подшипники скольжения являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм.

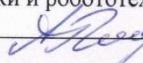
Для автомобиля №2 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
1,1 мм	1,0 мм	0,95 мм	1,1 мм

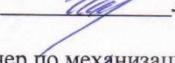
Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,1 мм все подшипники скольжения нуждаются в замене, так как износ антифрикционного слоя более 1 мм.

Согласно полученным результатам было установлено, что подшипники скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием на рабочей поверхности успешно выдержали эксплуатационные испытания и признаны годными для выполнения своего назначения.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мекатроники,
механики и робототехники

 А.И. Родичев

Представители
ООО «АПК Юность»
Главный инженер

 Л.М. Ефремов

Инженер по механизации

 А.А. Гунин

Продолжение приложения К



АКТ
эксплуатационных испытаний партии деталей

Настоящий акт составлен о результатах эксплуатационных испытаний партии биметаллических подшипников скольжения (втулок) балансирного устройства автомобиля КамАЗ представителями ООО «Белмаг» и представителем кафедры мехатроники, механики и робототехники ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева».

На участке технического обслуживания и ремонта ООО «Белмаг» была проведена установка партии подшипников скольжения (БрОФ10-1) балансирного устройства автомобиля КамАЗ в количестве 8 шт. с обработанной рабочей поверхностью твердосмазочным антифрикционным покрытием MODENGY 1003 (Пат.2734211 РФ; Пат.2734210 РФ). Подшипники скольжения были установлены в балансирную подвеску двух автомобилей КамАЗ: номер о048хе31 (автомобиль №1) и номер о709уо31 (автомобиль №2). После сборки узел балансирной подвески полностью соответствовал всем техническим требованиям и был принят главным инженером, главным механиком и механиком. После установки зазор между осью балансира и подшипником скольжения составил 0,11 мм (автомобиль №1) и 0,10 мм (автомобиль №2).

За время испытаний автомобили с экспериментальными подшипниками скольжения в составе балансирной подвески использовались на работах, связанных с транспортировкой грузов. Условия эксплуатации: дорожное покрытие – асфальт (50%), грунтовая дорога (30%), бездорожье (20%); скоростной режим 10÷90 км/ч. Оценка состояния биметаллического подшипника скольжения проводилась по его износу при пробеге для автомобиля №1 – 30287 км, для автомобиля №2 – 61651 км.

Для автомобиля №1 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,43 мм	0,40 мм	0,41 мм	0,42 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,11 мм все подшипники скольжения являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм.

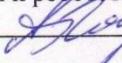
Для автомобиля №2 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

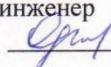
подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,87 мм	0,82 мм	0,84 мм	0,86 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,10 мм все подшипники скольжения хоть и являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм, но нуждаются в замене, так как износ антифрикционного слоя ≈ 1 мм.

Согласно полученным результатам было установлено, что подшипники скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием на рабочей поверхности успешно выдержали эксплуатационные испытания и признаны годными для выполнения своего назначения.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

 А.Ю. Родичев

Представители
ООО «Белмаг»
Главный инженер  О.Н. Речанский
Главный механик  В.А. Кузенков
Механик  М.В. Шарпило

Продолжение приложения К



УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер

ООО «Белдорстрой»

Унгурян А.А.

«06» марта 2025 г.

АКТ

эксплуатационных испытаний партии деталей

Настоящий акт составлен о результатах эксплуатационных испытаний партии биметаллических подшипников скольжения (втулок) балансирного устройства автомобиля КамАЗ представителями ООО «Белдорстрой» и представителем кафедры мехатроники, механики и робототехники ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева».

На участке технического обслуживания и ремонта ООО «Белдорстрой» была проведена установка партии подшипников скольжения (БрОФ10-1) балансирного устройства автомобиля КамАЗ в количестве 8 шт. с обработанной рабочей поверхностью твердосмазочным антифрикционным покрытием MODENGY 1003 (Пат.2734211 РФ; Пат.2734210 РФ). Подшипники скольжения были установлены в балансирную подвеску двух автомобилей КамАЗ: номер 0203431(автомобиль №1) и номер 02042931 (автомобиль №2). После сборки узел балансирной подвески полностью соответствовал всем техническим требованиям и был принят главным механиком, ведущим инженером, оператором по мониторингу транспорта. После установки зазор между осью балансира и подшипником скольжения составил 0,10 мм (автомобиль №1) и 0,10 мм (автомобиль №2).

За время испытаний автомобили с экспериментальными подшипниками скольжения в составе балансирной подвески использовались на работах, связанных с транспортировкой грузов. Условия эксплуатации: дорожное покрытие – асфальт (50%), грунтовая дорога (30%), бездорожье (20%); скоростной режим 10÷90 км/ч. Оценка состояния биметаллического подшипника скольжения проводилась по его износу при пробеге для автомобиля №1 – 29975 км, для автомобиля №2 – 59840 км.

Для автомобиля №1 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,39 мм	0,37 мм	0,37 мм	0,38 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,10 мм все подшипники скольжения являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм.

Для автомобиля №2 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,81 мм	0,79 мм	0,77 мм	0,80 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,10 мм все подшипники скольжения хоть и являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм, но в ближайшее время нуждаются в замене, так как износ антифрикционного слоя стремится ≈ 1 мм.

Согласно полученным результатам было установлено, что подшипники скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием на рабочей поверхности успешно выдержали эксплуатационные испытания и признаны годными для выполнения своего назначения.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

А.Ю. Родичев

Представители
ООО «Белдорстрой»
Главный механик
 Д.Т. Омельянюк
Ведущий инженер
 А.Е. Воронин

Оператор по мониторингу
транспорта О.В. Головин

**АКТ**

эксплуатационных испытаний партии деталей

Настоящий акт составлен о результатах эксплуатационных испытаний партии биметаллических подшипников скольжения (втулок) балансирного устройства автомобиля КамАЗ представителями Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой» и представителем кафедры мехатроники, механики и робототехники ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева».

На участке технического обслуживания и ремонта Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой» была проведена установка партии подшипников скольжения (БрОФ10-1) балансирного устройства автомобиля КамАЗ в количестве 8 шт. с обработанной рабочей поверхностью твердосмазочным антифрикционным покрытием MODENGY 1003 (Пат.2734211 РФ; Пат.2734210 РФ). Подшипники скольжения были установлены в балансирную подвеску двух автомобилей КамАЗ: номер м423то 57 rus (автомобиль №1) и номер х1640с 57 rus (автомобиль №2). После сборки узел балансирной подвески полностью соответствовал всем техническим требованиям и был принят начальником гаража и контролером ОТК. После установки зазор между осью балансира и подшипником скольжения составил 0,10 мм (автомобиль №1) и 0,10 мм (автомобиль №2).

За время испытаний автомобили с экспериментальными подшипниками скольжения в составе балансирной подвески использовались на работах, связанных с транспортировкой грузов. Условия эксплуатации: дорожное покрытие – асфальт (30%), грунтовая дорога (40%), бездорожье (30%); скоростной режим 10÷90 км/ч. Оценка состояния биметаллического подшипника скольжения проводилась по его износу при пробеге для автомобиля №1 – 30574 км, для автомобиля №2 – 60321 км.

Для автомобиля №1 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,45 мм	0,45 мм	0,43 мм	0,45 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,10 мм все подшипники скольжения являются годными к эксплуатации так, как диаметральный зазор составляет менее 1 мм.

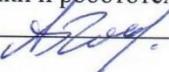
Для автомобиля №2 износ рабочей поверхности четырех подшипников скольжения приведен в таблице.

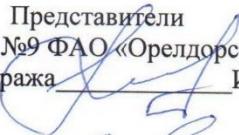
подшипник №1	подшипник №2	подшипник №3	подшипник №4
0,95 мм	0,94 мм	0,94 мм	0,96 мм

Разрушение антифрикционного слоя (трещин и сколов) выявлено не было. С учетом предварительного установочного зазора в 0,1 мм все подшипники скольжения нуждаются в замене, так как износ антифрикционного слоя ≈ 1 мм.

Согласно полученным результатам было установлено, что подшипники скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием на рабочей поверхности успешно выдержали эксплуатационные испытания и признаны годными для выполнения своего назначения.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

 А.Ю. Родичев

Представители
Автобаза №9 ФАО «Орелдорстрой»
Начальник гаража  И.А. Усов

Контролер ОТК  С.В. Важнин

ПРИЛОЖЕНИЕ Л

Акты внедрения законченной научно-исследовательской работы (Технология изготовления подшипников скольжения с твердосмазочным антифрикционным покрытием)



АКТ

о внедрении результатов законченной научно-исследовательской работы

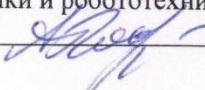
Настоящий акт составлен представителями ООО «АПК Юность»: А.В. Поповым - заместителем генерального директора; Л.М. Ефремовым - главным инженером; А.А. Гунином - инженером по механизации и представителем ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» А.Ю. Родичевым - доцентом кафедры мехатроники, механики и робототехники, в том, что на участке технического обслуживания и ремонта автомобилей была внедрена технология по нанесению твердосмазочного покрытия на рабочие поверхности подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ (Пат.2734211 РФ; Пат.2734210 РФ), заключающаяся в:

- пескоструйной обработке кварцевым песком 1К103025 согласно ГОСТ 2138-9 с фракцией 0,1÷0,25 мм подшипника скольжения, изготовленного из бронзы (БрОФ10-1);
- очистке, включающей импульсную продувку сжатым воздухом (давление 0,2÷0,5 МПа, расход 1,5÷3 м³/мин, угол наклона сопла 60÷90°, расстояние до поверхности 100÷150 мм) с последующим иммерсионным обезжириванием и естественную сушку в течение не менее 15 минут при температуре окружающей среды 20°C;
- нанесение твердосмазочного антифрикционного покрытия (MODENGY 1003) толщиной 36 мкм, за пять проходов с предварительной сушкой.

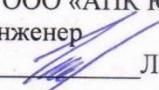
Для этого представителями ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» выполнены следующие мероприятия:

- передана эскизная документация и рекомендации по нанесению твердосмазочного антифрикционного покрытия на рабочую поверхность подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ;
- навыкам нанесения твердосмазочного антифрикционного покрытия обучены два специалиста ООО «АПК Юность»;
- совместно с представителями ООО «АПК Юность» твердосмазочное антифрикционное покрытие нанесено на четыре подшипника скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники


A.YU. Родичев

Представители
ООО «АПК Юность»
Главный инженер


Л.М. Ефремов

Инженер по механизации


А.А. Гунин



АКТ
о внедрении результатов законченной научно-исследовательской работы

Настоящий акт составлен представителями ООО «Белмаг»: О.Н. Речанским – главным инженером; В.А. Кузенко – главным механиком; М.В. Шарпило – механиком и представителем ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» А.Ю. Родичевым – доцентом кафедры мехатроники, механики и робототехники, в том, что на участке технического обслуживания и ремонта автомобилей была внедрена технология по нанесению твердосмазочного покрытия на рабочие поверхности подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ (Пат.2734211 РФ; Пат.2734210 РФ), заключающаяся в:

- пескоструйной обработке кварцевым песком 1К103025 согласно ГОСТ 2138-9 с фракцией 0,1÷0,25 мм подшипника скольжения, изготовленного из бронзы (БрОФ10-1);
- очистке, включающей импульсную продувку сжатым воздухом (давление 0,2÷0,5 МПа, расход 1,5÷3 м³/мин, угол наклона сопла 60÷90°, расстояние до поверхности 100÷150 мм) с последующим иммерсионным обезжириванием и естественную сушку в течение не менее 15 минут при температуре окружающей среды 20°C;
- нанесение твердосмазочного антифрикционного покрытия (MODENGY 1003) толщиной 36 мкм, за пять проходов с предварительной сушкой.

Для этого представителями ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» выполнены следующие мероприятия:

- передана эскизная документация и рекомендации по нанесению твердосмазочного антифрикционного покрытия на рабочую поверхность подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ;
- навыкам нанесения твердосмазочного антифрикционного покрытия обучены два специалиста ООО «Белмаг»;
- совместно с представителями ООО «Белмаг» твердосмазочное антифрикционное покрытие нанесено на четыре подшипника скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники
А.Ю. Родичев

Представители
ООО «Белмаг»
Главный инженер
О.Н. Речанский О.Н. Речанский

Главный механик
В.А. Кузенко В.А. Кузенко

Механик
М.В. Шарпило М.В. Шарпило



УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер
ООО «Белдорстрой»
Унгурян А.А.

2025 г.

АКТ

о внедрении результатов законченной научно-исследовательской работы

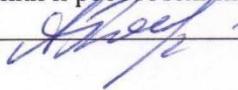
Настоящий акт составлен представителями ООО «Белдорстрой»: Омельянюк Д.Т.-главным механиком, Ворониным А.Е. ведущим инженером, Головиным О.В. оператором по мониторингу транспорта и представителем ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» А.Ю. Родичевым – доцентом кафедры мехатроники, механики и робототехники, в том, что на участке технического обслуживания и ремонта автомобилей была внедрена технология по нанесению твердосмазочного покрытия на рабочие поверхности подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ (Пат.2734211 РФ; Пат.2734210 РФ), заключающаяся в:

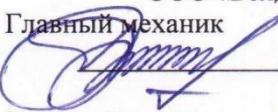
- пескоструйной обработке кварцевым песком 1К103025 согласно ГОСТ 2138-9 с фракцией 0,1÷0,25 мм подшипника скольжения, изготовленного из бронзы (БрОФ10-1);
- очистке, включающей импульсную продувку сжатым воздухом (давление 0,2÷0,5 МПа, расход 1,5÷3 м³/мин, угол наклона сопла 60÷90°, расстояние до поверхности 100÷150 мм) с последующим иммерсионным обезжириванием и естественную сушку в течение не менее 15 минут при температуре окружающей среды 20°C;
- нанесение твердосмазочного антифрикционного покрытия (MODENGY 1003) толщиной 36 мкм, за пять проходов с предварительной сушкой.

Для этого представителями ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» выполнены следующие мероприятия:

- передана эскизная документация и рекомендации по нанесению твердосмазочного антифрикционного покрытия на рабочую поверхность подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ;
- навыкам нанесения твердосмазочного антифрикционного покрытия обучены два специалиста ООО «Белдорстрой»;
- совместно с представителями ООО «Белдорстрой» твердосмазочное антифрикционное покрытие нанесено на четыре подшипника скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

 А.Ю. Родичев

Представители
ООО «Белдорстрой»
Главный механик
 Д.Т. Омельянюк
Ведущий инженер
 А.Е. Воронин

Оператор по мониторингу
транспорта  О.В. Головин

**АКТ**

о внедрении результатов законченной научно-исследовательской работы

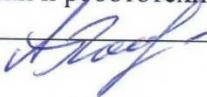
Настоящий акт составлен представителями Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой»: А.А. Кулаковым - директором; И.А. Усовым – начальником гаража; С.В. Важниным – контролером ОТК и представителем ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» А.Ю. Родичевым – доцентом кафедры мехатроники, механики и робототехники, в том, что на участке технического обслуживания и ремонта автомобилей была внедрена технология по нанесению твердосмазочного покрытия на рабочие поверхности подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ (Пат.2734211 РФ; Пат.2734210 РФ), заключающаяся в:

- пескоструйной обработке кварцевым песком 1К103025 согласно ГОСТ 2138-9 с фракцией 0,1÷0,25 мм подшипника скольжения, изготовленного из бронзы (БрОФ10-1);
- очистке, включающей импульсную продувку сжатым воздухом (давление 0,2÷0,5 МПа, расход 1,5÷3 м³/мин, угол наклона сопла 60÷90°, расстояние до поверхности 100÷150 мм) с последующим иммерсионным обезжириванием и естественную сушку в течение не менее 15 минут при температуре окружающей среды 20°C;
- нанесение твердосмазочного антифрикционного покрытия (MODENGY 1003) толщиной 36 мкм, за пять проходов с предварительной сушкой.

Для этого представителями ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева» выполнены следующие мероприятия:

- передана эскизная документация и рекомендации по нанесению твердосмазочного антифрикционного покрытия на рабочую поверхность подшипников скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ;
- навыкам нанесения твердосмазочного антифрикционного покрытия обучены два специалиста Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой»;
- совместно с представителями Автобазы №9 ФАО «Орелдорстрой» твердосмазочное антифрикционное покрытие нанесено на четыре подшипника скольжения балансирной подвески автомобиля КамАЗ.

Представитель
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева»
к.т.н., доцент кафедры мехатроники,
механики и робототехники

 А.Ю. Родичев

Представители
Аvtobaz №9 FAO «Orel Dorstroy»
Начальник гаража  И.А. Усов

Контролер ОТК  С.В. Важнин

ПРИЛОЖЕНИЕ М

**Акты внедрения законченной диссертационной работы
в учебный процесс**

УТВЕРЖДАЮ

И.о. проректора по
научно-технологической
деятельности и аттестации
научных кадров

С.Ю. Радченко

«12» октября 2025 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы в учебный процесс

Результатом диссертационного работы Родичева Алексея Юрьевича являются экспериментальные установки для исследования подшипников скольжения, интегрированные с контрольно-измерительной системой и специализированным программным обеспечением. Данный комплекс обеспечивает реализацию методик диагностики критического износа на основе сенсорного мониторинга и микропроцессорной обработки сигналов. Установки служат комплексной учебно-исследовательской платформой для освоения студентами фундаментальных и прикладных аспектов проектирования интегрированных систем, диагностики триботехнических узлов и работы с современными измерительными технологиями. Оборудование внедрено в учебный процесс и используется при проведении практических и лабораторных работ по дисциплинам: «Надежность и работоспособность наземных транспортно-технологических средств», реализуемой в рамках образовательной программы высшего образования по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» (специализация «Автомобильная техника в транспортных технологиях»); «Основы интеллектуальных транспортных систем», реализуемой в рамках образовательной программы высшего образования направления подготовки 09.03.02 «Информационные системы и технологии» (профиль: «Интеллектуальные и информационные системы на транспорте»); «Проектирование мехатронных и робототехнических систем», реализуемой в рамках образовательных программ высшего образования по направлениям подготовки 15.03.06 «Мехатроника и робототехника» (профиль: «Мехатроника») и 15.04.06 «Мехатроника и робототехника» (профиль: «Проектирование мехатронных систем диагностики»).

И.о. проректора,
по учебно-методической деятельности
канд. экон. наук

 Н.С. Лаушкина

директор Политехнического института
имени Н.Н. Поликарпова,
д-р. техн. наук, проф.

 А.Н. Новиков

Заведующий кафедрой
мехатроники, механики и робототехники,
д-р.техн. наук

 Р.Н. Поляков



МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ

ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

**«БЕЛГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ им. В.Г. ШУХОВА»
(БГТУ им. В.Г. Шухова)**

Костюкова ул., д.46, Белгород, 308012, тел.(4722)54-20-87, факс (4722)55-71-39
E-mail: tector@imfbstu.ru, <http://www.bstu.ru>



УТВЕРЖДАЮ

Первый проректор

Евтушенко Е.И.

14 ноября 2024 г.

АГТ

**внедрения результатов диссертационной
работы в учебный процесс**

Комиссия в составе Новиков И.А. - директор транспортно-технологического института, Конев А.А. - доцент кафедры эксплуатации и организации движения автотранспорта, Солодовников Д.Н. - доцент кафедры эксплуатации и организации движения автотранспорта, настоящим актом подтверждает внедрение результатов диссертационной работы Родичева Алексея Юрьевича в учебный процесс кафедры «Эксплуатация и организация движения автотранспорта». Материалы исследований, отражающие разработку комплекса новых запатентованных технологий, направленных на повышение ресурса подшипниковых узлов скольжения, их апробация и практическое применение осуществляются в рамках изучения дисциплин инженерно-технического цикла, таких как «Техника транспорта, обслуживание и ремонт» у студентов направления подготовки 23.03.01 «Технология транспортных процессов», а также дисциплин «Техническая эксплуатация и ремонт силовых агрегатов и трансмиссий», «Силовые агрегаты», «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» у студентов направления подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», а также дисциплины «Конструктивная и эксплуатационная безопасность автомобиля» у магистрантов направления подготовки 23.04.01 – Технология транспортных процессов.

Таким образом, внедрение результатов диссертационного исследования в образовательный процесс БГТУ им. В.Г. Шухова обеспечивает не только использование актуальных технологических решений в инженерном образовании, но и способствует подготовке высококвалифицированных специалистов, обладающих знаниями и навыками в области повышения ресурса при эксплуатации автомобилей.

Председатель комиссии:

Новиков И.А.

Члены комиссии:

Конев А.А.

Солодовников Д.Н