

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
Уральский государственный университет путей сообщения

На правах рукописи



Мишин Ярослав Александрович

**ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА
РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
ЭЛЕКТРОВОЗОВ**

Специальность 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация (технические науки)

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор
Буйносов Александр Петрович

Екатеринбург – 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 АНАЛИЗ ПРИЧИН ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ПОДШИПНИКОВ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОВОЗОВ	12
1.1 Современное состояние роликовых подшипников тяговых двигателей электровозов	12
1.2 Обзор научных работ по повышению ресурса работы подшипников тяговых двигателей электровозов	19
1.3 Выводы по главе 1	31
2 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ВЫБОРА РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА В ЯКОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	32
2.1 Постановка задачи исследования	32
2.2 Определение сил, действующих на подшипники тяговых двигателей.....	34
2.3 Математическая модель распределения нагрузки в роликовом подшипнике с учетом радиального зазора	43
2.4 Исследование влияния радиального зазора на величину контактных напряжений	53
2.5 Исследование влияния радиального зазора на толщину смазочной пленки подшипника	57
2.6 Исследование влияния величины радиального зазора на ресурс подшипника с учетом кривизны контактных поверхностей и толщины смазочной пленки.....	62
2.7 Выводы по главе 2.....	68
3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВ....	70

3.1	Постановка задачи исследования	70
3.1	Разработка испытательного стенда	72
3.2	Характеристика объекта исследования и методика проведения испытаний	75
3.3	Выводы по главе 3.....	86
4	ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ПОВРЕЖДЕНИЯ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕСНО-МОТОРНОГО БЛОКА ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ТОКОМ	87
4.1	Анализ режимов работы тягового двигателя	87
4.2	Разработка методики расчета тока в колесно-моторном блоке при аварийных режимах работы тягового двигателя	90
4.3	Исследование явления униполярной индукции в тяговом электродвигателе.....	99
4.4	Выводы по главе 4.....	104
5	РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ И ОЦЕНКА ИХ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ	106
5.1	Теоретическое исследование ресурса якорных подшипников тяговых электродвигателей.....	106
5.2	Практические рекомендации по назначению величины радиальных зазоров якорных подшипников тяговых электродвигателей	112
5.3	Разработка мероприятий для предотвращения повреждений подшипников колесно-моторного блока электрическим током	114
5.4	Оценка экономической эффективности разработанных технических решений.....	120
5.5	Выводы по главе 5.....	122

ЗАКЛЮЧЕНИЕ	124
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	126
ПРИЛОЖЕНИЕ А Листинг программы расчета распределения нагрузки между телами качения в роликовом подшипнике реализованного в программном комплексе <i>Matlab</i>	140
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Результаты исследования аварийных режимов работы тягового двигателя.....	142
ПРИЛОЖЕНИЕ В Основные технические данные электровоза	146
ПРИЛОЖЕНИЕ Г Результаты определения эквивалентных силы тяги F_{ki} и скорости электровоза v_{zi} , работающего на условном перегоне «САРГА–САБИК».....	148
ПРИЛОЖЕНИЕ Д Патенты РФ на изобретения.....	157
ПРИЛОЖЕНИЕ Е Документы о внедрении результатов диссертационной работы	162

ВВЕДЕНИЕ

Одной из приоритетных задач, изложенных в Стратегии научно-технического развития холдинга ОАО «РЖД» на период до 2020 года и на перспективу до 2025 года, является снижение совокупных транспортных издержек за счет повышения эффективности функционирования железнодорожного транспорта.

На сегодняшний день основной парк тягового подвижного состава железных дорог Российской Федерации состоит из электровозов, тепловозов, электропоездов и дизельпоездов. Общей особенностью перечисленного тягового подвижного состава является, что для создания силы тяги применяется тяговый привод, включающий тяговый двигатель с системой управления и зубчатую передачу, приводящую в движение колесную пару. На грузовых электровозах для образования значительной силы тяги применяют редукторы с двусторонней зубчатой передачей и большим передаточным числом и опорно-осевым подвешивание тягового двигателя.

Подшипники колесно-моторного блока как и тяговые двигатели являются ответственным узлом локомотива от их надежной работы зависит безопасность перевозочного процесса и эффективность функционирования подвижного состава. Якорные подшипники тяговых двигателей, являются наиболее нагруженным элементом колесно-моторного блока, поскольку эксплуатируются при больших нагрузках и скоростях.

Результаты исследований, проведенных по всей сети железных дорог Российской Федерации, показывают, что подшипники не обеспечивают заданный ресурс. Как правило, бракуются по результатам вибродиагностики и комиссионных осмотров при проведении плановых и внеплановых ремонтов электровозов [1].

В зависимости от характера возникновения отказы подшипников делятся на внезапные и постепенные. Внезапные или мгновенные происходят в

результате резкого изменения значений одного или нескольких параметров подшипника. Как правило, они наступают при скачкообразном изменении нагрузок, электрических или механических напряжений в материале подшипника. Постепенные (параметрические) характеризуются плавным изменением параметров подшипника, их физическая природа – чаще всего изнашивание и усталостное старение материала.

Применяемые в настоящее время способы повышения ресурса роликовых подшипников электровозов не позволяют обеспечить ресурс подшипников до проведения текущего ремонта электровоза в объеме ТР-3 и ТР-600.

Актуальность проблемы. Достижение стратегических целей ОАО «РЖД», таких как увеличение скоростей движения подвижного состава и его эксплуатационной надежности возможно при условии выявления причин, снижающих ресурс узлов и деталей, а также разработке мероприятий, обеспечивающих их гарантированный ресурс работы. Большую часть парка локомотивов, эксплуатируемых на Урало-Сибирском полигоне железных дорог Российской Федерации, составляют электровозы ВЛ11 и 2ЭС6. Механическая часть электровозов ВЛ11 имеет существенные недостатки, которые приводят к отказу подшипников тяговых двигателей. Проведенная их модернизация не решила проблему, а лишь увеличила жизненный цикл электровозов на 15 лет. Электровозы 2ЭС6 обладают более совершенной конструкцией механической части и системой управления. Несмотря на новые технические решения в конструкции электровоз 2ЭС6, ресурс подшипников тяговых двигателей не достигает 600 тыс. км пробега, что подтверждается опытом многолетней эксплуатации и количеством unplanned ремонтов (около 20 % всех проводимых unplanned ремонтов по тяговым двигателям и механической части), выполняемых в сервисных локомотивных депо ООО «СТМ-Сервис».

Таким образом, исследования, направленные на выявление причин выхода из строя подшипников тяговых двигателей и разработку мероприятий по повышению ресурса их работы, являются актуальными.

Степень разработанности темы исследования. Исследования работы

роликовых подшипников подвижного состава и повышением надежности их работы проводились научными коллективами ВНИИЖТа, РУТ (МИИТа), РГУПСа, ОмГУПСа, УрГУПСа. Значительный вклад в решение названных проблем внесли Н. А. Аверин, Б. З. Акбашев, К. С. Ахвердиев, А. В. Бородин, А. П. Буйносов, А. В. Гайдамака, М. А. Галахов, З. Г. Гиоев, В. И. Глухов, Н. Д. Ершков, С. М. Захаров, Ю. А. Иванова, И. А. Майба, А. А. Миронов, М. А. Мукутадзе, А. Э. Павлюков, О. В. Муленко, В. Ф. Новиков, В. М. Приходько, С. Г. Шантаренко, В. В. Шаповалов и другие ученые.

Исследованию работы тяговых двигателей электровозов, оценки их технического состояния и повышению надежности работы посвящены работы ученых И. К. Андрончева, С. И. Баташова, И. П. Гордеева, Д. А. Попова, В. В. Харламова.

Методам расчета и оценки долговечности подшипников качения посвящены работы Р. Д. Байзельмана, Л. Я. Переля, М. А. Галахова, Н. А. Спицына, А. И. Спришевского, а также зарубежных ученых Т. А. Harris, P. Eschman, R. Stribeck, В. Н. Трейер, Ф. П. Боудена, Д. Тейбор.

Исследованию повреждения подшипников электрическим током посвящены работы Ю. Н. Виноградова, Н. Ф. Медведева, Г.-А. М. Нафикова и зарубежных ученых Т. Zika, A. Kohaut, V. Hausberg, A. Muetze.

Тема диссертации соответствует пунктам 1, 4, 10 паспорта научной специальности 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация (технические науки): «Эксплуатационные характеристики и параметры подвижного состава, повышение их эксплуатационной надежности и работоспособности. Совершенствование подвижного состава. Улучшение эксплуатационных показателей подвижного состава и устройств электроснабжения. Средства и материалы, снижающие износ элементов пути и ходовых частей подвижного состава и повышающие безопасность движения».

Целью диссертационной работы является увеличение ресурса роликовых подшипников тяговых двигателей электровозов.

Задачи исследования:

1. Выполнить анализ причин отказов подшипников тяговых двигателей и существующих методов повышения их ресурса;

2. Разработать методику выбора радиального зазора, обеспечивающего максимальный ресурс подшипников тяговых двигателей грузовых электровозов и провести ресурсные испытания с помощью испытательного стенда для ее верификации;

3. Выявить причины повреждения подшипников тяговых двигателей электрическим током и разработать методику оценки токораспределения в колесно-моторном блоке с учетом объемного растекания тока в элементах тягового электропривода электровоза;

4. Предложить технические решения, позволяющие повысить ресурс подшипников и уменьшить повреждение электрическим током.

Область исследования: повышение эффективности функционирования электроподвижного состава и грузовых электровозов.

Объект исследования: электроподвижной состав, грузовые электровозы.

Предмет исследования: способы повышения ресурса роликовых подшипников тяговых двигателей электровозов.

Научная новизна работы.

– предложена методика выбора радиального зазора, обеспечивающего максимальный ресурс роликовых подшипников тяговых двигателей с учетом геометрии контактных поверхностей и гидродинамического режима смазки;

– разработана методика расчета распределения тока в колесно-моторном блоке, учитывающая объемное растекание тока в элементах тягового электропривода электровоза;

– выявлены причины возникновения электроожогов подшипников и предложен способ изоляции роликовых подшипников электровозов для исключения повреждения подшипников электрическим током.

Теоретическая и практическая значимость работы:

– использование методики выбора радиального зазора позволило определить величину радиальных зазоров, при которых достигается

максимальный ресурс якорных подшипников тяговых двигателей;

– методика расчета токораспределения в колесно-моторном блоке при аварийных режимах работы тягового двигателя позволила оценить объемное растекание тока в элементах тягового электропривода электровоза, а также величину токовой загруженности в подшипниковых узлах;

– с помощью разработанного испытательного стенда проведены ресурсные испытания роликовых подшипников при различной величине радиальных зазоров;

– нанесение изоляционного покрытия на сопрягаемые поверхности подшипников тяговых двигателей позволяет уменьшить повреждение их электрическим током.

Методология и методы исследования. Теоретической базой проведения исследований послужили положения теоретической механики, теории упругости, теории электромагнитных полей и контактно-гидродинамической теории смазки. Виртуальные трехмерные модели узлов колесно-моторного блока создавались с помощью пакета программ *Autodesk Inventor*. Моделирование и конечно-элементный анализ проводился с использованием программного комплекса *Comsol Multiphysics*. Математическое моделирование выполнялось с использованием программного пакета *Matlab Simulink*. Экспериментальная часть включала в себя исследования на испытательном стенде и эксплуатационные испытания с последующей обработкой экспериментальных данных.

Положения, выносимые на защиту:

1. Методика выбора радиального зазора, обеспечивающего максимальный ресурс подшипников, с учетом геометрии контактных поверхностей и режима трения в контакте качения.

2. Результаты экспериментального исследования ресурса подшипников при разной величине радиальных зазоров, полученных при стендовых испытаниях.

3. Методика расчета распределения тока в колесно-моторном блоке при

аварийных режимах работы тягового двигателя, учитывающая объемное растекание тока в элементах тягового электропривода электровоза.

4. Технические решения, позволяющие повысить ресурс подшипников и уменьшить повреждение электрическим током.

Степень достоверности полученных результатов подтверждается сопоставлением результатов расчета ресурса подшипников при различных радиальных зазорах и результатов лабораторных и эксплуатационных исследований, при этом расхождение не превышает 10 %. Сравнение результатов расчета величины токов в разработанных схемах замещения и результатов моделирования, выполненного в программе конечно-элементного анализа *Comsol Multiphysics*, показали, что расхождение составляет не более 6 %.

Реализация результатов работы. Методика выбора радиального зазора, обеспечивающего максимальный ресурс роликовых подшипников тяговых двигателей с учетом геометрии контактных поверхностей и гидродинамического режима смазки внедрена в производственный процесс в Свердловском управлении сервиса «СТМ-Сервис». Результаты исследования и практические предложения используются Свердловской дирекцией по ремонту тягового подвижного состава – филиал ОАО «РЖД». Теоретические результаты работы используются в учебном процессе по дисциплинам «Надежность подвижного состава», «Производство и ремонт подвижного состава» и «Теория систем автоматического управления».

Апробация результатов исследования. Основные положения, выводы и результаты исследований докладывались и обсуждались на II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Развитие транспорта в регионах России. Проблемы и перспективы» (Филиал МГИУ г. Кирове, 2012 г.), Всероссийской междисциплинарной научной конференции «Информационная школа молодого ученого» (УрО РАН, г. Екатеринбург, с 2013 по 2014 гг.), Международной заочной научно-практической конференции «Актуальные направления научных исследований XXI. Теория и

практика» (г. Воронеж, 2015 г.), Международной научно-технической конференции «Инновационный транспорт-2016: специализация железных дорог» (УрГУПС, г. Екатеринбург, 2016 г.), Международной научно-практической конференции «Наука третьего тысячелетия» (г. Курган, 2016 г.), Международной научно-практической конференции «Локомотивы. Газомоторное топливо» (Проблемы. Решения. Перспективы) (СамГУПС, г. Самара, 2017 г.), Всероссийской научной конференции аспирантов «Техника и технологии наземного транспорта» (УрГУПС, г. Екатеринбург, 2018 г.), VIII Международном научном сибирском транспортном форуме «TransSiberia 2019» (г. Новосибирск, 2019 г.), на постоянно действующем семинаре аспирантов УрГУПС 2018 г.

Результаты диссертационной работы в полном объеме заслушаны и одобрены на заседании кафедры «Электрическая тяга» УрГУПС (Екатеринбург, 2019).

Публикации. Основные результаты проведенных исследований опубликованы в пятнадцати печатных работ, в том числе в двух патентах на изобретения. Пять статей опубликованы в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ, для публикации основных научных результатов диссертаций, кроме того одна – в издании, индексируемом международной базой данных Scopus.

Структура и объем диссертации. Работа состоит из пяти глав, заключения, списка литературы и приложений. Диссертационная работа изложена на 139 страницах основного текста, содержит 42 рисунка, 7 таблиц, 119 библиографических источника и 6 приложений. Общий объем работы составляет 166 страниц.

1 АНАЛИЗ ПРИЧИН ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ПОДШИПНИКОВ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОВЗОВ

1.1 Современное состояние роликовых подшипников тяговых двигателей электровозов

С выпуском первых электровозов роликовые подшипники устанавливались в подшипниковые узлы тяговых двигателей. Широкое внедрение роликовых подшипников в узлы колесно-моторного блока электровозов началось в середине 50-х годов прошлого века. Использование роликовых подшипников позволяет снизить основное сопротивление движению поезда и уменьшить расходы на смазочные материалы.

Колесно-моторный блок электровозов серии ВЛ11 и 2ЭС6 представляет собой узел, состоящий из тягового двигателя и колесной пары, соединенных двусторонней зубчатой передачей. При таком конструктивном исполнении колесно-моторного блока двигатель имеет две точки опоры: одной точкой является ось колёсной пары, на которую он опирается через моторно-осевые подшипники, другой точкой – рама тележки на которую он опирается через маятниковую подвеску.

В процессе эксплуатации на подшипники колесно-моторного блока действуют статические и динамические нагрузки. Статические нагрузки обусловлены нагрузкой от веса кузова, весом оборудования тележки, нагрузкой от силы тяги и торможения, центробежных сил при движении в кривых участках. Динамические нагрузки возникают из-за движения экипажа по железнодорожному пути с геометрическими и силовыми неровностями. Механическая часть электровозов 2ЭС6 имеет более высокие показатели динамических качеств по сравнению с электровозами ВЛ11, но несмотря на более совершенную конструкцию экипажной части и систему управления, ресурс подшипников не достигает 600 тыс. км пробега [2, 3, 4].

Наиболее нагруженным подшипником колесно-моторного блока являются подшипники тяговых двигателей, так как работают при больших частотах вращения и испытывают нагрузки от веса тягового двигателя, тягового усилия и силы магнитного притяжения. А динамические нагрузки возникают от вертикальных и горизонтальных (вдоль оси пути) ускорений тягового двигателя, от дисбаланса якоря, от неточности изготовления, износа зубчатой передачи и угловых ускорений колесной пары относительно якоря.

За большой период эксплуатации роликовых подшипниках в узлах колесно-моторного блока тягового подвижного состава выделяют следующие неисправности:

- усталостные повреждения являются следствием накопления усталостных явлений в рабочих поверхностях колец и роликов в результате действия переменной нагрузки;

- задиры поверхностей качения колец и роликов, возникают в результате несоблюдения технологии ремонта подшипниковых узлов;

- трещины колец и отколы бортов являются следствием наличия концентраторов напряжения в кольцах подшипников, неправильного натяга, нарушения технологии сборки;

- токовые повреждения возникают вследствие протекания тягового или сварочного тока через подшипник;

- износ сепараторов происходит из-за недостатка смазки или ее плохого качества.

Проанализировав события вследствие нарушения правил безопасности движения поездов (в 2015 г. – 202 случая; в 2016 г. – 281 случай), можно сделать вывод, что аварийность даже за один год увеличилась на 40 %.

Статические данные за 2015 год показали о 95 отказах из-за повреждения в электровозах ВЛ11 и 2ЭС6 и значительный рост таких отказов в 2016 году (126 отказов), которые представлены на рисунке 1.1.

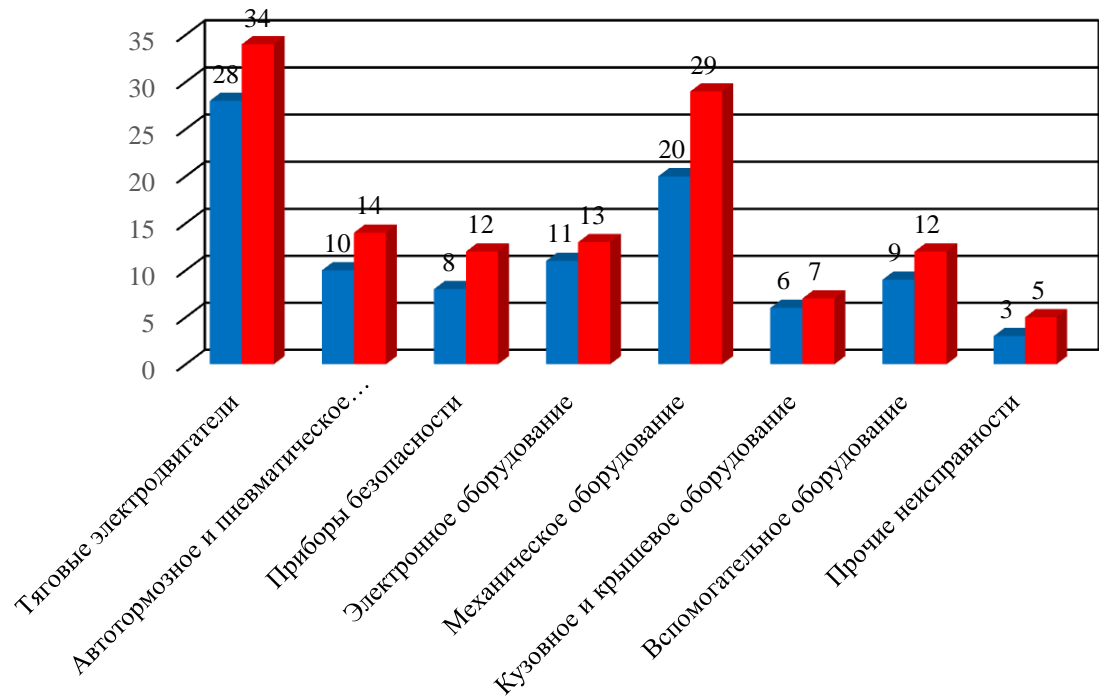


Рисунок 1.1 – Распределение отказов по узлам электровозов ВЛ11 и 2ЭС6 за 2015-2016 года

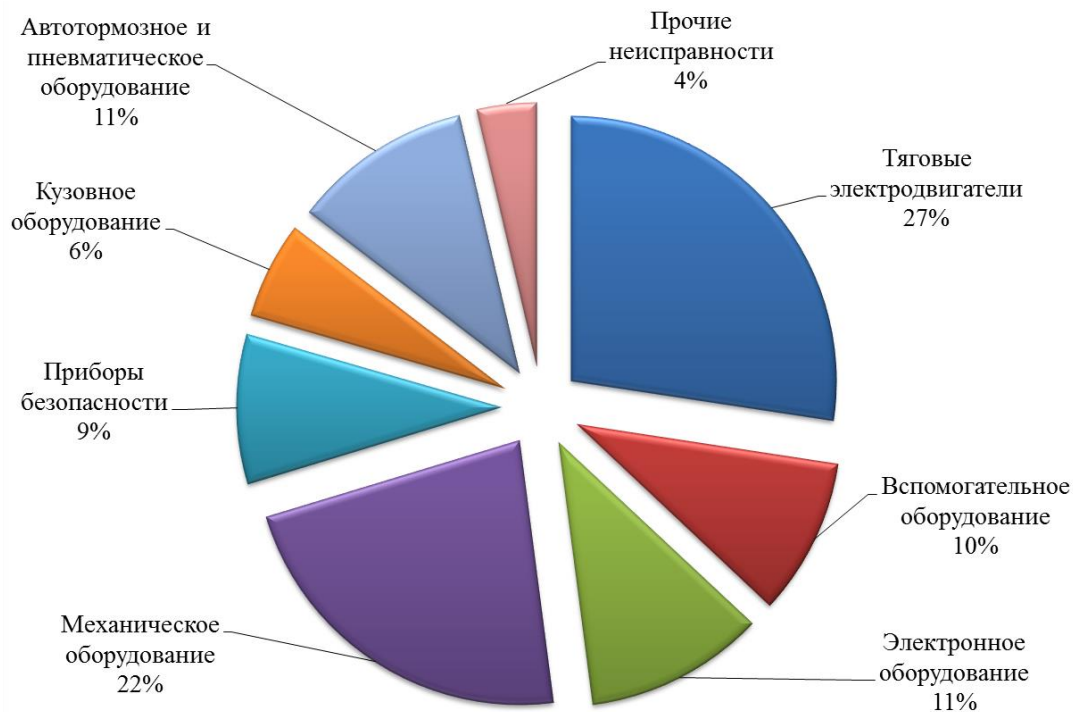


Рисунок 1.2 – Распределение отказов по узлам электровозов ВЛ11 и 2ЭС6 за 2015-2016 года

Из выполненного анализа следует, что наибольшее количество отказов приходится на тяговые двигатели – 27 % и механическое оборудование – 22 %.

С целью выявления факторов, влияющих на возникновения отказов в узлах электровозов, в компании ОАО «РЖД» применяются современные инструменты качества, такие как Анализ Парето и Диаграмма Исикавы [5,6].

Для дальнейшего анализа и выявления причины возникновения отказов узлов электровоза, была построена диаграмма Парето 2-го типа «по причинам» (рисунок 1.3) [7].

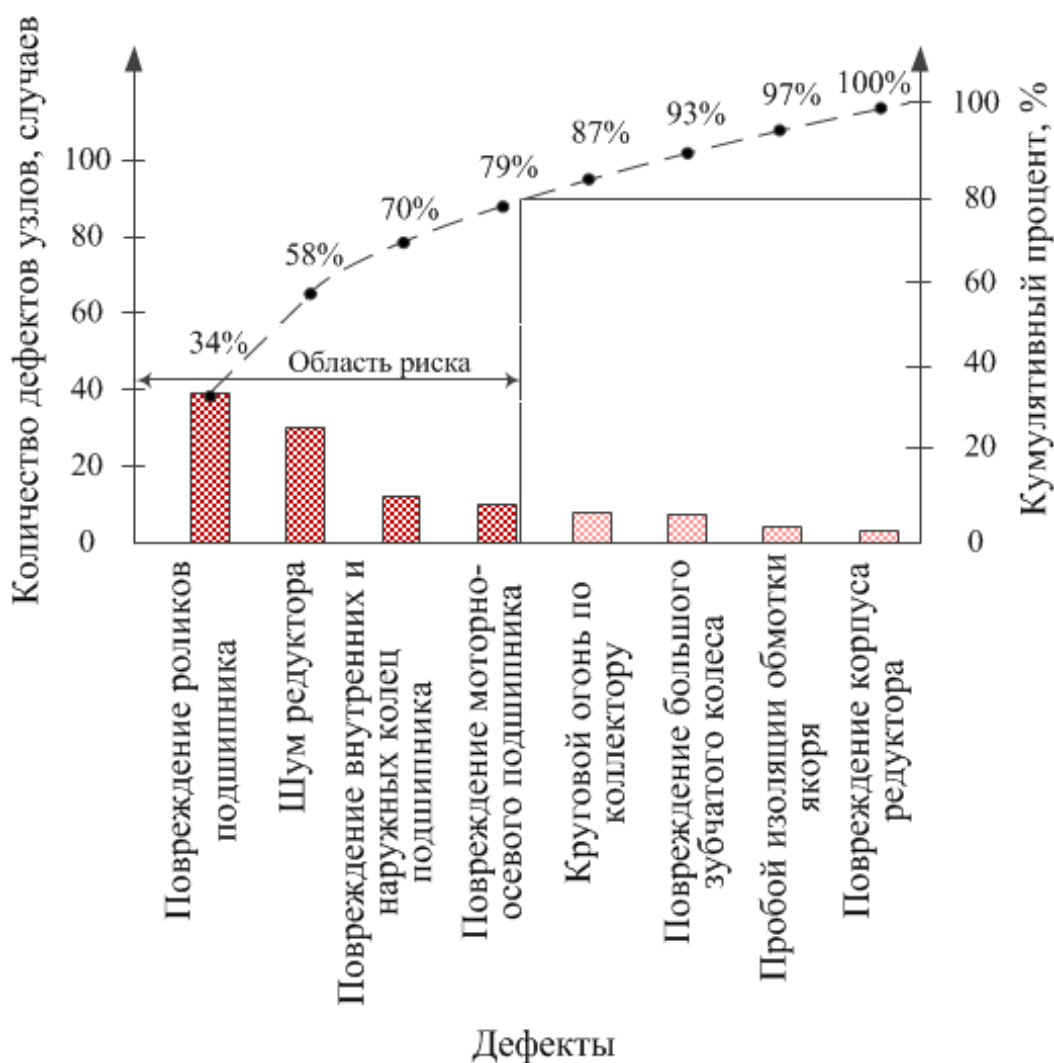


Рисунок 1.3 – Диаграмма Парето по видам дефектов узлов электровозов ВЛ11 и 2ЭС6

Из рисунка 1.2 следует, что наибольшее количество дефектов имеют место в связи с неисправностями подшипников, шума редуктора, неисправность наружных и внутренних колец подшипников, а также повреждений моторно-осевого подшипника.

Диаграмма Исикавы для выше указанных дефектов (рисунок 1.3) позволили выявить основные причины, которые приводят к повреждению механизмов электровозов [8,9].

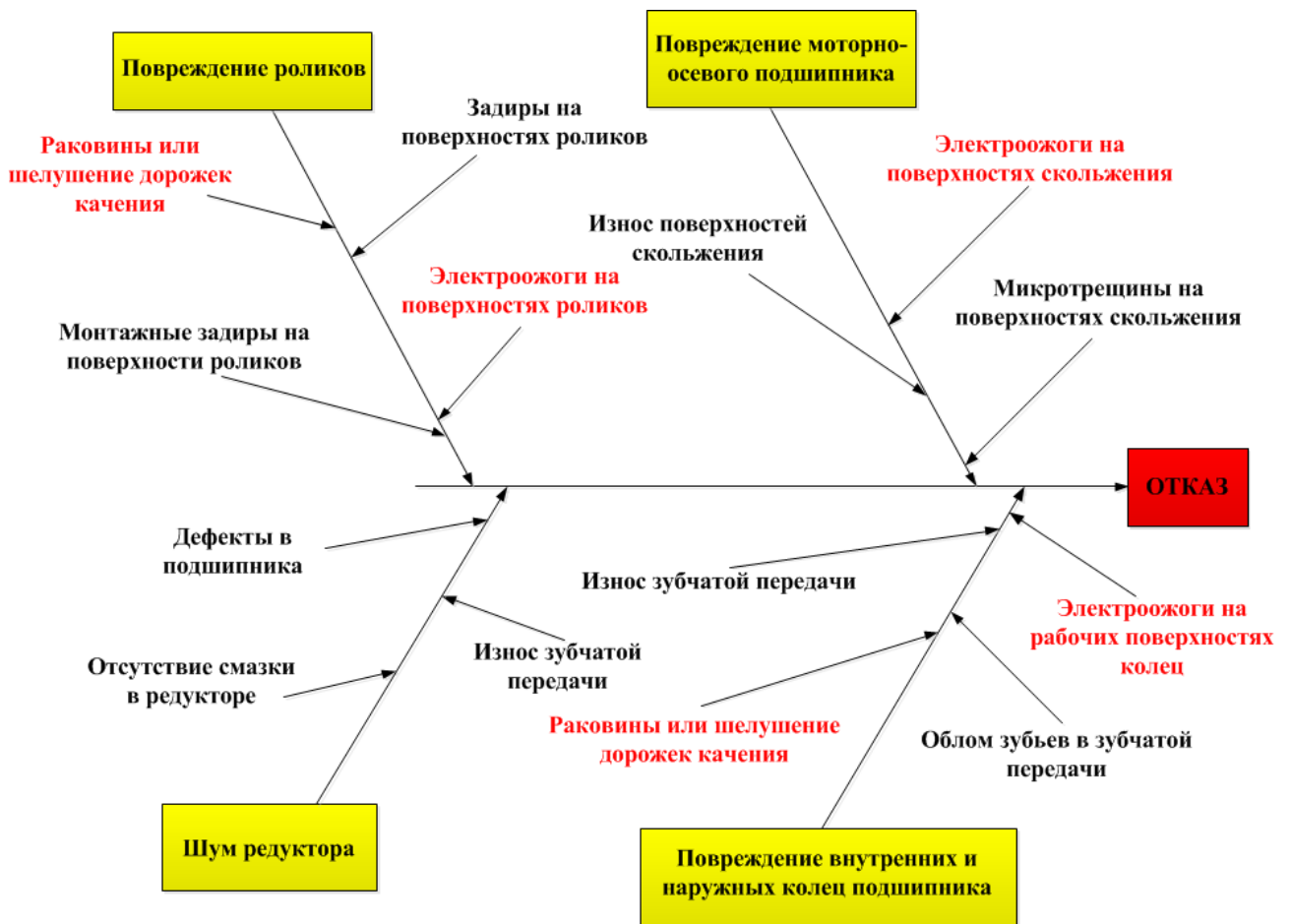


Рисунок 1.4 – Диаграмма Исикавы для дефектов, оказавшихся в области риска

Как показал анализ диаграмм (рисунок 1.3), что значительные повреждения происходят в подшипниках электровозов из-за раковин и шелушений рабочих поверхностей колец и роликов, а также электроожогов поверхностей качения колец и роликов подшипника [10, 11].

В диссертационном исследовании рассматривается два вида отказов подшипников колесно-моторного – внезапный и постепенный. Следовательно, с целью обеспечения достаточной надежности электровозов и безопасности движения поездов необходимые новые технические решения, связанные с повышением надежности работы подшипников.

Параметрический (постепенный) отказ подшипников качения колесно-моторного блока характеризуется усталостным разрушением, который сопровождается шелушением рабочих поверхностей тел качения или дорожек качения.

Внезапный отказ подшипников происходит из-за протекания тока через подшипник, что приводит к появлению раковин на поверхностях качения колец и роликов подшипника, а в некоторых случаях к свариванию подшипника.

С этой целью необходимо выявить причины появления раковин и шелушений поверхностей подшипников, электроожогов поверхностей качения подшипников.

На основе результатов исследований, проведенных в главе 1 диссертационной работы, составлена схема диссертационного исследования (рисунок 1.5).

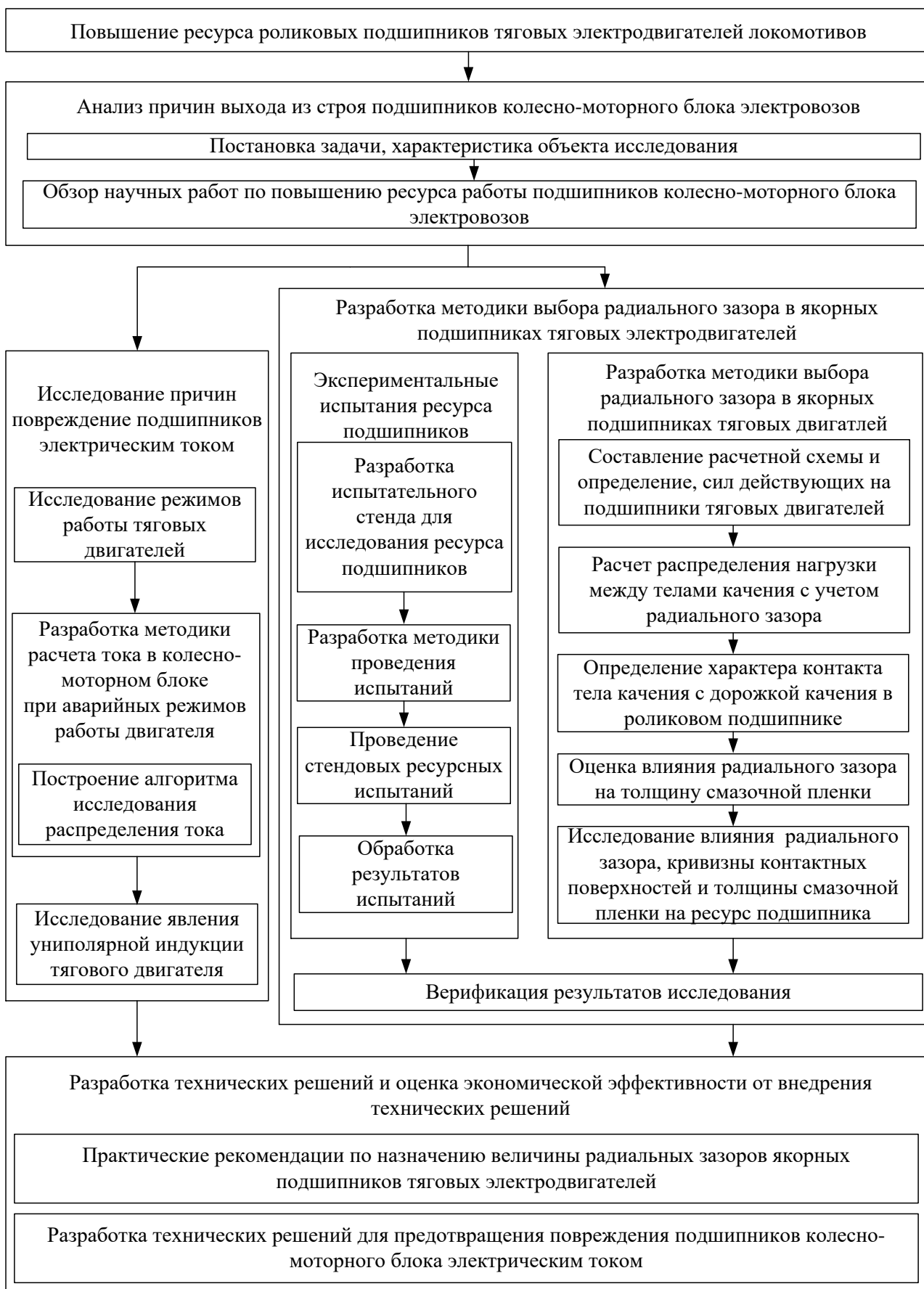


Рисунок 1.5 – Схема диссертационного исследования

1.2 Обзор научных работ по повышению ресурса работы подшипников тяговых двигателей электровозов

Исследования работы роликовых подшипников подвижного состава и повышением надежности их работы проводились научными коллективами ВНИИЖТа, РУТ(МИИТа), РГУПС, ОмГУПС, УрГУПС. Значительный вклад в решение названных проблем внесли такие ученые как Н. А. Аверин [12], Б. З. Акбашев [13], К. С. Ахвердиев [14], А. В. Бородин [15], А. П. Буйносов [16], А. В. Гайдамака [17], М. А. Галахов [18], З. Г. Гиоев [19], В. И. Глухов [20], Н. Д. Ершков [21], С. М. Захаров [22], Ю. А. Иванова [23], И. А. Майба [24], А. А. Миронов [25], М. А. Мукутадзе [14] А. Э. Павлюков [25], О. В. Муленко [26], В. Ф. Новиков [27], В. М. Приходько [28], С. Г. Шантаренко [29], В. В. Шаповалов [30] и другие ученые.

Исследованию работы тяговых двигателей электровозов, оценки технического состояния и повышению надежности их работы посвящены работы таких ученых как И. К. Андрончев [31], С. И. Баташов [32], И. П. Гордеев [33], Д. А. Попов [31], В. В. Харламов [34] и других ученых.

Методам расчета и оценки долговечности подшипников качения посвящены работы таких ученых как Р. Д. Байзельман [35], Л. Я. Перель [36], М. А. Галахов [18], Н. А. Спицына [37], А. И. Спришевского [38], а также зарубежных ученых Т. А. Harris [39], Р. Eschman [40], R. Stribeck [41], В. Н. Трейер [42], Ф. П. Боуден [43], Д. Тейбор [43].

Исследованию повреждения подшипников электрическим током посвящены работы Ю. Н. Виноградова [44], Н. Ф. Медведева [45], Г.-А. М. Нафикова [46], а также зарубежных ученых Т. Zika [47], A. Kohaut [48], V. Hausberg [49], A. Muetze [50].

В середине 50-х годов XX века руководством страны перед железнодорожным транспортом была поставлена задача, увеличить объемы перевозок в 2,5 раза, но решить ее можно было только за счет увеличения скорости движения и массы состава.

Существующий на тот момент тяговый подвижной состав, состоящий в основном из паровозов, не мог способствовать решению поставленной задачи. Поэтому, на XX съезде Коммунистической партии Советского Союза в распоряжениях по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР было принято: «Провести работы по технической реконструкции тяги на железнодорожном транспорте путем широкого внедрения электровозов и тепловозов».

Этот период ознаменовался не только обновлением эксплуатируемого парка, но и переход на буксовые узлы с подшипниками качения. Благодаря применению подшипников качения удалось увеличить скорость движения, нагрузку на ось и значительно сократить расход смазочного материала.

Опыт многолетней эксплуатации подшипниковых узлов подвижного состава показал, что основной вид дефекта подшипников – усталостное выкрашивание дорожек качения колец [1, 51 – 53].

Появление характерных повреждений вызвано следующими причинами:

- объемом и качеством смазочного материала в подшипниковом узле;
- механическими и физическими свойствами материала;
- конфигурацией обкатываемых поверхностей;
- величиной и характером нагрузки на подшипник.

Роль смазки при развитии усталостных трещин обкатываемых поверхностей очень сложна, так как, с одной стороны, присутствие жидких смазок или жидкостей с большой смачивающей способностью ускоряет развитие поверхностных трещин и абразивного износа рабочих поверхностей, с другой стороны, смазка уменьшает тангенциальные усилия на участках проскальзывания рабочих поверхностей и отводит тепло, что улучшает условия работы деталей.

Первые работы по улучшению физико-химических свойств смазочных материалов проводились сотрудниками ОАО «ВНИИЖТ», в результате взамен смазки 1-13 стали выпускать ее модификацию ЛЗ-ЦНИИ путем введения в ее состав антиокислительной присадки. Увеличение скоростей движения и

появления нового подвижного состава способствовали появлению новых смазочных материалов ЖРО и ЕЖС [53 – 55].

Увеличение скоростей движения и нагрузки на подшипниковые узлы с привело к разработке новых смазочных материалов. Взамен смазок ЛЗ-ЦНИИ, ЕЖС и ЖРО была разработана смазка БУКСОЛ, которая по своим характеристикам превосходит указанные смазки [55, 57]. Применение этого смазочного материала гарантирует ресурс подшипников до пробега 450 тыс. км, с условием постоянной дозаправки при промежуточных ревизиях подшипниковых узлов.

Сотрудниками института машиноведения РАН им. Благонравова проводили модификацию смазки БУКСОЛ путем введения в ее основу 4 % присадки «Валена» с исключением из состава стандартной противоизносной присадки. Сравнительные испытания смазок БУКСОЛ и ее модификации Буксол-М, показали, что износ исследуемой пары трения со смазкой БУКСОЛ увеличивается при нагрузке выше 5 МПа, а у ее модификации наблюдается стабильность износа до нагрузке 40 Мпа, с образованием на поверхностях трения защитной пленки металлической природы. [57 – 59]. Проведенные эксплуатационные испытания смазки БУКСОЛ-М на электровозах ЧС-7, ЭП1 и ВЛ80ТК, приписанных к депо Кандалакша Октябрьской железной дороги, показали эффективность применения нового смазочного материала.

Учеными РГУПС также проводились исследования по улучшения физико-химических свойств железнодорожных смазок путем добавления полимерной фосфорсодержащей присадки, лабораторные исследования показали, что введение в БУКСОЛ присадки $NiZn[(PO_3)_4]_{\infty}$ позволяет улучшить триботехнические показатели [60].

На сегодняшний день смазка БУКСОЛ-М получила широкое распространения на сети железных дорог Российской Федерации.

Наибольшее распространение при изготовлении деталей подшипников, как за рубежом, так и у нас стране получила сталь ШХ-15. Она была разработана в начале прошлого столетия шведской фирмой SKF, обозначение

СКФ-3 (в Швеции SIS 142258) и стала прародителем аналогичных сталей в мире, благодаря хорошему сочетанию требуемых свойств и стоимости.

Одной из таких сталей стала сталь ШХ-15СГ разработанная в Советском Союзе, отличающая от стали ШХ-15 повышенным содержанием марганца (около 1 %) и кремния (около 5 %). Из-за возможности этой стали прокаливаться на большую глубину в толстых сечениях ее стали использовать при изготовлении массивных подшипников [62].

В связи с высокими контактными напряжениями сталь должна обеспечивать высокую твердость. Отечественные нормативы требуют для колец и роликов обеспечивать твердость сталей ШХ-15СГ в пределах 59–63 HRC.

Помимо твердости на контактную усталость влияют неметаллические включения. Наличие характерных включений опасно тем, что они имеют меньший коэффициент температурного расширения и большую твердость по сравнению с основной сталью. Во время нагрева стали на границе основного металла и включения происходит местная деформация. Если она выходит за пределы упругой деформации, то при дальнейшем охлаждении в граничной зоне возникают внутренние напряжения. При работе подшипника под действием внешней нагрузки напряжения в этом месте раньше достигают критической величины.

Результаты исследований отечественных и зарубежных ученых позволили сформировать основные требования к содержанию в стали металлических и неметаллических включений [63, 64, 65]. Для повышения эксплуатационной стойкости подшипников качения необходимо получать сталь с содержанием, %, не более: кислорода 0,001–0,015; титана 0,0015–0,003; азота 0,006–0,008; фосфора 0,005–0,01; серы 0,001–0,01 и водорода 0,0001–0,0002.

Первые роликовые подшипники, устанавливаемые в подшипниковых узлах подвижного состава, имели цилиндрические дорожки качения колец и образующие роликов. В первые годы эксплуатации подшипников с такой конфигурацией контактных поверхностей наблюдался массовый выход

подшипников из строя по усталостным разрушениям (сколам) кромок краев роликов. Наличие характерных повреждений объясняется чувствительностью роликовых подшипников к перекосам колец и повышенными контактными напряжениями на краях роликов и колец [67].

Для уменьшения влияния перекосов на работу подшипников промышленность стала выпускать ролики со скосами на краях для всех цилиндрических и конических роликоподшипников. Позднее было предложено роликам придавать сферическую конфигурацию, описанную по дуге большого радиуса, составляющего 5–20 м (в зависимости от размеров роликов).

Исследования, проведенные в работе [68], показали, что в подшипниках со скосами на роликах при возникновении перекоса колец относительно друг друга наблюдается увеличение нагрузки в области перехода от цилиндрической части к скосу. У подшипников со сферической образующей при тех же значениях перекоса интенсивность нагрузки возрастает незначительно. Однако при больших значениях перекоса площадка контакта смещается в место перехода от образующей к фаске, что приводит к высокой концентрации напряжений.

Рациональной и технологически приемлемой, с точки зрения распределения контактных напряжений, является двухрадиусная образующая, объединяющая преимущества прямолинейной и однорадиусной [17, 65 – 68].

Роликовые подшипники подвижного состава, применяемые в подшипниковых узлах, воспринимают радиальные и кратковременные осевые нагрузки.

В работах [13, 21, 53, 70] были проведены стендовые и эксплуатационные испытания, которые показали, что осевые нагрузки имеют динамический характер и довольно сложное распределение во времени. Восприятие осевой нагрузки происходит торцом ролика и бортом кольца, под действием которых наблюдается перегрузка дорожек качения со стороны бортов и как следствие возникает перепад температуры вдоль линии контакта кольца и ролика. В результате подшипники бракуются по усталостным повреждениям, по

трещинам и сколам колец, а также по износу и излому клетей сепаратора, на торцах роликов образуется «елочка».

Для уменьшения действия осевых сил было предложено изготавливать подшипники с профилированными роликами [18, 71]. Сотрудниками РГУПС и ВНИИЖТа проводились практические и лабораторные испытания, в результате для исключения образования дефекта «елочка», было предложено заменить плоский контакт между торцом ролика и бортом кольца контактом по линии или в точке, для этого необходимо борта колец выполнять с развалом с целью создания масляного клина в зоне контакта, а форму ролика близкой к сфере [18, 50, 67, 68]. Уменьшение площади контакта ролика и борта привело к необходимости использовать смазку с высокой несущей способностью, и которая по толщине смазочной пленки в контакте «торец-борт» превышала бы величину смазочной пленки в контакте ролик дорожка качения кольца [13, 1].

Действующая радиальная нагрузка на подшипник воспринимается телами качения в рабочей зоне, ограниченной углом не более чем 180° . Величина и характер нагрузки радиальной нагрузки является определяющим фактором долговечности подшипников, так как величина контактных напряжений связана с нагрузкой степенной зависимостью.

Поэтому при действии радиальной нагрузки на подшипник она воспринимается малыми площадками контакта тел качения с рабочими поверхностями колец. По этой причине напряжения в области контакта даже при небольшой нагрузке весьма значительны.

Уменьшить величину контактных напряжений можно за счет увеличения количества роликов в подшипнике их диаметра и длины.

С целью равномерного распределения радиальной нагрузки учеными было предложено изготавливать цилиндрические роликоподшипники с полыми роликами [73, 75]. Применение полых роликов в подшипниках снижает нагрузку на центральные тела качения и уменьшает ее концентрацию вдоль образующих роликов [76]. При неизбежных перекосах ресурс подшипников с полыми роликами значительно выше, чем у серийных.

Кроме отмеченных выше преимуществ полые ролики оказывают положительное влияние на стабильность теплообмена в буксовом узле. Результаты стендовых испытаний подшипников со сплошными и полыми роликами показали, что установившаяся температура подшипников с полыми роликами даже при их перегрузке на 30 % существенно не отличается от температурного режима серийных подшипников (со сплошными роликами) [75, 77, 78].

По мнению авторов работ [79, 80], повысить надежность работы подшипников качения, также можно за счет применения бессепараторных подшипников. Новиковым В. Ф. было предложено использовать в буксовых узлах бессепараторные подшипники с сепарирующими элементами [81]. В результате лабораторных испытаний, на опытных образцах, было выявлено, что температура подшипника была ниже 10-12 °С, чем у серийного. Стендовые испытания на натуральных буксовых узлах, проведенных во ВНИИЖТе, дали положительный результат температура опытных подшипников была ниже, чем серийных.

Применение роликоподшипников с сепарирующими телами качения позволяет исключить сепаратор, увеличить число основных тел качения, а, следовательно, и динамическую грузоподъемность подшипника, уменьшить потери на трение, увеличить ресурс смазки.

Стоит отметить, что, несмотря на эффективность конструкции подшипников с полыми роликами и сепарирующими телами качения широкого внедрения их в подшипниковые узлы подвижного состава не произошло.

Как отмечалось выше, уменьшить величину контактных напряжений можно за счет рациональной конфигурации контактных поверхностей. Наиболее рациональной и технологически приемлемой, с точки зрения распределения контактных напряжений, является двухрадиусная образующая, объединяющая преимущества прямолинейной и однорадиусной [16, 67 – 69]. Применение такого профиля подшипников позволило заметно повысить ресурс буксовых подшипников и подшипников тяговых электродвигателей.

Технические решения, описанные выше, были полностью реализованы не только в буксовых подшипниках локомотивов, но и в тяговых двигателях.

Анализ событий, связанных с нарушением безопасности движения, проведенный в главе 1 диссертационной работы, показал, что наибольшее количество дефектов наблюдается у подшипников тяговых двигателей.

В связи с этим возникла необходимость изыскания резервов для повышения долговечности якорных подшипников тяговых электродвигателей без изменения существующих габаритов.

В практических расчетах долговечности подшипников расчёт ведут по контактной выносливости, не учитывая другие факторы, которые могут приводить к разрушению подшипников.

За многолетний период эксплуатации подшипников качения выявлены основные факторы, которые влияют на их ресурс. Факторы разделяют на три группы: конструктивные, технологические и факторы, обусловленные условиями эксплуатации подшипника.

К конструктивным факторам относят определение оптимального соотношения размеров деталей подшипника; выбор рациональных внутренних зазоров; выбор марки стали, смазочных материалов и конструктивного исполнения подшипников.

К технологическим факторам относят: выбор оптимальных режимов обработки деталей и методов получения заготовок; соблюдение последовательности и автоматизация процессов изготовления подшипников, контроль готовой продукции.

К факторам, обусловленным условиями эксплуатации подшипника относят: выбор подшипников с учетом заданных нагрузок и скоростей; выполнение требований соосности посадочных мест подшипников и требуемых посадок; выбор смазочных материалов и периодичности их пополнения, определение оптимальной конструкции уплотнений подшипниковых узлов; соблюдение технологий монтажа подшипников.

Среди рассмотренных факторов наиболее значимыми являются

конструктивные, а конкретно факторы, зависящие от величин внутренних зазоров. Для подшипников качения характерны два основных внутренних зазора – радиальный и осевой. Роликовые подшипники тяговых двигателей могут воспринимать только кратковременные осевые нагрузки, поэтому основным контролируемым зазором является радиальный зазор.

Под радиальным зазором в подшипнике качения понимают величину перемещения одного кольца относительно другого в радиальном направлении.

Величина внутреннего зазора (радиального зазора) напрямую оказывает влияние на рабочие характеристики подшипника, такие как долговечность, вибрация, шум при работе, температура и другие характеристики.

Стендовые испытания роликовых подшипников, проведенные Всероссийским научно-исследовательским институтом подшипниковой промышленности показали, что за счет правильного выбора радиального зазора долговечность подшипников можно увеличить в 1,5 – 2 раза [40]. Поэтому правильный выбор величины радиального зазора является основным путем повышения долговечности подшипников.

Якорные подшипники тяговых электродвигателей локомотивов работают длительное время без осмотров и смены смазки при скоростях вращения, нередко превышающих предельно допустимые, в условиях значительных перекосов. Высокие посадочные натяги, температурные деформации деталей перекосы приводят к уменьшению радиального зазора.

Одним из основных факторов, влияющих на изменение радиального зазора в процессе работы тягового электродвигателя, является температурный режим подшипника.

Нагрев детали подшипника определяется, с одной стороны, теплом, выделяющимся на поверхностях качения при трении, а с другой стороны, – притоком тепла от нагретых обмоток двигателя и его осевых подшипников. Кроме этого, на температурный режим подшипников оказывает охлаждения колец за счет вентилирования и обдува тягового двигателя.

Для определения изменения радиального зазора от температурного

режима Заикиным Г. И. [82] проводились специальные испытания на тяговом электродвигателе ЭДТ-200Б. Проведённые исследования показали, что температура нагрева деталей подшипников зависит от температуры наружного воздуха, скорости движения, а также связана с использованием мощности тягового двигателя. С повышением температуры наружного воздуха и скорости движения рабочая температура колец подшипников повышается, а также увеличивается ее перепад между наружным и внутренними кольцами, что создает возможность радиального защемления подшипников.

На основании результатов исследований Заикиным Г. И. [78] были определены нормы минимальной величины радиальных зазоров якорных подшипников, так для подшипников с диаметром отверстия внутреннего кольца подшипника от 140 до 160 он должен быть не менее 0,09 мм.

В тоже время в инструкциях по техническому обслуживанию и ремонту подшипников качения радиальный зазор подшипников в собранном двигателе должен быть не менее 0,1 мм [83, 84].

В применяемых методиках расчета и выбора якорных подшипников тяговых двигателей локомотивов весь процесс сводится к определению эквивалентной нагрузки, действующей на подшипник на расчетном участке, и расчету долговечности через коэффициент работоспособности [85 – 85].

Таким образом, разработка методики выбора радиального зазора по критерию максимального ресурса подшипников, учитывающей геометрию контактных поверхностей, режим трения в подшипнике, является актуальной.

Исходя из анализа, выполненного в главе 1 диссертационной работы, подшипники тяговых двигателей бракуются по токовым повреждениям колец и роликов подшипников.

Токовые повреждения рабочих поверхностей подшипников объясняется процессом электрической эрозии металла. Электрический ток, проходя через подшипник, вызывает пробой смазочного материала с одновременным расплавлением и вырыванием металла с рабочей поверхности подшипника, далее капли расплавленного металла выбрасываются в смазочный материал, где

застывают и образуют мелкие частицы сферической формы.

Зарубежными исследователями [47 – 50] отмечается, что помимо повреждения подшипников разрушается и смазка. При протекании электрического тока наблюдается процесс окисления и расщепления базового масла и присадок и вызывает преждевременное старение смазки.

Первые повреждения подшипников на тяговом подвижном составе были обнаружены на электровозах серии ВЛ19 и ВЛ22. Причиной таких повреждений являлось наличие нескольких параллельных ветвей, возникающих в связи с заземлением силовой цепи на кузов электровоза, обуславливающих одновременное протекание тягового тока через моторно-якорные, моторно-осевые и буксовые подшипники [46, 106].

Изменение схемы заземления силовой цепи в новых типах электровозов и переход на буксовые узлы с подшипниками качения уменьшило число параллельных ветвей, что привело к увеличению тягового тока, протекающего в моторно-якорных и моторно-осевых подшипниках, и неисправностей моторно-якорных подшипников и повреждению током моторно-осевых подшипников [45].

С целью защиты подшипников от повреждений, вызванных электрической эрозией и протеканием токов, на электровозах серии ВЛ8 и ВЛ10 применялось соединение земляной шины с остовами всех тяговых двигателей электровоза. Изменение схемы заземления тяговой цепи электровоза не позволило исключить протекание электрического тока через подшипники, а лишь удалось значительно снизить износ моторно-осевых подшипников [46, 44].

Для предотвращения токовых повреждений подшипников и повышения вероятности безотказной работы учены ОАО «ВНИИЖТ» разработали устройство, отводящее тяговый ток, которое устанавливается на буксу колесной пары (см. рисунок 1.6) [42, 89]. Применение такого типа устройств на электровозов позволило исключить заземление тяговой цепи на корпуса тяговых электродвигателей, в результате ток, проходя через тяговые

электродвигатели, стекал в рельс по проводам равного сопротивления [90].

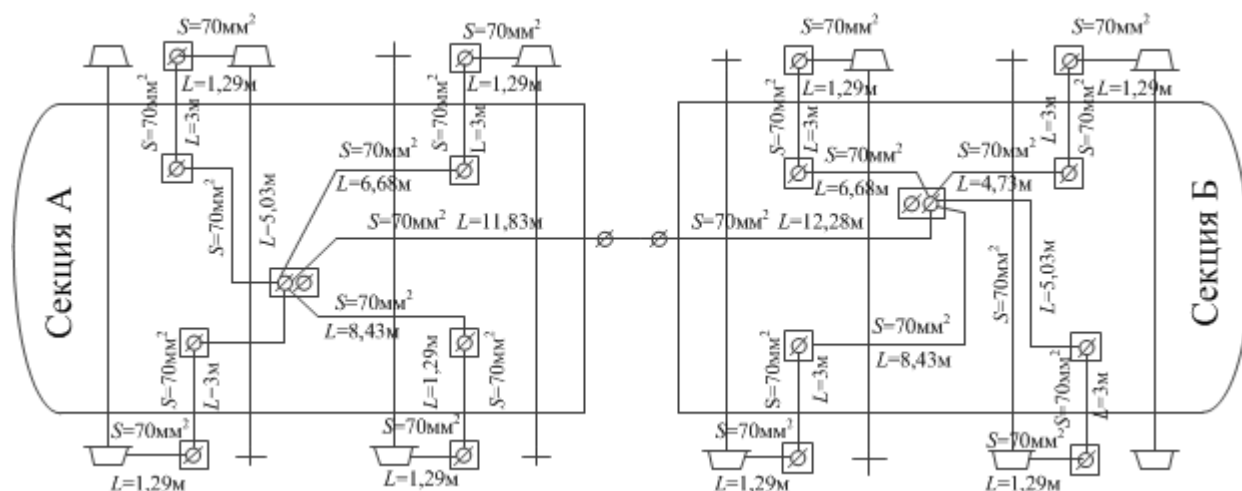


Рисунок 1.6 – Схема заземления силовой цепи двухсекционного электровоза

Использование таких устройств позволило снизить износ и повреждение моторно-осевых и якорных подшипников двигателей электровозов. В тоже время, вибродиагностические испытания и комиссионные осмотры, показывают наличие характерных повреждений моторно-осевых и моторно-якорных подшипников электровозов серии ВЛ11 и 2ЭС6.

Все это определяет необходимость исследования причин токовых повреждений подшипников тягового подвижного состава и разработке технических решений для исключения повреждений подшипников тяговым током.

1.3 Выводы по главе 1

1. В ходе анализа выявлено, что отказы подшипников в основном возникают из-за выкрашиваний усталостного характера и электроожогов на дорожках качения колец и роликов подшипников. При этом наибольшее количество отказов приходится на подшипники якорные тяговых электродвигателей.

2. Анализ работ, опубликованных по проблеме повышения ресурса подшипников качения подвижного состава, показал, что ресурс подшипников можно повысить за счет правильного выбора величины радиального зазора, с учетом геометрии контактных поверхностей и режима трения.

3. На основе результатов анализа было установлено, что несмотря на изменение схемы заземления силовой цепи электровоза и введение токоотводящих устройств фиксируются случаи повреждения подшипников колесно-моторного блока электрическим током. Поэтому необходимо выявить причины токовых повреждений подшипников электрическим током и разработать эффективные технических решения для исключения повреждений подшипников.

2 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ВЫБОРА РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА В ЯКОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

2.1 Постановка задачи исследования

Разработка методики, учитывающей силы, действующие на подшипник в процессе эксплуатации, кривизну контактных поверхностей, а также наличие смазочного материала, необходима для выбора радиального зазора по критерию максимального ресурса работы подшипника.

Отличительной особенностью якорных подшипников от подшипников других электрических машин является то, что в процессе эксплуатации воспринимают постоянные нагрузки от веса якоря тягового двигателя и переменные от тягового усилия и силы магнитного притяжения, а также динамические нагрузки, возникающие из-за неровности рельсового пути, неточности в зубчатом зацеплении и динамических ускорений тягового двигателя и якоря. На рисунке 2.1 приведен тяговый электродвигатель электровоза (ТЭД) ВЛ11 с обозначением основных элементов.

Другой особенностью якорных подшипников является модифицированный контакт, при котором профиль контактной поверхности роликов выполнен в виде дуги большого радиуса (бомбины), позволяющей выровнять напряжения по всей длине контакта, что оказывает влияние на ресурс подшипника.

В роликовых подшипниках, применяемых в узлах колесно-моторного блока электровозов, профиль контактной поверхности роликов выполнен в виде дуги большого радиуса (бомбины). Такая конфигурация контактной поверхности позволяет устранить местные напряжения на концах роликов, вызванных перекосами подшипника.

Конструктивно якорные подшипники тяговых электродвигателей выполнены в виде двух колец (внутреннего и наружного) с расположенными

между ними сепаратором с элементами качения (роликами) и заполненными смазочным материалом. При работе подшипника смазка способствует равномерному распределению тепла по всему объему подшипнику и созданию между роликом и дорожкой качения кольца масляной пленки, которая одновременно смягчает удары роликов о кольца и сепаратор, увеличивая этим ресурс подшипника и уменьшая работы, что необходимо учитывать при расчете.

Поэтому методика выбора радиального зазора в якорных подшипниках тяговых электродвигателей должна учитывать силы, действующую на подшипники, геометрию контактных поверхностей и наличие смазочного материала.

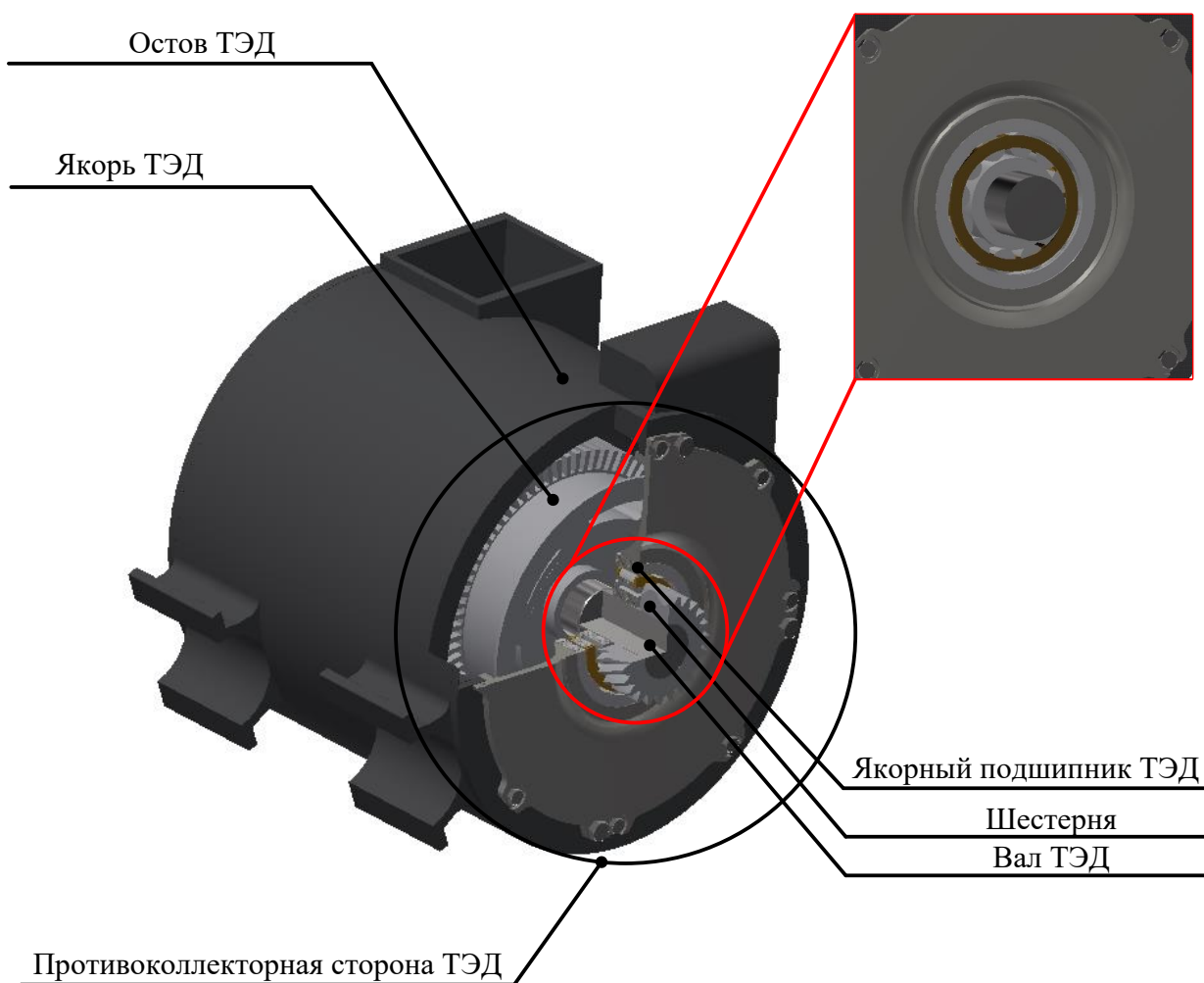


Рисунок 2.1 – Тяговый электродвигатель ТЛ-2К1

2.2 Определение сил, действующих на подшипники тяговых двигателей

Якорные подшипники тяговых электродвигателей локомотивов работают в условиях сложного взаимодействия сил, возникающих под влиянием различных факторов. Силы, действующие на роликовые подшипники в радиальном направлении, можно подразделить на 4 основные группы:

- 1) постоянная нагрузка от веса якоря $P_{\text{вя}}$;
- 2) переменная нагрузка от тягового усилия $P_{\text{ш}}$;
- 3) силы магнитного притяжения T , являющаяся следствием неравномерного воздушного зазора между якорем и полюсами;
- 4) динамические нагрузки, которые возникают в результате динамического ускорения тягового двигателя и якоря – $P_{\text{итд}}$, дисбаланса якоря – $N_{\text{я}}$, неточности изготовления и износов зубчатой передачи – $P_{\text{шд}}$, угловых ускорений колесной пары относительно якоря.

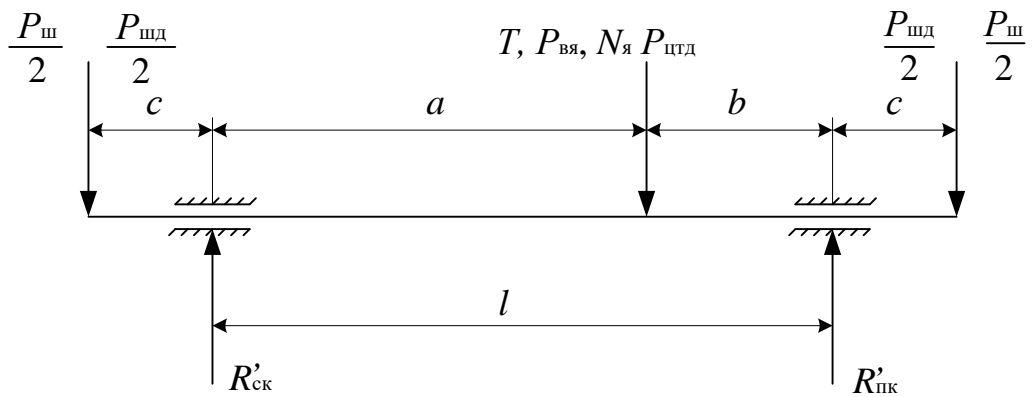
Определение сил, действующих на якорные подшипники тяговых двигателей, сводится к определению режима работы локомотива на условном перегоне с расчетом эквивалентной силы тяги и определению эквивалентной нагрузки воспринимаемой подшипниками [85, 86].

Для нахождения нагрузок, действующих на подшипники, использовалась методика, описанная в работе [87]. На рисунке 2.1 приведены внешний вид колесно-моторного блока и расчетная схема нагружения вала якоря тягового двигателя.

a)



б)



a – внешний вид колесно-моторного блока,

b – расчетная схема нагружения вала якоря тягового двигателя с двусторонней зубчатой передачей

Рисунок 2.1 – Внешний вид колесно-моторного блока и расчетная схема

На рисунке 2.1б приведена расчетная схема нагружения вала якоря тягового двигателя, в которой l – расстояние между серединами опор якоря; a , b

– расстояние от центра тяжести якоря до середин его опор; расстояние c от середины шестерни до середины ближайшей опоры якоря.

Нагрузка $P_{\text{ш}}$ на консольную часть вала зависит от величины тягового усилия F , отнесенного к одному двигателю, определяется по формуле

$$P_{\text{ш}} = \frac{F_{\text{кд.экв}} \cdot D_{\text{к}}}{i \cdot D_0 \cdot \eta}, \quad (2.1)$$

где $F_{\text{кд.экв}}$ – сила тяги, отнесенная к одному двигателю, Н;

$D_{\text{к}}$ – диаметр новых колес по кругу катания, м;

D_0 – диаметр делительной окружности шестерни, м;

i – передаточное отношение тягового редуктора;

η – коэффициент полезного действия зубчатой передачи.

Для определения эквивалентной силы тяги определялся режим работы локомотива на условном перегоне по следующей методике:

1. Определение сопротивления движению состава, электровоза и суммарное сопротивление движению поезда по формулам [86, 91]:

– сопротивление движению состава

$$R'_c = \left(0,7 + \frac{3 + 0,1 \cdot v + 0,0025 \cdot v^2}{q_0} + i \right) \cdot m_c g, \quad (2.2)$$

где v – скорость электровоза, км/ч;

q_0 – нагрузка на ось, т;

i – уклон, ‰;

m_c – масса состава, т;

g – ускорение свободного падения, м/с².

– сопротивление движению электровоза

$$R'_s = (1,9 + 0,01 \cdot v + 0,0003 \cdot v^2 + i) \cdot m_c \cdot g, \quad (2.3)$$

где m_c – масса электровоза, т.

– суммарное сопротивление движению поезда

$$R'_\Pi = R_c + R'_s. \quad (2.4)$$

2. Построение зависимости суммарного сопротивления от скорости движения при разной величине уклона и построение на этом же графике номинальной характеристики электровоза для каждого $F_k(v_3)$.

3. Определение из точки пересечения кривой $R'_\Pi(v_3)$ и $F_k(v_3)$ силы тяги F_{ki} и скорости электровоза v_{3i} , на каждом участке расчетного перегона (рисунок 2.2). Каждый тип профиля необходимо просчитывать дважды исходя из того, что локомотив проходит его в двух направлениях.

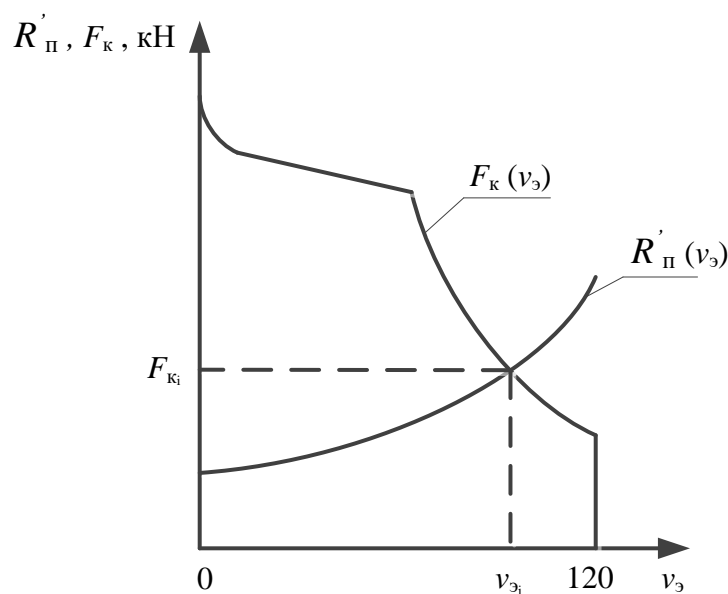


Рисунок 2.2 – Зависимости $R'_\Pi(v_3)$ и $F_k(v_3)$

Эквивалентное тяговое усилие определяется по формуле

$$F_{\text{кд.экв}} = \sqrt{\frac{\sum F_{\text{кд}n} \cdot l_{yn}}{\sum l_y}}, \quad (2.5)$$

где $F_{\text{кд}n}$ – сила тяги, отнесенная к одному двигателю, кН;

l_y – протяженность пути, соответствующая усилию $F_{\text{кд}n}$, км;

$\sum l_y$ – общая протяженность участка, км.

При расчете якорных подшипников тяговых электродвигателей могут быть случаи, когда данные о касательной силе тяги отсутствуют. Тогда расчетную нагрузку на шестерню тягового электродвигателя электровоза можно определить по приближенной формуле

$$P_{\text{ш}} = \frac{\beta \cdot 330000 \cdot N_{\infty}}{n_{\infty} \cdot D_0}, \quad (2.6)$$

где β – коэффициент использования мощности электровоза с поправкой, учитывающей к. п. д. передачи $\beta = 0,6 \div 0,7$;

N_{∞} – мощность, отнесенная к одному двигателю в длительном режиме работы, кВт;

n_{∞} – частота вращения якоря двигателя в длительном режиме работы, об/мин.

Однако более точно расчетная нагрузка определяется по касательной силе тяги на расчетном подъеме.

Для корректного расчета нагрузки, действующей на моторно-якорный подшипник тягового двигателя необходимо эквивалентную силу тяги разделить на ускорение свободного падения, а значения параметров приведенных в метрах в формулах подставлять в сантиметрах. После определения всех сил,

действующих на подшипник, эквивалентную нагрузку необходимо умножить на ускорение свободного падения.

Динамическая нагрузка $P_{шд}$ от вертикальных и горизонтальных (вдоль оси пути) ускорений тягового двигателя, действующих на консольную часть вала, определяется по формуле

$$P_{шд} = (y_1 + y_2) \cdot \frac{1}{l} \cdot \left(\frac{P_{вя}}{D_0} \right)^2, \quad (2.7)$$

где y_1 , y_2 – коэффициенты, учитывающие динамические нагрузки на зуб шестерни от колебаний колесной пары и от неточностей изготовления и износа зубчатой передачи.

Коэффициент, учитывающий вертикальную динамику колесной пары, рассчитывался по формуле

$$y_1 = 6,5 + 0,35 \frac{v_k}{\sqrt[3]{Q_H}}, \quad (2.8)$$

где v_k – конструкционная скорость локомотива, км/ч;

Q_H – масса неподрессоренных частей, приходящихся на одну колесную пару,
т.

Коэффициент, учитывающий неточности элементов зубчатой передачи, определялся по формуле

$$y_2 = \left(\frac{2,5 \cdot n_{\max}}{1000} \right)^2, \quad (2.9)$$

где n_{\max} – частота вращения якоря, соответствующая конструкционной скорости локомотива, об/мин.

Статические опорные реакции обуславливаются расчётной нагрузкой на шестерню, весом якоря и силой одностороннего магнитного притяжения, рассматривается как статическая нагрузка.

С достаточной степенью точности при практических расчетах силу магнитного притяжения T принимают 0,3 от массы якоря $P_{\text{вя}}$, причем $0,2 \cdot P_{\text{вя}}$ суммируют со статическими нагрузками, а $0,1 \cdot P_{\text{вя}}$ с динамическими нагрузками, действующими на среднюю часть вала якоря.

Опорные реакции для подшипника, расположенного со стороны, противоположной коллектору, в случае, когда шестерня смонтирована непосредственно на валу якоря, будут равны:

– при движении двигателем назад (относительно направления вращения вала якоря) или колесной парой вперед

$$R_{\text{ПК1}} = 1,3 \cdot \left(\frac{a}{l} \right) \cdot (P_{\text{вя}} + T) + \lambda \cdot P_{\text{ш}}. \quad (2.10)$$

– при движении двигателем вперед

$$R_{\text{ПК2}} = \left| 0,7 \cdot \left(\frac{a}{l} \right) \cdot (P_{\text{вя}} + T) - \lambda \cdot P_{\text{ш}} \right|. \quad (2.11)$$

Опорные реакции для подшипников, расположенных со стороны коллектора, будут равны:

– при движении двигателем назад (относительно направления вращения вала якоря) или колесной парой вперед

$$R_{\text{СК1}} = \left| 0,7 \cdot \left(\frac{b}{l} \right) \cdot (P_{\text{вя}} + T) + \vartheta \cdot P_{\text{ш}} \right|. \quad (2.12)$$

– при движении двигателем вперед

$$R_{СК2} = 1,3 \cdot \left(\frac{b}{l}\right) \cdot (P_{в\ddot{a}} + T) - \vartheta \cdot P_{ш}. \quad (2.13)$$

Коэффициенты λ и ϑ в формулах (2.10) – (2.13) учитывают возможную неравномерность распределения нагрузки между шестернями при двусторонней передаче равны следующим значениям $\vartheta = -0,55$ и $\lambda = 0,55$.

Нагрузка на среднюю часть вала якоря обуславливается в основном колебаниями тягового двигателя, а на консольную часть вала – колебаниями колесной пары и неточностью обработки элементов зубчатой передачи. В этом случае опорные реакции от усредненных значений динамических нагрузок будут определяться по формулам:

– с коллекторной стороны

$$R_{СКд} = \sqrt{\left(\frac{b}{l}\right)^2 \cdot (P_{ЦТд} + T)^2 + (\vartheta \cdot P_{шд})^2 + \left|\vartheta\right| \cdot \left(\frac{b}{l}\right) \cdot (P_{ЦТд} + T) \cdot P_{шд}}, \quad (2.14)$$

где $P_{ЦТд}$ – нагрузка, возникающая от колебаний тягового двигателя и от силы магнитного притяжения, Н.

$$P_{ЦТд} = m \cdot P_{в\ddot{a}}, \quad (2.15)$$

где m – коэффициент, учитывающий усредненные динамические условия работы двигателя, при осевом подвешивании 0,95 – 1,05 [80].

Сила магнитного притяжения

$$T = (0,1 \div 0,2) \cdot P_{в\ddot{a}}, \quad (2.16)$$

– с противоколлекторной стороны

$$R_{\text{ПКД}} = \sqrt{\left(\frac{a}{l}\right)^2 \cdot (P_{\text{ЦГД}} + T)^2 + (\lambda \cdot P_{\text{шд}})^2 + \lambda \cdot \left(\frac{a}{l}\right) \cdot (P_{\text{ЦГД}} + T) \cdot P_{\text{шд}}} . \quad (2.17)$$

На основе рассчитанных ранее статических величин опорных реакций для всех четырех случаев определялись приведенные нагрузки на подшипник по формуле:

$$Q_i = R_i \cdot K_{\text{бi}} \cdot K_{\text{тi}}, \quad (2.18)$$

где $K_{\text{б}}$ – коэффициент безопасности, учитывающий динамические условия работы подшипник;

$K_{\text{т}}$ – температурный коэффициент (при $t \leq 125^\circ \text{C}$ принимается $K_{\text{т}} = 1$) [84].

Коэффициент безопасности будет различным для подшипника, расположенного со стороны коллектора и со стороны, противоположной коллектору, а также при движении вперед колесной парой и двигателем и определяется по выражению:

$$K_{\text{б}} = 1 + \frac{K_{\text{ЭКВ}} \cdot R_{\text{д}} + N_{\text{я}}}{R}, \quad (2.19)$$

где $K_{\text{ЭКВ}}$ – коэффициент, учитывающий внешние динамические силы;

$N_{\text{я}}$ – нагрузка от дисбаланса якоря двигателя, Н.

Коэффициент $K_{\text{ЭКВ}}$ определяется в зависимости от отношения реакций динамической и статической нагрузок $R_{\text{ди}} / R_i$ по графику, приведенному в работе [82].

Динамическая составляющая нагрузки, возникающая из-за наличия начального небаланса якоря и некоторой разбалансировки его в процессе эксплуатации определяется по формуле:

$$N_{я} = (0,035 \div 0,045) \cdot P_{вя} \cdot \left(\frac{n_{\max}}{1000} \right). \quad (2.20)$$

С учетом всех сил, действующих на подшипники тяговых двигателей, эквивалентная нагрузка на подшипник находится по формуле:

$$Q_{\text{эКВ СК}} = \sqrt[10/3]{0,5 \cdot Q_{\text{СК1}}^{10/3} + 0,5 \cdot Q_{\text{СК2}}^{10/3}}. \quad (2.21)$$

$$Q_{\text{эКВ ПК}} = \sqrt[10/3]{0,5 \cdot Q_{\text{ПК1}}^{10/3} + 0,5 \cdot Q_{\text{ПК2}}^{10/3}}. \quad (2.22)$$

2.3 Математическая модель распределения нагрузки в роликовом подшипнике с учетом радиального зазора

В настоящее время, в общепринятых методиках расчета долговечности подшипников тяговых двигателей, определение ресурса ведется без учета распределения нагрузки между телами качения и без учета величины радиального зазора.

Рассматривая подшипник как систему, где к внутреннему кольцу приложена радиальная нагрузка, которая распределяется между ограниченным числом тел качения, является статически неопределимой системой. Объясняется это тем, что даже при удалении лишних связей установить взаимосвязь между внешней нагрузкой и упругими перемещениями достаточно сложно.

Впервые задача распределения нагрузки между телами качения в подшипнике качения была решена Р. Штрибеком [41]. При решении принимается ряд допущений:

- радиальный зазор в подшипнике отсутствует;
- учитываются только контактные деформации.

На основании решения задачи им была предложена формула для определения нагрузки на наиболее нагруженное тело качения

$$P_{\max} = \frac{K \cdot Q_{\text{экв}}}{z}, \quad (2.22)$$

где P_{\max} – нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженным телом качения, Н;

z – количество роликов в подшипнике, шт;

$Q_{\text{экв}}$ – радиальная нагрузка, действующая на подшипник, Н.

Как отмечалось выше, формула (2.22) действительна только для подшипника с нулевым зазором. В практических расчетах влияние радиального зазора обычно учитывается через поправочный коэффициент K путем его изменения от 4,06 до 5 [35].

Проведенные в работах [35, 40] исследования показали, что принятие коэффициента K в интервале от 4,06 до 5 не всегда допустимо. Значения коэффициента можно принимать только для некоторых конкретных радиальных зазоров. Это объясняется изменением зазора после его монтажа и перепадом температуры между элементами подшипника.

Рассмотрим радиально нагруженный роликовый подшипник с радиальным зазором G_r . В концентрическом положении в подшипники между телами качения и кольцами наблюдается равномерный радиальный зазор равный $G_r/2$ (рисунок 2.3).

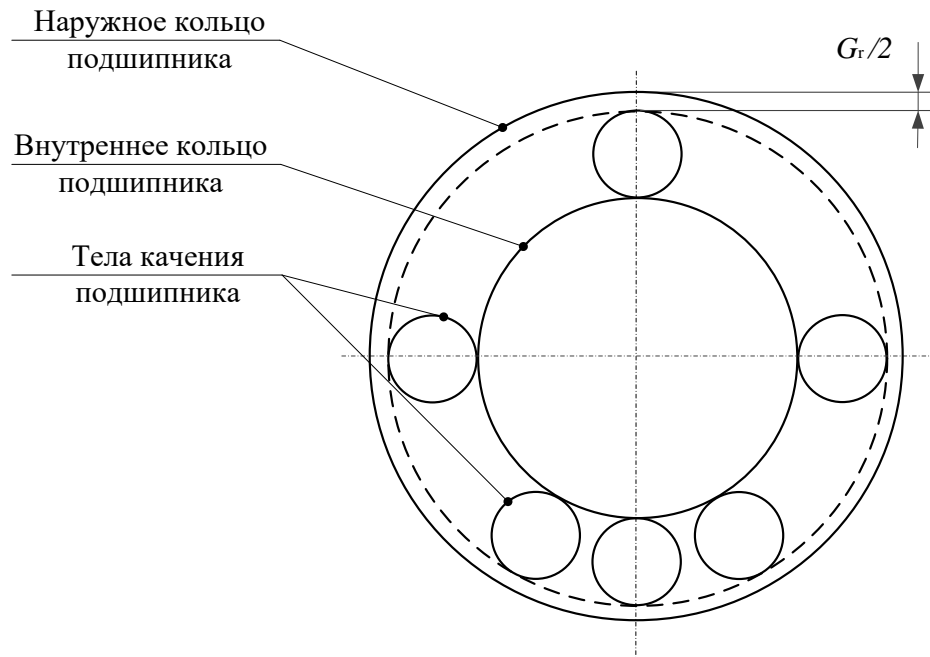


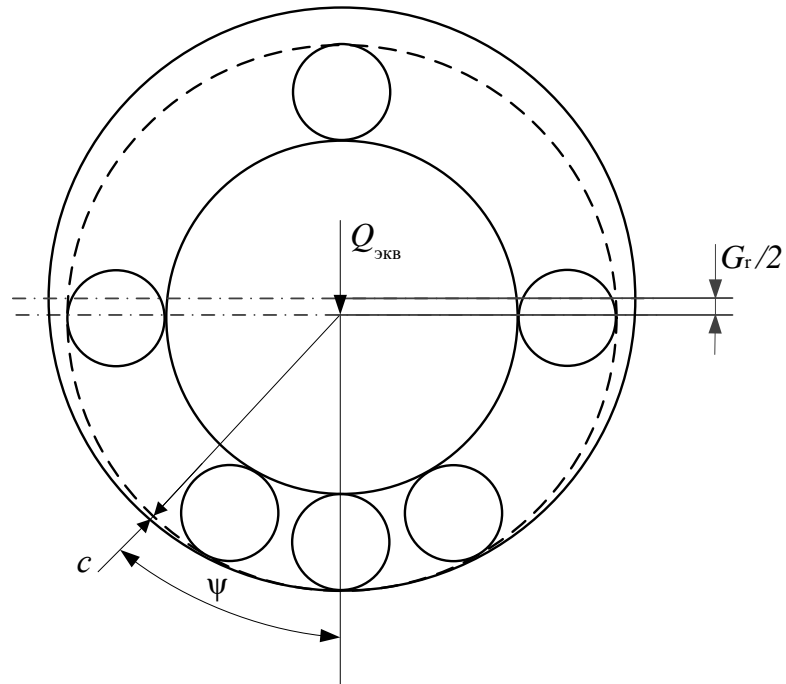
Рисунок 2.3 – Радиально нагруженный подшипник качения в концентричном положении

Приложение небольшой радиальной нагрузки к валу (внутреннему кольцу) приводит к перемещению внутреннего кольца на величину $G_r/2$ до того, как происходит контакт между роликом, расположенным на линии действия нагрузки, и внутренним и наружным кольцами (рисунок 2.4а). При этом под любым углом ψ будет сохраняться некоторый зазор C , который, если G_r мало в сравнении с радиусом дорожек качения, может быть выражен следующим образом:

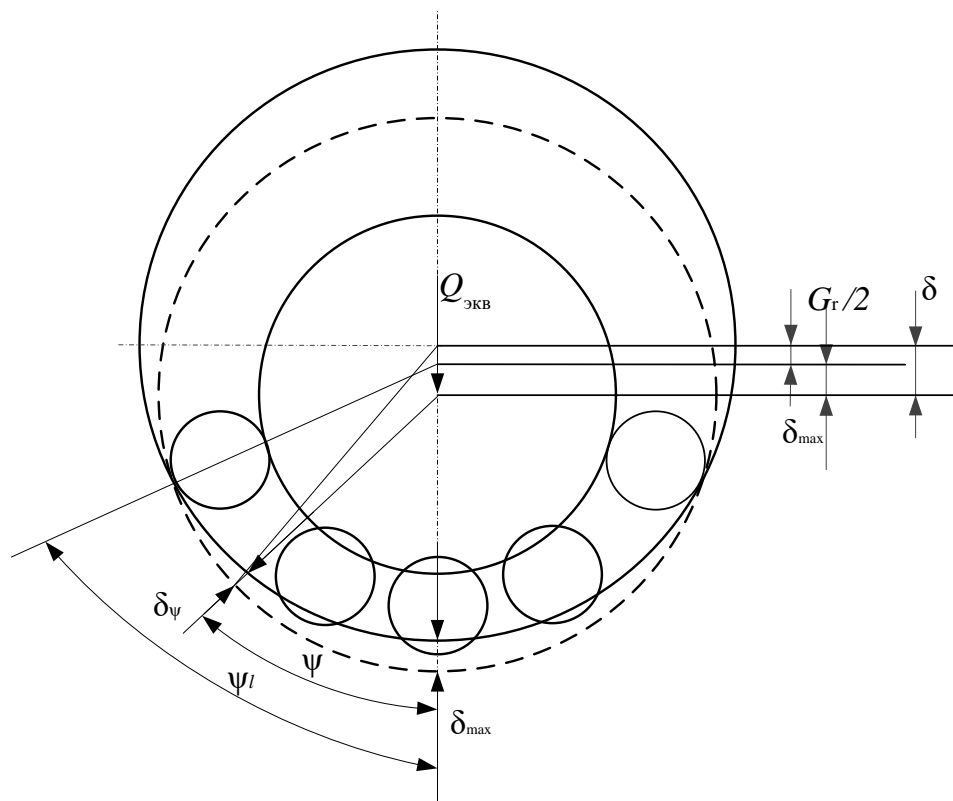
$$C = \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos \psi) \cdot G_r \quad (2.23)$$

На линии приложения нагрузки, где $\psi = 0$ зазор равен нулю, но при $\psi = 90^\circ$ зазор сохраняется начальное значение $G_r/2$.

a)



б)



a – начальный контакт;
б – интерференция

Рисунок 2.4 – Радиально нагруженный роликовый подшипник

Дальнейшее приложение нагрузки вызовет упругую деформацию тел качения и устранение радиального зазора вокруг дуги $2\psi_c$. Если взаимодействие или полное упругое сжатие на нагрузке равно δ_{\max} , то соответствующее упругое сжатие тела качения δ_ψ по радиусу под углом к линии нагрузки будет задано следующим образом:

$$\delta_\psi = (\delta_{\max} \cos \psi - C) = (\delta_{\max} + \frac{1}{2}G_r) \cdot \cos \psi - \frac{1}{2}G_r \quad (2.24)$$

Из выражения (2.24) следует, что кольца являются жесткими. Таким образом, из рисунка 2.4б видно, что $\delta_{\max} + G_r/2$ представляет собой общее относительное радиальное перемещение внутреннего и наружного кольца подшипника, тогда выражение (2.24) можно записать в следующем виде

$$\delta_\psi = \delta_r \cdot \cos \psi - \frac{1}{2}G_r, \quad (2.25)$$

где δ_r – общее радиальное перемещение внутреннего и наружного кольца подшипника.

Выражение можно записать через зависимость максимальной деформации следующим образом

$$\delta_\psi = \delta_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right], \quad (2.26)$$

Где

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{G_r}{2\delta_r} \right). \quad (2.27)$$

Зависимость между нагрузкой и упругим сжатием по радиусу под углом ψ к вектору нагрузки задается выражением

$$P_{\psi} = K_n \delta_{\psi} \quad (2.28)$$

где K_n – коэффициент, характеризующий кривизну соприкасающихся деталей подшипника в местах контакта и упругие свойства материала, Н/мм

Для роликового подшипника коэффициент K_n определяется по следующей формуле:

$$K_n = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{K_l}\right)^{1/1.11} + \left(\frac{1}{K_l}\right)^{1/1.11}} \right]^{1.11}, \quad (2.29)$$

$$K_l = 7,86 \cdot 10^4 l_{\text{эф}}^{8/9}, \quad (2.30)$$

где $l_{\text{эф}}$ – рабочая длина ролика, мм.

Из выражения (2.28) следует

$$\frac{P_{\psi}}{P_{\text{max}}} = \left(\frac{\delta_{\psi}}{\delta_{\text{max}}} \right)^{1.11} \quad (2.31)$$

Следовательно, подставляя формулу (2.26) в (2.28) определяется нагрузка на ролик в положении ψ

$$P_{\psi} = P_{\text{max}} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^{1.11} \quad (2.32)$$

Для роликового подшипника (рисунок 2.3), находящегося под нагрузкой $Q_{\text{экв}}$, условие равновесия сил запишется в следующем виде

$$Q_{\text{экв}} = \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_f} P_{\psi} \cdot \cos \psi, \quad (2.33)$$

где P_{ψ} – нагрузка, действующая на ролик в положении ψ , Н;

ψ – угловое расстояние между роликами, °.

С учетом формулы (2.32) выражение (2.33) примет вид

$$Q_{\text{экв}} = P_{\text{max}} \sum_{\psi=0}^{\psi=\pm\psi_f} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^{1.11} \cdot \cos \psi \quad (2.34)$$

В интегральной форме выражение (2.34)

$$Q_{\text{экв}}(\varepsilon) = z \cdot P_{\text{max}} \cdot \frac{1}{2\pi} \int_{-\psi_f}^{+\psi_f} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \psi) \right]^{1.11} \cos \psi d\psi, \quad (2.35)$$

или

$$Q_{\text{экв}} = z \cdot P_{\text{max}} \cdot J_r(\varepsilon), \quad (2.36)$$

где P_{max} – нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженным роликом, Н;

z – количество роликов в подшипнике, шт;

$J_r(\varepsilon)$ – интеграл радиальной нагрузки;

ε – коэффициент распределения нагрузки.

Нагрузка на наиболее нагруженный ролик определяется как:

$$P_{\max} = K_n \cdot \left(\delta_r - \frac{1}{2} \cdot G_r \right)^{1.11}, \quad (2.37)$$

где δ_r – перемещение внутреннего кольца относительно наружного в радиальном направлении, мм;

G_r – радиальный зазор, мм;

K_n – коэффициент, характеризующий кривизну соприкасающихся деталей подшипника в местах контакта и упругие свойства материала, Н/мм.

Анализируя составляющие выражения (2.27) видно, что в коэффициент распределения нагрузки зависит от радиального зазора.

С учетом всех составляющих формулы (2.36) запишем условие равновесия в следующем виде:

$$Q_{\text{экв}} = z \cdot K_n \cdot \left(\delta_r - \frac{1}{2} \cdot G_r \right)^{1.11} \cdot J_r(\varepsilon). \quad (2.38)$$

Основная задача расчета состоит в определении распределения радиальной нагрузки между роликами при разной величине радиального зазора, поэтому составляющие формулы (2.38), такие как Q_r , z , K_n и G_r известны, тогда представим формулу (2.38) относительно известных составляющих:

$$\frac{Q_{\text{экв}}}{z \cdot K_n} = \left(\delta_r - \frac{1}{2} \cdot G_r \right)^{1.11} \cdot J_r(\varepsilon) \quad (2.39)$$

Из выражения (2.27) определяется перемещение внутреннего кольца относительно наружного в радиальном направлении:

$$\delta_r = \frac{G_r}{4 \cdot (0,5 - \varepsilon)}. \quad (2.40)$$

Угол зоны нагружения находится по выражению:

$$\psi_l = \arccos(1 - 2 \cdot \varepsilon). \quad (2.41)$$

Так как известны $Q_{\text{экв}}$, z , K и G_r , то в формулы (2.39) и (2.40) введем следующие обозначения:

$$\frac{1}{2} \cdot G_r = A, \quad \frac{G_r}{4} = B \quad \text{и} \quad \frac{Q_{\text{экв}}}{z \cdot K_n} = S.$$

С учетом указанных обозначений уравнения равновесия и формула (2.40) примут вид:

$$\begin{cases} S = (\delta_r - A)^{1.11} \cdot J_r(\varepsilon) \\ \delta_r = \frac{B}{(0,5 - \varepsilon)} \end{cases}. \quad (2.42)$$

Решить полученные уравнения можно двумя методами «метод проб и ошибок» или «методом итерации». Использование «метода проб и ошибок» ограничено и применяется для решения задач средней сложности (более 20 – 30 проб и ошибок) и практически невозможно решить сложные задачи (более 1000 проб и ошибок). Поэтому для решения системы уравнений (2.42) применим метод простой итерации. Суть метода заключается в последовательном поиске корня уравнения с заданной точностью [39].

В систему уравнений (2.42) входит коэффициент распределения нагрузки ε , который на основании исследований принимается из интервала от 0 до 10 [92]. Величина S может быть как дробным, так и целым, поэтому при вычислении задается необходимая точность, которая и определяет количество итераций. В практических расчетах подшипников значение S равно дробному

значению и число итераций будет неизмеримо большое, что потребует значительной вычислительной мощности от электронно-вычислительной машины. Поэтому необходимо ограничить число итераций за счёт последовательно приближения корня. Тогда алгоритм процесса расчета описывается следующим образом [93, 94]:

1. Ввод исходных данных для нахождения значения ε , а именно A, B, S , требуемой точности, и известных ε_{\max} и ε_{\min}

2. Вычисляем значение δ_r при заданной точности.

3. Определение интервала ε и проверка условия $S = (\delta_r - A)^{1.11} \cdot J_r(\varepsilon)$ с одним знаком после запятой. Если условие выполняется, то принимается новое значение ε_{\max} и ε_{\min} , в котором находится искомое значение ε . Таким образом, процесс будет продолжаться до тех пор, пока $S = (\delta_r - A)^{1.11} \cdot J_r(\varepsilon)$.

4. Вывод полученного результата

Блок схема процесса расчета распределения нагрузки реализованного в программном комплексе *Matlab*, приведена на рисунке 2.5. Листинг программы расчета распределения нагрузки, приведен в приложение А.

Для нахождения нагрузки, воспринимаемой наиболее нагруженным роликом, уравнение равновесия для внутреннего кольца запишется в следующем виде:

$$P_{\max} = \frac{Q_{\text{экв}}}{z \cdot J_r(\varepsilon)}. \quad (2.43)$$

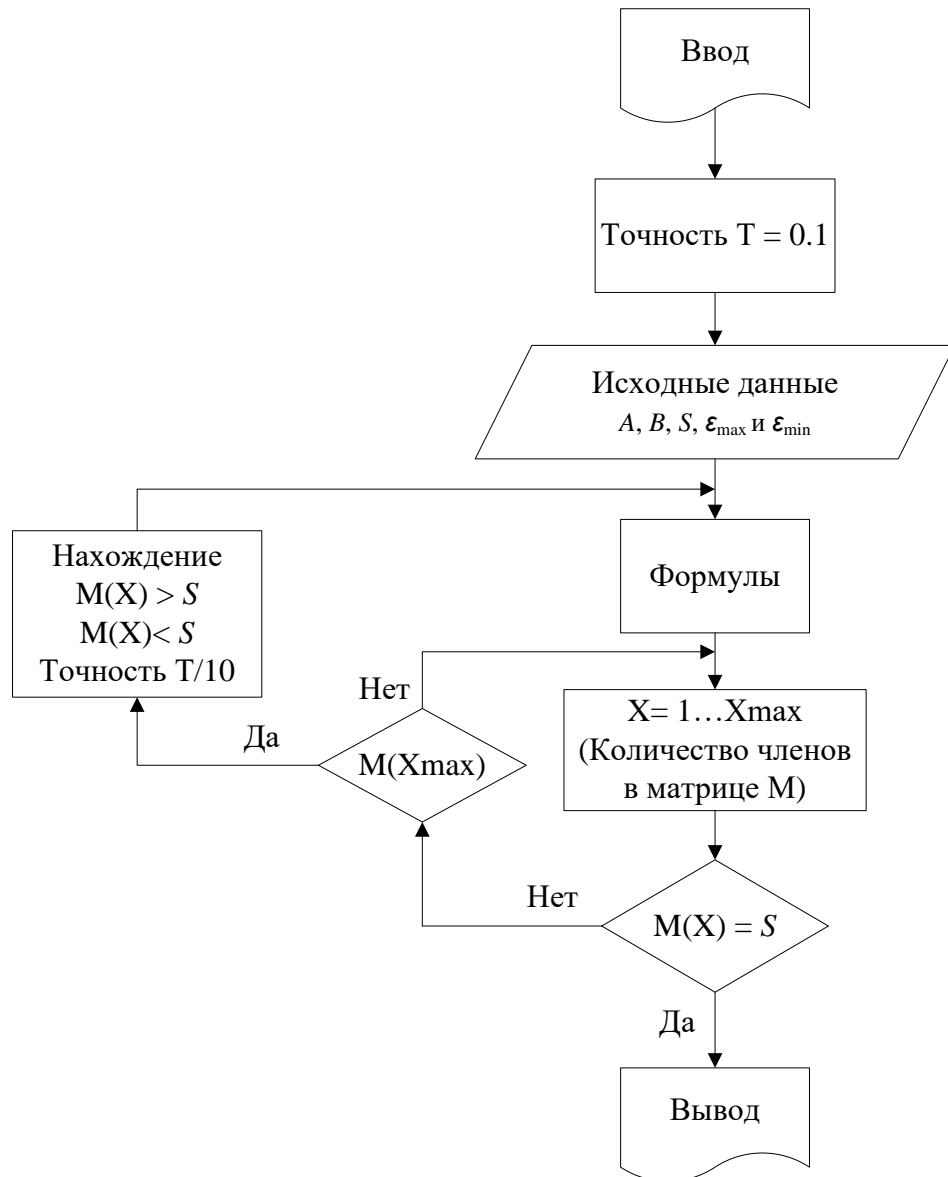


Рисунок 2.5 – Блок схема процесса расчета в программном комплексе *Matlab*

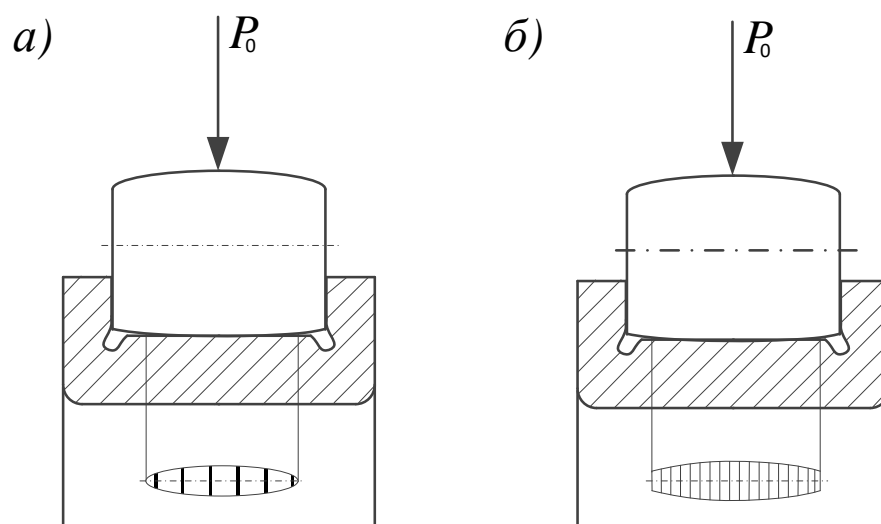
2.4 Исследование влияния радиального зазора на величину контактных напряжений

В зависимости от характера контакта тел качения с дорожкой качения различают точечный и линейный контакт. Точечный контакт в подшипнике наблюдается в том случае если конфигурация контактных поверхностей такова, что без нагрузки контакт тел происходит в точке. В результате приложения нагрузки и упругих деформаций точка преобразуется в поверхность, форма

которой определяется окружностью. Точечное касание наблюдается во всех шарикоподшипниках.

Если два контактных тела в осевом сечении имеют одинаковый профиль, то в ненагруженном состоянии соприкасаются по прямой, тогда говорят о линейном контакте. При приложении нагрузки линия переходит в поверхность прямоугольной или трапецевидной формы. Линейный контакт формируется во всех конических и цилиндрических роликоподшипниках.

В роликовых подшипниках, применяемых в узлах колесно-моторного блока электровозов, профиль контактной поверхности роликов выполнен в виде дуги большого радиуса (бомбины). Такая конфигурация контактной поверхности позволяет устранить местные напряжения на концах роликов, вызванных перекосами подшипника. Поэтому при небольших нагрузках определяется поверхностью соприкосновения, ограниченной эллиптическим контуром (рисунок 2.6а). При значительных нагрузках в рассматриваемом сечении поверхность контакта напоминает линейный контакт (рисунок 2.6б).



а) при небольших нагрузках; б) при значительных нагрузках

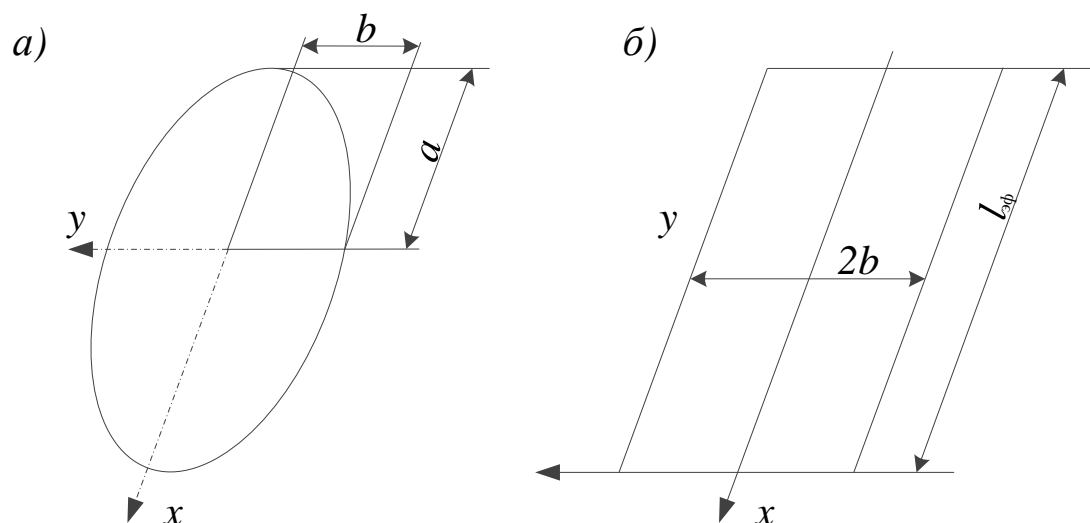
Рисунок 2.6 – Площадки давления для разных случаев нагружения

Поскольку вид контакта меняется с изменением нагрузки, то для расчета величины контактных напряжений, необходимо определить вид контакта.

При определении вида контакта используются следующие условия [36]:

- если $l_{\text{эф}} > 2a$, то контакт точечный;
- если $l_{\text{эф}} < 2a < 1,5 l_{\text{эф}}$, то контакт модифицированный линейный;
- если $2a > 1,5 l_{\text{эф}}$, то контакт линейный.

Значение параметра a – большая полуось эллипса деформации (рисунок 2.7а), $l_{\text{эф}}$ – эффективная длина ролика (рисунок 2.7б).



а) эллиптическая площадка контакта; б) прямоугольная площадка контакта

Рисунок 2.7 – Площадки давления для разных случаев нагружения

Для обеспечения необходимой долговечности всего подшипника тела качения и кольца подшипников изготавливают из шарикоподшипниковой стали одной и той же марки. Поэтому величина модулей упругости $E_1 = E_2 = E$ и коэффициентов Пуассона $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$ будут соответственно равны, тогда формула для расчета большой полуоси площадки контакта примет вид [36]:

$$a = \mu \cdot \left\{ \frac{3P_{\max}}{2 \cdot \sum \rho} \cdot \left(\frac{2(1 - \varepsilon^2)}{E} \right) \right\}^{1/3}, \quad (2.44)$$

где μ – коэффициент, характеризующий соответственно распределение давлений на контактных поверхностях и размеры площадки контакта с учетом кривизны тел в месте взаимного касания;

P_{\max} – нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженным роликом, Н;

$\sum \rho$ – сумма главных кривизны соприкасающихся тел, мм;

E – модуль упругости, Па;

ε – коэффициент Пуассона.

В подшипниковых узлах подвижного состава используют роликовые подшипники, которые имеют модифицированный линейный контакт. При модифицированном линейном контакте начальная линия контакта переходит в поверхность прямоугольной формы, в этом случае полуось прямоугольной площадки контакта (рисунок 2.8б) определяется по формуле [36]:

$$b = \frac{6,68 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{P_{\max}}{\sum \rho \cdot l_{\text{эф}}} \right)^{1/2}. \quad (2.45)$$

Для расчета напряжений и деформаций в местах контакта тел качения с дорожками качения колец применима теория Герца [36]. При использовании теории Герца в расчетах принимают ряд допущений напряжений и деформаций:

1. Материалы контактирующих тел однородны и имеют одинаковые физические свойства во всех направлениях;

2. Нагрузки, прикладываемые к телам, создают в области контакта упругие деформации;
3. Площадка контакта весьма мала по сравнению с общими поверхностями соприкасающихся тел;
4. Приложенная нагрузка перпендикулярна к площадке контакта (то есть влиянием поверхностных касательных напряжений можно пренебречь).

Тогда величина контактных напряжений с учетом принятых допущений при линейном контакте находится по формуле:

$$\sigma_{\max} = \frac{2 \cdot P_{\max}}{\pi \cdot l_{\text{эф}} \cdot b}. \quad (2.46)$$

2.5 Исследование влияния радиального зазора на толщину смазочной пленки подшипника

Как отмечалось в главе 1 диссертационной работы роль смазки, при развитии усталостных трещин обкатываемых поверхностей очень сложна, так как, с одной стороны, присутствие жидких смазок или жидкостей с большой смачивающей способностью ускоряет развитие поверхностных трещин. С другой стороны, смазка уменьшает тангенциальные усилия на участках проскальзывания рабочих поверхностей и отводит тепло, что улучшает условия работы деталей.

Экспериментальные и теоретические исследования показали, что долговечность подшипников качения может в 2 – 8 раз измениться с увеличением вязкости смазочного масла, а, следовательно, и толщины смазочной слоя.

При приложении нагрузки $Q_{\text{экв}}$ к подшипнику происходит деформация ролика и дорожки качения на определенную величину. В результате между роликом и дорожкой качения образуется зазор в который при вращении

подшипника затягивается смазка. Из-за повышения давления возрастает вязкость смазочного материала и при определенной скорости вращения создаются условия для образования смазочной пленки, толщина которой примерно одинакова на всей площади деформируемой поверхности [36].

Как отмечает Пинегин С. В. [37], в процессе работы подшипника из-за шероховатости контактных поверхностей происходит касание по вершинам неровностей, что приводит к возникновению значительных касательных напряжений. Наличие весьма больших контактных напряжений в поверхностных слоях зарождает процесс усталостного разрушения элементов подшипника. Из теории прочности известно, что сопротивление усталости поверхностного слоя материала зависит от приведенных напряжений, которые определяются величиной нормальных и касательных напряжений. Таким образом, с уменьшением толщины слоя смазки в контакте качения приводит к неизбежному увеличению числа касаний неровностей и времени их контактирования, к росту сил трения и приведенных напряжений и как следствие уменьшение ресурса подшипника.

Влияние смазки на работоспособность тяжело нагруженного контакта учитывает контактно-гидродинамическая теория смазки. Целью контактно-гидродинамического расчета подшипника является отыскание толщины смазочного слоя в контакте качения при определённой нагрузке и частоте вращения, и оценки режима трения в контакте качения.

На основании экспериментальных и теоретических исследований авторами работ [39, 95, 96] было предложено оценивать режим трения в контакте качения через параметр λ по следующему соотношению:

$$\lambda = \frac{h_0}{R_a}, \quad (2.47)$$

где h_0 – толщина смазочной пленки, мкм;

R_a – среднеквадратичное значение шероховатости контактирующих поверхностей, мкм.

Среднеквадратичное значение шероховатости контактирующих поверхностей определяется по формуле:

$$R_a = \sqrt{S_{a1}^2 + S_{a2}^2}, \quad (2.48)$$

где S_{a1} и S_{a2} – среднеарифметическое отклонение шероховатости контактирующих поверхностей.

При этом используют следующий критерий:

– при $\lambda < 1$ трущиеся поверхности разделены очень тонким слоем смазки, который разрушается в местах соприкосновения кольца и ролика – происходит износ рабочих поверхностей;

– при $1 < \lambda < 1,5$ наблюдается сочетание граничного и жидкостного трения, сопровождающиеся износом рабочих поверхностей колец и роликов;

– при $1,5 < \lambda < 3$ поверхности полностью разделены слоем смазки, лишь кратковременно наблюдается контактное трение;

– при $3 < \lambda < 4$ трущиеся поверхности разделены толстым слоем смазки, износ рабочих поверхностей колец и роликов практически отсутствует;

– при $\lambda > 4$ трение полностью жидкостное.

С большой достоверностью точности в практических расчетах толщину смазочной пленки находят по формуле И. Д. Ратнера [97]

$$h_0 = \frac{3,17 \cdot [\mu_0 (V_a + V_b)]^{0,75} \cdot n^{0,6}}{K_0^{0,15} (\lambda_a \pm \lambda_b)^{0,4}} \cdot \left(\frac{E'_{my}}{1 - \varepsilon} \right), \quad (2.49)$$

где μ_0 – абсолютная вязкость смазки при атмосферном давлении, Па·с;

V_a, V_b – окружная скорость цилиндров, м/с;

n – пьезокоэффициент вязкости, 1/МПа;

K_0 – гидродинамическая грузоподъемность единицы длины цилиндра при учете зависимости вязкости от давления, Н/м;

$\lambda_a \pm \lambda_b$ – приведенная относительная кривизна трущихся поверхностей до деформации, 1/м;

$E'_{\text{му}}$ – модуль упругости, Мпа;

ε – коэффициент Пуассона.

Приведенная относительная кривизна трущихся поверхностей до деформации для роликового подшипника определяется:

– при касании ролика с беговой дорожкой внутреннего кольца

$$\lambda_a + \lambda_b = \frac{2}{D_0 - d_p} + \frac{2}{d_p}, \quad (2.50)$$

где d_p – диаметр ролика, м;

D_0 – средний диаметр подшипника, м.

– при касании ролика с беговой дорожкой внутреннего кольца

$$\lambda_a - \lambda_b = \frac{2}{d_p} - \frac{2}{D_0 - d_p}. \quad (2.51)$$

Сумма скоростей движения при вращении внутреннего кольца как в контакте с внутренним, так и в контакте с наружным кольцами

$$V_a + V_b = \frac{\pi \cdot n_b \cdot (D_0^2 - d_p^2)}{60 \cdot D_0}, \quad (2.52)$$

где n_b – частота вращения якоря двигателя, об/мин.

Погонное гидродинамическое усилие (на единицу длины цилиндра) находят по формуле:

$$K_0 = \frac{k \cdot Q_{\text{экв}}}{z \cdot l_{\text{эф}}}, \quad (2.53)$$

где $Q_{\text{экв}}$ – радиальная нагрузка, действующая на подшипник, Н;

z – количество роликов в подшипнике, шт;

$l_{\text{эф}}$ – рабочая длина ролика, м;

k – коэффициент, зависящий от величины радиального зазора в подшипнике.

Коэффициент K определяют по следующей формуле

$$K = \frac{P_{\text{max}} \cdot z}{Q_{\text{экв}}}. \quad (2.54)$$

Для определения пьезокоэффициента вязкости использовалась формула Вустера [97], устанавливающая зависимость пьезокоэффициента от вязкости смазочного материала при соответствующей температуре

$$n = (0.6 + \lg \mu) \cdot 10^{-2}, \quad (2.55)$$

где μ – кинематическая вязкость смазочного материала, мм²/с.

Толщина смазочной пленки в роликовом подшипнике оперяется погонным гидродинамическим усилием (формула (2.53)), в которое входит коэффициент K , зависящий от величины радиального зазора. Таким образом, увеличение радиального зазора ведет к возрастанию коэффициента K и уменьшению толщины смазочной пленки. Зависимости толщины смазочной пленки и параметра режима смазки с учетом величины радиального зазора позволяет оценивать при какой величине радиального зазора будет создаваться

гидродинамический режим, а при какой нет, что не позволяет сделать вывод о влиянии смазочного материала на ресурс подшипника.

2.6 Исследование влияния величины радиального зазора на ресурс подшипника с учетом кривизны контактных поверхностей и толщины смазочной пленки

Роликовые подшипники железнодорожного транспорта с целью улучшения распределения контактных напряжений по ширине дорожек качения выполняют с модифицированным контактом. Придание модифицированного контакта достигается путем введения «бомбины» роликах при сохранении цилиндрических дорожек качения.

В практике принято долговечность находить через отношение динамической грузоподъемности к эквивалентной нагрузке, воспринимаемой подшипником, возведенное в n -ую степень:

$$L = \left(\frac{C}{Q_{\text{экв}}} \right)^n, \quad (2.56)$$

где $Q_{\text{экв}}$ – радиальная нагрузка, действующая на подшипник, Н;

C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н.

Для учета кривизны контактных поверхностей расчет долговечности производят через усталостное разрушение внутреннего и наружного кольца по следующей формуле:

$$L_k = \left((L'_\mu)^{-1.11} + (L'_\nu)^{-1.11} \right)^{-0.9}, \quad (2.57)$$

где L'_μ – долговечность вращающегося кольца, млн. об;

L'_ν – долговечность неподвижного кольца, млн. об.

Где:

$$L_{\mu} = \left(\frac{Q_{c\mu}}{Q_{e\mu}} \right)^4, \quad (2.58)$$

$$L_{\nu} = \left(\frac{Q_{c\nu}}{Q_{e\nu}} \right)^4, \quad (2.59)$$

где $Q_{c\mu}$ и $Q_{c\nu}$ – динамическая грузоподъемность контакта тел качения с вращающимся и неподвижным кольцами, соответственно, Н;

$Q_{e\mu}$ и $Q_{e\nu}$ – эквивалентная нагрузка в контакте тел качения с вращающимся и неподвижным кольцами, соответственно, Н.

Тогда динамическая грузоподъемность контакта линейного контакта [37]

$$Q_c = 552 \cdot \lambda' \cdot \frac{(1 \mp \gamma)^{29/27}}{(1 \pm \gamma)^{1/4}} \cdot \left(\frac{\gamma}{\cos \alpha} \right)^{2/9} \cdot d_p^{29/27} \cdot l_{\text{эф}}^{7/9} \cdot Z^{-1/4}, \quad (2.60)$$

где λ' – коэффициент, характеризующий неравномерность распределения нагрузки по длине ролика;

γ – коэффициент, характеризующий контакт в подшипнике;

α – угол контакта в подшипнике, град (для роликового подшипника $\alpha = 0^\circ$).

Коэффициент, характеризующий контакт в подшипнике

$$\gamma = \frac{d_p}{D_0}. \quad (2.61)$$

Учет кривизны контактных поверхностей в формуле (2.60) ведется через

коэффициент λ' и для модифицированного контакта принимается в пределах от 0,6 до 0,8. При расчетах в формуле (2.60) верхний знак берется для контакта тел качения с внутренним кольцом, а нижний для контакта тела качения с наружным кольцом подшипника.

Эквивалентная нагрузка в контакте тел качения с вращающимся и неподвижным кольцами определяется суммой нагрузкой действующей на каждое тело качения, ограниченных зоной нагружения, находится по выражению:

– для контакта тела качения с вращающимся кольцом

$$Q_{cv} = \left(\frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} P_{\psi}^4 d\psi \right)^4. \quad (2.62)$$

– для контакта тела качения с неподвижным кольцом

$$Q_{cv} = \left(\frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} P_{\psi}^{4,5} d\psi \right)^{1/4,5}. \quad (2.63)$$

Расчетная долговечность якорных подшипников (в километрах пробега локомотива), при передаточном отношении тягового редуктора i с учетом диаметра колес по кругу катания равна [85]

$$L'_{тэд} = 30 \cdot \left(\frac{D_k}{i} \right) \cdot \left(\frac{C}{Q'_{эКВ}} \right)^{10/3}. \quad (2.64)$$

В приведенной формуле диаметр бандажа колесной пары имеет размерность сантиметры, чтобы все составляющие формулы (2.64) имели одинаковую размерность и корректную величину ресурса подшипников, то коэффициент 30 в формуле заменим на 1, а диаметр бандажа колесной пары умножается на 10.

Поскольку последнее произведение формулы (2.64) это есть формула (2.56), вместо которой было предложено использовать формулу (2.57). С учетом этого, расчет ресурса якорных подшипников тяговых электродвигателей будет

$$L'_{\text{тэд}} = \left(\frac{D_{\text{к}}}{i} \right) \cdot \left(L_{\mu}^{-1.11} + L_{\nu}^{-1.11} \right)^{-0.9}. \quad (2.65)$$

Как отмечалось в разделе 2.4 настоящей работы, имея зависимости толщины смазочной пленки от величины радиального зазора и параметра режима смазки от радиального зазора невозможно количественно оценить долговечность подшипников.

Для установления численной взаимосвязи между толщиной слоя смазки и сроком службы подшипника (долговечностью) Д. С. Кодниром совместно с Б. А. Куликовым были обработаны результаты стендовых испытаний на долговечность более чем 2000 подшипников, и после проведения теоретических расчетов ими была предложена методика расчета долговечности радиальных роликоподшипников [98].

$$L_{\text{д}} = k_1 \cdot k_2 \cdot L_{\text{р}}, \quad (2.66)$$

где $L_{\text{д}}$ – действительная долговечность;

k_1 – коэффициент, характеризующий влияние толщины смазочного слоя на долговечность подшипника;

k_2 – коэффициент, характеризующий ужесточение режима работы подшипника;

$L_{\text{р}}$ – расчетная долговечность.

При этом коэффициент k_1 равен

$$k_1 = \frac{0,895 \cdot h_0 / 0,15 - 1}{0,2 \cdot h_0 / 0,15}, \quad (2.67)$$

Коэффициент, учитывающий ужесточение режима работы подшипника находят из графика, который приведен на рисунке 2.8

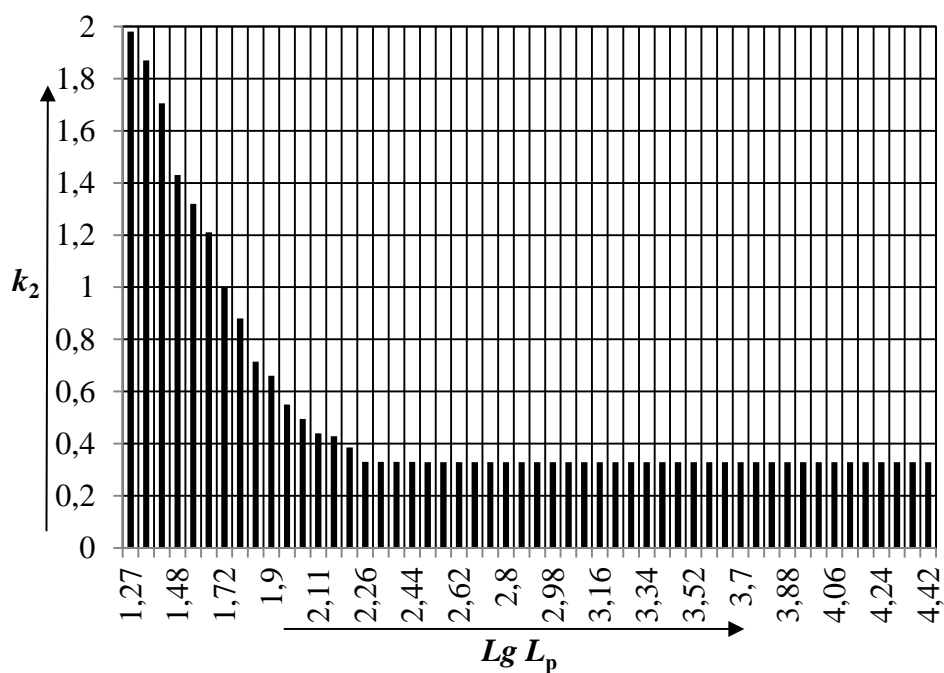


Рисунок 2.8 – График зависимости коэффициента от расчетной долговечности

Тогда для расчета ресурса якорных подшипников тяговых двигателей формула (2.65) примет вид

$$L'_{\text{гэд}} = k_1 \cdot k_2 \cdot \left(\frac{D_k}{i} \right) \cdot \left((L'_\mu)^{-1,11} + (L'_\nu)^{-1,11} \right)^{-0,9}. \quad (2.68)$$

На основании расчетных формул и математических моделей, позволяющих учитывать нагрузку, действующую на якорные подшипники тяговых электродвигателей, ее распределение между телами качения, наличие смазочного материала и кривизну контактных поверхностей, составлен алгоритм методики выбора радиального зазора по критерию максимального ресурса, приведенный на рисунке 2.9.

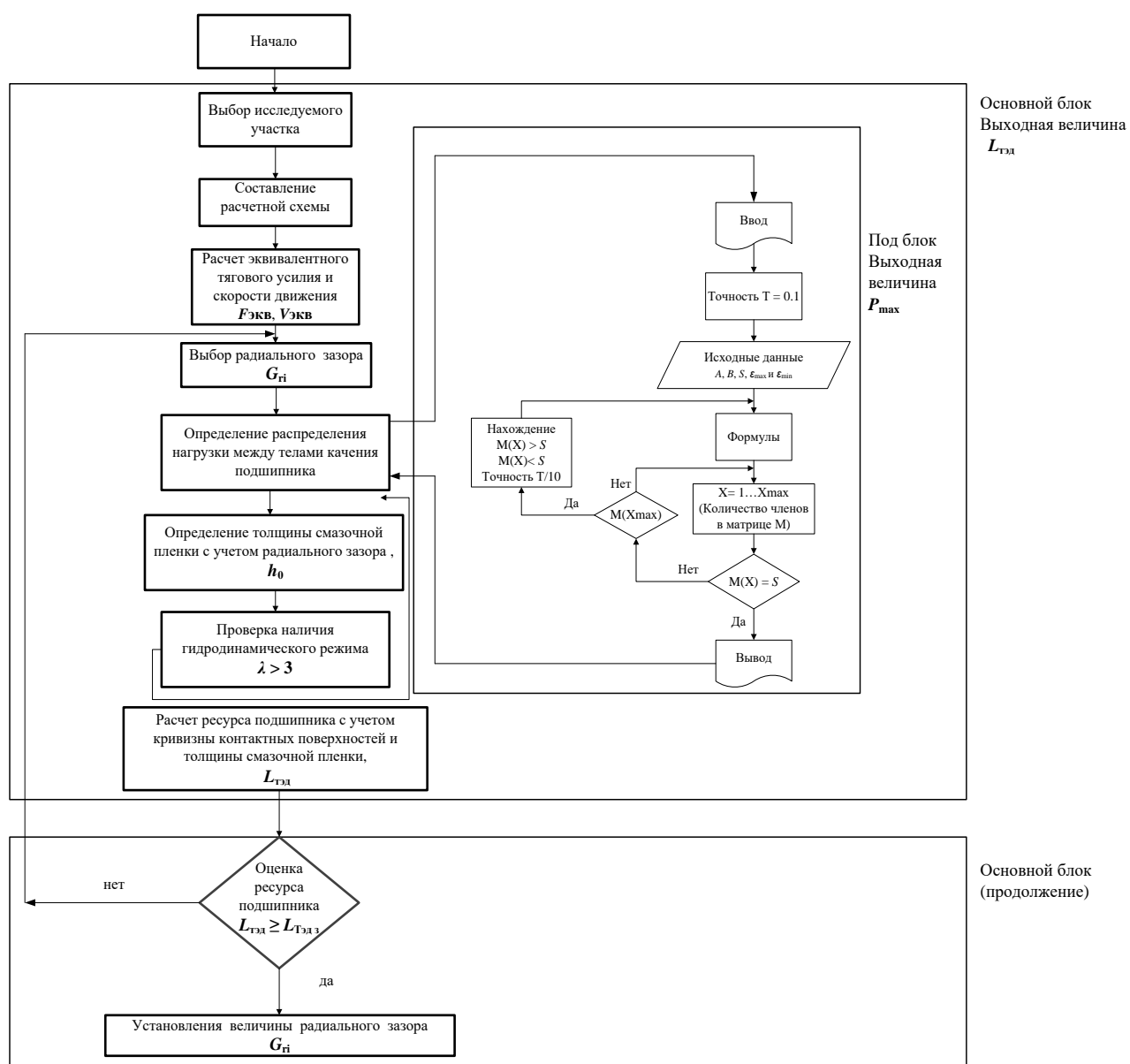


Рисунок 2.9 – Схема алгоритма методики определения эффективного радиального зазора подшипника

Таким образом, разработанная методика выбора радиального зазора позволяет рассчитывать ресурс подшипника с учетом действующей радиальной нагрузки, воспринимаемой подшипником в процессе эксплуатации, ее распределение между телами качения, кривизну контактных поверхностей и гидродинамический эффект в подшипнике.

2.7 Выводы по главе 2

1. Расчет нагрузки, воспринимаемой якорными подшипниками, заключается в составлении расчетной с учетом конструкции зубчатой передачи и способа подвешивания тягового двигателя, а также в определении эквивалентной силы тяги и скорость движения. При расчете нагрузки учитываются режим работы тягового электродвигателя, профиль пути и масса состава.

2. Математическая модель распределения нагрузки между телами качения подшипника основывается на уравнение равновесия сил для внутреннего кольца. Расчет основывается на данных о величине радиальной нагрузке, количестве тел в подшипнике качения, рабочей поверхности тела качения и величине радиального зазора. Для расчет распределения нагрузки между телами качения создана программа расчета реализованная в программном комплексе *Matlab*.

3. Определение влияние смазки на работоспособность подшипников основывается на контактно-гидродинамической теории смазки. Расчет толщины смазочного слоя в подшипнике производится на основе данных о нагрузке, действующей на подшипник, частоте вращения и вязкости смазочного материала. Оценка режима трения в контакте качения осуществляется через параметр режима смазки. Таким образом, значение параметра режима смазки позволяет определить при какой величине радиального зазора создается гидродинамический режим трения.

4. Для учета геометрии контактных поверхностей расчет ресурса следует производить через усталостное разрушение внутреннего и наружного кольца. Таким образом, наличие модифицированного контакта учитывается коэффициентом, который принимается в пределах от 0,6 до 0,8.

5. Для установления взаимосвязи между толщиной смазочной пленки и ресурсом подшипника осуществляется путем введения коэффициентов в расчетные формулы.

6. Разработана методика выбора радиального зазора якорных подшипников тяговых двигателей по критерию максимального ресурса. В методике учитываются нагрузки, действующие на подшипники в процессе эксплуатации, конфигурация контактных поверхностей, наличие и характеристики смазочного материала.

7. Составлен алгоритм методики выбора эффективного радиального зазора, позволяющая рассчитывать ресурс подшипника с учетом действующей радиальной нагрузки, воспринимаемой подшипником в процессе эксплуатации, ее распределение между телами качения, а также кривизны контактных поверхностей и гидродинамический эффект в подшипнике.

3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВ

3.1 Постановка задачи исследования

В практике исследования долговечности подшипников качения различают стендовые и эксплуатационные испытания.

При проведении эксплуатационных испытаний необходимо учитывать ряд факторов, определяющих долговечность подшипника. К таким факторам относятся количество и периодичность пополнения смазочным материалом, несоблюдение технологии монтажа, изменение режима работы, конструктивные особенности узлов и т.д.

Широкое распространение получили стендовые испытания подшипников, которые позволяют за короткое время определить долговечность работы подшипников при заданных условиях, а также выявить характер и причины разрушения.

В зависимости от целей и задач испытаний их различают на три вида:

1. Полные испытания на долговечность проводят для уточнения расчетных параметров и коэффициентов работоспособности подшипников данного типоразмера.

2. Контрольные испытания проводят для оценки качества выпускаемой продукции.

3. Специальные испытания с целью проверки материалов или тех или иных конструктивных и технологических особенностей определённых подшипников.

В тоже время с развитием новых специальных областей техники увеличилось и разнообразие целей и видов испытаний, и в настоящее время еще не создана сколько-нибудь установившая классификация видов испытаний, которая бы регламентировала испытания подшипников [38].

Для смазки якорных подшипников тяговых электродвигателей электровозов ВЛ11 и 2ЭС6 используется смазка «Буксол», она рассчитана на ресурс 450 тыс. км пробега электровоза с постоянным пополнением при проведении текущих ремонтов.

Многолетний опыт эксплуатации электровозов показал, что в среднем пробег одного электровоза за сутки составляет 700 километров, тогда первый текущий ремонт электровоза наступает через 1,5 месяца. Следовательно, первый подъемочный ремонт электровоза ВЛ11 с разбором подшипникового узла электровоза наступает примерно через 1,5 года, а для электровоза 2ЭС6 более чем через 2 года [86].

Поэтому для проведения исследования ресурса (долговечности) при разной величине радиальных зазоров были выбраны ускоренные стендовые ресурсные испытания.

Испытания подшипников при форсированных режимах позволяет резко сократить число объектов и время проведения испытаний.

Стоит отметить, что испытания долговечности якорных подшипников тяговых электродвигателей не только продолжительны по времени, но и экономически затратны, так как подшипники имеют большие габариты, поэтому для исследования долговечности был выбран подшипник, который в конструктивном исполнении полностью подобный, но имеет меньшие габариты.

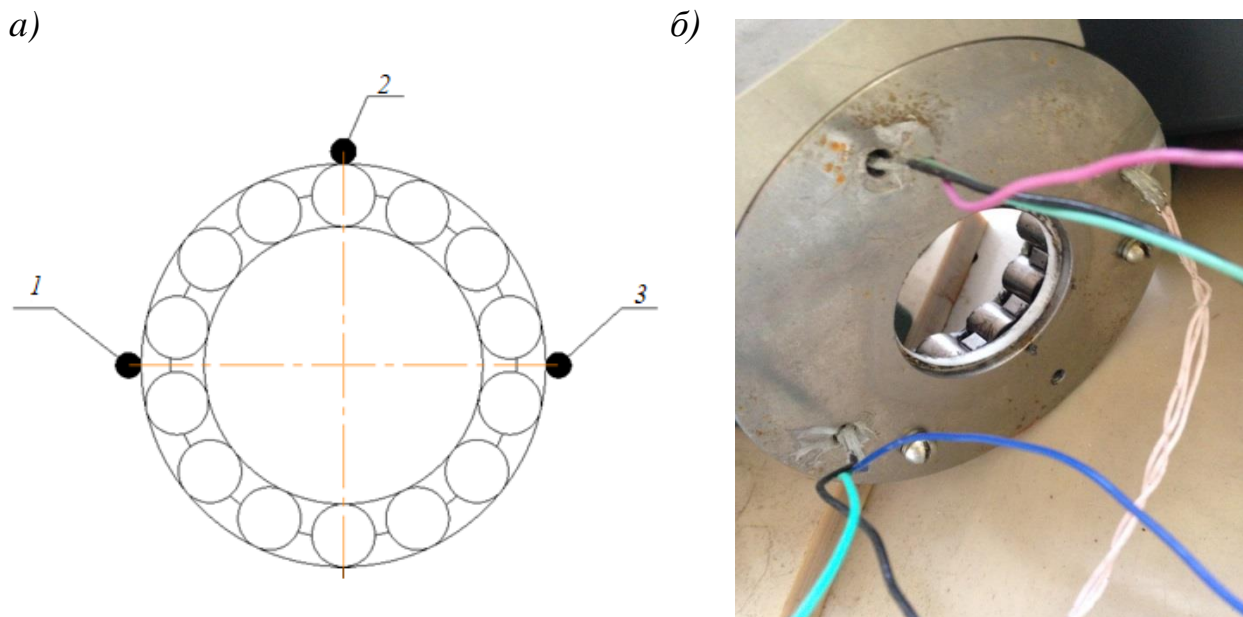
Для ускоренных стендовых испытаний нагрузки и числа оборотов для испытуемых подшипников подбирается таким образом, чтобы их теоретическая расчетная долговечность была в пределах 50-200 часов, а число оборотов 0,4-0,6 от предельно допустимого числа оборотов n_{\max} для данного подшипника [100].

3.1 Разработка испытательного стенда

Основными требованиями, которым должен отвечать испытательный стенд, являются жесткость их конструкции, обеспечение постоянства и точности числа оборотов. Якорные подшипники воспринимают радиальную нагрузку, при постоянстве нагрузки в процессе испытания, а также возможность регулирования нагрузки и частоты вращения в определенном диапазоне. Поскольку выход из работоспособного состояния подшипника сопровождается резким повышением температуры, то необходим непрерывный контроль температуры невращающегося кольца.

Для подшипника марки 42309K1M изготовлен корпус из стали 30ХГСА. Контроль температуры производился датчиками, которые установлены в корпусе по окружности: на входе в зону нагружения 1, в точке максимальной нагрузки 2, в точке выхода из зоны нагружения 3 (рисунок 3.1а). Измерение частоты вращения вала и внутреннего кольца производилось лазерным тахометром.

Передача нагрузки осуществлялась с помощью нагрузочного устройства, выполненного в виде винт-гайки. Для передачи нагрузки на подшипник из алюминия была изготовлена втулка, на которую были наклеены тензометрические датчики по полумостовой схеме. Тарировка втулки с тензорезисторами осуществлялась на универсальной испытательной машине с электромеханическим силовозбудителем марки «Testometric». Изменение частоты вращения подшипника осуществлялось с помощью преобразователя частоты с векторным управлением.



a – схема расположения датчиков,
б – общий вид

Рисунок 3.1 – Размещение датчиков температуры в корпусе испытательного стенда

На рисунке 3.2 приведена схема испытательного стенда, включающая станину 1, автоматический выключатель 2, частотный преобразователь с векторным управлением 3, асинхронный двигатель 4, ременную передачу 5, соединяющую шкив 6 вала асинхронного двигателя и шкив 7 вала 8, зафиксированного в двух подшипниковых опорах 9. Испытуемый подшипник 10, установленный на валу 8, помещенный в буксу 11, на поверхности испытуемого подшипника 10 размещены температурные датчики. К корпусу буксы 11 прикреплена втулка с тензорезисторами 12, а в торец втулки упирается нагрузочное устройство 13, выполненное в виде винт-гайки. Частоту вращения вала 8 измеряет лазерный тахометр 14. При этом показания температурных датчиков и тензорезисторов 12 поступают на входы регистрирующего преобразующего устройства 15, выходы которого соединенного с персональным компьютером 16 [101].

3.2 Характеристика объекта исследования и методика проведения испытаний

Для исследования процессов влияния радиального зазора, смазочного материала и геометрии контактных поверхностей на ресурс в качестве испытуемого образца был выбран радиальный роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами марки 42309K1M, изготовленный из конструкционной подшипниковой стали. Модифицированный контакт в подшипнике создается за счет выполнения «бомбины» на роликах при сохранении цилиндрических дорожек качения.

Основные технические характеристики подшипника приведены в таблице 3.1

Таблица 3.1 – Технические характеристики подшипника

Параметр	Значение
Внутренний диаметр, мм	45
Наружный диаметр, мм	100
Ширина подшипника, мм	25
Размеры ролика, мм × мм	14 × 14
Грузоподъемность динамическая, кН	72,1
Грузоподъемность статическая, кН	41,5
Номинальная частота вращения:	
– при жидкой смазке, об/мин	7500
– при пластичной смазке, об/мин	6300
Количество роликов в подшипнике, шт.	12

Процесс испытания подшипника можно разделить на несколько этапов.

Первый этап. Подготовительный.

Подготовительный этап состоит из следующих пунктов:

1. Определение необходимой величины натяга.

Межгосударственным стандартом установлена величина радиального зазора, которая для роликового радиального цилиндрического подшипника 42309K1M согласно четвертой группе должна быть не менее 70 мкм и не более 105 мкм [102].

При работе подшипника внутреннее кольцо вращается, а наружное неподвижно в корпусе, в соответствии с ГОСТом были приняты посадки для внутреннего кольца L0 / m6 и для наружного H7 / I6 [103].

Натяг от посадки внутреннего кольца на вал и наружного кольца в корпус определяется по формуле

$$H = H_{\text{изм}} - 1,2 \cdot (R_{z1} + R_{z2}) \quad (3.1)$$

где $H_{\text{изм}}$ – измеренный натяг, мм;

R_{z1} – шероховатость поверхности охватываемой детали, мкм;

R_{z2} – шероховатость поверхности охватывающей детали, мкм.

Измерение шероховатости поверхности сопрягаемых деталей производилось профилометром модели 130, а внутренних диаметров трехточечным нутромером с ценой деления 0,001 мм. Диаметр вала измерялся скобой рычажной с ценой деления 0,001 мм.

Поскольку при посадке внутреннего кольца в корпус подшипника происходит деформация наружного кольца с уменьшение дорожки качения, а при посадке внутреннего кольца на вал дорожка качения увеличивается [104] (рисунок 3.3), тогда величина деформации будет равна

– При посадке внутреннего кольца

$$\Delta d_1 = \frac{2H_B \cdot \left(\frac{d_1}{d}\right)}{\left[\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 - 1\right] \cdot \left\{ \left[\frac{\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 + 1}{\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 - 1} + \varepsilon_{\text{п}} \right] + \frac{E_{\text{п}}}{E_B} [-1 - \varepsilon_B] \right\}} \quad (3.1)$$

где H_B – натяг при посадке внутреннего кольца на сплошной вал, мм;

$\varepsilon_{\text{п}}$ – коэффициент Пуассона материала подшипникового кольца;

ε_B – коэффициент Пуассона материала вала;

$E_{\text{п}}$ – модуль упругости материала подшипникового кольца, Мпа;

E_B – модуль упругости вала, Мпа.

– При посадке наружного кольца

$$\Delta D_2 = \frac{2H_K \cdot \left(\frac{D}{D_2}\right)}{\left[\left(\frac{D}{D_2}\right)^2 - 1\right] \cdot \left\{ \left[\frac{\left(\frac{D}{D_2}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D}{D_2}\right)^2 - 1} + \varepsilon_{\text{п}} \right] + \frac{E_{\text{п}}}{E_K} \left[\frac{\left(\frac{D_1}{D}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_1}{D}\right)^2 - 1} - \varepsilon_K \right] \right\}} \quad (3.2)$$

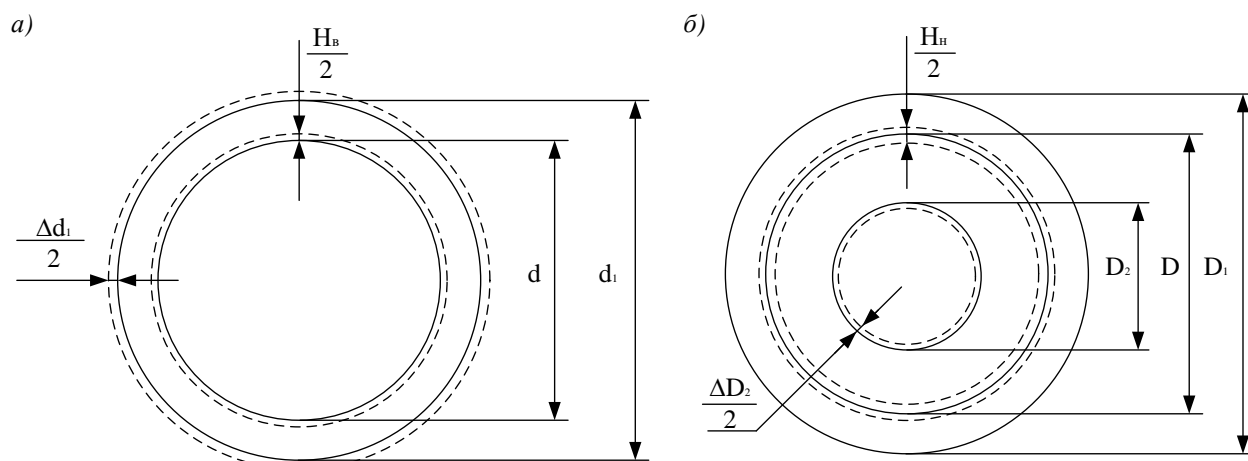
где H_K – натяг при посадке наружного кольца в корпус, мм;

$\varepsilon_{\text{п}}$ – коэффициент Пуассона материала подшипникового кольца;

ε_K – коэффициент Пуассона материала корпуса;

$E_{\text{п}}$ – модуль упругости материала подшипникового кольца, Мпа;

E_K – модуль упругости материала корпуса, Мпа.



a – посадка внутреннего кольца на вал;
б – посадка наружного кольца в корпус.

Рисунок 3.3 – Схема установки колец подшипника

С учетом деформаций от посадок внутреннего и наружного кольца величина радиального зазора определяется по формуле

$$G_r = G_r' - \Delta d_1 - \Delta D_2 \quad (3.3)$$

где G_r – радиальный зазор до установки подшипника.

2. Нанесения хромового покрытия на внутреннюю поверхность внутреннего кольца подшипника гальваническим способом.

Процесс нанесения хрома производится следующим образом:

- обезжиривание бензином кольца;
- травление в соляной кислоте;
- изоляция фторопластовой лентой всех поверхностей кольца кроме внутренней;
- подвод катода на кольцо;
- погружение кольца в ванну с раствором из серной кислоты и ангидрита хрома;

– подвод анода к раствору через свинцовую пластину;

После нанесения хрома на внутреннюю поверхность внутреннего кольца проводилась механическая обработка покрытия для получения необходимой величины покрытия.

3. Перед запрессовкой внутреннего кольца и наружного кольца производился нагрев деталей с помощью строительного фена, а температура контролировалась с помощью пирометра. Так как наружное кольцо подшипника запрессовывается в корпус, а внутреннее кольцо на вал, то производился нагрев корпуса и внутреннего кольца. Температура монтируемых деталей не должна быть больше 90 - 120°C. Измерение величины радиального зазора в собранном подшипнике производилось с помощью наборами щупов №1 модификации 82002 и №2 модификации 82102.



Рисунок 3.4 – Подшипник с хромовым покрытием на внутреннем кольце

4. Монтаж датчиков температуры в корпус подшипника, а именно на входе в зону нагружения, в точке максимальной нагрузки и на выходе из зоны нагружения.

5. Закладка пластичной смазки «Буксол-М» в подшипник в количестве 12 грамм.

6. Приложение нагрузки к испытываемому подшипнику и задание частоты вращения вала. В период приработки подшипника прикладывалась нагрузка которая составляла не более 20 % от динамической грузоподъемности подшипника, при этом частота вращения составляла не более 25 % от предельно допустимого числа оборотов n_{\max} . После периода приработки нагрузка к подшипнику прикладывалась не более 37 % от динамической грузоподъемности подшипника, а частота вращения составляла не более 40 % от предельно допустимого числа оборотов n_{\max} .

Второй этап. Проведение измерений контрольных параметров

Подшипники качения, эксплуатируемые на пластичной смазке в первоначальный момент времени работают с относительно высоким моментом трения. Если подшипник в начальный момент времени работает без приработки и при высокой частоте вращения, это приводит к значительному повышению рабочей температуры подшипника. В результате в подшипнике происходит вспенивание избыточной пластичной смазки, которая дольше обычного выходит из зоны контакта, что влечет за собой увеличение момента сопротивления.

В связи с этим, перед проведением испытаний каждого подшипника проводился процесс приработки подшипника, который заключался в следующем:

1. Задавалась частота вращения подшипника 25 % от предельно допустимого числа оборотов n_{\max} и интервал увеличения частоты принимался равным 200 об / мин.

2. Принимался температурный предел 60-65°C.

3. Запуск стенда с начальной частотой вращения.

4. Контролировалась температура подшипника до ее стабилизации, если температура подшипника достигала предела стенд останавливали и дожидались остывания подшипника. После остывания процесс повторялся до достижения стабилизации температуры ниже установленного предела.

5. После стабилизации температуры стенд оставляли работать еще 10-15 минут. Затем увеличивали частоту вращения на один интервал и повторяли пункт 4.

6. Увеличивали частоту вращения поэтапно, дожидаясь стабилизации температуры на каждом этапе, до тех пор, пока частота вращения подшипника не достигала частоты вращения, превышающей рабочую частоту подшипника.

После приработки подшипника с помощью лазерного тахометра и частотного преобразователя устанавливалась частота вращения вала, равной не более 40 % от предельно допустимого числа оборотов n_{\max} , при этом нагрузка к подшипнику прикладывалась не более 37 % от динамической грузоподъемности подшипника. Контроль температуры производился каждую секунду и отображался на компьютере.

Общее количество испытуемых подшипников равнялось 30, которые были разделены на три группы по 10 подшипников в каждой группе. Каждой группе подшипников соответствовали свои значения радиальных зазоров: 1-ой 85-95 мкм, 2-ой 95-105 мкм и 3-ей 105-120 мкм.

Испытания подшипника заканчивались, когда наблюдался резкий рост температуры и достигал 75-100°C [38].

Третий этап. **Обработка результатов испытаний**

В результате испытаний 30 подшипников на основании средних значений была построена диаграмма процесса приработки подшипников (рисунок 3.5).



Рисунок 3.5 – График процесса приработки подшипников

Из зависимости видно, что с увеличением частоты вращения подшипника увеличивается рабочая температура подшипника, но при этом время стабилизации температуры на каждом этапе испытаний составляет от 10 минут до 1 часа. Общее время процесса приработки составляет около 8 часов. Увеличение частоты вращения подшипника на 200 об / мин приводит к росту температуры в среднем на 6-10 °C, после пика к падению в среднем на 4 °C.

На основании результатов испытаний для трех групп радиальных зазоров были построены зависимости вероятности разрушения от величины ресурса подшипников, зависимости приведены на рисунке 3.6. По оси абсцисс упорядоченно по степени нарастания ресурса отложено отношение вышедших из строя подшипников к числу подшипников в партии, а по оси ординат долговечность этих подшипников.

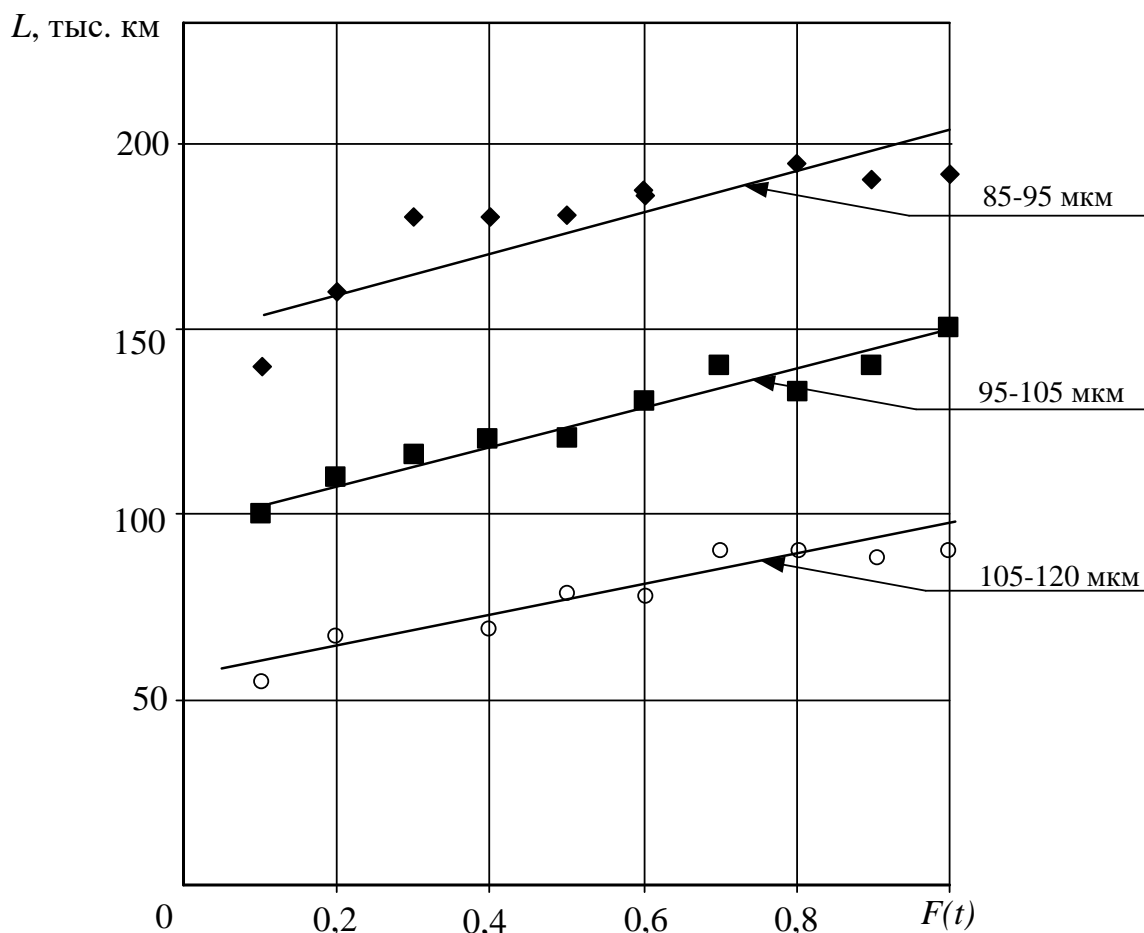


Рисунок 3.6 – Результаты испытаний подшипников трех групп

Из зависимости, приведенной на рисунке 3.6 видно, что увеличение радиального зазора приводит к уменьшению ресурса подшипников. Для первой группы радиальных зазоров 85-95 мкм ресурс находится в пределах от 150 тыс. км до 200 тыс. км., во второй группе 95-105 мкм ресурс находится в пределах от 100 тыс. км до 150 тыс. км., а для третьей группы ресурс находится в пределах от 50 тыс. км до 100 тыс. км. Также были для трех контрольных групп определены коэффициенты рассеивания ресурса, результаты расчетов приведены в таблице 3.2.

По результатам стендовых испытаний и расчетов ресурса подшипников по методике, описанной в главе 2, были построены зависимости ресурса от величины радиально зазора (рисунок 3.7).

Таблица 3.2 – Результаты испытаний подшипников

Номер группы	Ресурс подшипников в группе, тыс. км		Радиальный зазор, мкм	Коэффициент рассеивания долговечности
	max	min		
1	205	162	85-95	1,26
2	156	122	95-105	1,27
3	110	85	105-120	1,30

На рисунке 3.7 выделены 3 области. Из рисунка 3.7 видно, что с увеличением величины радиального зазора происходит уменьшение ресурса, причем такое изменение характерно, как и для расчетных, так и для экспериментальных значений.

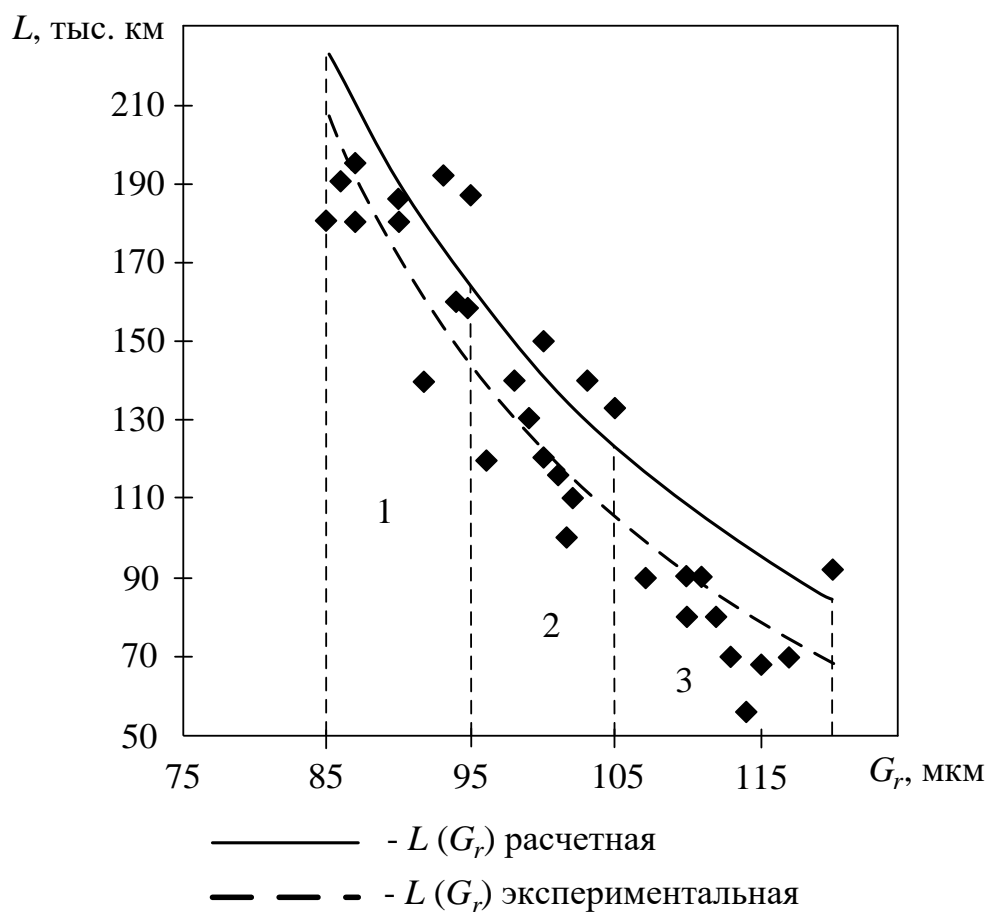


Рисунок 3.7 – Зависимость ресурса от величины радиального зазора

Для определения закона распределения отклонения экспериментальных данных от расчетных значений по разработанной методике, отклонения между расчетными и экспериментальными значениями ресурса были объединены в выборку. С использованием критерия χ^2 Пирсона и уровнем значимости 0,05 была выполнена проверка гипотезы о нормальном законе распределения, в результате получены следующие величины: при числе степеней свободы $k = 4$ наблюдаемое значение $\chi^2_{\text{набл}} = 8,34$, а критическое $\chi^2_{\text{набл}} = 9,48$. Математическое ожидание выборки полученных значений равно 18 тыс. км, а среднеквадратическое отклонение составляет 17 тыс. км, что составляет не более 10 % (Рисунок 3.8).

Это позволяет сделать вывод, что наиболее эффективные значения радиальных зазоров находятся в пределах от 85 мкм до 95 мкм, при которых достигается максимальный ресурс и наименьший коэффициент рассеивания ресурса.

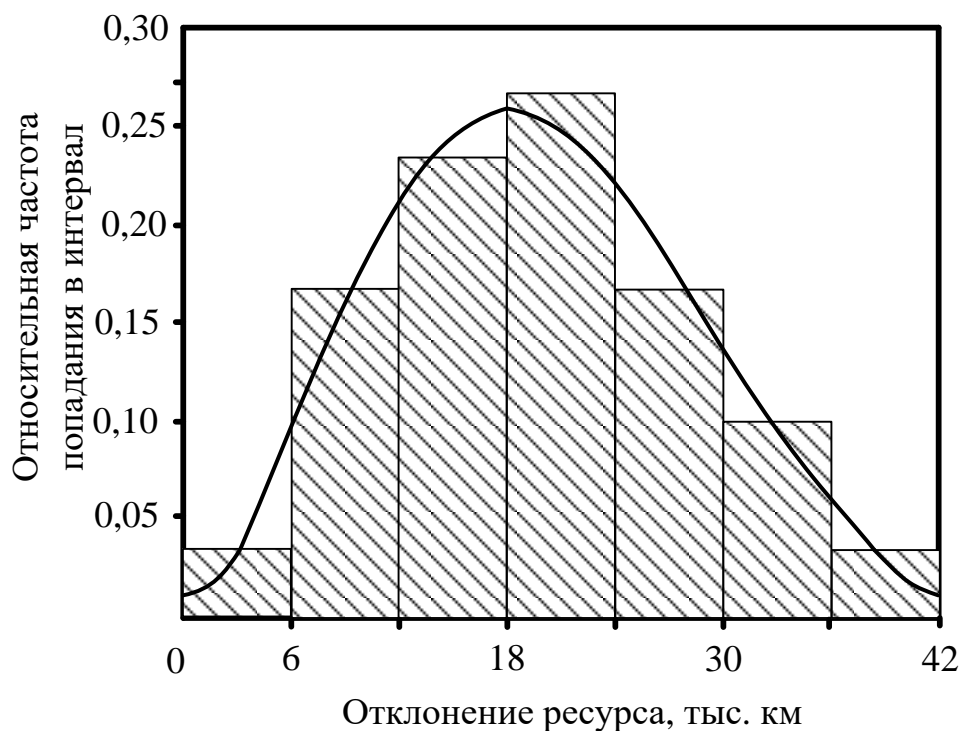


Рисунок 3.8 – Гистограмма распределения отклонений ресурса подшипников экспериментальных значений от расчетных значений

3.3 Выводы по главе 3

1. Для исследования влияния радиального зазора на ресурс подшипников были проведены ускоренные стендовые испытания.

2. Разработан испытательный стенд, позволяющий оценивать долговечность подшипников качения при разной величине радиальных зазоров и при разном уровне радиальной нагрузки.

3. Основываясь на методах проведения стендовых испытаний, разработана методика ускоренных стендовых испытаний подшипников качения при разной величине радиальных зазоров.

4. В результате экспериментального исследования получена диаграмма процесса приработки подшипников, также построены вероятностные характеристики усталостных испытаний подшипников марки 42309К1М.

5. Экспериментально установлено, что для достижения максимальной долговечности подшипников марки 42309К1М необходимо принимать минимальные значения радиальных зазоров от 85 мкм до 95 мкм.

6. Расхождение экспериментальных и рассчитанных данных долговечности, по разработанной методике, составляют не более 10 %, что свидетельствует об эффективности предложенной методики выбора радиального зазора.

4 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ПОВРЕЖДЕНИЯ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕСНО-МОТОРНОГО БЛОКА ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ТОКОМ

4.1 Анализ режимов работы тягового двигателя

Для выявления причин возникновения дефектов, вызванных протеканием тягового тока, нужно рассмотреть специфику работы электровоза. По контактной сети ток поступает на электровоз, а через рельс возвращается на тяговую подстанцию. При этом в цепи протекания тока участвуют все элементы колесно-моторного блока, включая тяговые электродвигатели и подшипники колесно-моторного блока.

Как отмечалось в главе 1, при введении в схему заземления электрической цепи токоотводящих устройств сохранилось заземления сборной шины на остовы тяговых двигателей. В таком случае тяговый ток после сборной шины может распределиться по двум направлениям:

1. по остову электродвигателя через моторно-осевой подшипник в ось колесной пары через элементы составного колеса стекать в рельс;
2. по остову электродвигателя через моторно-якорный подшипник в вал якоря, через зубчатое зацепление далее в ось колесной пары и через элементы составного колеса стекать в рельс [44].

В результате исследования силовых цепей электровозов ВЛ11 и 2ЭС6 составлена схема протекания тягового тока (рисунок 4.1). Из схемы видно, что в цепи отсутствует заземление силовой цепи на остовы тяговых электродвигателей [105].

Проведение осмотров и ревизий подшипниковых узлов тяговых двигателей электровозов ВЛ11 и 2ЭС6 показал, что наибольшее число подшипников забраковано по наличию электроожогов на поверхности роликов [106, 107].

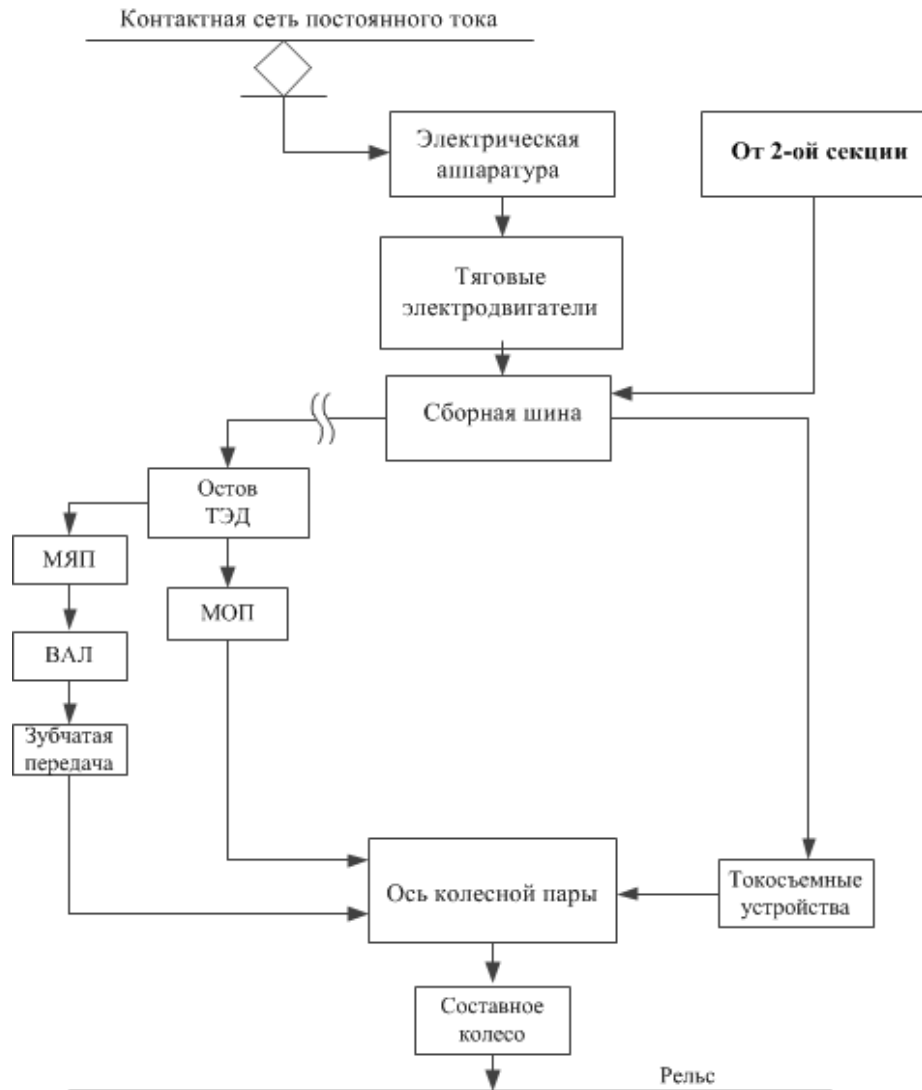


Рисунок 4.1 – Схема протекания тягового тока электровозов ВЛ11К и 2ЭС6

Для установления причин появления токовых повреждений подшипников целесообразно рассмотреть режимы работы двигателя. При всем многообразии режимов работы электродвигателей в теории электрических машин принято рассматривать нормальный и аварийный режимы работы тягового электродвигателя. При нормальном режиме работы двигателя наблюдается нагрев машины до установившегося значения, нагрузка и потери практически не изменяются [108].

Аварийный режим характеризуется возрастанием величины тока в десятки и даже в сотни, раз по сравнению с показателями тока в нормальном

режиме. Как правило, аварийный режим тягового двигателя обуславливается пробоем изоляции проводников обмотки якоря на его сердечник или искрением под щетками с переходом в круговой огонь и перебросом его на корпус двигателя.

Опыт эксплуатации электровоз показывает, что круговой огонь в тяговом двигателе в основном возникает из-за недопустимого искрения щеток и превышение допустимого значения максимальных межламельных напряжений [85]. Пробой изоляции происходит вследствие значительных превышений допустимых температур нагрева обмоток, механических повреждений в процессе изготовления, ремонта или эксплуатации, а также из-за резкого снижения изоляционных свойств при значительных перенапряжениях и попадания влаги [109].

Для двух случаев аварийного режима работы двигателя составлена схема, отражающая пути протекания тока в колесно-моторном блоке (рисунок 4.2).

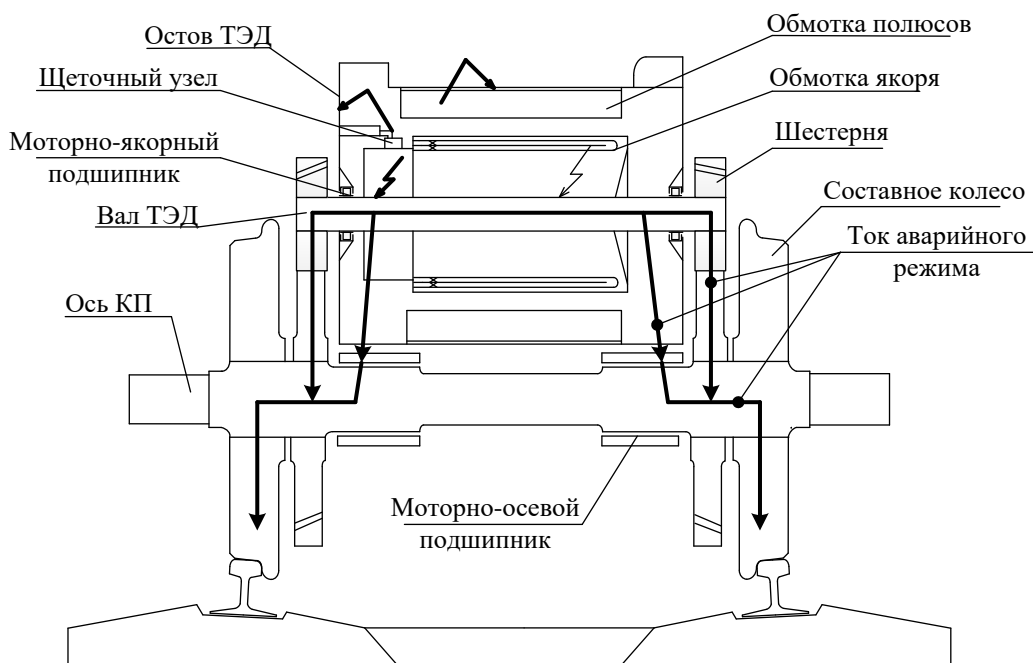


Рисунок 4.2 – Распределение тока в колесно-моторном блоке при аварийных режимах работы

Схема, представленная на рисунке 4.2, показывает, как растекается ток в колесно-моторном блоке и не позволяет количественно оценить величину тока, проходящего через подшипниковые узлы.

4.2 Разработка методики расчета тока в колесно-моторном блоке при аварийных режимах работы тягового двигателя

Для определения величины токов, проходящих через подшипниковые узлы необходимо рассмотреть конструкцию колесно-моторного блока. Узлы колесно-моторного блока выполнены из конструкционной стали, которая по своим свойствам является проводником с малым электрическим сопротивлением. Поэтому распределение тока определяется переходным сопротивлением подшипниковых узлов и зубчатой передачи. Величина переходного сопротивления зависит от диэлектрических свойств смазочного материала и от площади контакта пар трения.

Переходные сопротивления определялись опытным путем в следующих точках:

- между шестерней и зубчатым колесом (зубчатое зацепление), с коллекторной и противокolleкторной сторон;
- между наружным и внутренним кольцами моторно-якорного подшипника (МЯП), с коллекторной и противокolleкторной стороны,
- между моторно-осевым подшипником (МОП) и осью колесной пары с коллекторной и противокolleкторной сторон, шестерней и зубчатым колесом (зубчатое зацепление), с коллекторной и противокolleкторной сторон.

Результаты измерений переходных сопротивлений приведены в таблице В.1 приложение Б.

Имея величину переходного сопротивления сложно оценить через какой подшипник будет протекать больший ток, так как необходимо учитывать объемное распределение тока в якоре и остове. Поэтому предложено

рассчитывать распределение тока в колесно-моторном блоке с использованием метода конечных элементов (далее МКЭ).

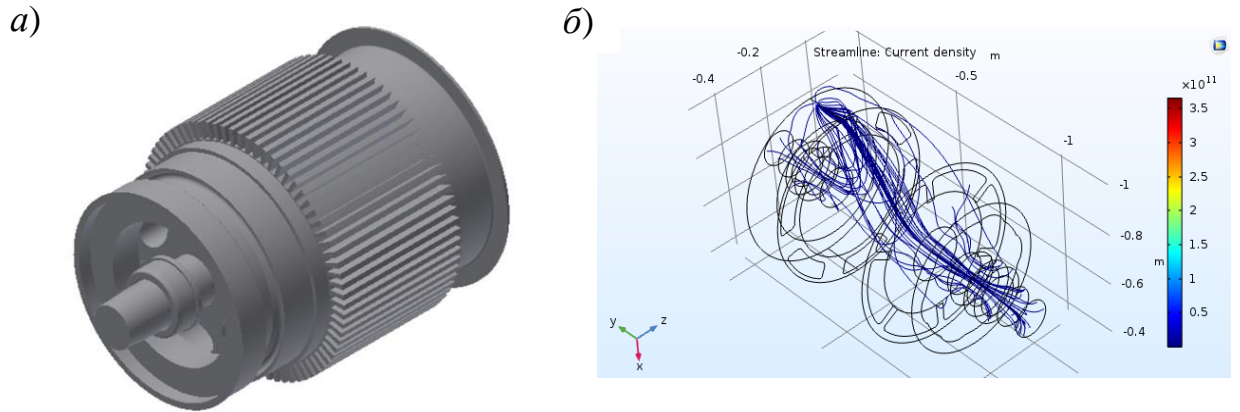
Рассматривались два случая аварийного режима: пробой изоляции проводников обмотки якоря на его сердечник и круговой огонь с перебросом дуги на заземленные части [110].

Колесно-моторный блок имеет большие габариты, и для расчета требуются значительные мощности вычислительной машины, поэтому распределение тока предложено рассматривать в отдельных элементах его конструкции, по следующему алгоритму:

- 1) Построение трехмерной твердотельной модели исследуемого объекта.
- 2) Задание свойств материала модели исследуемого объекта.
- 3) Указание поверхностей или точек приложения внешнего потенциала и потенциала уровня нуля.
- 4) Исследование рассматриваемой модели.
- 5) Расчет сопротивления участков.

Наиболее часто пробой изоляции проводников обмотки якоря на его сердечник происходит в лобовой части якоря. Расчет распределения тока в якоря проводился по описанному алгоритму.

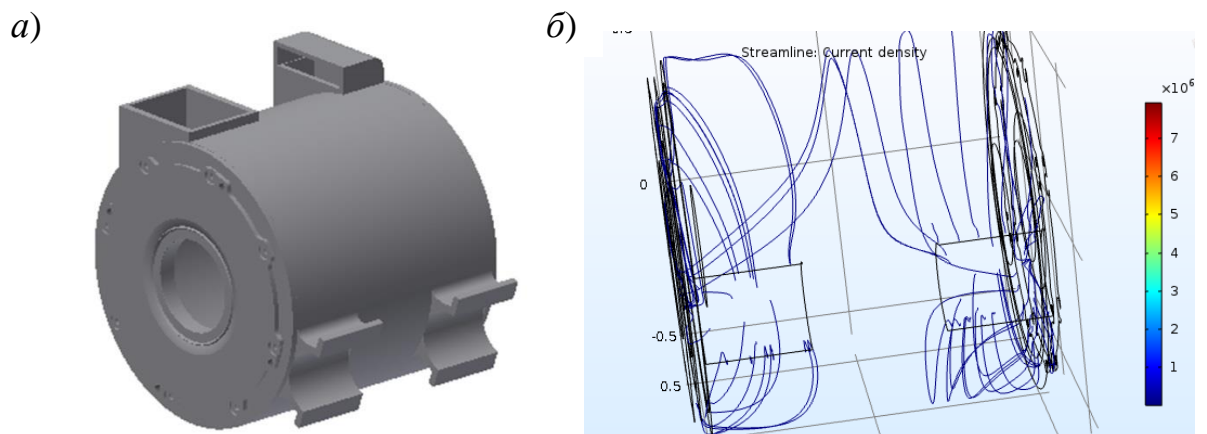
Построенная твердотельная модель якоря тягового двигателя ТЛ-2К1 импортировалась в программу МКЭ моделирования. Далее задавались граничные условия: потенциал, отличный от нуля, в точке пробоя изоляции в лобовой части проводника обмотки якоря, а потенциал уровня нуля – на рабочей поверхности внутренних колец и в местах сопряжения шестерни и вала. Трехмерная модель якоря подвергалась разбиению на тетраэдральные конечные элементы с минимальным 0,00198 м и максимальным 0,04540 м размерами. Рассчитывался ток, втекающий в поверхности с нулевым потенциалом (таблица В.2 приложение Б), и определялось сопротивление участков. Результаты исследования представлены на рисунке 4.3.



a – твердотельная модель; *б* – линии плотности тока

Рисунок 4.3 – Якорь тягового двигателя

Руководствуясь описанным алгоритмом, проводилось исследование распределение тока в остове тягового электродвигателя. На сопрягаемой поверхности наружного кольца подшипника с подшипниковым щитом выбиралась точка, которой задавался потенциал, а потенциал отличный от нуля задавался на поверхности прилегания глухого вкладыша моторно-осевого подшипника к остову. Аналогично задавались граничные условия с противоположной стороны. Результаты исследования представлены на рисунке 4.4.



a – твердотельная модель; *б* – линии плотности тока

Рисунок 4.4 – Остов тягового двигателя

На основе результатов исследований были определены сопротивления участков (таблица В.2 приложение Б) и учитывая, что при пробое изоляции якоря ток одновременно втекает в подшипниковые щиты с коллекторной и противокolleкторной сторон, предложена схема замещения остова тягового двигателя (рисунок 4.5). На рисунке 4.5 R_5 обозначено сопротивление участка «подшипниковый щит – поверхность прилегания моторно-осевого подшипника к остову с коллекторной стороны», R_6 – сопротивление участка «подшипниковый щит – поверхность прилегания моторно-осевого подшипника к остову с противокolleкторной стороны», R_7 – сопротивление участка «подшипниковый щит – поверхность прилегания моторно-осевого подшипника к остову с противокolleкторной стороны», R_8 – «сопротивление участка подшипниковый щит – поверхность прилегания моторно-осевого подшипника к остову с коллекторной стороны».

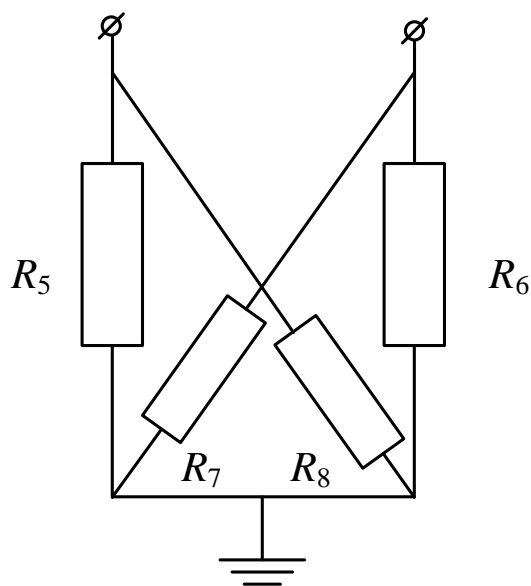


Рисунок 4.5 – Схема замещения остова тягового двигателя

Для верификации схемы замещения остова, приведенной на рисунке 4.5, в программе МКЭ проводилось компьютерное моделирование.

На поверхности сопряжения наружного кольца подшипника с подшипниковым щитом с коллекторной стороны выбиралась точка, которой

присваивалось, значение тока величиной 15 А, а с противоположной стороны – 8 А. Разность значений обеспечивало имитацию неравномерного распределения тока в якоре. Потенциал уровня нуля задавался в местах контакта моторно-осевых подшипников с остовом электродвигателя. Сравнение результатов моделирования, выполненного в программе конечно-элементного анализа, и результатов расчета схем замещения показало, что расхождение составляет не более 6 % (таблица В.4 приложение Б).

На основании исследования распределения тока в якоре и расчета сопротивлений, а также с учетом схемы, приведенной на рисунке 4.5, получена схема замещения колесно-моторного блока при пробое изоляции проводников обмотки якоря в лобовой части (рисунок 4.6). На рисунке 4.6. R_1 обозначено сопротивление участка «нажимной конус – вал с коллекторной стороны», R_2 – сопротивление участка «нажимной конус – внутреннее кольцо с коллекторной стороны», R_3 – сопротивление участка нажимной конус – вал с противокolleкторной стороны», R_4 – сопротивление участка «нажимной конус – внутреннее кольцо с противокolleкторной стороны», ЗП – переходное сопротивление в зубчатом зацеплении; МЯП – переходное сопротивление моторно-якорного подшипника; МОП – переходное сопротивление моторно-осевого подшипника, также пунктиром выделена схема замещения остова двигателя.

Наиболее неблагоприятным при работе двигателя считается аварийным режим, вызванный круговым огнем с перебросом дуги на корпус тягового двигателя, так как за полное время срабатывания аппаратов защиты от 0,02 с до 0,03 с ток аварийного режима может достигать значения 12 кА [111].

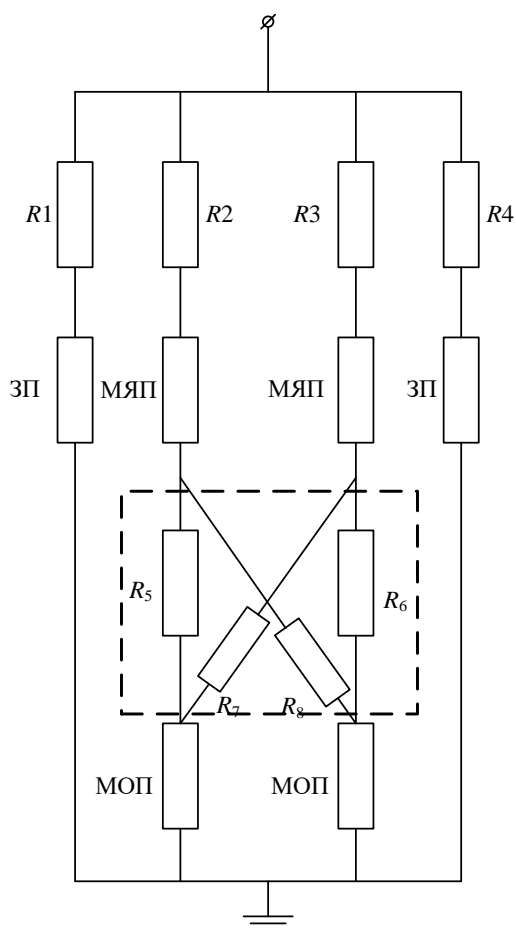


Рисунок 4.6 – Схема замещения колесно-моторного блока в аварийном режиме работы двигателя

В тяговом электродвигателе переброс дуги обычно происходит на подшипниковый щит, а дальше ток от точки приложения может протекать в следующем направлении:

- по подшипниковому щиту через моторно-якорный подшипник с коллекторной стороны, далее одновременно через зубчатую передачу и по валу двигателя, а с вала через моторно-якорный подшипник и зубчатую передачу с противоколлекторной стороны по оси колесной пары уходит в рельс;
- по подшипниковому щиту по остову двигателя через моторно-якорный подшипник и зубчатую передачу с противоколлекторной стороны, далее в ось колесной пары и в рельс;
- по подшипниковому щиту по остову тягового электродвигателя через моторно-осевые подшипники по оси колесной пары и уходит в рельс.

На основе траекторий о возможных путях протекания тока при возникновении кругового огня с перебросом дуги на остов тягового двигателя составлена схема замещения колесно-моторного блока (рисунок 4.7). На рисунке 4.7 R_1 обозначено сопротивление участка «подшипниковый щит – поверхность прилегания моторно-осевого подшипника к остову с коллекторной стороны», R_2 – сопротивление участка «подшипниковый щит – место посадки наружного кольца с коллекторной стороны», R_3 – сопротивление участка «подшипниковый щит – поверхность прилегания моторно-осевого подшипника к остову с противоположной стороны», R_4 – сопротивление участка «подшипниковый щит – место посадки наружного кольца с противоположной стороны», $R_{\text{вал}}$ – сопротивление вала;

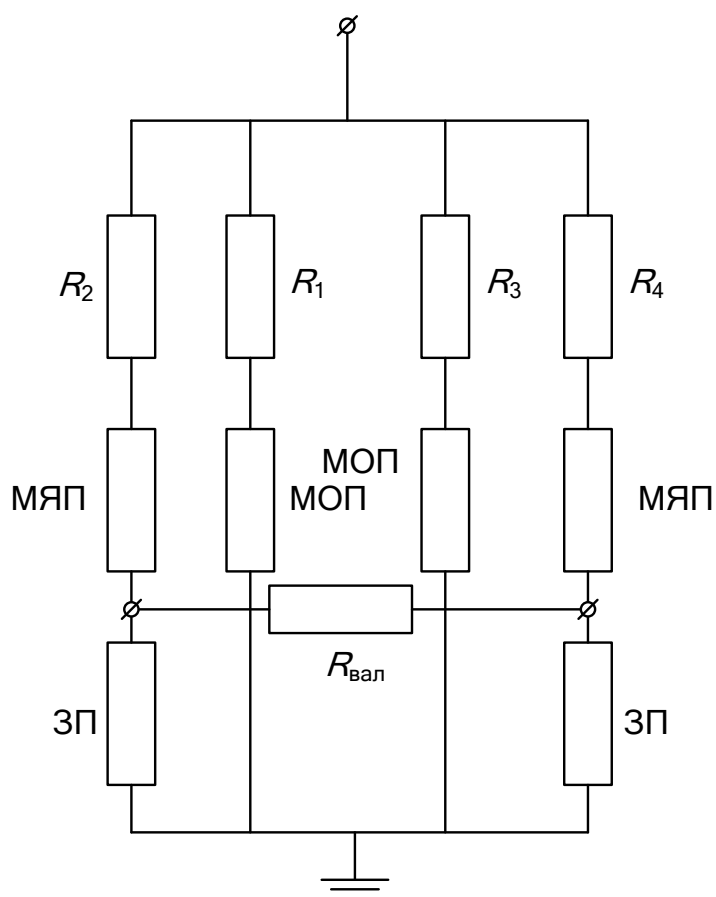


Рисунок 4.7 – Схема замещения колесно-моторного блока при перебросе дуги

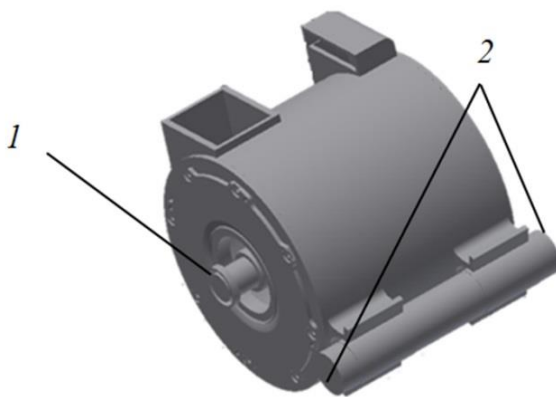
Проверка работоспособности предложенной схемы замещения производилась путем сравнение результатов конечно-элементного анализа и результатов расчета.

При расчете схемы (рисунок 4.7) сопротивления участков R_1 , R_2 , R_3 и R_4 , величина которых была рассчитана по описанному выше алгоритму (таблица В.3, приложение Б), а переходные сопротивления принимались из таблицы В.1 приложение Б. Прикладываемое напряжение принималось равным 300, 400 и 500 В. Рассчитывался ток, протекающий через зубчатое зацепление и величина тока стекающего с торца оси колесной пары. Результаты приведены в таблице 4.1.

Реализация модели в программе конечно-элементного анализа заключалась в следующем. Твердотельная модель (рисунок 4.8) импортировалась в программу конечно-элементного анализа. Выбиралась точка на внутренней поверхности подшипникового щита, в которой задавался потенциал отличный от нуля. Потенциал уровня нуля задавался на наружной поверхности кольца 1, имитирующего переходное сопротивление зубчатого зацепления, и на поверхностях 2, соответствующие торцам оси колесной пары.

Переходное сопротивление зубчатого зацепления имитировалось областью между кольцом и местом посадки шестерни на вал 1 (рисунок 4.8). Трехмерная модель колесно-моторного блока электровоза подвергалась разбиению на тетраэдральные конечные элементы с минимальным 0,00198 м и максимальным 0,04540 м размерами. Значения потенциала принимались 300, 400 и 500 В. Производился расчет модели, и определялась величина токов втекающих в поверхности с нулевым потенциалом.

Результаты моделирования приведены в таблице 4.1. В таблице, название столбцов соотносятся с обозначениями, приведенными на рисунке 4.7: ток через зубчатое зацепление поверхности 1; поверхности 2.



1 – кольцо, имитирующее переходное сопротивление зубчатого зацепления;
2 – торцы оси колесной пары

Рисунок 4.8 – Твёрдотельная модель колесно-моторного блока электровоза

Таблица 4.1 – Результаты моделирования и расчетов

Заданный потенциал, В	Расчет				МКЭ			
	коллекторная сторона		противоколлекторная сторона		коллекторная сторона		противоколлекторная сторона	
	ток через зубчатое зацепление, А	ток с оси колесной пары, А	ток через зубчатое зацепление, А	ток с оси колесной пары, А	ток через зубчатое зацепление, А	ток с оси колесной пары, А	ток через зубчатое зацепление, А	ток с оси колесной пары, А
300	833	9959	833	9959	830	9984	831	9984
400	1111	13279	1111	13279	1108	13312	1108	13312
500	1388	16599	1388	16599	1385	16640	1385	16640

Сравнение результатов моделирования, выполненного в программе конечно-элементного анализа, и результатов расчета схем замещения показало, что расхождение составляет не более 6 %.

Для определения величины токов, протекающих через подшипниковые узлы, производился расчет схем, приведенных на рисунке 4.6 и 4.7. Задавался источник постоянного тока – 10 А, величина переходных сопротивлений

подшипниковых узлов и зубчатого зацепления принималась исходя из данных измерений, приведенных в таблице В.3 приложение Б. Значение переходных сопротивлений задавалось на основе данных расчетов и моделирования, и определялась величина токов протекающих в каждой цепи.

Расчет схемы (рисунок 4.6) показал, что больший ток протекает в цепи, состоящей из сопротивлений R_2 , МЯП, R_5 , МОП и R_3 , МЯП, R_6 , МОП и составляет более четырех десятых ампер от заданного тока, а меньший в цепи R_1 , ЗП и R_4 , ЗП.

Аналогично проводился расчет схемы, изображенной на рисунке 4.7. Результаты расчета показали, что в цепи, состоящей из сопротивлений R_2 , МЯП, ЗП, и R_4 , МЯП, ЗП протекает больший ток, который составляет более девяти двадцатых от заданного тока в сравнении с током, протекающим в цепи из сопротивлений R_1 , МОП и R_3 , МОП.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что сопротивление участков не влияет на распределение тока в колесно-моторном блоке и больший ток протекает через цепочки, включающие переходные сопротивления моторно-осевых и моторно-якорных подшипников.

4.3 Исследование явления униполярной индукции в тяговом электродвигателе

Индуктированные ЭДС электрических машин могут быть как постоянными, так и переменными. Наличие постоянных ЭДС характерно для электродвигателей постоянного тока с неправильно выполненными соединениями обмоток, которые создают в магнитном пространстве двигателя виток вокруг вала. В результате создается магнитодвижущая сила витка, которая намагничивает вал в продольном направлении и за счет вращения вала в собственном магнитном поле в нем наблюдается явление униполярной индукции. Эта ЭДС зависит не от возбуждения машины, а от ее токовой нагрузки, причем безразлично, в каком режиме работы [112].

Постоянные ЭДС характерны для машин постоянного тока с неправильно выполненными соединениями обмоток, образующих виток вокруг вала. Под действием магнитодвижущей силы витка происходит намагничивание вала в продольном направлении и при его вращении в собственном магнитном поле в нем наблюдается явление униполярной индукции. Эта ЭДС зависит не от возбуждения машины, а от ее токовой нагрузки, причем безразлично, в каком режиме работы [112].

При проектировании электродвигателей постоянного тока, стараются добиться того, чтобы соединение обмоток последовательной цепи в собранном двигателе приводило к взаимной нейтрализации магнитных полей наводимых обмотками.

В действительности исключить явление униполярной индукции в электродвигателе невозможно, но, получается, уменьшить создаваемые электродвижущие силы до минимальных величин.

В качестве силового агрегата на электровозах, эксплуатируемых на участках постоянного тока в контактной сети (серии ВЛ10 и ВЛ11) применяют электродвигатели ТЛ-2К1. Конструктивно двигатель состоит из якоря, остова, последовательно включенных обмоток возбуждения, шести главных полюсов с компенсационными обмотками и добавочных полюсов.

На рисунке 4.9, в схематическом виде, изображена картина магнитного потока, созданного главными полюсами тягового двигателя ТЛ-2К1. При работе электрической машины, создаваемый магнитный поток полюсами двигателя разделяется на два равных контура относительно оси I (рисунок 4.9). Благодаря симметрии машины происходит нейтрализация магнитных потоков создаваемых одной парой полюсов другой. Это позволяет сделать вывод, что из-за компенсации магнитных потоков ЭДС от основного поля машины индуцироваться в валу не будет.

В конструкции тягового электродвигателя помимо обмоток дополнительных полюсов, компенсационной обмотки и обмоток главных полюсов еще присутствует якорная обмотка, которая может провоцировать

наведение ЭДС в валу двигателя. А величина напряженности магнитного поля наводимого якорной обмоткой будет зависеть от значения тока, протекающего в проводниках и их числа [113].

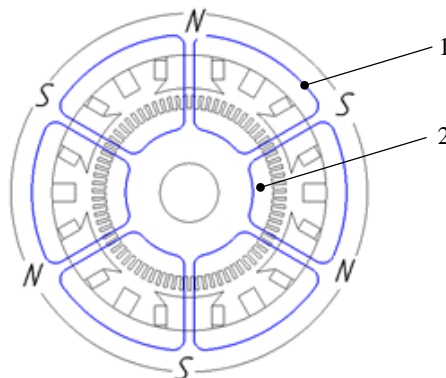


Рисунок 4.9 – Магнитная цепь тягового электродвигателя ТЛ-2К1

Сердечник якоря тягового двигателя 2 (рисунок 4.9) имеет шихтованный сердечник с семьюдесятью пятью пазами, в которых размещены проводники обмотки якоря, а именно начало одной секции и конец другой с шагом тринадцать. При таком конструктивном размещении секций обмотки якоря ток в первой части секции (под северным полюсом N рисунок 4.9) будет протекать в направлении от нас, а во второй половине (под южным S полюсом рисунок 4.9) к нам. Таким образом, в виду симметричности электродвигателя напряженность магнитного поля в якоре машины может быть рассмотрена только от одной секции обмотки якоря.

Магнитный поток в якоре машины от одной секции исследовался на основе следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} \vec{J} = \text{rot } \vec{H}; \\ \vec{B} = \text{rot } \vec{A}; \\ \vec{J} = \sigma \cdot \vec{E}, \end{cases} \quad (4.1)$$

где \vec{J} – вектор плотности электрического тока, А/м²;

\vec{H} – вектор напряженности магнитного поля, А/м;

\vec{B} – вектор магнитной индукции, Тл;

\vec{A} – магнитный векторный потенциал, Вб/м;

\vec{E} – вектор напряженности электрического поля, В/м;

σ – удельная проводимость, См/м.

В программу конечно-элементного анализа импортировалась трехмерная модель якоря с одним проводником обмотки в сердечнике. Далее модель 1 располагалась в воздушной области 2, через изоляцию на границе расчетной области 4 осуществлялось замыкание проводника 3 (рисунок 4.10). Далее трехмерная модель подвергалась разбиению на тетраэдральные конечные элементы с минимальным 0,0032 м и максимальным 0,044 м размерами. Величина тока, протекающего в секции, задавалась равной 80 А.

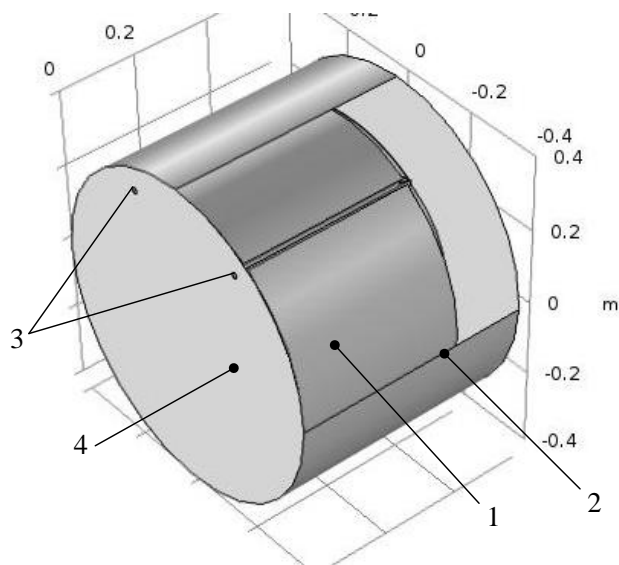


Рисунок 4.10 – Расчетная модель якоря тягового электродвигателя

После расчета модели строились графики напряженности магнитного поля и распределение магнитной индукции в якоре тягового двигателя.

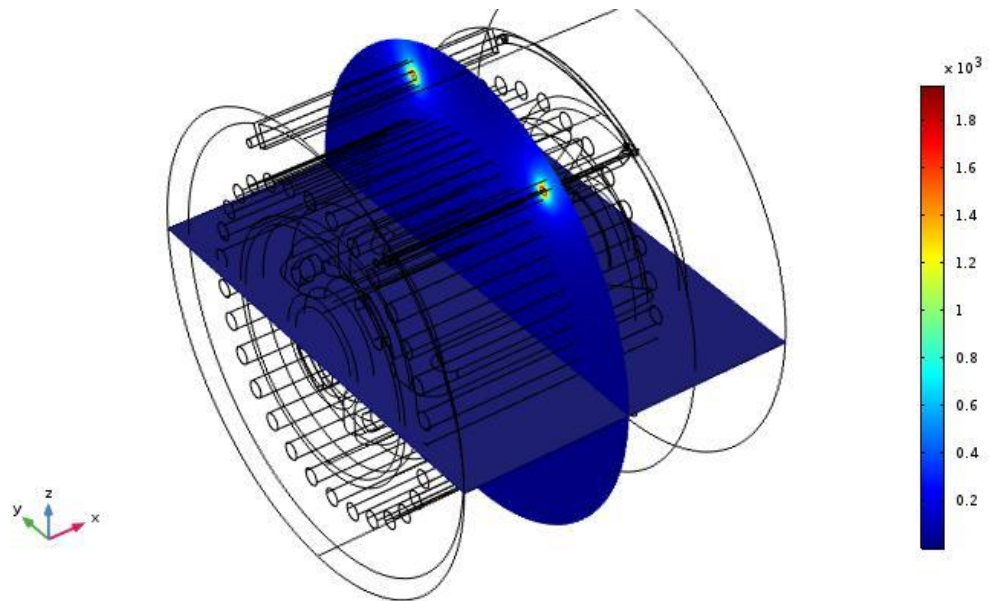


Рисунок 4.11 – Напряженность магнитного поля от одной секции обмотки якоря, шкала в А/м

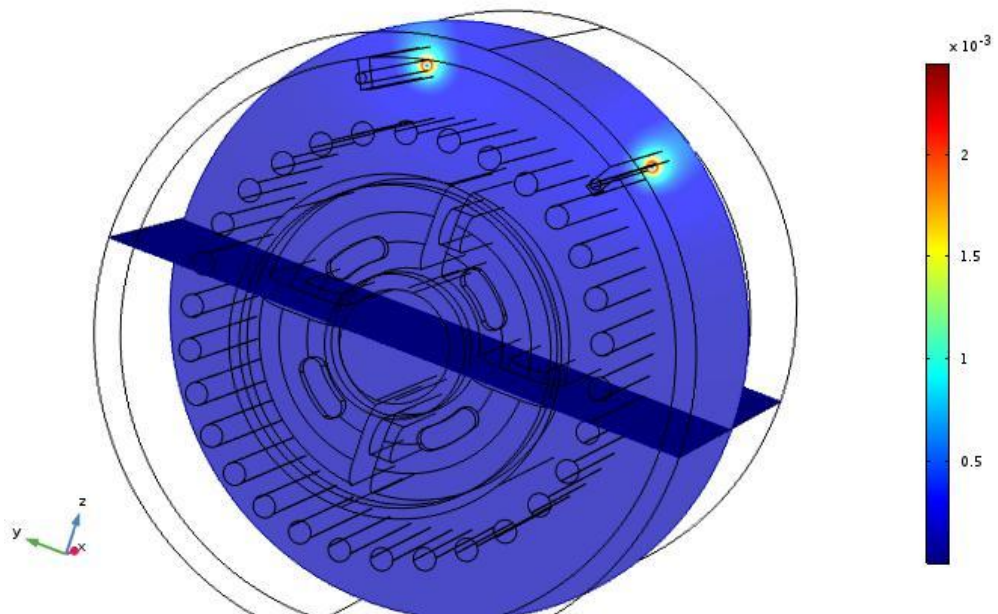


Рисунок 4.12 – Распределение векторов магнитной индукции в якоре тягового двигателя, шкала в Тл

На рисунках 4.11 и 4.12 представлено распределение напряженности магнитного поля и магнитной индукции на одной секции обмотки якоря.

Рисунок 4.11 показывает и незначительности магнитного поля в одной секции обмотки якоря, что приводит к тому, что напряженность магнитного поля во втулке якоря можно принять равной нулю. Поэтому даже с учетом того, что в пазу якоря уложено два проводника результирующая напряженность магнитного поля незначительно, чтобы индуцировать ЭДС в валу машины. Это подтверждается тем, что ЭДС взаимной индукции наводимая в валу двигателя будет зависеть от магнитного сопротивления между обмоткой якоря и валом двигателя, которое будет велико из-за коробчатого сечения втулки якоря. Следовательно, продольное намагничивание вала тягового двигателя отсутствует и поэтому униполярной индукции в двигателе не наблюдается [114].

4.4 Выводы по главе 4

1. Исходя из предложенной методики токораспределения в колесно-моторном блоке при аварийных режимах работы двигателя, произведена оценка токовой загруженности подшипниковых узлов с использованием программы конечно-элементного анализа, которое позволяет в случае короткого замыкания в двигателе учесть объемное растекание тока в тяговом электроприводе.

2. Предложенные схемы замещения элементов тягового электропривода в аварийном режиме позволяют утверждать, что при пробое изоляции максимальный ток (более четырех десятых ампер от заданного тока), протекает через моторно-якорные и моторно-осевые подшипники. В частном случае переброса дуги наибольший ток (более девяти двадцатых от заданного тока) протекает через моторно-осевые подшипники.

3. Исследования конструкции и схемы соединения обмоток тягового двигателя показали, что машина полностью симметрична и намагничивание вала от основного магнитного поля машины не происходит. При анализе

напряженности магнитного поля создаваемого одной секцией обмотки якоря получено, что во втулке якоря напряженность равна нулю. Это свидетельствует о том, что явления униполярной индукции в тяговом двигателе не происходит.

4. В результате проведенных исследований выявлено, что главной причиной повреждение подшипников электрическим током является возникновение аварийного режима работы тягового двигателя.

5 РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ И ОЦЕНКА ИХ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

5.1 Теоретическое исследование ресурса якорных подшипников тяговых электродвигателей

В рамках диссертационного исследования на основании методики выбора величины радиального зазора были определены величины радиальных зазоров якорных подшипников тяговых электродвигателей электровозов ВЛ11 при которых достигается максимальный ресурс подшипников.

В качестве расчет полигона был выбран двухпутный участок Свердловской железной дороги «Сарга-Сабик». Участок «Сарга – Сабик» характеризуется сложным (горным) профилем пути с величиной уклона до 13,7 % на котором осуществляется тяжеловесное движение. Вес поезда принимался исходя из норм по максимально допустимой массе поезда утвержденной «Дирекцией тяги» № ЦТ-244 от 17.11.2015, для электровозов ВЛ11 максимальная масса состава 3400 т. Основные технические данные электровоза приведены в приложение В.

На электровозах ВЛ11 в тяговые электродвигатели устанавливают якорные подшипники марки 42428ЛМ и заполняют смазкой «БУКСОЛ-М». Основные характеристики подшипника приведены в таблице 5.1. Величина радиального зазора принималась в соответствии с инструкцией [84].

Таблица 5.1 – Характеристики подшипника

Основные параметры	Значение
Внутренний диаметр d , мм	140
Наружный диаметр D , мм	360
Ширина подшипника B , мм	82
Диаметр ролика d_p , мм	54
Рабочая длина ролика $l_{эф}$, мм	54
Число тел качения z , шт	12
Угол контакта в подшипники α , °	0
Диаметр подшипника по центрам тел качения d_m , мм	250

В результате расчета нагрузок, действующих на якорные подшипники, установлено, что для электровззов ВЛ11 эксплуатируемых на двухпутном участке «Сарга-Сабик» нагрузка варьируется в пределах от 50 кН до 70 кН (Приложение Г).

Используя результаты определения величины нагрузки и разработанную программу расчета, реализованной в программном комплексе *Matlab*. На рисунке 5.1 приведена зависимость нагрузки, воспринимаемой наиболее нагруженным роликом (под номером четыре рисунок 5.2) от величины радиального зазора. Из зависимости видно, что с увеличением радиального зазора нагрузка на ролик возрастает. Это объясняется тем, что с увеличением радиального зазора происходит уменьшение зоны нагрузки ψ_1 (рисунок 5.2).

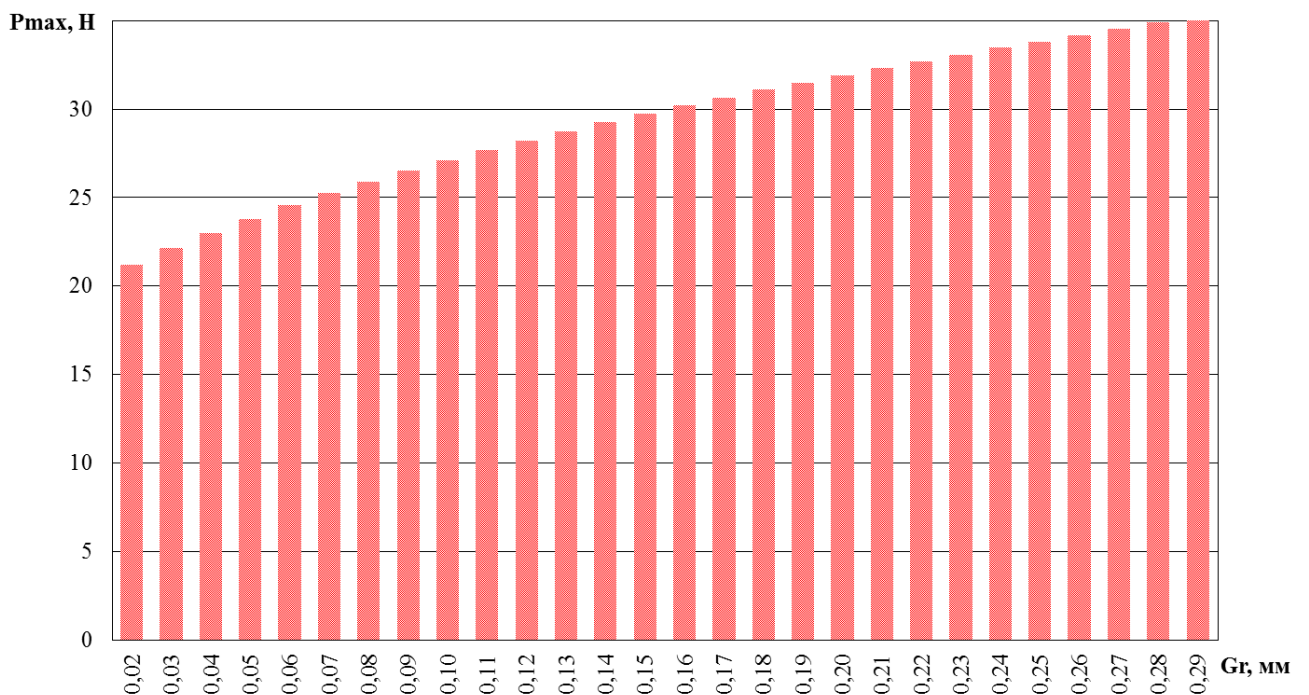


Рисунок 5.1 – Зависимость нагрузки, воспринимаемой наиболее нагруженным роликом, при разной величине радиального зазора

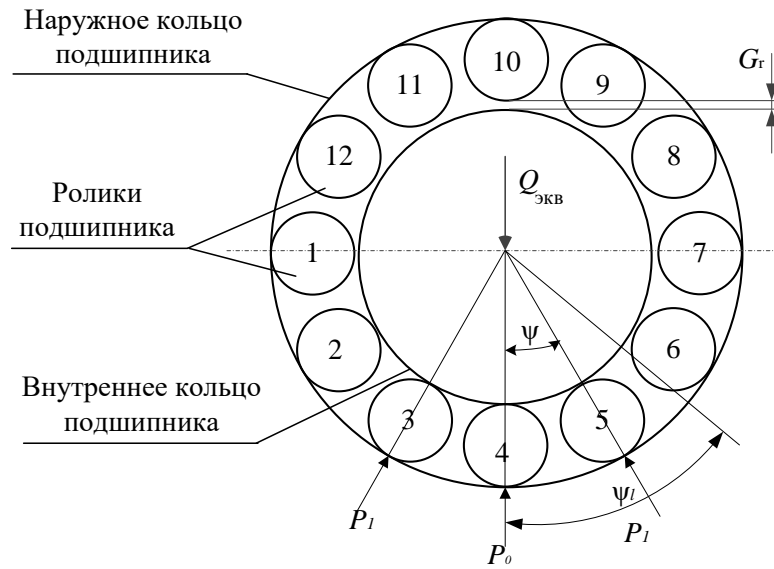


Рисунок 5.2 – Схема распределения нагрузки между роликами подшипника

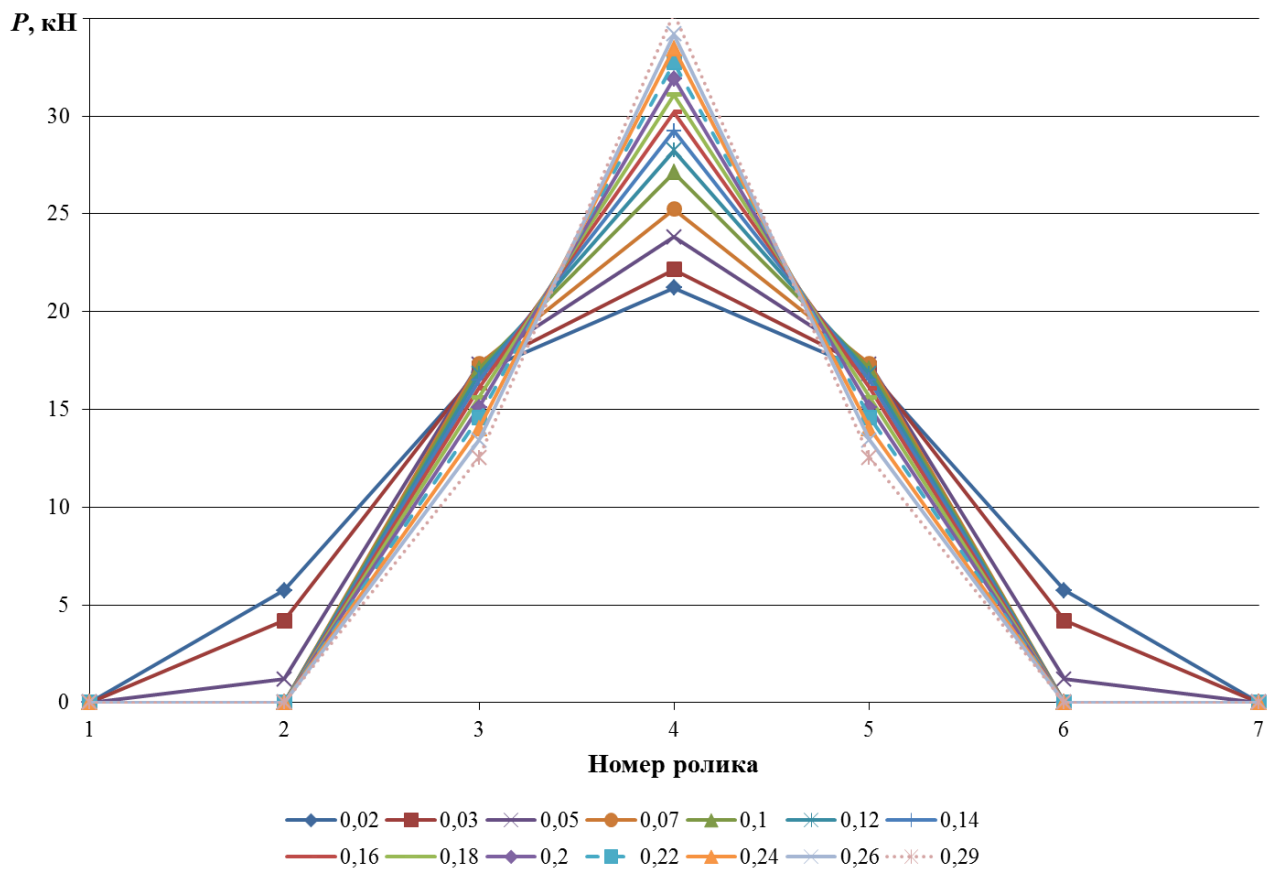


Рисунок 5.3 – Распределение нагрузки между ролика при разной величине радиального зазора

Анализ результатов показал, что с увеличением радиального зазора нагрузка на четвертый ролик возрастает. Нагрузка, действующая на подшипник, распределяется по дуге ограниченной углом равным $\psi_l = 74^\circ$ при минимальном радиальном зазоре и $\psi_l = 39^\circ$ при максимальном зазоре. При этом нагрузка распределяется между 5-ю роликами при радиальном зазоре от 0,02 до 0,05 мм и 3-мя от 0,06 до 0,29 мм (рисунок 5.3).

Расчет величины контактных напряжений от величины радиального зазора показал, что увеличение радиального зазора приводит к повышению контактных напряжений как на внутреннем, так и на наружном кольце. При этом контактные напряжения на внутреннем кольце больше в 1,3 раза, чем на наружном. Это объясняется разницей диаметров дорожек качения внутреннего и наружного кольца.

В результате расчетов толщины смазочной пленки были построены зависимости толщины смазочной пленки от величины радиального зазора (рисунок 5.4) и параметра режима смазки от величины радиального зазора (рисунок 5.5).

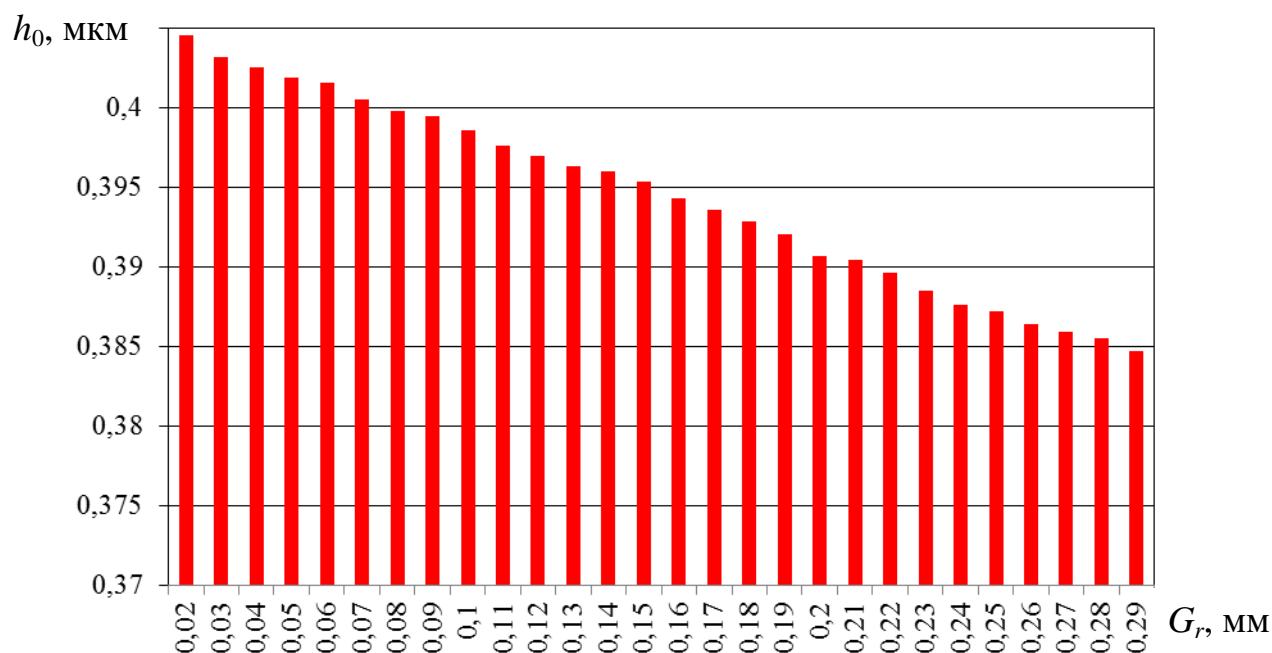


Рисунок 5.4 – Зависимость толщины смазочной пленки от величины радиального зазора

Из рисунка 2.10 видно, что с увеличением радиального зазора происходит уменьшение смазочной пленки.

На рисунке 2.11 выделены две области: область, в которой $\lambda > 3$ соответствует значениям радиальных зазоров, при которых создается гидродинамический режим, а при $\lambda < 3$ гидродинамический режим не создается. В то же время, имея величину параметра режима смазки невозможно однозначно сказать, как будет изменяться долговечность подшипника при изменении радиального зазора с учетом толщины смазочной пленки. Однако из полученной зависимости видно, что увеличение радиального зазора приводит к ухудшению смазки подшипника и при зазорах от 0,20 мм до 0,29 мм гидродинамический режим не создается.

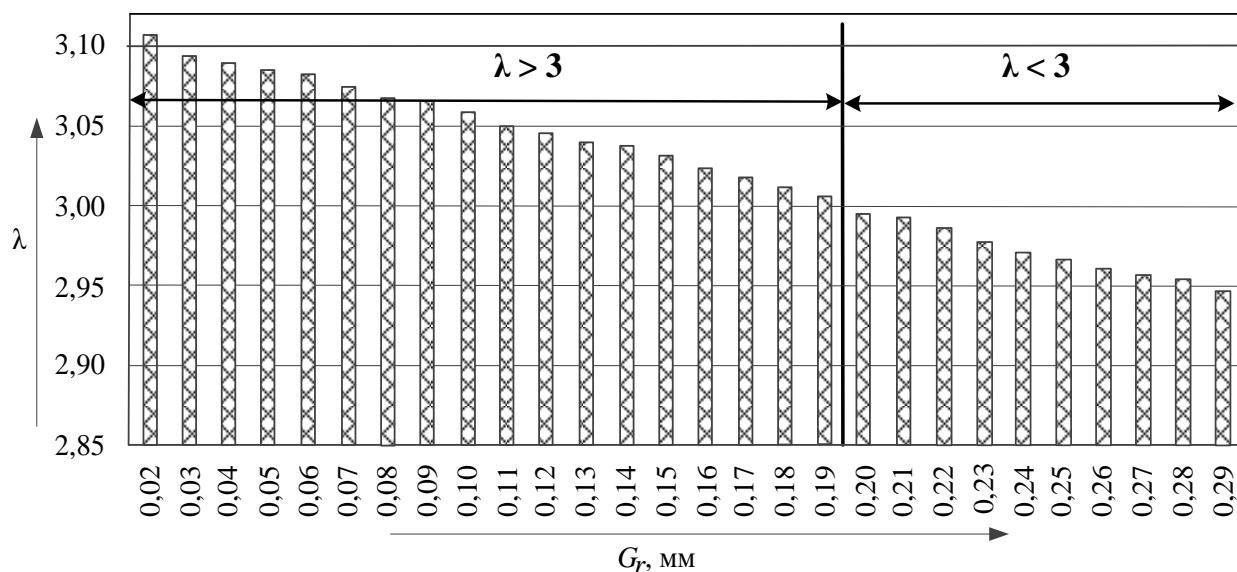


Рисунок 5.5 – Зависимость параметра режима смазки от величины радиального зазора

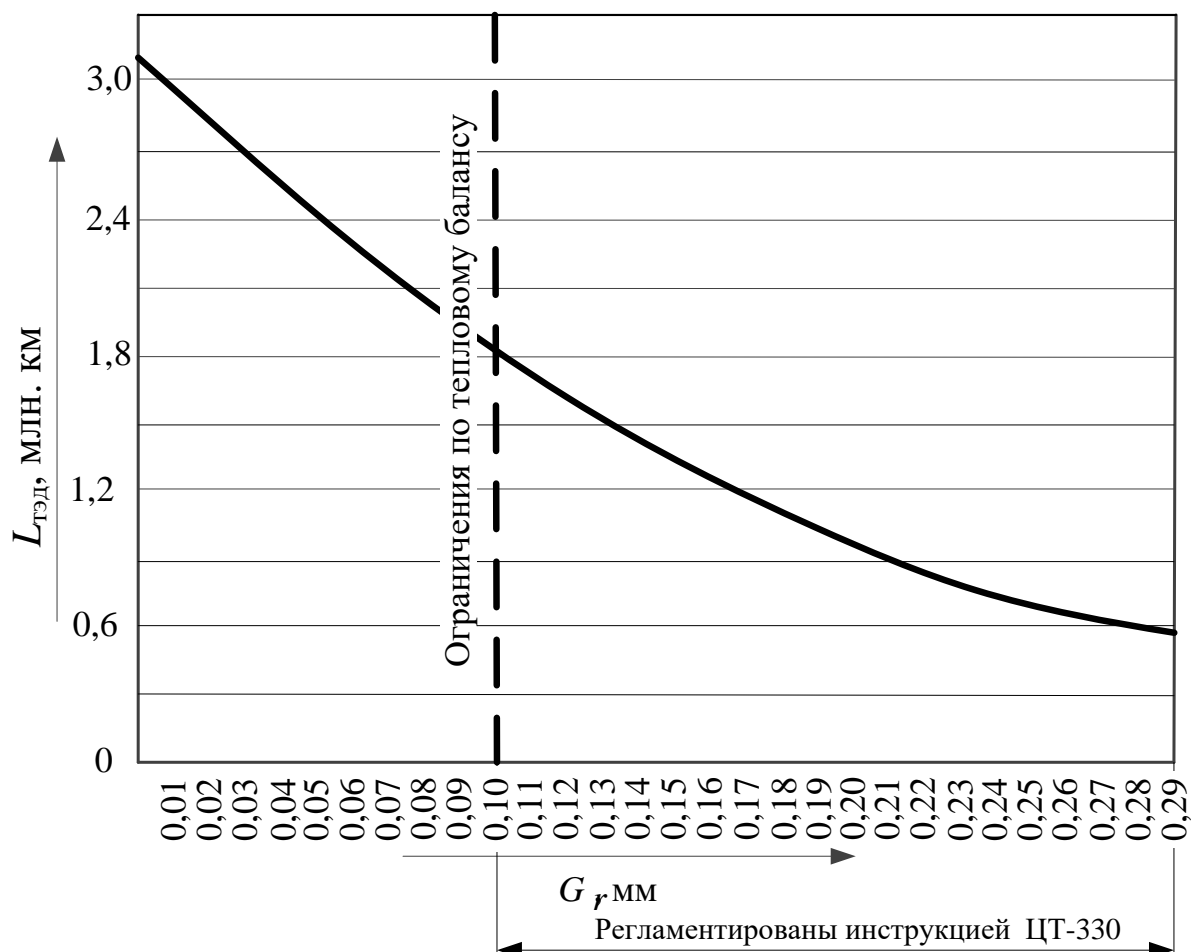


Рисунок 5.6 – Зависимость долговечности от величины радиального зазора с учетом смазочного материала и кривизны контактных поверхностей

Анализируя изменение ресурса от величины радиального зазора с учетом влияния толщины смазочной пленки и кривизны контактных поверхностей (рисунок 5.6) можно сделать вывод, что при минимальной величине радиального зазора достигается максимальный ресурс подшипника, но использовать эти величины нельзя из-за вероятности защемления подшипника, спровоцированного перепадом температур между внутренним и наружным кольцом.

5.2 Практические рекомендации по назначению величины радиальных зазоров якорных подшипников тяговых электродвигателей

Результаты теоретических исследований, проведенных в разделе 5.1 диссертационной работы, показали, что при величине радиального зазора от 0,10 мм до 0,18 мм ожидаемый ресурс подшипников составляет более 1 млн. км, а при величине радиального зазора от 0,19 мм до 0,29 мм ожидаемый ресурс менее 1 млн. км. Поэтому для проведения эксплуатационных испытаний весь диапазон значений радиальных зазоров был разбит на две группы первая от 0,1 мм до 0,18 мм, вторая от 0,19 мм до 0,29 мм.

С 2015 по 2019 года велись наблюдения за 6 электровозами серии ВЛ11 и 6 электровозами серии 2ЭС6. Каждая серия электровозов была разделена на 2 группы. В первой контрольной группе якорные подшипники были сформированы с радиальным зазором от 0,1 мм до 0,18 мм, в другой группе от 0,19 мм до 0,29 мм. Всего наблюдения проводились за 4-мя группами с общим количеством подшипников 96. При прохождении электровозом плановых ремонтов работниками сервисного депо проводилась вибродиагностика моторно-якорных подшипников электровозов контрольной группы.

За период наблюдений за якорными подшипниками тяговых электродвигателей 4-х контрольных групп было установлено, что подшипники, имеющие радиальный зазор от 0,1 мм до 0,18 мм гарантированно проработали до наступления текущего ремонта в объеме ТР-3 и ТР-600, который для электровозов серии ВЛ11 составляет 400 тыс. км, а для электровозов серии 2ЭС6 – 600 тыс. км; 7 подшипников из двух оставшихся контрольных групп с радиальным зазором от 0,19 мм до 0,29 мм были забракованы по результатам вибродиагностики. В ходе комиссионного осмотра подшипников были выявлены раковины на дорожках качения колец и роликов, а также следы перегрева подшипников.

При дальнейшем наблюдении за оставшимися подшипниками с радиальным зазором от 0,1 мм до 0,18 мм 5 подшипников были забракованы по

результатам вибродиагностики, остальные подшипники гарантированно проработали до первого заводского ремонта в объеме СР.

Из двух других контрольных групп только 10 подшипников проработали до первого заводского ремонта в объеме СР.

В ходе проведения эксплуатационных испытаний отказ подшипников происходил по следующим причинам:

– износ внутреннего кольца от номинального значения составлял от 18 % до 50 %;

– увеличение радиального зазора выше максимального значения указанного инструкцией;

– раковины на внутренних и наружных кольцах;

– дефект тел качения и сепаратора.

– заклинивание моторно-якорного подшипника;

– перегрев моторно-якорного подшипника;

– биения вала якоря тягового электродвигателя.

Анализ результатов испытаний показал, что наиболее эффективные значения радиального зазора, при которых достигается максимальный ресурс моторно-якорных подшипников, находятся в пределах от 0,1 мм до 0,18 мм. Формирование указанных величин радиальных зазоров подшипников в собранном двигателе позволяет обеспечить ресурс моторно-якорных подшипников электровозов ВЛ11 и 2ЭС6 до 1,2 млн. км пробега.

Обобщая результаты исследований, были разработаны практические рекомендации по величине радиальных зазоров, которые должны быть в подшипнике в собранном тяговом электродвигателе (таблица 5.1).

В качестве основного вывода можно отметить, что приведенные нормы радиальных зазоров в таблице 5.1, следует соблюдать как при сборке новых двигателей, так и при проведении плановых и внеплановых ремонтов тяговых электродвигателей.

Таблица 5.1 – Нормы радиальных зазоров якорных подшипников тяговых электродвигателей

Серия электровоза	Марка подшипника	Радиальный зазор в собранном двигателе, мм (Регламентированный инструкцией ЦТ-330)	Радиальный зазор в собранном двигателе, мм (Рекомендуемый на основании результатов исследований)
ВЛ11	42428ЛМ	0,1-0,29	0,10-0,18
2ЭС6	42330ЛМ	0,1-0,29	0,10-0,18

5.3 Разработка мероприятий для предотвращения повреждений подшипников колесно-моторного блока электрическим током

Проведенные исследования токораспределения в колесно-моторном блоке при аварийных режимах работы двигателя, выявили необходимость изоляции моторно-якорных подшипников тяговых двигателей электровозов ВЛ11 и 2ЭС6, с целью предотвращения электроожогов.

Единственным эффективным способом защиты подшипников является нанесение изолирующего покрытия на внутреннюю поверхность внутреннего кольца или на внешнюю поверхность наружного кольца. Введение дополнительных заземляющих проводов экономически нецелесообразно, так как это приведет к дополнительным затратам на осмотр заземляющих проводов при проведении технического обслуживания и текущих ремонтов и не исключит повреждение подшипников электрическим током.

Анализируя процесс ремонта и обслуживания тяговых двигателей можно сформулировать основные требования, предъявляемые к напыляемому покрытию.

Поскольку технология сборки подшипникового узла регламентирована, что наружное кольцо подшипника запрессовывается в подшипниковый щит с

небольшим натягом, а внутреннее кольцо с гарантированным натягом, то покрытие должно быть пластичным, износостойким, обладающей хорошей адгезией и сохранять свои электроизоляционные свойства при изменении температуры.

При всем многообразии методов способов поверхностной обработки материалов, применяемых в промышленности, выделяют следующие способы:

- химические и электрохимические;
- физические;
- механические.

Химические и электрохимическим способом наносят металлы на поверхность материала для увеличения коррозионной стойкости, в качестве декоративного покрытия или как грунтовочное покрытие перед покраской.

Основные физические способы обработки материалов это горячее металлопокрытие погружением, диффузионное насыщение, сульфидирование, цементация, азотирование, нитроцементация газопламенная закалка, индукционная закалка, вакуумное осаждения, эмалирование, электроискровое упрочнение и наплавка, практически все описанные способы применяются для повышения износостойкости и твёрдости поверхностных слоев металла.

В процессе эмалирования поверхность изделия из металла покрывают стеклянной глазурью и производят обжиг. Обжиг детали производят при температуре 600-800 °С. Использование эмали в качестве защитного покрытия подшипника будет приводить к потерям физических и механических свойств подшипниковой стали.

К механическим способам обработки поверхностей металлов относят плакирование, дробеструйную обработку и напыление.

Основная цель плакирования создание на поверхности детали слоя материала с особыми свойствами (высокой твердостью, коррозионной или износостойкостью), который применяется при изготовлении детали или при восстановлении их формы после изнашивания.

Дробеструйная обработка изделий позволяет увеличить усталостную прочность детали за счет поверхностного упрочнения металла.

При напылении материалов образование покрытия происходит за счет нагревания частиц напыляемого материала до температуры оплавления или близкой к ней с использованием теплоты горючей смеси. В качестве напыляемого материала используют металлы, сплавы, соединения металлов, керамику и другие материалы [115].

В зависимости от типа используемой тепловой энергии для расплавления материала различают газопламенное и электрическое напыление. При газопламенном напылении нагрев напыляемого материала, происходит газовым пламенем и нанесение его на восстанавливаемую поверхность осуществляется струей сжатого газа, а при электрическом – теплотой электрической дуги.

Защитное покрытие должно быть пластичным, износостойким, обладать хорошей адгезией, теплопроводностью и при этом сохранять свои электроизоляционные свойства при изменении температуры. Указанными свойствами обладают покрытия из керамики.

В настоящее время из керамических материалов наиболее широко используется для напыления порошки из окиси алюминия Al_2O_3 , диоксид кремния SiO_2 , двуокись циркония ZrO_2 и карбид вольфрама WC . Основные свойства, приведены в таблице 5.2.

Покрытия на основе оксида алюминия обладают хорошими теплоизоляционными, электроизоляционными свойствами и являются устойчивыми при высоких температурах, относительно не высокой стоимостью.

Основным недостатком покрытия из Al_2O_3 является хрупкость и низкая механическая прочность.

Поскольку подшипники колесно-моторного блока эксплуатируются в тяжелых условиях подвергаются вибрациям, а также происходит изменение температуры подшипника в процессе работы.

Таблица 5.2 – Свойства напыляемых материалов

Свойства материалов	Материал		
	ZrO ₂	Al ₂ O ₃	Al ₂ O ₃ + TiO ₂
Температура плавления, °С	2700-2850	1970-2030	1855
Пробивное напряжение при толщине покрытия 508 мкм, кВ	1,25	1,20	1,34
Испытания в морской воде	Не выдерживает	Выдерживает	Выдерживает
Твердость покрытия HV	640,00	950,00-1000,00	950,00-1000,00
Коэффициент теплопроводности, Вт / (м*К)	3,00-5,00	25,00-30,00	20,00-30,00
Трещиностойкость, Мпа*м ^{1/2}	6,00-10,00	3,00-3,50	4,00-6,00

По этой причине в качестве материала напыляемого на кольца подшипника предложено использовать порошок, состоящий из окси алюминия и небольшого количества TiO₂. Такое покрытие отличается от покрытий из окиси алюминия лучшей пластичностью и большей стойкостью к ударным нагрузкам.

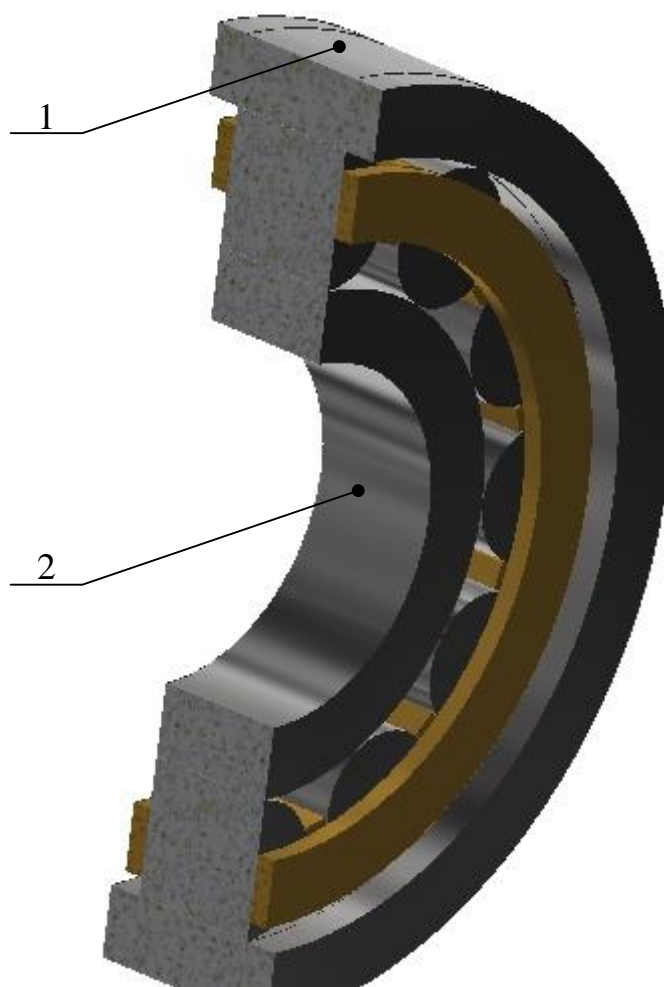
Материалы на основе керамики являются тугоплавкими, для плавления которого необходима температура до 3000°С, такая температура обеспечивается только при плазменном напылении.

Принцип плазменного напыления заключается в следующем: между катодом и анодом возникает электрическая дуга, которая нагревает газ, поступающий в сопло горелки, образуется плазменная струя и одновременно в сопло горелки подается наплавочный материал, который нагревается и с ускорением переносится на поверхность изделия [116].

Исследования, выполненные в главе 4 диссертационной работы показали, что основной причиной появления токовых повреждений моторно-якорных подшипников является возникновение аварийного режима работы.

В связи с этим предложено защитное покрытие наносить на внутреннюю поверхность внутреннего кольца и на внешнюю поверхность наружного кольца (рисунок 5.7).

В качестве напыляемого материала был выбран порошок на состоящий из 97,5 % оксида алюминия и 2,5 % диоксида титана, основные характеристики материала приведены в таблице 5.2.



1 – внешняя поверхность наружного кольца;
2 – внутренняя поверхность внутреннего кольца

Рисунок 5.7 – Моторно-якорный подшипник в разрезе

Процентное соотношение компонентов порошка состоящего из 97,5 % оксида алюминия и 2,5 % диоксида титана позволяет обеспечивать требуемые диэлектрические свойства, так при увеличении процентного содержания диоксида титана больше 2,5 % увеличивается эластичность покрытия, но при этом уменьшается величина пробивного напряжения и покрытие не выдерживает величину тока 2000-3000 А. Порошок с размером частиц менее 15×10^{-6} м будет приводить к испарению частиц при напылении, а более 15×10^{-6} м будет приводить к частичному оплавлению, что не позволит получить качественное покрытие [117].

На основе процесса нанесения защитных покрытий осуществляемых плазменным способом была предложена следующая технология напыления порошка из $Al_2O_3 + 2.5\% TiO_2$:

1. Обезжирить кольца подшипников растворителем или щелочным раствором.

2. Кольцо подшипника зафиксировать в специальном приспособлении способном вращаться с заданной скоростью, например, в патроне токарного станка.

3. В бункер–накопитель газоплазменной горелки поместить порошковый материал состоящий из 97,5 % оксида алюминия и 2,5 % диоксида титана с размером частиц в среднем 15×10^{-6} м.

4. При нанесении защитного покрытия на сопрягаемую поверхность внутреннего кольца дорожка качения должна быть расположена под углом не менее 45 градусов по отношению к газоплазменной струе. При нанесении защитного покрытия на сопрягаемую поверхность наружного кольца газоплазменную струю расположить горизонтально по отношению к сопрягаемой поверхности.

5. Установить газоплазменную горелку таким образом, чтобы расстояние от среза сопла горелки до напыляемой поверхности должно составлять от 90 до 100 мм.

6. Толщину защитного покрытия S определить путем сравнения диаметров колец после напыления d_2 и до напыления d_1 , причем измерения диаметров производить при нормальных климатических условиях.

5.4 Оценка экономической эффективности разработанных технических решений

При оценке экономической эффективности кроме «Срока окупаемости единовременных затрат вложений» широко применяется показатель «Приведенные строительно-эксплуатационные расходы» [118]. Этот показатель используется, когда имеется несколько вариантов технических решений, имеющих одинаковые результаты. При этом считается экономически эффективным вариант, обладающий наименьшей величиной приведенных строительно-эксплуатационных расходов.

В нашем случае внедряются технические решения, имеющие различные результаты, по этой причине оценивается годовой экономический эффект по каждому из решений.

Экономическая эффективность от внедрения технических решений складывается из двух эффектов:

1. Эффект от уменьшения расходов на ремонт и смену подшипника.
2. Эффект от снижения расходов железных дорог в связи с увлечением ресурса подшипников.

Применение методики выбора радиального якорных подшипников тяговых двигателей позволяет увеличить долговечность работы подшипников до пробега электровоза 1,2 млн. км.

Нанесение защитного покрытия на подшипник позволяет полностью исключить повреждения подшипников электрическим током. По результатам вибродиагностики подшипников и комиссионных осмотров в среднем за год по причинам электроожогов забраковывается 125 подшипников.

Экономическая эффективность рассчитана от внедрения методики выбора величины радиального зазора моторно-якорных подшипников тяговых электродвигателей для эксплуатационного депо, состоящего из электровозов серий ВЛ11 и 2ЭС6 в количестве 500 секций. Среднегодовой пробег электровоза составляет 170 тыс. км.

Снижение затрат в результате внедрения заключается в уменьшении количества ремонтов моторно-якорных подшипников.

Ремонт подшипников производится с выкаткой колесно-моторного блока. Затраты на ремонт и замену подшипника складываются из стоимости подшипника, материалов, затрат на демонтаж и установку нового подшипника, простой электровоза и оплату труда. Стоимость замены одного подшипника с учетом простоя электровоза составляет 120000 руб.

Общая стоимость ремонта подшипников за год определяется как

$$\mathcal{E}_{\text{под.рем}} = Q_{\text{под.рем}} \cdot m = 15200000, \quad (5.1)$$

где $Q_{\text{под.рем}}$ – стоимость ремонта одного подшипника, с учетом замены, руб;

m – количество подшипников забракованных за год, шт.

Тогда снижение затрат на ремонт и замену подшипников составит за один год 15000000 руб.

Экономический эффект от увеличения долговечности работы подшипника рассчитывается по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{под.дол}} = \Delta n \cdot C_{\text{п}} \cdot m, \quad (5.2)$$

где Δn – изменение годового числа ремонтов с заменой подшипника в результате увеличения ресурса, ед.;

$C_{\text{п}}$ – стоимость нового подшипника, руб.

Изменение годового числа ремонтов с заменой подшипника в результате увеличения ресурса, определяется из выражения [119]

$$\Delta n = S_{\Gamma} \cdot n \cdot M_3 \cdot \left(\frac{1}{L_{\text{пдо}}} - \frac{1}{L_{\text{ппосле}}} \right), \quad (5.3)$$

где S_{Γ} – среднегодовой пробег электровоза, км;

$L_{\text{пдо}}$ – ресурс подшипника до замены до внедрения, км;

$L_{\text{ппосле}}$ – ресурс подшипника до замены после внедрения, км;

n – коэффициент, определяемый количеством колесных пар на одной секции электровоза;

M_3 – эксплуатируемый парк электровозов, секций.

Поскольку формирование радиальных зазоров происходит путем посадки наружного кольца подшипника в подшипниковый щит с небольшим натягом, а внутреннее кольцо с гарантированным натягом, то для получения необходимого радиального зазора требуются трехточечные нутромеры с ценой деления 0,001 мм, стоимость которых составляет 150000 руб.

С учетом стоимости нутромеров экономический эффект от использования методики выбора радиального зазора определяется путем вычитания из экономического эффекта снижения затрат на ремонт и замену подшипников стоимости нутромеров. Годовой экономический эффект от увеличения долговечности работы подшипников составит 5950000 руб.

Общий годовой экономический эффект от двух технических решений будет определяться суммирование эффектов от каждого технического решения и составит 42 тыс. руб. на одну секцию электровоза.

5.5 Выводы по главе 5

1. На основе результатов исследований и разработанной методики выбора радиального зазора моторно-якорных подшипников, определены значения радиальных зазоров, при которых достигается максимальный ресурс

подшипников, которые находятся в пределах от 0,1 мм до 0,18 мм. Формирования радиального зазора в собранном двигателе позволяет обеспечивать надежную работу якорных подшипников тяговых двигателей до пробега электровоза 1,2 млн. км.

2. Предложенные величины радиальных зазоров подшипников, которые должны быть сформированы как при сборке новых двигателей, так и при проведении плановых и внеплановых ремонтов тяговых электродвигателей.

3. Для исключения повреждения подшипников тяговых электродвигателей предложено наносить изолирующее покрытие на внутреннюю поверхность внутреннего кольца или на внешнюю поверхность наружного кольца. В качестве изолирующие покрытия предложено наносить плазменным способом материала на основе керамики состоящего из 97,5 % оксида алюминия и 2,5 % диоксида титана ($Al_2O_3 + 2.5\% TiO_2$).

4. На основе процесса нанесения защитных покрытий осуществляемых плазменным способом была предложена технология напыления порошка из $Al_2O_3 + 2.5\% TiO_2$.

5. Экономический эффект от внедрения технических решений рассчитан по двум составляющим:

– эффект от снижения расходов на ремонт и замену подшипника, в результате исключения протекания электрического тока через подшипник, за счет нанесения диэлектрического покрытия;

– эффект от снижения расходов от внедрения методики выбора радиального зазора, в результате увеличения долговечности работы моторно-якорных подшипников.

Общий годовой экономический эффект от технических решений на одну секцию электровоза составляет 42 тыс. руб.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований можно отметить следующее:

1. Анализ событий, связанных с нарушением безопасности движения поездов, показал, что большинство отказов происходят по причине неисправности подшипников колесно-моторного блока. Результаты исследования показали, что отказы подшипников в основном возникают из-за выкрашиваний усталостного характера и электроожогов на дорожках качения колец и роликов. При этом наибольшее количество отказов приходится на якорные подшипники тяговых электродвигателей.

2. Разработана методика выбора эффективного радиального зазора, обеспечивающего максимальный ресурс подшипников, учитывающая геометрию контактных поверхностей и режим трения в контакте качения.

3. С помощью разработанного испытательного стенда, проведены ускоренные ресурсные испытания, на подобных подшипниках имеющих меньшие габариты. Сопоставление теоретических расчетов и результатов испытаний, показало, что расхождение составляет не более 10 %, что подтверждает эффективность разработанной методики.

4. Разработана методика расчета распределения тока в колесно-моторном блоке, учитывающая объемное растекание тока в элементах тягового электропривода электровоза. С использованием методики составлены электрические схемы замещения элементов колесно-моторного блока при аварийных режимах работы двигателя, с учетом объемного растекания тока в узлах электропривода. При верификации результатов моделирования, выполненного в программе конечно-элементного анализа *Comsol Multiphysics*, и результатов расчета схем замещения показала расхождение не более 6 %, что подтверждает адекватность разработанных схем замещения. Расчет схем замещения показал, что при пробое изоляции наибольший ток через моторно-якорные и моторно-осевые подшипники и составляет более 42 % от заданного

тока, а в случае кругового огня с перебросом дуги на подшипниковый щит – через моторно-осевые подшипники и составляет более 46 % от заданного тока.

5. Выполнено исследование наличия униполярной индукции в тяговом двигателе. Установлено, что явление униполярной индукции в тяговом двигателе не наблюдается и повреждение подшипников электрическим током связано с возникновением аварийного режима работы двигателя.

6. Проведены эксплуатационные испытания якорных подшипников тяговых электродвигателей. Анализ результатов испытаний показал, что наиболее эффективные значения радиального зазора, при которых достигается максимальный ресурс моторно-якорных подшипников, находятся в пределах от 0,1 мм до 0,18 мм. Формирование указанных величин радиальных зазоров подшипников в собранном двигателе позволяет обеспечить ресурс моторно-якорных подшипников электровозов ВЛ11 и 2ЭС6 до 1,2 млн. км пробега.

7. Предложен способ изоляции роликовых подшипников тяговых двигателей электровозов, который заключается в нанесении изолирующего покрытия на внутреннюю поверхность внутреннего кольца или на внешнюю поверхность наружного кольца. В качестве изолирующие покрытия предложено наносить газоплазменным способом материал, состоящий из 97,5 % оксида алюминия и 2,5 % диоксида титана ($Al_2O_3 + 2.5\% TiO_2$).

8. Годовой экономический эффект от технических решений на одну секцию электровоза составляет 42 тыс. руб.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лушков, Н. Ф., Попинако А. Л. Анализ выхода из строя узлов с подшипниками качения локомотивов / ПКБ ЦТ ОАО «РЖД», 2010. – 46 с.
2. Дрягилев, А. Е. Анализ неисправностей механической части электровозов 2ЭС6 / А. Е. Дрягилев // Известия Транссиба. – Омск. – 2014. – № 2(18). – С. 18–23.
3. Буйносов, А. П. Определение интенсивности отказов подшипников колесно-моторного блока электровозов 2ЭС6 / А. П. Буйносов, Я. А. Мишин // Научно-технический вестник Поволжья. – Казань. – 2014. – № 3. – С. 81–84.
4. Мишин, Я. А. Оценка надежности подшипников колесно-моторного блока электровозов 2ЭС6 / Я. А. Мишин // IV Информационная школа молодого ученого: Сб. научных трудов всероссийской междисц. молодежной конф. с междун. участием редкол.: Трескова П.П. [и др.]. – Екатеринбург: ЦНБ УроРАН, 2014. – С. 230–236.
5. Стандарт ОАО «РЖД». СТО 1.05.515.2-2009. Методы и инструменты улучшений. Диаграмма Исикавы [Утв. распоряжением ОАО «РЖД» 2 июня 2009 г. № 1150 р]. – М. : Транспорт, 2009. – 21 с.
6. Стандарт ОАО «РЖД». СТО 1.05.515.3-2009. Методы и инструменты улучшений. Диаграмма Исикавы [Утв. распоряжением ОАО «РЖД» 2 июня 2009 г. № 1150 р]. – М.: Транспорт, 2009. – 18 с.
7. Буйносов, А. П. Анализ причин отказов узлов электровозов на основе закона Парето и диаграммы Исикавы / А. П. Буйносов, Я. А. Мишин // Вестник транспорта Поволжья. – Самара. – 2013. – № 3. – С. 35–39.
8. Буйносов, А. П. Анализ надежности узлов электровозов ВЛ11 на основе принципа Парето и диаграммы Исикавы / А. П. Буйносов, Я. А. Мишин // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока.– Новосибирск –

2013. – № 1. – С. 317–320.

9. Буйносов, А. П. Результаты исследования причин отказов узлов электровозов постоянного тока на основе закона Парето и диаграммы Исикавы. / А. П. Буйносов, Я. А. Мишин // III Информационная школа молодого ученого Сб. трудов науч.-практ. конф / редкол.: Трескова П.П. [и др.]. – Екатеринбург: ЦНБ УроРАН, 2013. – С. 327–334

10. Буйносов, А. П. Анализ причин отказов подшипников электровозов и пути их снижения / А. П. Буйносов, Я. А. Мишин // Инновационный транспорт – 2016: специализация железных дорог : м-лы междунар. науч.-практ. конф. – Екатеринбург: УрГУПС, 2017. – Вып. 8 (227). – С. 220–225.

11. Мишин, Я. А. Причины выхода из строя роликовых подшипников электровозов / Я. А. Мишин // Актуальные направления научных исследований XXI. Теория и практика: м-лы конф. ВГЛТУ – Воронеж. – Т.3 – 2015. – № 1(12). – С. 251–256.

12. Аверин, Н. А. Работоспособность букс можно повысить / Н. А. Аверин, О. А. Русанов, С. Г. Иванов, В. И. Кучугов, Р. Х. Халиков // Локомотив. – 2006. – № 12. – 36 с.

13. Акбашев, Б. З. Оценка осевой грузоподъемности цилиндрических роликоподшипников. – В сб. тр. ВНИИЖТ: Работоспособность подшипников качения в узлах локомотивов. Вып. 540. – М.: Транспорт, 1975. – С. 27–37.

14. Ахвердиев, К. С. Гидродинамический расчет радиального подшипника, работающего в нестационарном режиме на вязкопластичной смазке, обладающей микрополярными свойствами / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, А. Ю. Вовк, И. С. Семенко // Вестник РГУПС. – Ростов-на-дону. – 2008. – № 4. – С. 131–138.

15. Бородин, А. В. Высоконагруженные опорные узлы вагонов и локомотивов / А. В. Бородин, Д. В. Тарута, Т. В. Вельгодская, Ю. А. Иванова // Омский научный вестник. – Омск. – 2009. – № 3. – С. 127–129.

16. Буйносов, А. П. Способы повышения надежности подшипников качения / А. П. Буйносов, К. А. Стаценко, П. А. Ледванский : Уральский

государственный университет путей сообщения. – Екатеринбург, 2005. – 28 с. – Библиогр. 5 назв. – Рус. – Деп. в ВИНТИ.

17. Гайдамака, А. В. Роликоподшипники букс вагонов и локомотивов: моделирование и усовершенствование // Монография. – Х.: Изд-во «Курсор», 2011. – 320 с.

18. Галахов, М. А. Выбор геометрии контакта ролик-кольцо для подшипников букс подвижного состава / М. А. Галахов, Я. Ш. Флакман // Труды РИИЖТ. – 1977. – Вып. 140.

19. Гиоев, З. Г. Перспективы повышения виброакустической надежности подшипниковых узлов букс подвижного состава / З.Г. Гиоев, Л.О. Роде, А.В. Волков, А.К. Белухин // Транспорт Юга. – Ростов-на дону. – 2004. – № 1. – С. 25–27.

20. Глухов, В. И. Влияние методов измерений геометрических величин на надежность моторно-якорных подшипников узлов тяговых двигателей локомотивов / В. И. Глухов, С. Н. Должников, М. Н. Лакеенко // Омский научный вестник. – Омск. – 2009. – № 1. – С. 169–171.

21. Ершков, Н. Д. Опыт эксплуатации цилиндрических роликоподшипников в буксах локомотивов // Труды ЦНИИ МПС. Вып. 540. – М.: Транспорт, 1975. – С. 10–17.

22. Захаров, С. М. Моделирование работы крупногабаритных роликовых подшипников железнодорожного транспорта / С. М. Захаров, В. И. Цуркан // Трение и износ. – 1994. – №4. 558 с.

23. Иванова Ю. А. Повышение ресурса буксовых подшипников грузовых вагонов: Дисс ... канд. тех. наук: 05.22.07. – Омск, 2009. – 140 с.

24. Майба, И. А. Повышение эксплуатационной эффективности фрикционных систем железнодорожного подвижного состава / И. А. Майба. – М.: Изд-во Маршрут, 2005. – 215 с.

25. Миронов, А. А. Теория и практика бесконтактного теплового контроля буксовых узлов в поездах / А. А. Миронов, В. Л. Образцов, А. Э. Павлюков – Екатеринбург: РПФ «Ассорти», 2012. – 396 с.

26. Муленко, О. В. Повышение надежности и долговечности роликовых подшипников буксовых узлов подвижного состава: Дисс ... канд. тех. наук: 05.02.04, 05.22.07 – Ростов-на-дону, 2003. – 155 с.

27. Новиков, В. Ф. Особенности работы цилиндрических роликовых подшипников букс подвижного состава при воздействии на них осевых нагрузок / В. Ф. Новиков, О. П. Вендровский // Труды РИИЖТ. – 1975. – Вып. 112. – С. 52–58.

28. Приходько, В. М. Основы усовершенствования триботехнических характеристик тяжело нагруженных опор и подшипников скольжения / В. М. Приходько // Вестник РГУПС. – Ростов-на-дону. – 2004. – № 3. – С. 39–48.

29. Шантаренко, С. Г. Влияние конструктивных особенностей подвески тягового электродвигателя на эксплуатационную надежность моторно-осевых подшипников / С. Г. Шантаренко, В. Ф. Кузнецов, Е. В. Пономарев, А. А. Лаптев // Вестник РГУПС. – Ростов-на-дону. – 2011. – № 1. – С. 67–72.

30. Шаповалов, В. В. Повышение надежности моторно-осевых подшипников скольжения / В. В. Шаповалов, К. С. О. Ахвердиев, З. А. Мурадов: Ростовский институт инженеров железнодорожного транспорта государственный университет путей сообщения. – Ростов-на-дону, 1992. – 30 с. – Рус. – Деп. в ЦНИИТЭИ МПС.

31. Попов, Д. А. Методика оценки влияния вибрационных нагрузок на токораспределение в параллельных ветвях якорной обмотки тяговых электродвигателей / Д. А. Попов, И. К. Андрончев, Н. И. Попова // Вестник транспорта Поволжья. – Самара. – 2015. – № 3(51). – С. 14–22.

32. Баташов, С. И. Рекуррентное оценивание диагностических параметров тяговых электрических машин пассажирского электровоза серии ЭП1 с повышенным отработанным ресурсом / С. И. Баташов, И. А. Менщиков // Вопросы электротехнологии. – Саратов. – 2017. – № 4(17). – С. 28–31.

33. Гордеев, И. П. К вопросу о методах контроля качества пропитки и сушки изоляции якорей тяговых электродвигателей (ТЭД) / И. П. Гордеев,

З. И. Просветова // Вестник транспорта Поволжья. – Самара.– 2015. – № 1(49). – С. 24–27.

34. Харламов, В. В. Диагностирование межвитковой изоляции якорной обмотки тягового электродвигателя магистральных локомотивов / В. В. Харламов, П. К. Шкодун, А. Д. Галеев // Известия Транссиба. – Омск. – 2019. – № 1(37). – С. 44–54.

35. Подшипники качения: Справочник / Р. Д. Байзельман, Б. В. Цыпкин, и др. М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.

36. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник / Под ред. Л. Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.

37. Расчет и выбор подшипников качения: Справочник / Н. А. Спицын, Б. А. Яхин, В. Н. и др. М.: Машиностроение, 1974. – 56 с.

38. Спришевский, А. И. Подшипники качения / М.: Машиностроение, 1968. – 631 с.

39. Harris, T. A. Kotzalas, M. N. Essential Concepts of Bearing Technology. New York, 2006, 376 p.

40. Eschmann P., Hasbargen, Weigang. Ball and Roller Bearings. Their theory, design and application. London, 1958.

41. Stribeck R. Kugellager fur biege Belastungen Z. VDI. 1901. – Bd. 45.

42. Трейер, В. Н. Теория и расчет подшипников качения / В. Н. Трейер. - 2-е доп. изд.- Москва – Ленинград: ОНТИ НКТП, 1935. – 220 с..

43. Боуден, Ф. П. Трение и смазка твердых тел / Ф. П. Боуден, Д Тейбор пер. с англ. Под ред д-ра техн. наук И. В. Крагельского. М.: Машиностроение, 1968. – 544 с.

44. Виноградов, Ю. Н. Повышение работоспособности роликовых подшипников тяговых двигателей / Ю. Н. Виноградов, Р. В. Рыков // Ж.-д транспорт.– М. – 2009. – № 8. – С. 56–58.

45. Медведев, Н. Ф. Повреждения подшипников электровозов / Н. Ф. Медведев, Ю. Н. Виноградов, Т. Н. Волков, А. Л. Вашурин // Вестник ЦНИИ МПС. – 1971. – № 6. – С. 7 – 10.

46. Нафиков, Г.-А. М. Повреждения подшипников электровозов тяговым током / Г.-А. М. Нафиков // Вестник ЦНИИ МПС, 1975, №10. – С. 7–10.
47. T Zika, I.C. Gebeshuber, F. Buschbeck, G. Preisinger. M. Groschl Surface analysis on rolling bearing after exposure to defined electric stress // Proc. IMechE Vol. 223 Part J: J. Engineering Tribology, 2009, 787-797.
48. Kohaut, A.: Riffelbildung in Wälzlagern infolge elektrischer Korrosion, Zeitschrift für Angewandte Physik, 1(5), 1948. S. 197-211.
49. Hausberg, V. and Seinsch, H. O. Schutzmaßnahmen gegen Lagerschäden umrichter gespeister Motoren. Electr. Eng., 2000, 82, 339–345.
50. Muetze, A., Binder, A., Vogel, H., and Hering, J. What can bearings bear IEEE Ind. Appl. Mag., 2006, 12(6), 57–64.
51. Ершков, Н. Д. Опыт эксплуатации цилиндрических роликоподшипников в буксах локомотивов / Н. Д. Ершков // Труды ЦНИИ МПС. Вып. 540. – М.: Транспорт, 1975. – С. 10–17.
52. Заикин, Г. И. Опыт эксплуатации подшипниковых узлов тяговых электродвигателей новых типов / Г. И. Заикин, И. М. Семенов // ЦНИИ МПС. Вып. 540. – М.: Транспорт, 1975. – С. 67–76.
53. Заикин, Г. И. Опыт эксплуатации роликовых подшипников тяговых электродвигателей локомотивов / Г. И. Заикин // Труды ЦНИИ МПС. Вып. 295. – М.: Транспорт, 1965. – С. 49–58.
54. Цуркан И. Г., Корэ И. Д. Пути улучшения смазки 1-ЛЗ. – В сб. тр. ВНИИЖТ: Способы улучшения смазок для железнодорожного транспорта. Вып. 400. – М.: Транспорт, 1970. – С. 69–76.
55. Яцыно А. Т., Цуркан И. Г., Мирза А. И. – Труды ЦНИИ МПС, 1977. Вып. 583. – 128 с.
56. Петров, С. А. и др. А. с. 329781 (СССР), Открытия. Изобретения. Промышленные образцы. Товарные знаки. – 1975 – № 35. – 178 с.
57. Елисеев, Л. С. Смазка «Буксол» для подшипников качения / Л. С. Елисеев, А. В. Нестеров, В. А. Еситашвили // Локомотив.– М. – 2002. –

№ 6. – С. 28–29.

58. Пат. 2114162 Российская Федерация, МКП С10М169/06, С10М169/06, С10М117:02, С10М137:10, С10М133:32, С10N40:02. Пластичная смазка [Текст] / Елисеев Л. С., Еситашвили В. А., Нестеров А. В., Гавриленков А. И., Перекрестова В. В., Серебрякова В. И., Школьников Е. Н., Бельдей В. В., Жуков Ю. Н., Лосева Л. Н., Богданов В. М., Аверин Н. А.; заявитель и патентообладатель Кусковский завод консистентных смазок, Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта – № 97102986/04; заявл. 27.02.1997; опубл. 27.06.1998. – 7 с.

59. Мамыкин, С. М. Влияние металлоплакирующих присадок к пластичной смазке Буксол на трение и износ стальных сопряжений / С. М. Мамыкин, Л. И. Куксенова, В. Г. Лаптева, В. Г. Бабель, Д. Н. Гаркунов // Трение и смазка. – М. – 2006. – № 6. – С. 20–25.

60. Мамыкин, С. М. Исследование триботехнической эффективности металлоплакирующей присадки «Валена» в смазочных материалах / С. М. Мамыкин, Л. И. Куксенова, В. Г. Лаптева // Проблемы машиностроения и надежности машин. – М.:– 2007. – № 2. – С. 56–64.

61. Колесников, В. И. Трибологические и физико-химические свойства смазочных композиций ПУМА и БУКСОЛ с полимерной фосфорсодержащей присадкой / В. И. Колесников, Даниэль Филипп, Ю. Ф. Мигаль, М. А. Савенкова, В. В. Авилов. // Вестник РГУПС. – Ростов-на-дону. – 2013. – № 1. – С. 27–31.

62. Воинов С. Г., Шалимов А. Г. Шарикоподшипниковая сталь. М.: Металлургиздат, 1962. – 480 с.

63. Зебельт, Б. М. Влияние факторов металлургического производства стали ШХ15 на технологические свойства и долговечность подшипников / Б. М. Зебельт, Л. Д. Лапошко // Труды Всесоюз.н.-и. конструкт.–технол. ин-т подшип. промышленности. – 1973. – № 3. – С. 3–19.

64. Зебельт, Б. М. Улучшение качества подшипниковой стали за счет применения новых процессов выплавки с целью повышения долговечности

подшипников / Б. М. Зебельт, Е. Ф. Мазуров, Н. В. Селисская // Сб. научных трудов Труды Всесоюз.н. – и. конструктор. – технол. ин – т подшип. промышленности. – 1985. – № 2. – С. 3–11.

65. Akesson J, Lund T. SKF Wälzlagerstahl-Eigenschaften und Herstellung // Kugellager-Zeitschrift. 1983. Bd. 58, N 217. S. 32–43.

66. Akesson J, Lund T. Wälzlagerstahl aus dem SKF MR Prozess // Kugellager-Zeitschrift. 1987. Bd. 62, N 231. S. 12–19.

67. Ершков, Н. Д. Некоторые вопросы снижения контактных давлений в цилиндрических буксовых подшипниках / Н. Д. Ершков // В сб. тр. ВНИИЖТ: Работоспособность подшипников качения в узлах локомотивов. Вып. 295. – М.: Транспорт. 1965. – С. 104–118.

68. Заикин, Г. И. Работоспособность якорных подшипников в условиях перекоса их колец / Г. И. Заикин // ЦНИИ МПС. Вып. 540. – М.: Транспорт, 1975. – С. 76–87.

69. Спицын, Н. А. Теоретические исследования в области определения оптимальной формы цилиндрических роликов / Н. А. Спицын // Труды ВНИПП. – 1963. – №1. – С. 12–14.

70. Новиков, В. Ф. Исследование температурного режима буксовых / В. Ф. Новиков, В. Е. Пини, О. И. Головки // В меж. тем. сб. РИИЖТ: Повышение надежности и долговечности подшипников качения букс подвижного состава. Вып. 167 – Ростов-на-Дону, 1982. – С. 77–85.

71. Семенов, И. М. Результаты испытания по определению сил, действующих на буксовые узлы электровозов ВЛ23 и ВЛ8М / И. М. Семенов, Р. В. Тихонова // Труды ЦНИИ МПС. Вып. 295. – М.: Транспорт, 1965. – С. 41–47.

72. Oshima Tatsuga, Kaksukabe Joi. Experiments on the Thrust load capacity of cylindrical rollers bearing. J. Jap, Soc Lubrig. Eng. 1971, 16, №3, 210-220 pp, ill.

73. Акбашев, Б. З. Исследования по повышению осевой грузоподъемности буксовых подшипников локомотивов / Б. З. Акбашев, А. В. Лосев // В меж. тем. сб. РИИЖТ: Повышение надежности и

долговечности подшипников качения букс подвижного состава. Вып. 167 – Ростов-на-Дону, 1982. – С. 27–34.

74. Пиковский, В. А. Некоторые вопросы расчета и применения роликоподшипников с полыми телами качения / В. А. Пиковский, В. Г. Кустов // В сб.: Динамика и прочность механических систем // Труды ППИ. Вып. 82. – Пермь, 1970. – С. 39–45.

75. Девяткин, В. П. Применение полых роликов для повышения долговечности цилиндрических роликоподшипников / В. П. Девяткин // Вестник ВНИИЖТ. – М. – 1975. – № 3. – С. 20–22.

76. Красюков, А. П. Эффективность применения полых роликов для подшипников букс подвижного состава / А. П. Красюков // В меж. тем. сб. РИИЖТ: Повышение надежности и долговечности подшипников качения букс подвижного состава. Вып. 167 – Ростов-на-Дону, 1982. – С. 57–66.

77. Бескровный, Г. Г. Повышение долговечности подшипников для железнодорожного подвижного состава путем применения полых роликов, упрочненных объемно-поверхностной закалкой: Дисс ... канд. тех. наук: 05.16.01 – М., 1998. – 155 с.

78. Акбашев, Б. З. Пути повышения долговечности подшипников с цилиндрическими роликами / Б. З. Акбашев, Г. И. Заикин и др. – В сб. тр. ВНИИЖТ: Работоспособность подшипников качения в узлах локомотивов. Вып. 540. – М.: Транспорт, 1975. – С. 4–10.

79. Kingsbury E. Large Bearing operation without retainer Lubric. Eng. 1979, 35, № 9, p. 517-519.

80. Reiß K. Rollenlager mit rollendem Käfig Feinwerktechnik Messtechnik 85, 1977, № 2, S. 58–60.

81. Новиков, В. Ф. Исследование температурного режима буксовых цилиндрических подшипников с сепарирующими телами качения / В. Ф. Новиков, В. Е. Пини, О. И. Головки // В меж. тем. сб. РИИЖТ: Повышение надежности и долговечности подшипников качения букс подвижного состава. Вып. 167 – Ростов-на-Дону, 1982. – С. 77–85.

82. Заикин, Г. И. Установление минимально допустимой величины радиальных зазоров для якорных подшипников тяговых электродвигателей / Г. И. Заикин // Труды ЦНИИ МПС. Вып. 295. – М.: Транспорт, 1965. – С. 79–91.

83. Инструкция по содержанию и ремонту узлов с подшипниками качения локомотивов и моторвагонного подвижного состава: Утв. 19.04.79 г. – М.: МПС РФ, 1980. – 129 с.

84. Инструкция по техническому обслуживанию и ремонту узлов с подшипниками качения локомотивов и моторвагонного подвижного состава. ЦТ-330. Утв. 11.07.1995. – М.: МПС РФ, 1995. – 73 с.

85. Иоффе, А. Б. Тяговые электрические машины / А. Б. Иоффе. 2-ое изд., перераб., доп. – М.–Л.: Энергия, 1965. – 232 с.

86. Находкин, М. Д. Проектирование тяговых электрических машин: Учебное пособие для вузов ж.-д. транспорта / М. Д. Находкин, Г. В. Василенко и др. – М.: Транспорт, 1976. – 624 с.

87. Заикин, Г. И. Определение сил, действующих на якорные роликовые подшипники тяговых электродвигателей локомотивов / Г. И. Заикин // Труды ЦНИИ МПС. Вып. 295. – М.: Транспорт, 1965. – С. 59–78.

88. Заикин, Г. И. Методика выбора якорных подшипников тяговых электродвигателей / Г. И. Заикин, // ЦНИИ МПС. Вып. 540. – М.: Транспорт, 1975. – С. 87–101.

89. Медведев, Н. Ф. Исследование работы моторно-осевых подшипников с новыми схемами заземления тягового тока / Н. Ф. Медведев, Ю. Н. Виноградов // Труды Вып. 516. – М.: Транспорт, 1974. – С. 98–107.

90. Кикнадзе, О. Л. Электровозы ВЛ10 и ВЛ10У / Руководство по эксплуатации. – М.: Транспорт, 1981. – 519 с.

91. Осипов, С. И. Теория электрической тяги / С. И. Осипов, С. С. Осипов, В. П. Феоктистов. – М.: Маршрут, 2006. – 436 с.

92. Ковалев, М. П. Расчет высокоточных шарикоподшипников / М. П. Ковалев, М. З. Народецкий. – М.: Машиностроение, 1975. – 280 с.

93. Буйносов, А. П. Расчет распределения нагрузки между телами качения

в роликовом подшипнике тягового двигателя / А. П. Буйносов, Я. А. Мишин // Известия Транссиба. – Омск. – 2019. – № 1(37). – С. 2–8.

94. Mishin, Y. Calculation of load distribution in a roller bearing of a locomotive traction engine / A. Buynosov, Y. Mishin, B. Argannikov, V. Lapshin // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2020. Т. 1115. С. 663-669. https://doi.org/10.1007/978-3-030-37916-2_64

95. Бамбергер, Е. Влияние трех усовершенствованных смазочных материалов на усталостную долговечность высокотемпературных шарикоподшипников / Е. Бамбергер., Е. Зарецкий, В. Андерсон. – Тр. Американского общества инженеров механиков. Проблемы трения и смазки, – 1970. – №1. – С. 27–41.

96. Розенберг, Ю. А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин / Ю. А. Розенберг. – М.: Машиностроение, 1970. С. 3–312.

97. Коднир, Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д. С. Коднир. – М.: Машиностроение, 1976.– 304 с.

98. Пузик, Е. А. Повышение долговечности подшипниковых опор прокатных клетей «КВАТРО» при их техническом обслуживании / Е. А. Пузик, Ю. В. Жиркин, А. А. Филатов // Вестник МГТУ им. Г. И. Носова. – Магнитогорск. – 2014. – № 3. – С. 83–88.

99. Коднир, Д. С. Контактно-гидродинамический расчет долговечности высокоскоростных роликовых подшипников / Д. С. Коднир, Б. А. Куликов, А. М. Пиковский // Вестник машиностроения. – М.– 1967. – № 8. – С. 31–35.

100. Жевтунов, В. П. Разработка методов форсированных испытаний подшипников качения / В. П. Жевтунов, В. Г. Меркулова, В. Н. Перегудов. Материалы первой всесоюзной конференции по методам ускоренных испытаний .Ускоренные испытания на надежность технических систем – М.: Издательство стандартов, 1974. – 230 с.

101. Пат. 2668649 Российская Федерация, МПКG 01M 13/04 (2006.01).

Стенд для испытания подшипников качения [Текст] / Буйносов А. П., Мишин Я. А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Уральский государственный университет путей сообщения». – № 2017109619/11; заявл. 22.03.2017; опубл. 02.10.2018; Бюл. № 28. – 13 с. : ил.

102. ГОСТ 24810-2013 Подшипники качения. Внутренние зазоры – М.: Стандартиформ, 2014. – 20 с.

103. ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки (с Изменением N 1) – М.: Издательство стандартов, 1987. – 103 с.

104. Мишин, Я. А. О напряженно-деформированном состоянии внутреннего кольца буксового подшипника электровоза / А. П. Буйносов, Я. А. Мишин // Локомотивы. газомоторное топливо (Проблемы. Решения. Перспективы): сб. трудов междунар. науч.-практ. конф. – Самара: СаМГУПС, 2016. – С. 65–69.

105. Электровоз 2ЭС6 «Синара» / Под ред. В. В. Брексона. – Верхняя Пышма. ООО «Уральские локомотивы». 2015. – 328 с.

106. Мишин, Я. А. Влияние тока на роликовые подшипники тяговых двигателей электровозов. / Я. А. Мишин // Развитие транспорта в регионах России: м-лы. науч.-практ. конф. с междунар. участием под ред.: В. А. Рожиной [и др.]. – Киров: филиал «МГИУ», 2012.– С. 100–102.

107. Мишин, Я. А. Причины электроэрозионного износа подшипников грузовых электровозов / А. П. Буйносов, Я. А. Мишин // Наука третьего тысячелетия: сб. статей междунар. науч.-практ. конф. – Уфа: Аэтерна, 2016. – С. 53 – 57.

108. Мишин, Я. А. Методика расчета тока в колесно-моторном блоке при аварийных режимах работы тягового двигателя / Я. А. Мишин // Вестник УрГУПС. – Екатеринбург. – 2017. – № 3(35). – С. 118–127.

109. Дурандин, М. Г. Расчет электрических полей в якорной изоляции тяговых электродвигателей локомотивов с учетом теплового фактора / М. Г. Дурандин, И. А. Кузьминых // Вестник УрГУПС. – Екатеринбург. – 2010.

– № 4 (8). – С. 30–37.

110. Мишин, Я. А. Методика оценки токораспределения в колесно-моторном блоке при аварийных режимах работы тягового двигателя / Я. А. Мишин // Техника и технологии наземного транспорта: мат. Всеросс. науч. конф. аспирантов / УрГУПС – Екатеринбург, 2018 – Вып. 2(232) – С. 76–79.

111. Хоменко, Б. И. Результаты исследования режима кругового огня по коллектору тягового двигателя в схеме электровоза ВЛ80К на аналоговой модели / Б. И. Хоменко, И. Я. Логинов // В сб. трудов ВЭЛНИИ. – Новочеркасск: Электровозостроение, 1966. – Т. 7. – С. 78–87.

112. Гемке, Р. Г. Неисправности электрических машин. 7-е изд., исправлен. и доп. – Л.: Энергия, 1975. – 296 с.

113. Гольдштейн, Л. Д. Электромагнитные поля и волны / Л. Д. Гольдштейн, Н. В. Зернов. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Советское радио, 1971. – 664 с.

114. Буйносов, А. П. Результаты исследования наличия униполярной индукции в тяговом двигателе электровоза постоянного тока / А. П. Буйносов, Я. А. Мишин // Научно-технический вестник Поволжья. – Казань. – 2018. – № 5. – С. 90–92.

115. Хасуй А. Техника напыления / А. Хасуй. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.

116. Хасуй А. Наплавка и напыление / А. Хасуй, О. Моригаки. – М.: Машиностроение, 1985. – 240 с.

117. Пат. № 2683406 Российская Федерация, МПК F16C 19/00 (2006.01), H02K 5/173 (2006.01), C23C 24/08 (2006.01). Способ защиты подшипников электрических машин от повреждения электрическим током [Текст] / Буйносов А. П., Мишин Я. А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Уральский государственный университет путей сообщения». – № 2018107529; заявл. 28.02.2018; опубл. 28.03.2019 ; Бюл. № 10. – 8 с. : ил.

118. Волков, Б. А. Оценка экономической эффективности инвестиций и инноваций на железнодорожном транспорте / Учеб. пособие – М. : Транспорт,

2009. – 152 с.

119. Тихонов В. А. Повышение надежности работы бандажей колесных пар электровозов за счет применения триботехнических составов: Дисс ... канд. тех. наук: 05.22.07. – Екатеринбург, 2015. – 167 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(обязательное)

**ЛИСТИНГ ПРОГРАММЫ РАСЧЕТА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ
МЕЖДУ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ В РОЛИКОВОМ ПОДШИПНИКЕ
РЕАЛИЗОВАННОГО В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ *MATLAB***

```

clear
clc
tic
A=[0.05 0.055 0.06 0.065 0.07 0.075 0.08 0.085 0.09 0.095 0.1 0.105 0.11 0.115
0.12 0.125 0.13 0.135 0.14 0.145];
B=[0.025 0.0275 0.03 0.0325 0.035 0.0375 0.04 0.0425 0.045 0.0475 0.05 0.0525
0.055 0.0575 0.06 0.0625 0.065 0.0675 0.07 0.0725];
format short
output=[];
for xx=1:length(A)
target=0.0041891;
step=[0.1 0.01 0.001 0.0001 0.00001 0.000001];
up=10;
down=0;
for k=1:6
clearvars eps fi b a h x n y F m FF
FF=[];
for eps=down:step(k):up
fi=acos(1-2*eps);
b=fi; a=-fi;
h = 0.001;
x=a:h:b;
n = (b- a)/h;
y=(1/(2*pi)).*((1-1/(2.*eps)).*(1-cos(x)).^1.11).*cos(x);
F=0; m=2;
while m<=n
F=F+(x(m)-x(m-1)).*0.5.*(y(m)+y(m-1)); m=m+1;
end
FF=[FF;F];
size(FF);
end
eps1=down:step(k):up;
eps1=eps1';
delta=B(xx)./(0.5-eps1);
XX=(delta-A(xx)).^1.11;
answer=XX(find(imag(XX)==0)).*real(FF(find(imag(XX)==0)));
position01=find(target>answer);
position02=find(target<answer);
down=eps1(position01(end));
up=eps1(position02(1));
end
if k==6
out01=[eps1(end)]; %output of one pair eps and target
output=[output;out01];
end
end
output
toc

```

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(обязательное)

**РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ АВАРИЙНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ
ТЯГОВОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Таблица В.1 – Переходные сопротивления в колесно-моторном блоке

Участок	Среднее переходное сопротивление, Ом
МЯП с коллекторной стороны	0,0345
МЯП с противокolleкторной стороны	0,0352
МОП с коллекторной стороны	0,0331
МОП с противокolleкторной стороны	0,0336
Зубчатое зацепление с коллекторной стороны	0,3312
Зубчатое зацепление с противокolleкторной стороны	0,3381

Таблица В.2 – Сопротивление участков при исследовании якоря

Участок	I, А	Сопротивление участка, Ом	Обозначение сопротивления
Лобовая часть – вал с коллекторной стороны	$2.7376 \cdot 10^5$	$1.826 \cdot 10^{-3}$	R ₁
Лобовая часть – внутреннее кольцо с коллекторной стороны	$3.1068 \cdot 10^6$	$1.609 \cdot 10^{-4}$	R ₂
Лобовая часть – вал с противокolleкторной стороны	$3.5207 \cdot 10^5$	$1.42 \cdot 10^{-3}$	R ₃
Лобовая часть – внутреннее кольцо с противокolleкторной стороны	$3.4548 \cdot 10^6$	$1.447 \cdot 10^{-4}$	R ₄

Таблица В.3 – Сопротивление участков при исследовании остова

Участок		I, А	Сопротивление участка, Ом	Обозначение сопротивления
Коллекторная сторона	Подшипниковый щит – шапка моп с коллекторной стороны	$1.2803 \cdot 10^6$	$3.8556 \cdot 10^{-4}$	R ₉
	Подшипниковый щит – шапка моп с противокolleкторной стороны	$7.5073 \cdot 10^5$	$6.6601 \cdot 10^{-4}$	R ₁₀
Противокolleкторная сторона	Подшипниковый щит – шапка моп с противокolleкторной стороны	$1.2968 \cdot 10^6$	$3.8556 \cdot 10^{-4}$	R ₁₁
	Подшипниковый щит – шапка моп коллекторной стороны	$7.2731 \cdot 10^5$	$6.8746 \cdot 10^{-4}$	R ₁₂

Таблица В.4 – Результаты расчетов и моделирования

Заданный ток, А		Расчет		МКЭ	
		полученный ток, А		полученный ток, А	
коллекторная сторона	противокolleкторная сторона	МОП коллекторная сторона	МОП противокolleкторная сторона	МОП коллекторная сторона	МОП противокolleкторная сторона
15	8	12,40	10,60	11,74	9,97
15	10	13,20	11,80	12,43	11,17
18	15	16,90	16,10	15,95	15,20

Таблица В.5 – Сопротивление участков при переброс дуги

Участок	I, А	Сопротивление участка, Ом	Обозначение сопротивления
Щит – МОП с коллекторной стороны	$4.1322 \cdot 10^6$	$1.21 \cdot 10^{-4}$	R ₁
Щит – место посадки наружного кольца с коллекторной стороны	$4.4545 \cdot 10^6$	$1.1224 \cdot 10^{-4}$	R ₂
Щит – МОП с противокolleкторной стороны	$4.0718 \cdot 10^6$	$1.2279 \cdot 10^{-4}$	R ₃
Щит – место посадки наружного кольца с противокolleкторной стороны	$4.2994 \cdot 10^6$	$1.1629 \cdot 10^{-4}$	R ₄
Вал	$4.2973 \cdot 10^6$	$1.1635 \cdot 10^{-4}$	R _{вала}

Таблица В.6 – Результаты моделирования

Заданный потенциал, В	СМ				МКЭ			
	коллекторная сторона		противокolleкторная сторона		коллекторная сторона		противокolleкторная сторона	
	ток через зубчатое зацепление, А	ток с оси колесной пары, А	ток через зубчатое зацепление, А	ток с оси колесной пары, А	ток через зубчатое зацепление, А	ток с оси колесной пары, А	ток через зубчатое зацепление, А	ток с оси колесной пары, А
300	833,06	9959,00	833,06	9959,00	830,98	9984,10	830,95	9984,10
400	1111,00	13279,00	1111,00	13279,00	1108,00	13312,00	1108,00	13312,00
500	1388,00	16599,00	1388,00	16599,00	1385,00	16640,00	1385,00	16640,00

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(обязательное)

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ЭЛЕКТРОВОЗА

Таблица А.1 – Технические данные

Основные параметры	Значение
Диаметр новых колес по кругу катания D_k , м	1,25
Диаметр делительной окружности шестерни D_0 , м	0,239
Передаточное отношения тягового редуктора i	3,826
Коэффициент полезного действия зубчатой передачи η	0,97
Масса якоря тягового двигателя $P_{вя}$, кг	1760
Масса необрессоренных частей Q_n , кг	2250
Конструкционная скорость электровоза v_k , км/ч	120
Частота вращения якоря n_{max} , об/мин	1946
Расстояние от центра тяжести якоря до середины его опоры a , м	0,526
Расстояние от центра тяжести якоря до середины его опоры b , м	0,351
Расстояние от середины шестерни до середины ближайшей опоры якоря c , м	0,146
Расстояние между серединами опор якоря l , м	0,878

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
(обязательное)

**РЕЗУЛЬТАТЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ СИЛЫ ТЯГИ $F_{кГ}$ И
СКОРОСТИ ЭЛЕКТРОВОЗА $V_{эГ}$, РАБОТАЮЩЕГО НА УСЛОВНОМ
ПЕРЕГОНЕ «САРГА-САБИК»**

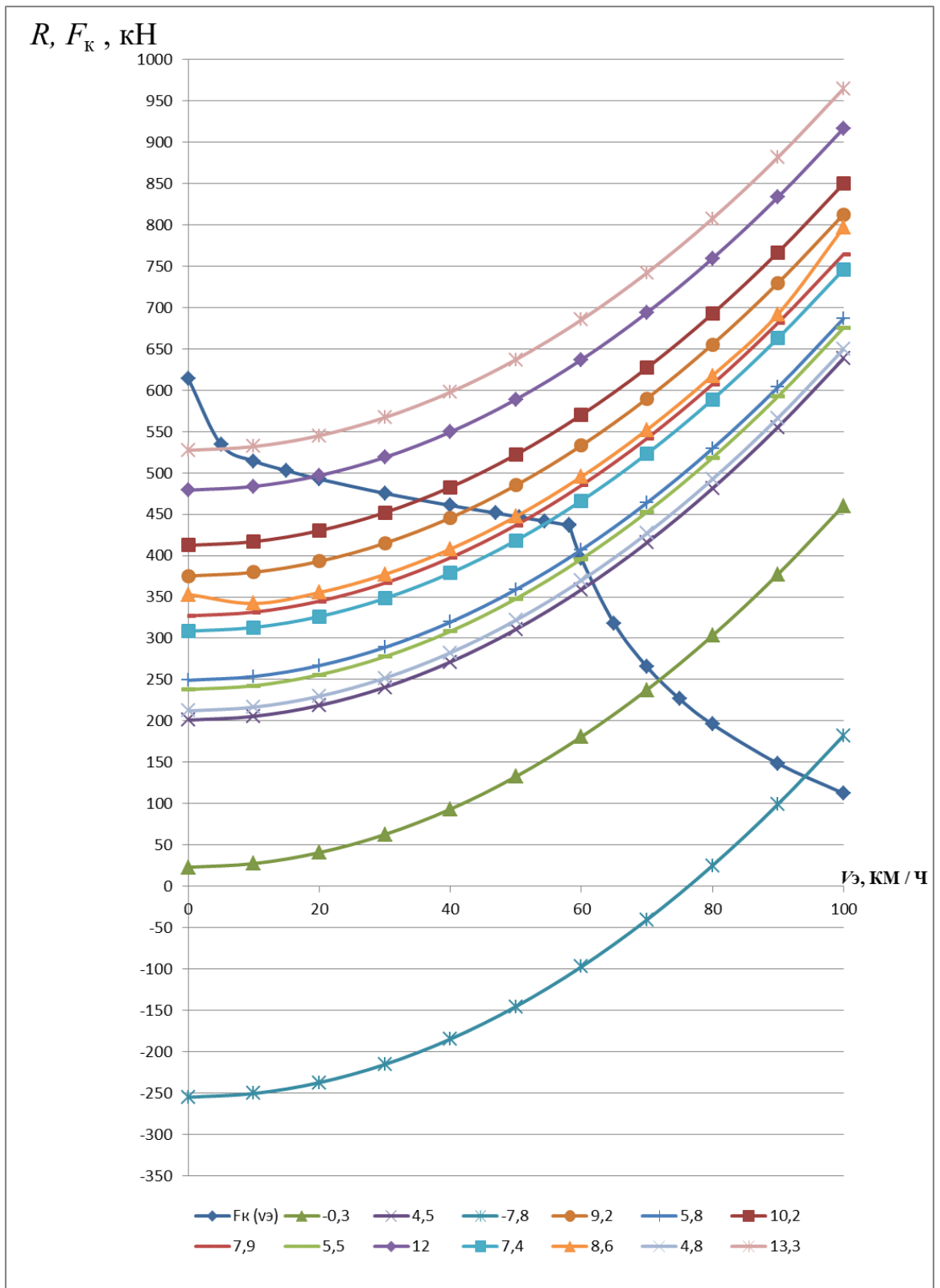


Рисунок А.1 – Зависимости $R (v_3)$ и $F_k (v_3)$ для расчетного перегона «Сарга-Сабик»

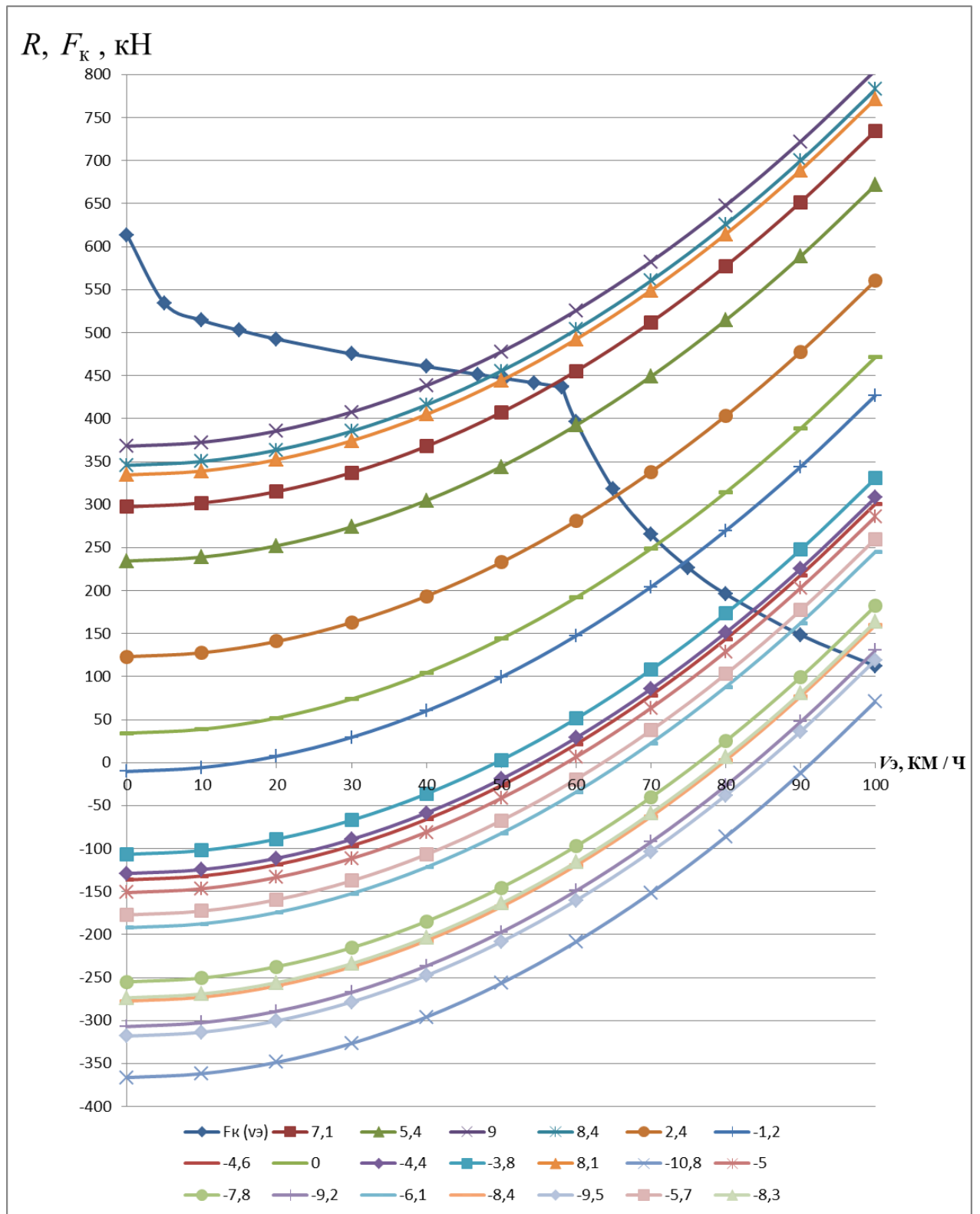


Рисунок А.2 – Зависимости $R(v_3)$ и $F_k(v_3)$ для расчетного перегона «Сарга-Сабик»

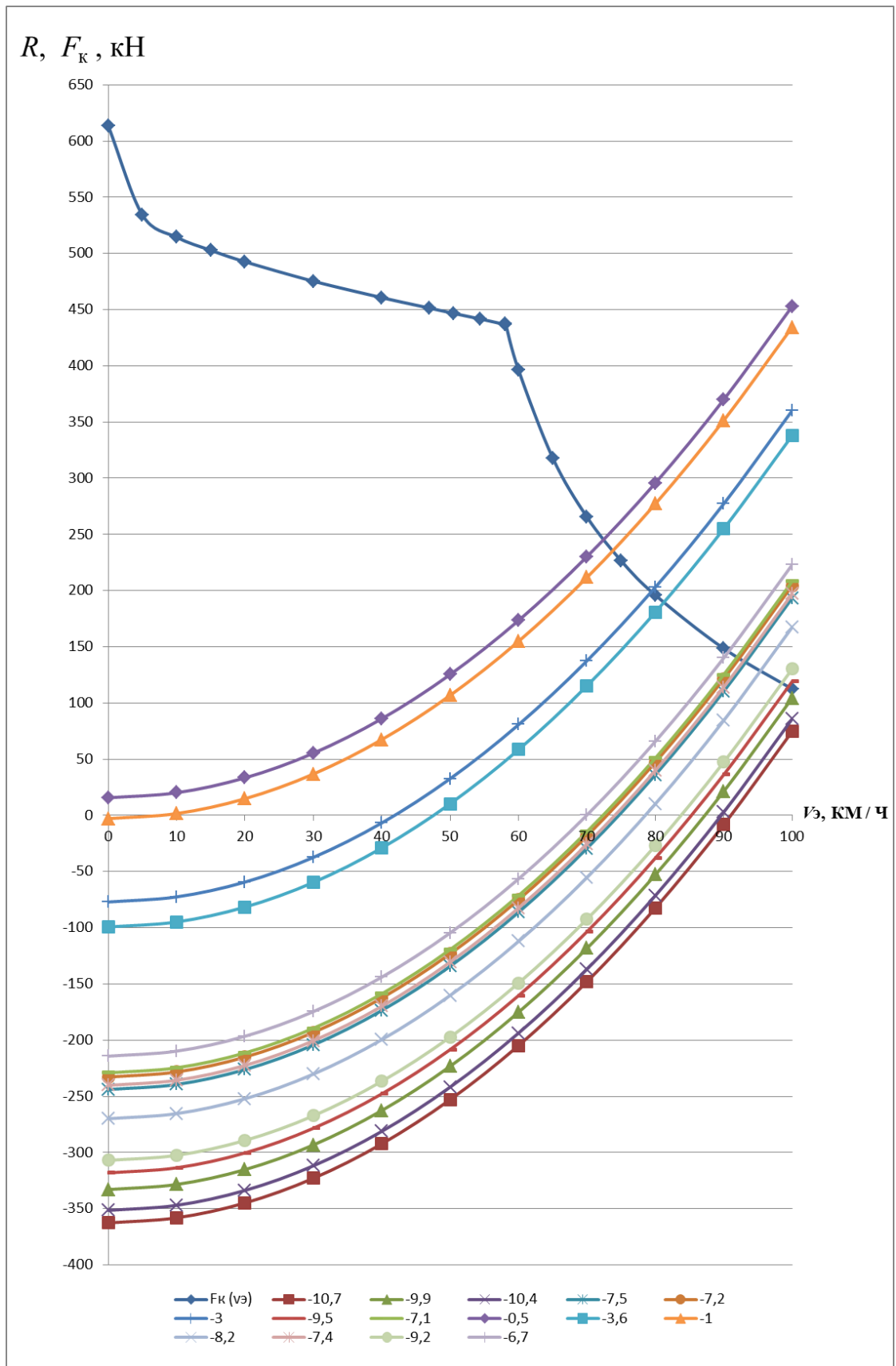


Рисунок А.3 – Зависимости $R(v_3)$ и $F_k(v_3)$ для расчетного перегона «Сарга-Сабик»

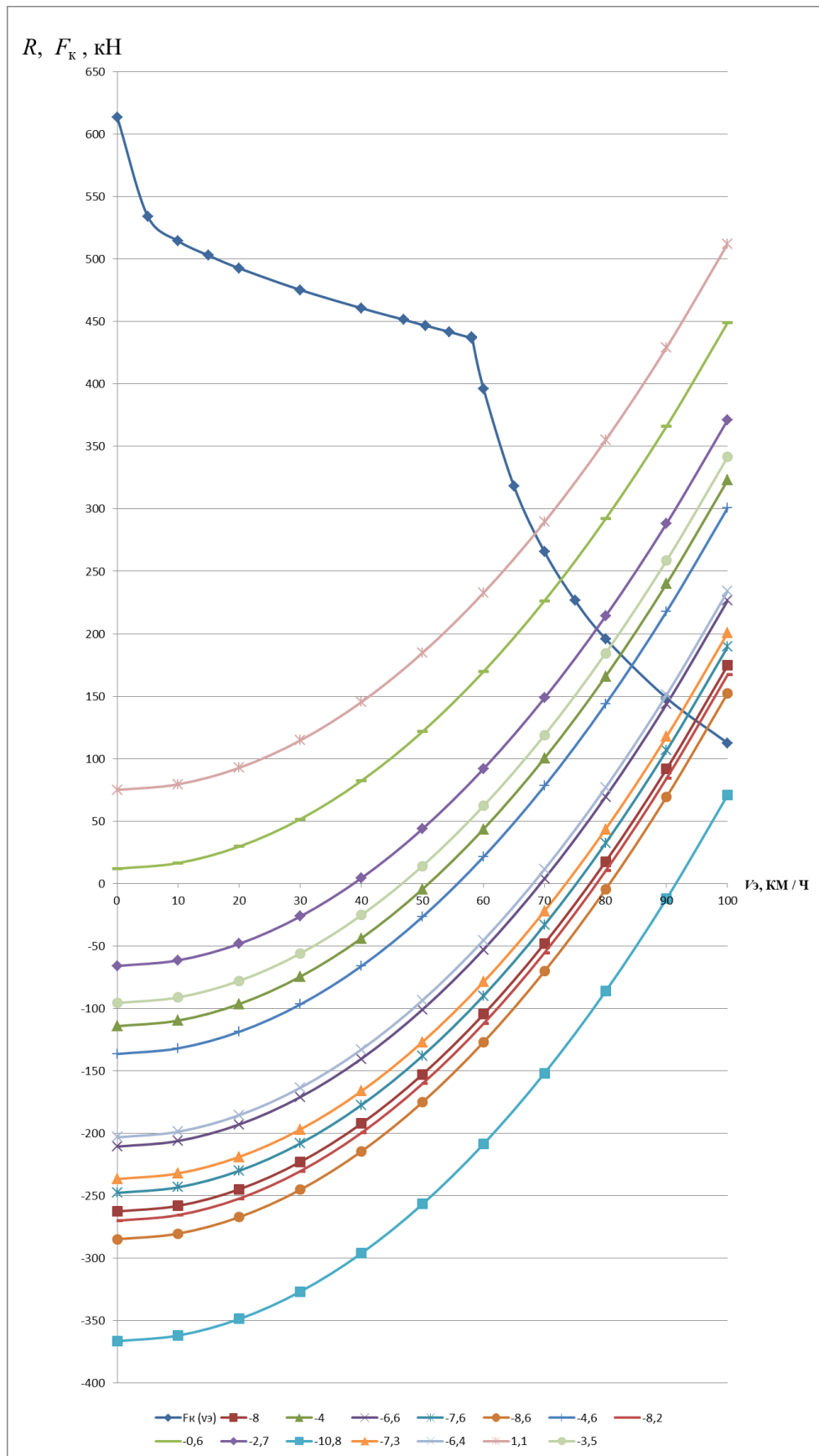


Рисунок А.4 – Зависимости $R(v_3)$ и $F_k(v_3)$ для расчетного перегона «Сарга-Сабик»

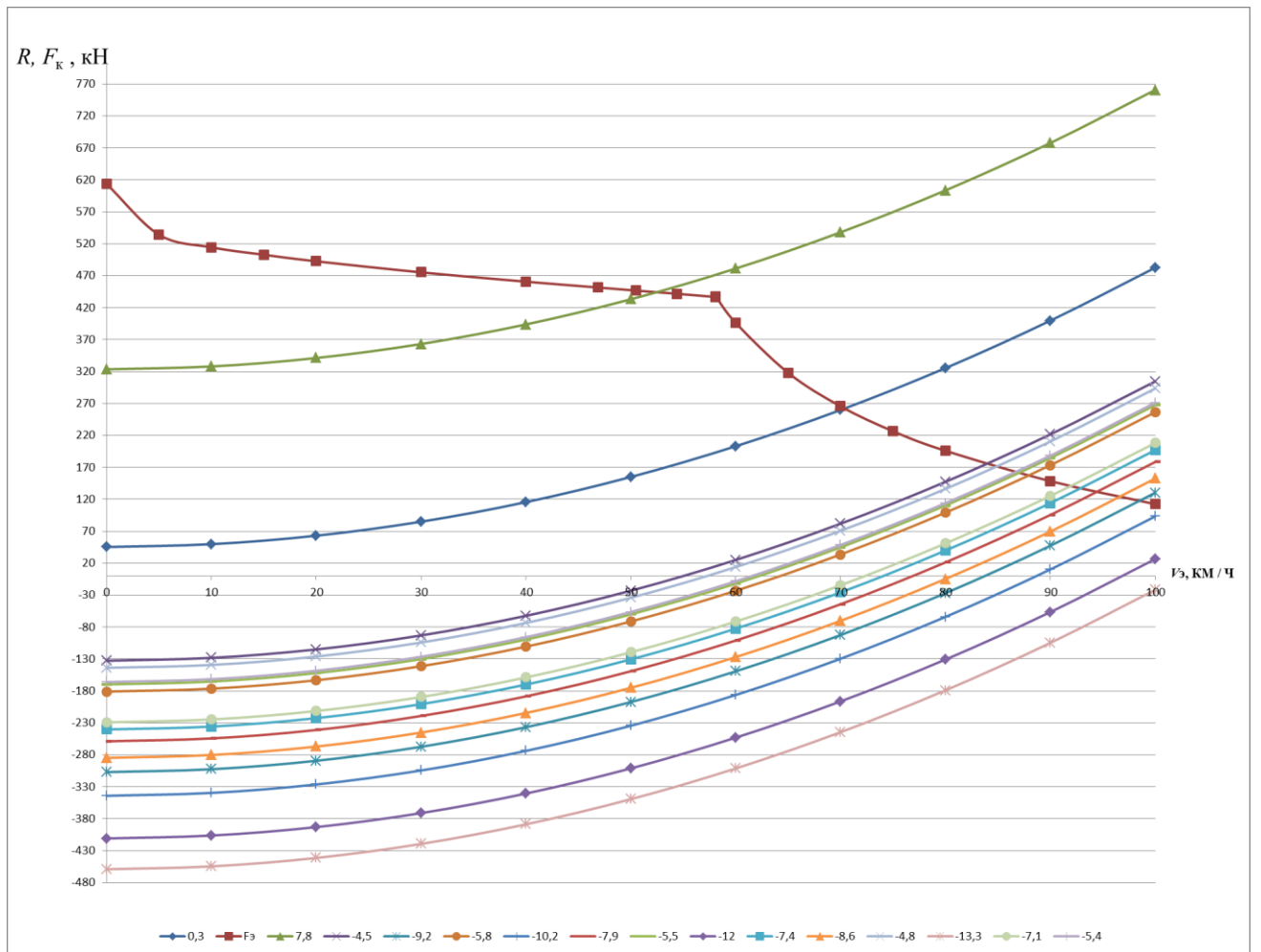


Рисунок А.5 – Зависимости $R(v_3)$ и $F_k(v_3)$ для расчетного перегона «Сарга-Сабик»

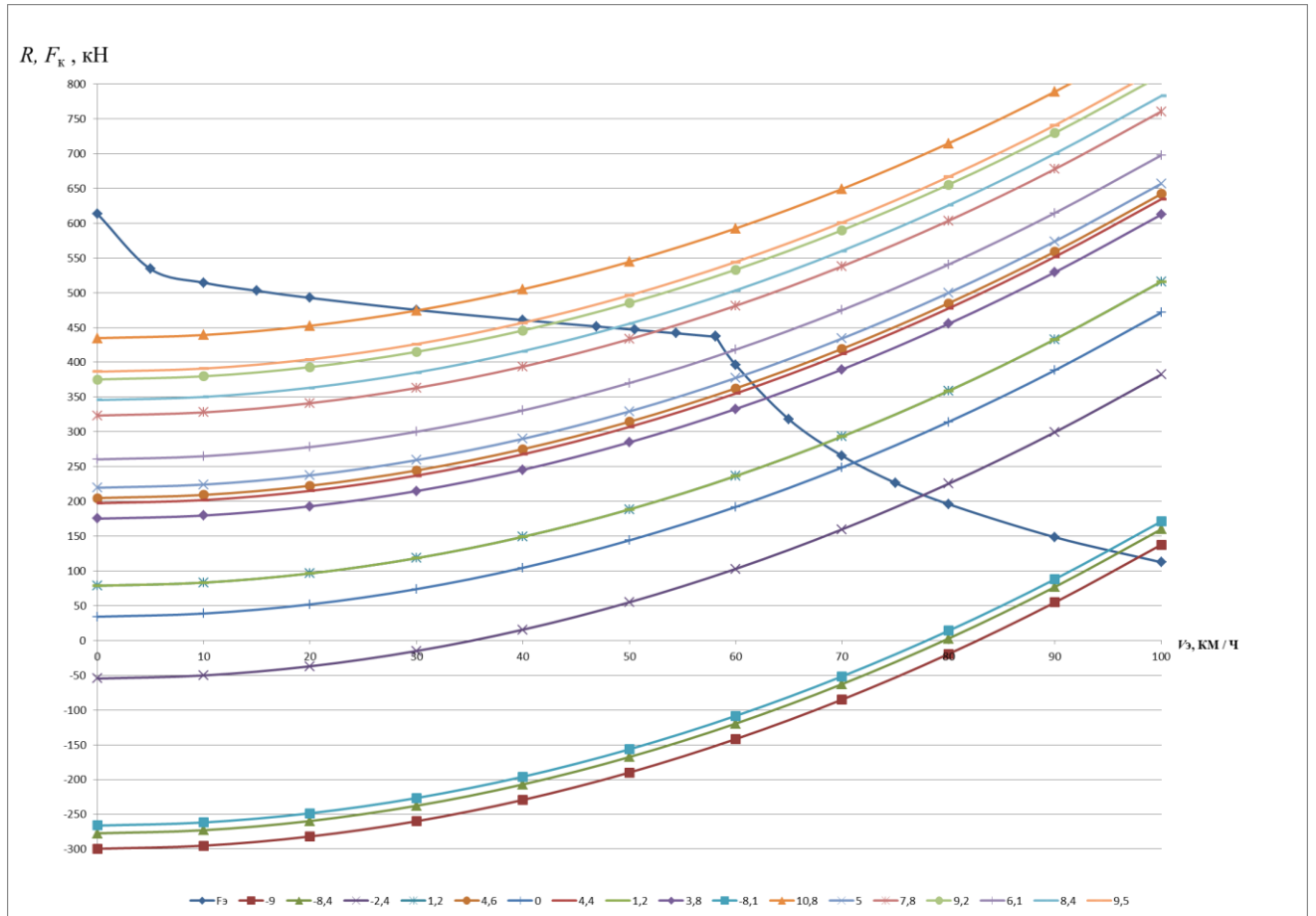


Рисунок А.6 – Зависимости $R (v_3)$ и $F_k (v_3)$ для расчетного перегона «Сарга-Сабик»

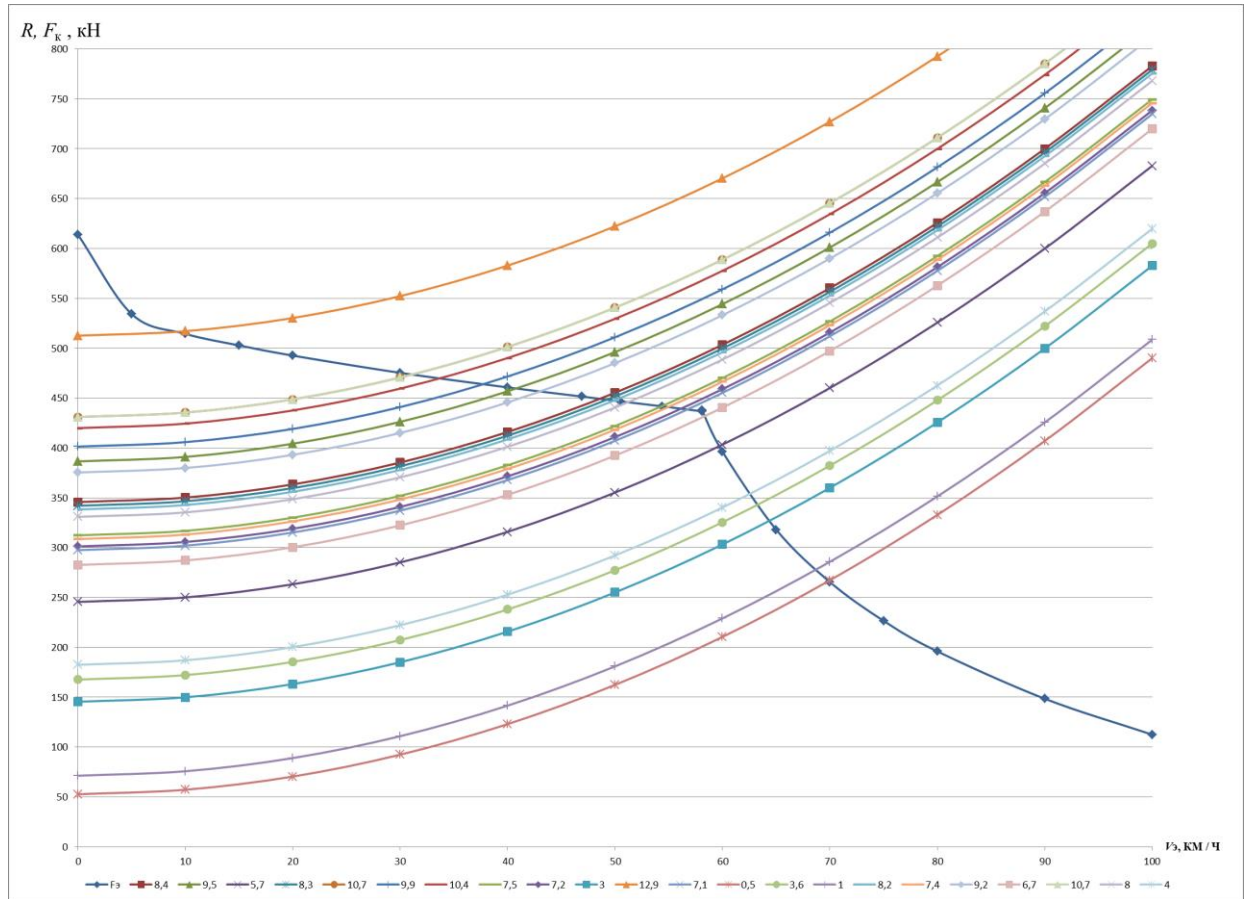


Рисунок А.7 – Зависимости $R(v_3)$ и $F_k(v_3)$ для расчетного перегона «Сарга-Сабик»

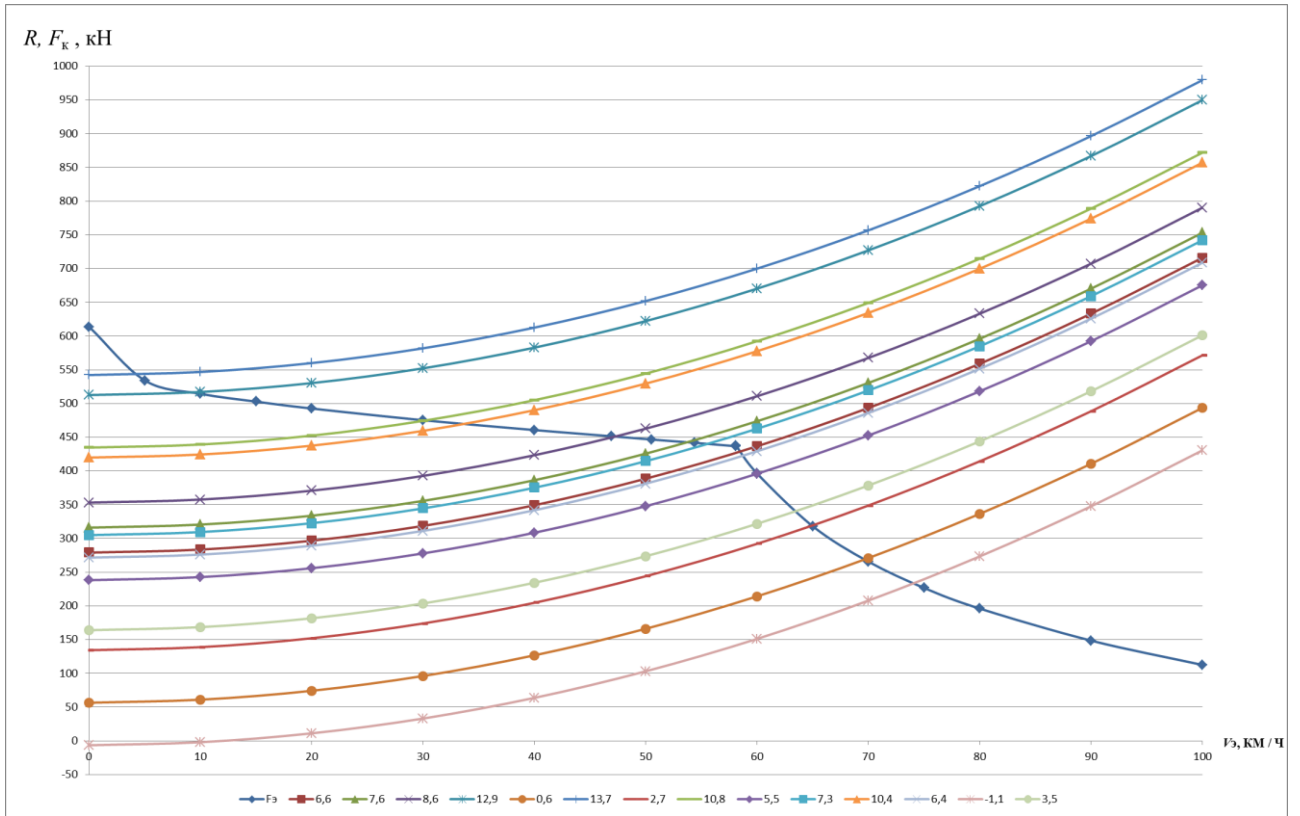


Рисунок А.8 – Зависимости $R(v_3)$ и $F_k(v_3)$ для расчетного перегона «Сарга-Сабик»

ПРИЛОЖЕНИЕ Д
(обязательное)

ПАТЕНТЫ РФ НА ИЗОБРЕТЕНИЯ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2668649

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Уральский государственный университет путей сообщения" (УрГУПС) (RU)*

Авторы: *Буйносов Александр Петрович (RU), Мишин Ярослав Александрович (RU)*

Заявка № 2017109619

Приоритет изобретения 22 марта 2017 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 02 октября 2018 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 22 марта 2037 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ислюев Г.П. Ислюев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) **RU** (11) **2 668 649**⁽¹³⁾ **C2**(51) МПК
G01M 13/04 (2006.01)ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ**(12) ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**(52) СПК
G01M 13/04 (2006.01)

(21)(22) Заявка: 2017109619, 22.03.2017

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
22.03.2017

Дата регистрации:
02.10.2018

Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: 22.03.2017

(43) Дата публикации заявки: 24.09.2018 Бюл. № 27

(45) Опубликовано: 02.10.2018 Бюл. № 28

Адрес для переписки:
620034, г. Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66,
УрГУПС, ОДиА, Л.Б. Никулиной

(72) Автор(ы):
Буйносов Александр Петрович (RU),
Мишин Ярослав Александрович (RU)

(73) Патентообладатель(и):
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования "Уральский государственный
университет путей сообщения" (УрГУПС)
(RU)

(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: Установка для определения
момента трения в подшипниках качения
ДМ 28М ТУ 40.302-86, 01.01.1986. SU 1355888
A1, 30.11.1987. RU 89053 U1, 27.11.2009.

(54) СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ**(57) Формула изобретения**

Стенд для испытания подшипников качения, содержащий станину, асинхронный двигатель, вал, зафиксированный в двух подшипниковых опорах, боксу с испытуемым подшипником, нагрузочное устройство, выполненное в виде винта-гайки, отличающийся тем, что в схему стенда включен частотный преобразователь с векторным управлением, размещенный между питающей сетью и асинхронным двигателем, температурные датчики для контроля температуры испытуемого подшипника, которые размещены по окружности наружного кольца: на входе в зону нагружения, в точке максимальной нагрузки, в точке выхода из зоны нагружения, в ненагруженной зоне, лазерный тахометр для измерения частоты вращения вала, на котором размещен испытуемый подшипник, втулка с тензорезисторами для измерения нагрузки, прикладываемой к испытуемому подшипнику, выходы с температурных датчиков и тензорезисторов соединены с входами регистрирующего преобразующего устройства, сигналы с которого поступают на персональный компьютер.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2683406

СПОСОБ ЗАЩИТЫ ПОДШИПНИКОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ
МАШИН ОТ ПОВРЕЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ
ТОКОМ

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Уральский государственный университет путей сообщения" (УрГУПС) (RU)*

Авторы: *Буйносов Александр Петрович (RU), Мишин Ярослав Александрович (RU)*

Заявка № 2018107529

Приоритет изобретения 28 февраля 2018 г.

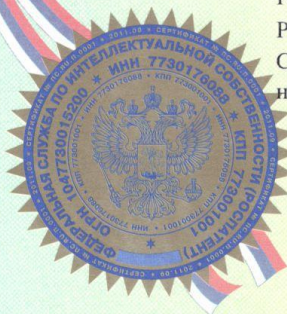
Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 28 марта 2019 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 28 февраля 2038 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(19) **RU** (11) **2 683 406** (13) **C1**

(51) МПК
F16C 19/00 (2006.01)
H02K 5/173 (2006.01)
C23C 24/08 (2006.01)

(12) ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

(52) СПК
F16C 19/00 (2018.08); *H02K 5/173* (2018.08); *C23C 24/08* (2018.08)

(21)(22) Заявка: 2018107529, 28.02.2018

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
28.02.2018

Дата регистрации:
28.03.2019

Приоритет(ы):
(22) Дата подачи заявки: 28.02.2018

(45) Опубликовано: 28.03.2019 Бюл. № 10

Адрес для переписки:
620034, г. Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66,
ФГБОУ ВО УрГУПС, отдел докторантуры и
аспирантуры

(72) Автор(ы):

Буйнов Александр Петрович (RU),
Мишин Ярослав Александрович (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования "Уральский государственный
университет путей сообщения" (УрГУПС)
(RU)

(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: RU 2570979 C2, 20.12.2015. RU
2623279 C2, 23.06.2017. RU 2319869 C2,
20.03.2008. US 3291056 A1, 13.12.1966.
А.ХАСУЙ "Техника напыления", М.,
Машиностроение, 1975, с.14-15, 38-39.

(54) СПОСОБ ЗАЩИТЫ ПОДШИПНИКОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН ОТ ПОВРЕЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ТОКОМ**(57) Формула изобретения**

Способ защиты подшипников электрических машин от повреждения электрическим током, включающий нанесение на поверхность внутреннего и наружного колец подшипника защитного покрытия из обладающего диэлектрическими свойствами порошкового материала путем напыления, отличающийся тем, что перед напылением покрытия на сопрягаемые поверхности внутреннего и наружного колец подшипника качества их обезжиривают, а нанесение покрытия выполняют путем газоплазменного напыления порошкового материала, состоящего из 97,5% оксида алюминия и 2,5% диоксида титана, причем размер частиц каждого из компонентов одинаковый и составляет в среднем $15 \cdot 10^{-6}$ м.

ПРИЛОЖЕНИЕ Е
(обязательное)

**ДОКУМЕНТЫ О ВНЕДРЕНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ
РАБОТЫ**



Общество с ограниченной ответственностью
«STM – Сервис»
620026, Свердловская область,
г. Екатеринбург, ул. Розы Люксембург, 51
тел.: (343) 310 33 68, факс: (343) 229 35 78
e-mail: STM-Service@sinara-group.com
Свердловское управление сервиса
г. Екатеринбург, ул. Электродено 3
тел.: (343) 310-90-59, 310-33-68 доб. 8746
e-mail: SvUS-sekretar@sinara-group.com

*О внедрении результатов исследования итоговых
диссертационных работ профильных
образовательных учреждений*

Результаты диссертационного исследования аспиранта Уральского государственного университета путей сообщения Мишина Ярослава Александровича, выполненного на тему: «Повышение ресурса роликовых подшипников тяговых двигателей электровозов» внедрены в производственный процесс в Свердловском управлении сервиса.

Главный инженер
Свердловского управления сервисом

« 12 » Декабря 2019 г.
(дата)



(подпись)

Шиловских И.В.,

Общество с ограниченной ответственностью
«СТМ – Сервис»
 Свердловское управление сервиса ООО «СТМ-Сервис»
 Сервисное локомотивное депо «Свердловск»
 г. Екатеринбург, ул. Электродепо, 3
 тел. (факс): (343) 310-90-59
 e-mail: SLDSvekretar@sinara-group.com
 ИНН 6608003052 КПП 667101001
 Р/счет 407 02 810 314 900001684
 Кор/счет 301 01 810 8 00000000756
 ОАО «СКБ-Банк» г. Екатеринбург
 БИК 046577756

В диссертационный совет
 Д 218.013.01 на базе ФГБОУ
 «Уральский государственный
 университет путей сообщения»

от 26.11.19 № 1008

СПРАВКА

На Ваш запрос сообщаю:

В соответствии с методикой, разработанной в рамках диссертационного исследования аспирантом кафедры «Электрическая тяга» УрГУПС Мишиным Ярославом Александровичем на тему «Повышение ресурса роликовых подшипников тяговых двигателей электровозов», в период с 2015 года по 2019 год были проведены эксплуатационные испытания для определения эффективного радиального зазора моторно-якорных подшипников электровозов серии ВЛ11 и 2ЭС6 в сервисном локомотивном депо «Свердловск».

За период наблюдений за якорными подшипниками тяговых электродвигателей 4-х контрольных групп было установлено, что подшипники, имеющие радиальный зазор от 0,1 мм до 0,18 мм гарантированно проработали до наступления текущего ремонта в объеме ТР-3 и ТР-600; 7 подшипников из двух оставшихся контрольных групп с радиальным зазором от 0,19 мм до 0,29 мм были забракованы по результатам вибродиагностики.

При дальнейшем наблюдении за оставшимися подшипниками с радиальным зазором от 0,1 мм до 0,18 мм 5 подшипников было забраковано по результатам вибродиагностики, остальные подшипники гарантированного проработали до первого заводского ремонта в объеме СР.

Из двух других контрольных групп только 10 подшипников проработали до первого заводского ремонта в объеме СР.

Заключения и предложения

1. Использование методики выбора эффективного радиального зазора якорных подшипников тяговых двигателей позволило увеличить ресурс подшипников до пробега электровоза 1,2 млн. км.

2. Разработанную Мишиным Я. А. методику выбора радиального зазора якорных подшипников тяговых электродвигателей рекомендуется использовать в сервисных локомотивных депо на всей сети железных дорог Российской Федерации.

Заместитель начальника сервисного
 Локомотивного депо «Свердловск»



А. И. Закуцкий

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение
высшего образования

**«Уральский государственный
университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО УрГУПС)**

Колмогорова ул., д. 66, г. Екатеринбург, 620034
Тел./факс: (343) 221-24-44
E-mail: rector@usurt.ru
<http://www.usurt.ru>
ОКПО 01116035, ОГРН 1026602950065
ИНН/КПП 6659014366/665901001

от 27.12.2019 № 13566

на № _____ от _____



УТВЕРЖДАЮ

Проректор по научной
работе УрГУПС

С. В. Бушуев

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационного исследования
Мишина Я. А. в учебном процессе

Выдана Мишину Ярославу Александровичу для предоставления в диссертационный совет Д 218.013.01, подтверждающая, что результаты диссертационной работы «Повышение ресурса роликовых подшипников тяговых двигателей электровозов» используется на кафедре «Электрическая тяга» Уральского государственного университета путей сообщения в процессе обучения студентов всех форм обучения по специальности 23.05. 03 «Подвижной состав железных дорог» по дисциплинам «Надежность подвижного состава», «Производство и ремонт подвижного состава», «Теория систем автоматического управления».

Согласовано:

Заведующий кафедрой
«Электрическая тяга»

Н. О. Фролов

Филиал ОАО «РЖД»

АКТ
о внедрении результатов диссертационной работы
Мишина Ярослава Александровича

Результаты, полученные Мишиным Я. А. при выполнении диссертационной работы на тему: «Повышение ресурса роликовых подшипников тяговых двигателей электровозов», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 – «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» имеют прикладное значение и направлены на увеличение ресурса подшипников тяговых двигателей грузовых электровозов постоянного тока.

Разработанная методика представляет практическую ценность и может быть использована для ремонта приборов безопасности электровозов, эксплуатируемых на полигонах ОАО «РЖД».

Т.Р.З. [Подпись] / [Подпись]