

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Иркутский государственный университет путей сообщения»

На правах рукописи



КОРСУН Антон Александрович

**УЛУЧШЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПАССАЖИРСКОГО  
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ**

2.9.3. Подвижной состав железных дорог,  
тяга поездов и электрификация (технические науки)

Диссертация на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
кандидат технических наук, доцент  
**Иванов Павел Юрьевич**

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ПАССАЖИРСКОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА.....	11
1.1 Актуальность улучшения тормозных характеристик пассажирского подвижного состава .....	11
1.2 Анализ существующих систем управления тормозным нажатием с повышенной эффективностью.....	16
1.3 Выводы по разделу 1.....	23
2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПОСТРОЕНИЯ АЛГОРИТМА АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫМ НАЖАТИЕМ .....	25
2.1 Особенности образования тормозной силы .....	25
2.2 Теоретическое обоснование влияния различных факторов на коэффициент трения .....	28
2.3 Современная методика определения коэффициента трения.....	39
2.4 Особенности проектирования систем управления электропневматическими тормозами.....	43
2.5 Конструктивные особенности и принцип работы системы электропневматических тормозов пассажирского поезда.....	50
2.6 Конструктивные особенности и принцип работы тормозной системы электропоезда .....	54
2.7 Универсальная система автоматизированного ведения пассажирского поезда.....	56
2.8 Выводы по разделу 2.....	60
3 АЛГОРИТМ РАБОТЫ СИСТЕМЫ АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫМ НАЖАТИЕМ С УЧЕТОМ ЭЛЕМЕНТНОЙ БАЗЫ СОВРЕМЕННЫХ ЛОКОМОТИВОВ.....	62
3.1 Обоснование формы адаптивного управления .....	62

3.2	Зависимости коэффициента трения и коэффициента сцепления от скорости движения поезда .....	65
3.3	Зависимость коэффициента запаса по нажатию от скорости движения поезда.....	67
3.4	Анализ принципа работы штатной тормозной системы.....	68
3.5	Обоснование принципа адаптивного управления тормозным нажатием и режимов работы адаптивной системы управления .....	70
3.6	Структурная схема предлагаемой адаптивной системы.....	73
3.7	Принципиальная электрическая схема подключения системы адаптивного торможения.....	76
3.8	Блок-схемы алгоритма работы предлагаемой системы в разных режимах торможения.....	79
3.9	Математические модели торможения пассажирского поезда с различными видами тормозов .....	83
3.10	Выводы по разделу 3.....	109
4	МЕТОДИКА, ТЕХНИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	111
4.1	Экспериментальные исследования характеристик электропневматических тормозов в переходных режимах .....	111
4.2	Поездной эксперимент по подтверждению эффективности применения адаптивного управления тормозным нажатием.....	126
4.3	Выводы по разделу 4.....	128
5	ОБОСНОВАНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА ОТ ВНЕДРЕНИЯ СИСТЕМЫ АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫМ НАЖАТИЕМ В РЕЖИМЕ СЛУЖЕБНОГО И ЭКСТРЕННОГО ТОРМОЖЕНИЯ.....	129
5.1	Экономический эффект от минимизации ущербов в дорожно-транспортных происшествиях .....	129
5.2	Экономический эффект от сокращения количества образования ползунов .....	130

5.3 Экономический эффект от увеличения участковой скорости движения поездов.....	130
5.4 Расчет единовременных затрат на закупку и монтаж системы.....	132
5.5 Срок окупаемости .....	134
5.6 Выводы по разделу 5.....	135
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	136
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	140
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	142
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	157

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** В современном мире развитие железнодорожной инфраструктуры является неотъемлемой составляющей устойчивого транспортного сектора государства. Пассажирские поезда и электропоезда, как ключевые объекты общественного транспорта, играют важную роль в обеспечении комфортных и безопасных перевозок для миллионов пассажиров. Однако с ростом городского населения и увеличением потока пассажиров возникает необходимость в постоянном совершенствовании и современном подходе к обеспечению высокой эффективности торможения, чтобы соответствовать строгим требованиям безопасности, повышенной скорости движения и обеспечению удовлетворения потребностей клиентов.

В эксплуатации железнодорожного транспорта одним из наиболее важных режимов является торможение. Однако существующие способы и средства торможения, хотя и доказали свою надежность, все же имеют большой потенциал для совершенствования с целью повышения эффективности торможения. Тормозная система пассажирского подвижного состава не претерпевала существенной модернизации уже более 60 лет, является наиболее отстающей по техническому развитию, в отличие от других частей и систем подвижного состава. Эффективность тормозных средств является ключевым фактором в обеспечении безопасности движения поездов, который также значительно влияет на максимально допустимую и участковую скорости движения поездов.

В связи с этим актуальность данного исследования состоит в поиске новых подходов к оптимизации алгоритма торможения, позволяющего улучшить тормозные характеристики пассажирского подвижного состава.

**Степень разработанности проблемы.** Теоретическая и методологическая основа диссертации в части работы тормозной системы подвижного состава и исследования работы фрикционных тормозов базируется на трудах известных отечественных и зарубежных ученых: Абашкин И. В., Албегов Н. А.,

Анисимов П. С., Богатков М. Ю., Буйносов А. П., Воробьев А. А., Галай Э. И., Головнин В. И., Демушкин П. Т., Донской А. Л., Ефремов В. Н., Завьялов Е. Е., Иноземцев В. Г., Капустин М. Ю., Карвацкий Б. Л., Карпычев В. А., Крылов В. В., Крылов В. И., Лобов В. Н., Лосев В. В., Николаев В. А., Попов В. И., Рабинович М. Д., Савоськин А. Н., Удальцов А. Б., Фокин М. Д., Шаронов С. В., Ярковский Ф. В., Ясенцев В. Ф. и других специалистов.

Также были рассмотрены работы зарубежных ученых, таких как Balotin J. G., Cantone L., Cristol-Bulthé A.-L., Desplanques Y., Evtushenko O. O., Ferreira N. F., Neis P. D., Degallaix G., Hamdaoui A., Jaddi E. H., Jalalifar S., Matteo F., Milojevic A. P., Milosevic M. S., Ottati A., Stamenkovic D. S., Talati F., Tomic M. M., Wasilewski P.

**Целью диссертационной работы** является повышение тормозной эффективности и снижение вероятности заклинивания колесных пар за счет применения адаптивного управления тормозным нажатием и электропневматического экстренного торможения.

Для достижения указанной цели в работе были поставлены следующие **задачи:**

- выполнить анализ существующих систем управления торможением пассажирского подвижного состава;
- провести оценку влияния различных факторов на тормозную силу в процессе торможения;
- разработать алгоритм функционирования системы адаптивного управления тормозным нажатием с учетом элементной базы современных локомотивов;
- разработать математическую модель тормозной системы поезда в процессе торможения с учетом динамики коэффициента трения колодки о колесо и сцепления колеса с рельсом в компьютерной среде, для оценки влияния нового алгоритма на тормозные характеристики, величину замедления и комфорт пассажиров при торможении;
- провести экспериментальные исследования характеристик тормозных приборов на реальном подвижном составе для определения особенностей

конструкции тормозной системы при реализации предложенного алгоритма управления тормозным нажатием;

- спроектировать систему для реализации алгоритма адаптивного управления тормозным нажатием в режиме служебного и экстренного торможений на основе математического моделирования и экспериментально полученных характеристик тормозных приборов;

- провести экспериментальную проверку эффективности адаптивного торможения на реальном подвижном составе.

**Объект исследования** – тормозная система пассажирского подвижного состава.

**Предмет исследования** – алгоритм управления электропневматическими тормозами.

**Научная новизна** диссертационной работы заключается в следующем:

- предложен новый параметр для подбора оптимального давления в тормозном цилиндре – коэффициент запаса по нажатию, позволяющий при известной скорости движения поезда определять допустимую величину тормозной силы;

- разработан алгоритм адаптивного управления тормозным нажатием, отличающийся тем, что служебное и экстренное торможения происходят с учетом коэффициента запаса по нажатию и скорости движения поезда;

- разработана математическая модель в компьютерной среде Matlab/Simulink, позволяющая на основании уравнения движения моделировать торможение пассажирского поезда с колодочными и дисковыми тормозами при различных алгоритмах управления;

- проведено обоснование эффективности электропневматического торможения с предложенным алгоритмом адаптивного нажатия в сравнении с экстренным пневматическим торможением;

- разработан новый способ экстренного торможения, отличающийся тем, что экстренное торможение реализуется электропневматическими тормозами с

использованием алгоритма адаптивного управления тормозным нажатием, а также возможностью прерывания экстренного торможения.

**Теоретическая и практическая значимость работы.** Разработаны научно обоснованные технические и технологические решения, позволяющие за счет эффективного использования имеющихся резервов тормозной системы сокращать длину тормозного пути. Проведены теоретические исследования изменения тормозной силы и силы сцепления в процессе торможения пассажирских поездов. Предложен новый параметр – коэффициент запаса по нажатию, позволяющий реализовать принцип адаптивного управления тормозным нажатием, снижающий вероятность заклинивания колесных пар при одновременном полном использовании резервов тормозной системы по нажатию. Определены значения величины задержки срабатывания электропневматических тормозов, связанные с электромагнитными и пневматическими процессами, необходимые для построения алгоритмов функционирования систем управления тормозным нажатием.

Доказана более высокая эффективность электропневматического служебного торможения по сравнению с экстренным пневматическим торможением.

Выявлено, что при электропневматическом торможении из-за разрядки тормозной магистрали (ТМ) в положении Vэ ручки крана машиниста усл. № 395 и срабатывания пневматического воздухораспределителя, электровоздухораспределитель (ЭВР) и запасный резервуар отключаются от тормозной магистрали, что делает ЭВР усл. № 305 непрямодействующим. Причиной является комбинированные положения ручки крана машиниста Va и Vэ, что можно считать его недостатком.

Предложенный алгоритм адаптивного управления тормозным нажатием с учетом коэффициента запаса по нажатию позволяет сократить длину тормозного пути, снизить вероятность образования ползунов и повысить комфорт пассажиров.

Разработанная математическая модель в компьютерной среде Matlab/Simulink позволяет на основании уравнения движения поезда определять

длину его тормозного пути, вероятность возникновения юза колесных пар и величину замедления, характеризующую комфорт пассажиров при различных способах торможения.

Спроектирована система адаптивного управления тормозным нажатием, позволяющая реализовать предложенный алгоритм на пассажирских поездах и моторвагонном подвижном составе, оборудованных электропневматическими тормозами, в режимах служебного и экстренного торможений.

**Методология и методы исследования.** Методы, использованные в диссертационных исследованиях, базируются на математическом моделировании, теории тяги поездов, а также теоретических основах тормозной техники. Для построения математических зависимостей и их анализа применялись лицензионные программные продукты: программное обеспечение Mathcad и электронные таблицы Microsoft Excel. Аналитически теоретические исследования проводились на математической модели в среде MatLab/Simulink, а экспериментальные исследования на электропоезде ЭД9М моторвагонного депо «Иркутск-Сортировочный».

**Основные положения диссертации, выносимые на защиту:**

– алгоритм адаптивного управления тормозным нажатием, в основе которого лежит коэффициент запаса по нажатию колодки на колесо, учитывающий изменение коэффициента трения и коэффициента сцепления в процессе торможения;

– система адаптивного управления тормозным нажатием и электропневматического экстренного торможения;

– математическая модель торможения пассажирского поезда в среде MatLab/Simulink со штатным алгоритмом и новым адаптивным торможением;

– результаты экспериментальных исследований характеристик электропневматических тормозов в переходных режимах;

– результаты поездного эксперимента на электропоезде ЭД9М на участке «Военный Городок – Слюдянка I» по подтверждению эффективности предлагаемого алгоритма торможения.

**Достоверность научных положений и результатов.** Достоверность теоретических представлений подтверждается результатами, полученными при математическом моделировании в среде MatLab/Simulink, совпадением их с результатами экспериментальных исследований на электропоезде ЭД9М моторвагонного депо «Иркутск-Сортировочный», погрешность не превышает 5 %.

**Апробация результатов работы.** Основные положения, результаты и выводы работы докладывались и обсуждались на всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Наука и молодежь» (Иркутск, 2021 г.; международной научно-практической конференции «Транспортная инфраструктура сибирского региона» (Иркутск, 2021, 2023 гг.); международной научно-практической конференции «Разработка и эксплуатация электротехнических комплексов и систем энергетики и наземного транспорта» (Омск, 2020 г.); всероссийской научно-практической конференции «Инновационные технологии на железнодорожном транспорте» (Красноярск, 2022 г.).

Диссертация доложена и рекомендована к защите на расширенном заседании кафедры «Электроподвижной состав» Иркутского государственного университета путей сообщения (ИрГУПС, г. Иркутск), протокол № 1 от 17.05.2024 г.

Диссертация доложена и рекомендована к защите на заседании кафедры «Электропоезда и локомотивы» Российского университета транспорта (РУТ (МИИТ), г. Москва), протокол № 7 от 22.05.2024 г.

**Публикации.** Основное содержание диссертации опубликовано в 17 печатных трудах, из них 9 в журналах из перечня рецензируемых изданий ВАК при Минобрнауки России, 5 в изданиях, входящих в международную систему цитирования Scopus, а также получен 1 патент на изобретение.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, 5 разделов, заключения, списка сокращений и условных обозначений, списка литературы (109 наименований) и содержит 157 страниц машинописного текста, 66 рисунков, 2 таблицы и 1 приложение.

# 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ПАССАЖИРСКОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

## 1.1 Актуальность улучшения тормозных характеристик пассажирского подвижного состава

Фундаментальные наработки функционирования пневматических и электропневматических тормозов, лежащие в основе разработки тормозного оборудования и систем управления тормозами, были сформированы более 60 лет назад. При формировании данных фундаментальных основ использовались методы, не учитывающие некоторые важные факторы в силу технического несовершенства и инструментальной базы того времени. В связи с наличием допущений, сформированных в теоретических основах, тормоза железнодорожного подвижного состава по некоторым параметрам работают недостаточно эффективно, то есть имеют резерв для повышения эффективности. Повышение эффективности тормозной системы до 2000-х годов не имело высокой актуальности, так как имеющейся инфраструктурной и технической производительности железных дорог хватало для обеспечения требуемого грузо- и пассажирооборота. Это стало причиной отсутствия развития фундаментальной базы.

На сегодняшний день Российские Железные Дороги превысили абсолютный рекорд советского периода по грузообороту на 30 %, что в том числе сказывается и на пассажирском движении. Инфраструктура находится на пределе возможностей по пропускной способности. Пропускная способность в свою очередь зависит от средней скорости движения поездов, а средняя скорость движения поездов тесно связана с эффективностью работы тормозов подвижного состава. Невысокая эффективность тормозов вынуждает машинистов обеспечивать увеличенный запас тормозного пути, заранее снижать скорость и

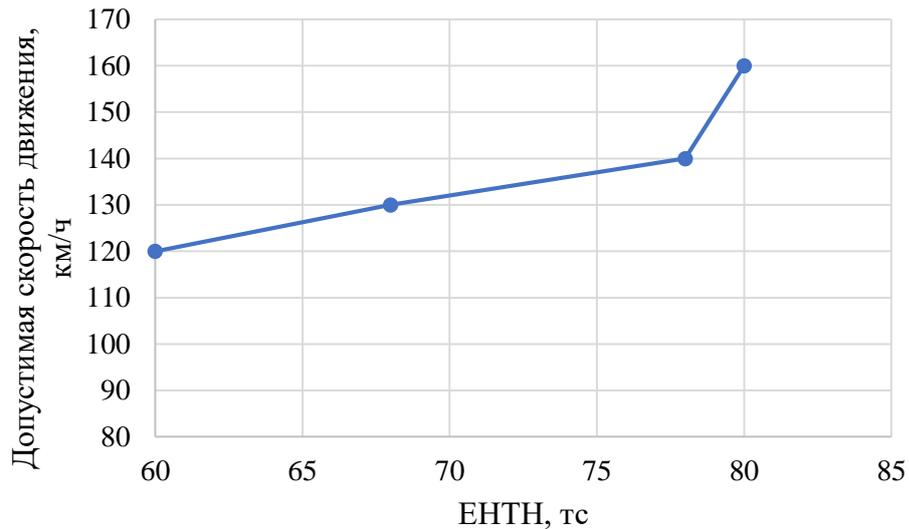
наносить высокую степень урона во внештатных ситуациях из-за невозможности быстрой остановки поезда, а также при составлении режимных карт ведения поезда снижать максимально допустимые скорости.

В правилах технического обслуживания тормозного оборудования и управления тормозами железнодорожного подвижного состава [65] приведены нормы единого наименьшего тормозного нажатия (ЕНТН) для максимально допустимых скоростей движения поездов (таблица 1.1).

**Таблица 1.1 – Нормы единого наименьшего тормозного нажатия тормозных колодок для максимально допустимых скоростей движения поездов и расстояния ограждения мест внезапно возникших препятствий на перегонах с руководящими спусками крутизной до 0,015 включительно**

Категория поезда	Тип тормоза (тип тормозных колодок/накладок)	Единое наименьшее тормозное нажатие на каждые 100 тс веса поезда, тс	Максимальная допустимая скорость, км/ч	Расстояние ограждения мест внезапно возникших препятствий, м
Пассажирский поезд	Электропневматический, пневматический (чугунные, композиционные)	60	120/110	1300/1300
Пассажирский поезд	Электропневматический, пневматический (композиционные)	68	130/-	1300/-
Пассажирский поезд	Электропневматический, пневматический (композиционные)	78	140/-	1300/-
Пассажирский поезд	Электропневматический	80	160/-	1700/-

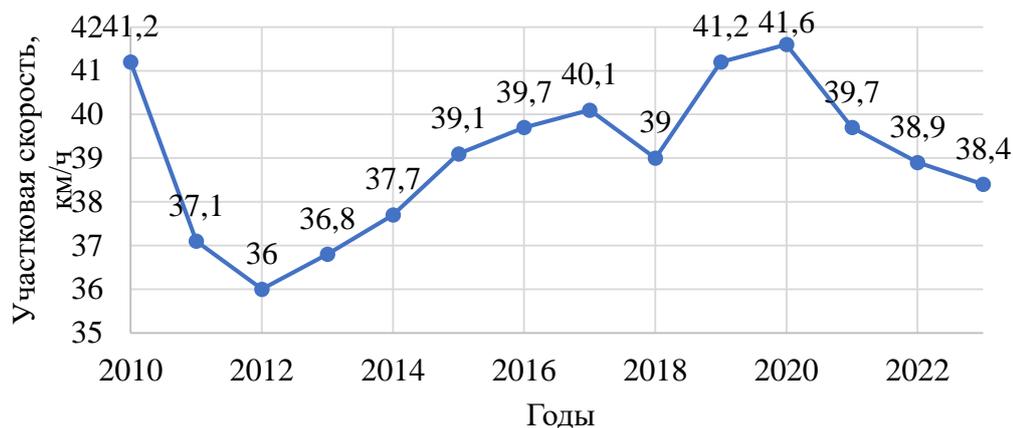
В таблице 1.1 показана взаимосвязь ЕНТН с максимальной допустимой скоростью и длиной тормозного пути. Для наглядности построен график зависимости (рисунок 1.1).



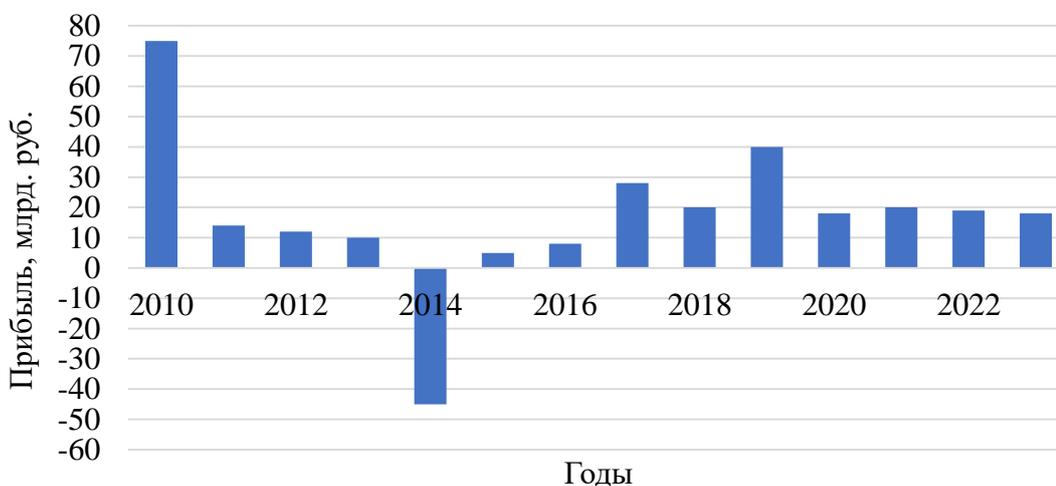
**Рисунок 1.1 – Зависимость единого наименьшего тормозного нажатия от скорости движения поезда**

На рисунке 1.1 видно, что для пассажирских поездов прослеживается четкая зависимость, а именно: с увеличением тормозного нажатия увеличивается максимальная допустимая скорость. Можно сделать вывод, что одним из ограничивающих факторов максимально допустимой скорости является тормозная эффективность. Таким образом, с увеличением тормозной эффективности станет возможным увеличить скорость движения поездов, что соответствует стратегии развития компании ОАО «РЖД» до 2030 года [75]. Президент Путин В. В. многократно выделял железнодорожную отрасль как приоритетное направление развития РФ, например, в своем Послании Федеральному Собранию от 01.03.2018 г. он указал на необходимость увеличения пропускной способности железнодорожных подходов к портам Азово-Черноморского бассейна более чем в полтора раза, до 131 миллиона тонн, обеспечивать потребность в растущем пассажиропотоке [49, 63]; на Восточном Экономическом Форуме 2022 Путин В.В. отметил, что необходимо наращивать темпы модернизации отечественного подвижного состава [60].

Далее рассмотрены статистические данные, представленные на рисунке 1.2 и 1.3.



**Рисунок 1.2 – Динамика изменения участковой скорости по сети железных дорог ОАО «РЖД»**



**Рисунок 1.3 – Прибыль компании ОАО «РЖД» по годам за период с 2010-2021 годы**

На рисунках 1.2 и 1.3 прослеживается взаимосвязь скорости движения поездов с прибылью компании ОАО «РЖД». Если не брать в счет кризисные 2013 и 2014 года, в течение которых на РФ оказывалось сильное внешнеполитическое и экономическое давление, то можно проследить корреляцию прибыли и скорости движения поездов, а именно: в период 2010–2012 года произошло резкое снижение скорости, при этом прибыль аналогично упала, а в течение 2015–2017 прибыль постепенно увеличивалась по мере увеличения скоростей движения поездов. То есть отсюда следует, что эффективность тормозных средств влияет на скорость движения поездов и, как следствие, на прибыль компании ОАО «РЖД». Увеличение участковой скорости позволит сохранять лидирующие позиции в

сфере пассажирских и грузовых перевозок, что соответствует стратегии развития ОАО «РЖД» [50, 75].

На сегодняшний день существует проблема, связанная с образованием таких дефектов колесных пар, как ползуны, которые возникают по причине несовершенства конструкции тормозной системы, алгоритмов управления ею и по причине мало опытности машинистов. По статистическим данным, расходы на ремонт колесных пар пассажирского подвижного состава ежегодно составляют не менее 60 млн. руб. по сети железных дорог ОАО «РЖД».

В ходе диссертационного исследования была проанализирована статистика по количеству применения экстренных торможений на Красноярской железной дороге (рисунок 1.4).



**Рисунок 1.4 – Статистика количества экстренных торможений на Красноярской железной дороге**

Из года в год происходит не менее 300 экстренных торможений. Также известно, что экстренное торможение влечет за собой такие негативные последствия как продольно-динамические реакции, истощение ТМ и др. Соответственно вопрос повышения эффективности экстренного торможения и исключения недостатков при его применении с целью выполнения повышающихся требований к безопасности движения поездов является актуальным [10, 40].

## 1.2 Анализ существующих систем управления тормозным нажатием с повышенной эффективностью

В ходе диссертационного исследования были рассмотрены и проанализированы различные, применяемые сегодня, и перспективные технические решения для управления тормозным нажатием с повышенной эффективностью.

Учеными Головниным В. И. и Галеевым А. И. разработано устройство для автоматического управления торможением поезда [54]. Устройство реализует безопасное движение поезда в пределах станции, обеспечивая осуществление автоматического выбора и корректировку алгоритма служебного торможения с целью обеспечения поддержания заданного значения замедления поезда и прицельной остановки поезда с учетом фактических эксплуатационных условий. Среди недостатков можно выделить то, что заложенный в устройство алгоритм управления тормозами не учитывает зависимость эффективности работы тормозной системы от скорости движения поезда, т.е. торможение осуществляется с постоянным давлением в тормозном цилиндре, либо изменяющемся в процессе одного торможения максимум 2–3 раза (2-х, 3-х ступенчатое торможение) согласно способу управления тормозами. Устройство вычисляет фактическое тормозное нажатие, принимая коэффициент сцепления колеса с рельсом и силу трения колодки о колесо как постоянную величину в процессе всего цикла торможения.

Рабиновичем М. Д. и другими учеными разработана универсальная система автоматизированного ведения пассажирского поезда (УСАВПП) [53], подающая управляющие сигналы на изменение режима тяги и торможения поезда с целью реализации энергоэффективного движения поезда по участку, не допуская превышение установленной скорости. Недостатком данной системы является то, что заложенный в нее алгоритм управления тормозами не учитывает зависимость эффективности работы тормозной системы от скорости движения поезда.

Устройство осуществляет управление тормозами согласно режимной карте и расписанию движения, не вычисляя фактических коэффициентов сцепления колеса с рельсом и трения колодки о колесо, влияющих на эффективность торможения, а также не контролирует запас силы сцепления колеса с рельсом относительно силы трения колодки о колесо, обеспечивающий безюзовое торможение.

В справочнике по тормозному оборудованию [35] рассмотрен воздухораспределитель KES европейского типа (со ступенчатым отпуском), используемый на пассажирских вагонах международного сообщения.

Максимальная допустимая скорость следования вагонов с воздухораспределителями KES – 140 км/ч.

Особенностью данного воздухораспределителя является то, что он позволяет реализовать двухступенчатое нажатие тормозных колодок путем изменения давления в тормозных цилиндрах в зависимости от скорости движения поезда. Такой режим действия тормоза целесообразен, потому что с ростом скорости коэффициент трения чугунных колодок резко падает, в то время как коэффициент сцепления колес с рельсами изменяется в значительно меньшей степени. При тормозе KES на режиме ПС (скоростной) в диапазоне высоких скоростей давление в тормозных цилиндрах автоматически устанавливается выше, чем при низких скоростях, с целью получения большей тормозной силы. При уменьшении скорости в процессе торможения до определенной величины давление воздуха в цилиндрах автоматически снижается до меньшего значения.

Тормозной путь при экстренном торможении составляет не более 1000 м на площадке и 1200 м на уклонах до 0,006 со скоростей 140 км/ч на режиме ПС и 120 км/ч на режиме П (пассажирский). Соответственно расчетное нажатие на ось этих вагонов для наших условий эксплуатации принято 150 кН на режиме ПС и 100 кН на режиме П. Включают режимы и используют их в зависимости от предстоящей скорости движения.

Величины скоростей, при которых на режиме ПС предусмотрено автоматическое переключение с низкого давления в цилиндрах на высокое в

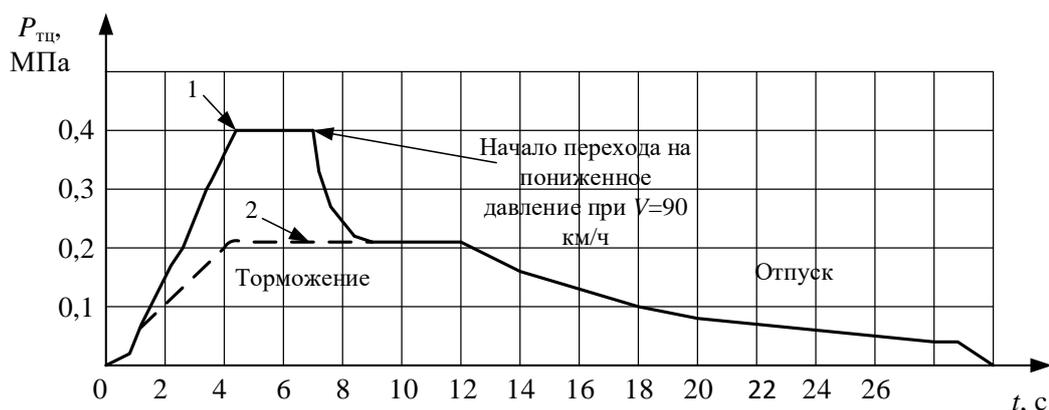
процессе разгона, составляют примерно 100 км/ч, а обратный переход давлений в процессе уменьшения скорости происходит при 90 км/ч. Эти переключения осуществляются специальным регулятором центробежного типа, устанавливаемым на буксе одной из колесных пар и воздействующим на реле давления воздухораспределителя KES

Характеристики воздухораспределителя KES:

- скорость распространения тормозной волны при экстренных торможениях около 270 м/с;
- время наполнения тормозного цилиндра до максимального давления при экстренном торможении 3–5 с;
- время отпуска после экстренного торможения 15–18 с.

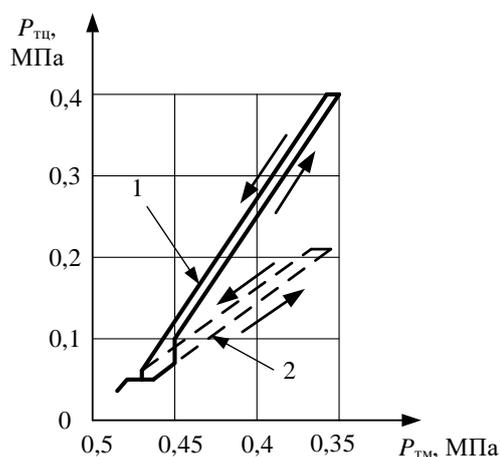
На рисунках 1.5 и 1.6 представлено изменение давления тормозных цилиндров в пассажирском поезде с воздухораспределителями KES в зависимости от времени и от давления в магистрали при экстренном торможении.

Однако воздухораспределитель KES реализует лишь две ступени торможения, т.е. при скоростях движения поезда выше 90 км/ч тормозные цилиндры наполняются сжатым воздухом до давления 0,4 МПа, а при следовании поезда со скоростью движения ниже 90 км/ч тормозные цилиндры (ТЦ) наполняются до давления 0,2 МПа. Такой алгоритм учета изменения коэффициента трения при изменении скорости движения является наиболее простым, не обеспечивает торможение с высокой эффективностью и повышает вероятность образования ползунов. Более того, данный воздухораспределитель является пневматическим, а это значит, что управляющие сигналы передаются при помощи сжатого воздуха и скорость срабатывания KES ниже, чем у электропневматического воздухораспределителя усл. № 305, т.е. подготовительный тормозной путь больше. Также применение пневматических тормозов вызывает продольно динамические реакции в поезде.



1 – скорость более 110 км/ч; 2 – скорость менее 110 км/ч и на режиме П

**Рисунок 1.5 – Изменение давления в тормозных цилиндрах воздухораспределителем КЕС в зависимости от времени при экстренном торможении**



1 – скорость более 110 км/ч; 2 – скорость менее 110 км/ч и на режиме П

**Рисунок 1.6 – Изменение давления в тормозных цилиндрах воздухораспределителем КЕС в зависимости от давления в магистрали**

В диссертационной работе Капустина М. Ю. [24, 31] «Адаптивная система автоматического управления прицельным электропневматическим торможением поезда» решена обратная задача установления зависимости действительного тормозного коэффициента  $\vartheta_d$  от давления в тормозном цилиндре (ТЦ)  $P_{ТЦ}\vartheta_d = \vartheta_d(P_{ТЦ})$  методом регуляризации Тихонова. Найденное решение однозначно идентифицирует объект управления, что обеспечивает возможность построения системы адаптивного управления электропневматическими тормозами. Однако автор решает задачу повышения безопасности при выполнении прицельного

торможения, т.е. полученная зависимость используется лишь для увеличения точности прицельного торможения, для обеспечения постоянного замедления в ходе реализации прицельного торможения. Вопрос адаптации тормозного нажатия при изменении скорости движения поезда с целью повышения тормозной эффективности в приведенном диссертационном исследовании не рассматривался. Разработка систем прицельного торможения также ведется и в ИрГУПС [87]. Подобные исследования проводились отечественными учеными еще во второй половине прошлого столетия, например, [39].

Шаронов С. В. в рамках диссертации разработал адаптивную систему электродинамического торможения рудничного электровоза [82]. При анализе изменения коэффициента сцепления колеса с рельсом автор опирался на теорию вероятности и установил, что изменение значений данного коэффициента имеет нормальный закон распределения, который в дальнейшем автор использует для оценки нагрузки тягового двигателя, работающего в зоне избыточного скольжения. Сущность алгоритма работы адаптивной системы управления электродинамическим торможением заключается в следующем:

- 1 фиксация работы привода в зоне избыточного скольжения;
- 2 контроль тормозного усилия (тока);
- 3 включение дополнительного сопротивления, соответствующего изменению значения тормозного усилия (тока), и включение этого сопротивления на заданный период времени.

Однако разработанная адаптивная система неприменима для железных дорог общего пользования в связи со спецификой эксплуатации рудничных электровозов. На таких электровозах применяется в основном электродинамическое торможение, в то время как пневматические тормоза используются в самом конце торможения для обеспечения гарантированной остановки поезда, когда электродинамический тормоз теряет свою эффективность.

Также были рассмотрены работы [4, 12, 27]. Общим недостатком всех применяемых способов является то, что управление тормозами происходит без

учета изменения коэффициента трения колодки о колесо и коэффициента сцепления колеса с рельсом в процессе торможения. По этой причине тормозной путь на высоких скоростях увеличивается, так как на высокой скорости движения поезда эффективность тормозов низкая, а на низких скоростях возникает опасность образования ползунов, так как коэффициент трения колодки о колесо резко увеличивается по мере снижения скорости движения поезда. Приведенные способы и устройства обеспечивают плавность торможения, однако не обеспечивают использование полного потенциала эффективности тормозов.

Наиболее близкой к настоящей диссертации является работа [11]. Автор писал, что «высокая эффективность тормозов является одним из важнейших условий увеличения скоростей и массы поезда при безусловном обеспечении безопасности движения. Уровень использования запаса по сцеплению при торможении пассажирских и моторвагонных поездов, в зависимости от типа применяемых в тормозах фрикционных материалов, не превышает 50–70 % от расчетных значений. Современные адаптивные системы противоюзного контроля при торможении позволяют повысить этот уровень практически до 100 %. Однако использование таких систем на массовых видах пассажирского подвижного состава сопряжено со значительными трудностями технического и экономического характера. Поэтому весьма актуальна задача существенного увеличения эффективности фрикционных колодочных тормозов за счет рационального использования имеющихся резервов по сцеплению». Также стоит отметить, что противоюзные устройства предполагают наличие обратной связи по параметру частоты вращения колесной пары, которую сравнивают с поступательной скоростью движения поезда. В случае несоответствия одного контролируемого параметра с другим, противоюзное устройство снижает давление в ТЦ. То есть фактически такие устройства допускают заклинивание колесной пары, а ввиду инертности пневматических процессов, время заклинивания колесной пары может достигать 5 с. Зарубежные ученые, в основном, разрабатывают такие системы, обеспечивающие предотвращение

возникшего юза, работающие в условиях текущей неопределенности посредством обратной связи по некоторым параметрам, например, [94].

Галай Э. И. предложил использовать для оценки резерва мощности эксплуатируемых и перспективных тормозов безразмерный критерий – коэффициент мгновенного использования запаса по сцеплению при экстренном торможении, модифицированный с использованием действительных значений силы нажатия [11]

$$k_c = \frac{B_T(V)}{[B_T(V)]} = \frac{nK\varphi_k(K, V)}{q_0\psi_k(q_0, V)} \quad (1.1)$$

где  $n$  – число колодок, действующих на колесную пару;

$B_T$  – тормозная сила, кН;

$V$  – скорость движения поезда, км/ч;

$q_0$  – нагрузка на ось, кН;

$\varphi_k$  – коэффициент трения колодки;

$\psi_k$  – коэффициент сцепления колеса с рельсом;

$K$  – сила нажатия одной колодки, кН.

Он разработал математическую модель, в основу которой положено условие равенства тормозных сил: реализуемой  $B_T(V)$  и допускаемой по условию безюзового торможения  $[B_T(V)]$  во всем диапазоне скоростей, т.е.  $k_c \rightarrow 1$ . Однако, ввиду того, что на коэффициент сцепления колеса с рельсом влияет большое количество внешних факторов (погодные условия, качество рельсового пути и др.), такой подход к реализации процесса торможения имеет существенную вероятность заклинивания колесной пары, что впоследствии приводит к значительному увеличению тормозного пути поезда. Разработанная система предполагала ее применение на электропоездах и только в случаях экстренного торможения.

### 1.3 Выводы по разделу 1

1 Анализ статистических данных показал, что существует взаимосвязь между тормозной эффективностью, участковой скоростью движения поездов и прибылью компании ОАО «РЖД». Согласно статистике, прослеживается отсутствие роста, а иногда и снижение участковой скорости движения поездов. Соответственно вопрос повышения эффективности служебного торможения является актуальным. Также было выявлено, что ежегодно возникает существенное количество ползунов вследствие заклинивания колесных пар. Экономические потери, связанные с данной неисправностью, оцениваются в размере не менее 60 млн. руб. ежегодно по сети железных дорог, а значит, проблема минимизации вероятности заклинивания колесной пары является также актуальной.

2 На примере Красноярской железной дороги была рассмотрена статистика количества применений экстренных торможений пассажирскими поездами и электропоездами. Согласно статистическим данным, каждый год происходит не менее 300 экстренных торможений, что влечет за собой значительные экономические издержки, как по причине повреждения подвижного состава впоследствии столкновения, так и простоя поезда с целью восстановления давления в тормозной системе вследствие применения пневматического экстренного торможения. Поиск методов и средств по повышению эффективности экстренного торможения, а также исключения негативных последствий, связанных с его применением (истощение ТМ, продольно динамические реакции), является обоснованным.

3 Рассмотрены труды предшественников, работающих над созданием систем торможения с повышенной эффективностью. Общим недостатком предложенных технических решений является то, что управление тормозами происходит без учета изменения коэффициента трения колодки о колесо и коэффициента сцепления колеса с рельсом в процессе торможения. По этой

причине тормозной путь на высоких скоростях увеличивается, так как на высокой скорости движения поезда эффективность тормозов низкая, а на низких скоростях возникает опасность образования ползунов, так как коэффициент трения колодки о колесо резко увеличивается по мере снижения скорости. Рассмотренные способы и устройства обеспечивают плавность торможения, однако не обеспечивают использование полного потенциала эффективности тормозов.

4 В рамках анализа работ предшественников выделена наиболее близкая к настоящей диссертации работа Галая Э. И. Он предложил использовать для оценки резерва мощности эксплуатируемых и перспективных тормозов безразмерный критерий – коэффициент мгновенного использования запаса по сцеплению при экстренном торможении, модифицированный с использованием действительных значений силы нажатия –  $k_c$ . Концепция экстренного торможения предполагала полное использование тормозной силы относительно силы сцепления колеса с рельсом, т.е.  $k_c \rightarrow 1$ . Однако, ввиду того, что на коэффициент сцепления колеса с рельсом влияет большое количество внешних факторов (погодные условия, качество рельсового пути и др.), такой подход к реализации процесса торможения повышает вероятность заклинивания колесной пары, что впоследствии приводит к значительному увеличению тормозного пути поезда.

## 2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПОСТРОЕНИЯ АЛГОРИТМА АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫМ НАЖАТИЕМ

### 2.1 Особенности образования тормозной силы

Говоря об увеличении тормозной эффективности, прежде всего, необходимо исследовать процесс образования тормозной силы. Если к колесу, с нагрузкой  $q_0$ , колодка прижимается с силой  $K$ , то между поверхностью катания колеса и колодкой возникает сила трения), препятствующая вращению колеса [3, 22, 36, 37], как показано на рисунке 2.1, которая находится по формуле (2.1)

$$F_{\text{тр}} = \varphi_{\text{к}} \cdot K. \quad (2.1)$$

Коэффициент трения для чугунных колодок [5], формула (2.2)

$$\varphi_{\text{кч}} = 0,6 \cdot \frac{1,6K + 100}{8K + 100} \cdot \frac{V + 100}{5V + 100}, \quad (2.2)$$

Коэффициент трения для композиционных колодок, формула (2.3)

$$\varphi_{\text{кк}} = 0,44 \cdot \frac{0,1K + 20}{0,4K + 20} \cdot \frac{V + 150}{2V + 150}. \quad (2.3)$$

Со стороны колеса на колодку, далее на подвеску, буксу и раму действует реактивная сила  $F_{\text{трр}}$ , равная силе  $F_{\text{тр}}$  и противоположно направленная в соответствии с рисунком 2.1 [37]. Сила  $F_{\text{тр}}$  по отношению к колесу является внутренней силой, которая не может выполнить торможение; она создает момент  $M_{\text{тр}}$ , направленный против вращения колеса. Под действием момента  $M_{\text{тр}}$  в точке контакта колеса с рельсом возникает сила  $F_{\text{тр}}$  и противоположная ей сила  $B_{\text{т}}$  – сила создающая искусственное сопротивление движению поезда, которая является внешней поскольку действует на колесо со стороны рельса. Сила  $B_{\text{т}}$  является силой торможения, численно равная силе трения  $F_{\text{тр}}$ .

По причине молекулярного схватывания поверхностных слоев колеса и колодки при больших скоростях и нагрузках в процессе торможения энергия

деформации контактирующих слоев, переходящая в тепло, может значительно повышать температуру в местах фактического контакта, вызывая размягчение и даже расплавление материала [37].

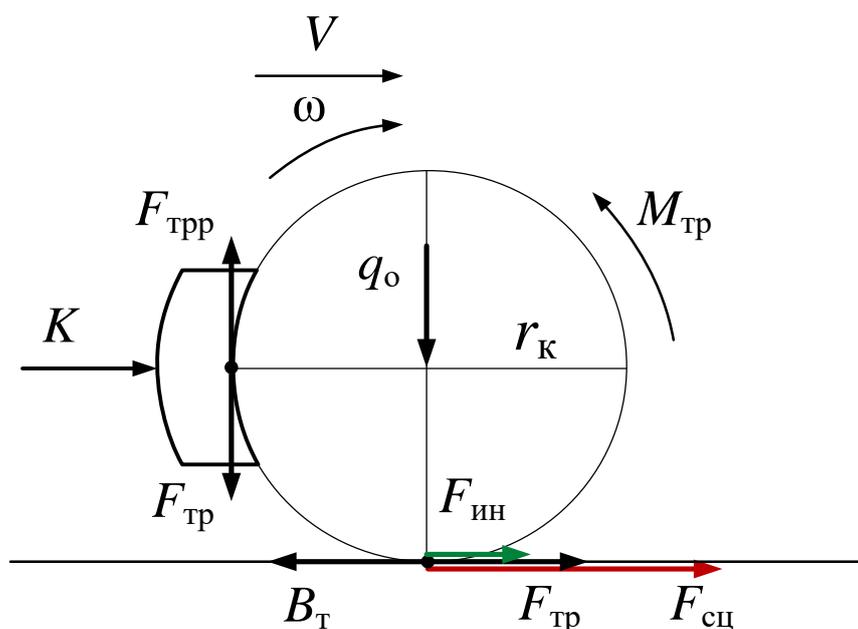
Качение колеса по рельсу без проскальзывания происходит за счет силы сцепления  $F_{\text{сц}}$ , действующей со стороны рельса на колесо в точке их контакта, формула (2.4) [2]

$$F_{\text{сц}} = q_0 \cdot \psi, \quad (2.4)$$

где  $q_0$  – нагрузка, передаваемая от колеса на рельс, кН.

Коэффициент сцепления колеса с рельсом находится по формуле (2.5)

$$\psi = 0,21 \cdot \frac{V + 200}{3V + 200} \cdot \frac{0,1q_0 + 100}{0,4q_0 + 100}. \quad (2.5)$$



**Рисунок 2.1 – Схема расстановки сил, действующих на колесо в процессе торможения**

В зоне контакта колеса с рельсом происходит механическое вдавливание и молекулярное притяжение контактируемых поверхностей, что вызывает их износ и разрушение [3]. Таким образом, сцепление колес с рельсами представляет собой сложный процесс, при котором происходит преодоление механического зацепления и молекулярного притяжения контактируемых поверхностей.

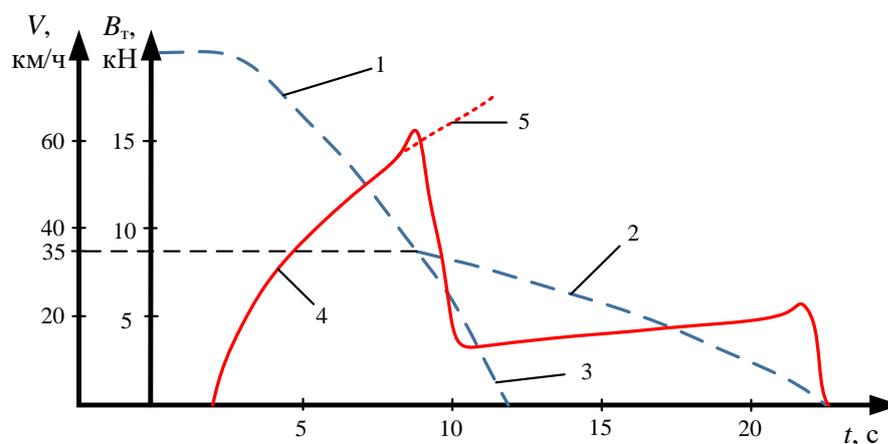
Явление, когда колесо прекращает вращаться и скользит по рельсу при продолжающемся движении поезда, называется заклиниванием или юзом [3]. Как правило, заклинивание колесной пары не наступает мгновенно. Этому предшествует ее проскальзывание, т.е. когда скорость колесной пары становится меньше поступательной скорости единицы подвижного состава, что приводит к увеличению тормозной силы за счет повышения коэффициента трения и заклиниванию колесной пары. При этом вследствие трения колеса по рельсу в точке их контакта возникают высокие температуры, приводящие к сдвигу металла на поверхности катания колеса: навар при проскальзывании, ползун при скольжении колеса по рельсу. В некоторых случаях происходит выкрашивание металла и появляется выщербина.

Чтобы качение колеса по рельсу при торможении происходило без проскальзывания или юза, необходимо чтобы выполнялось условие безюзового торможения, неравенство (2.6) [3, 48, 51, 68]

$$B_T \leq F_{\text{сц}}. \quad (2.6)$$

Таким образом, максимальная реализуемая тормозная сила ограничена величиной коэффициента сцепления колес с рельсами.

Далее рассматривается, каким образом заклинивание колесной пары влияет на тормозную характеристику поезда по рисунку 2.2 [3].



- 1 – скорость поезда при торможении; 2 – скорость поезда при юзе колесных пар;  
3 – предполагаемая скорость без юза колесных пар; 4 – тормозная сила колесной пары;  
5 – ожидаемая тормозная сила без юза колесных пар

**Рисунок 2.2 – Процесс заклинивания колесной пары при управлении электропневматическими тормозами штатной системой**

На рисунке 2.2 представлен типовой процесс при торможении при возникновении юза. В момент возникновения заклинивания колесной пары тормозная сила резко уменьшается, впоследствии чего тормозной путь значительно увеличивается.

## **2.2 Теоретическое обоснование влияния различных факторов на коэффициент трения**

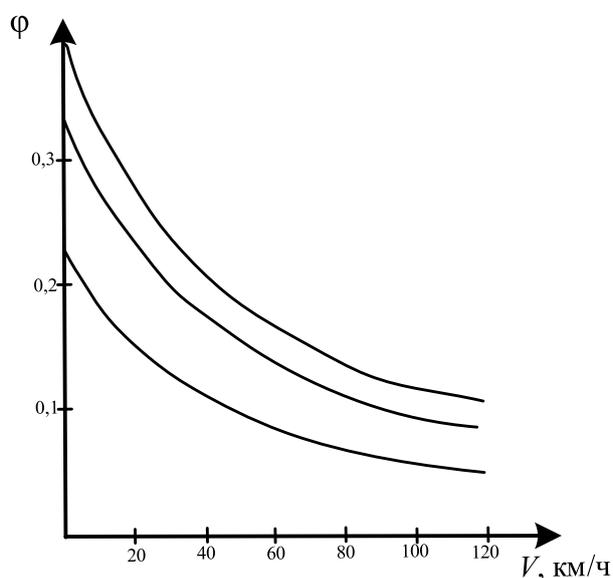
В основе механических тормозных устройств, предназначенных для железнодорожных поездов и других видов транспорта, лежит трение. Все остальное в этих устройствах является лишь вспомогательными средствами, например, тормозная колодка является первым непосредственным элементом, вызывающим трение на вращающемся колесе; тормозная рычажная передача и тормозные цилиндры обеспечивают нажатие тормозной колодки, без которого трение неосуществимо; все остальные устройства предназначены для управления силой трения в отношении ее величины и времени действия.

На первый взгляд может показаться, что сама природа трения и его законы настолько просты и общеизвестны, что о них едва ли можно сказать больше того, что сказано в курсах физики или теоретической и прикладной механиках. Однако это далеко не так. Теория трения до сих пор не разработана. Если и имеются попытки построить теорию трения, то у разных авторов они противоречивы. К современным научным исследованиям процессов взаимодействия колодки с колесом и колеса с рельсом относятся [21, 45, 84, 88–93, 95–98, 100–102, 105–108].

Был проведен анализ работ предшественников касательно факторов, влияющих на динамику изменения коэффициента трения. К сожалению, фундаментальные исследования по этому вопросу осуществлялись только в 19–20 вв. В данном разделе приведены основные, наиболее важные тезисы [25, 28, 85, 92].

Коэффициент трения колодки о колесо по опытам Гальтона. На рисунке 2.3 представлена диаграмма, дающая зависимость коэффициентов трения от скорости по опытам Гальтона (1878–1879 гг.) (величины нажатий на тормозную колодку не указаны: Гальтон не замечал зависимости коэффициента трения от силы нажатия) [25]. На диаграмме даны три кривые как максимальные, минимальные и средние коэффициенты трения. Средняя кривая получилась в результате наиболее часто применявшихся режимов торможения. Полученные графики имеют сходство с нынешними, представленными в Правилах тяговых расчетов [66].

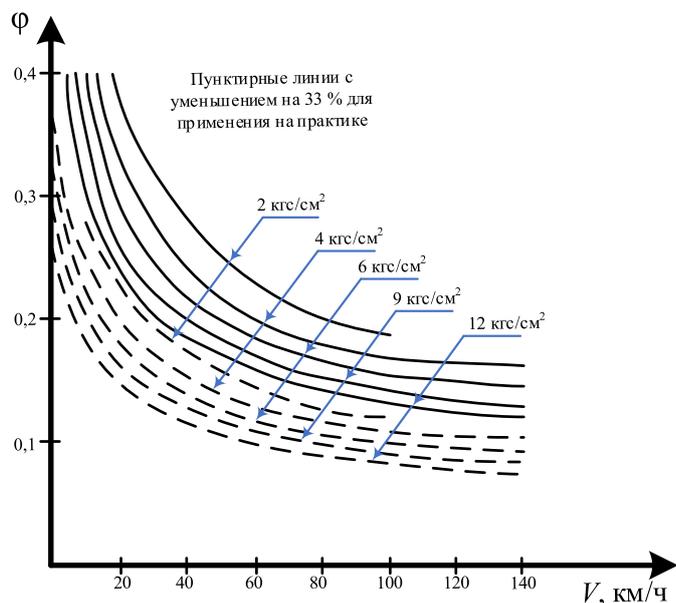
По поводу этих опытов Гальтон указывает, что всё время имелись налицо не поддающиеся учёту погрешности (вероятно, вследствие различных величин нажатий на колодки). Ввиду этого он ограничился лишь установлением фактов, полученных из опытов, и воздержался от вывода законов трения, выразив уверенность, что вопрос о трении в будущем получит более полное освещение.



**Рисунок 2.3 – Зависимость коэффициента трения колодки о колесо от скорости по опытам Гальтона**

Коэффициент трения тормозных колодок по опытам Мецкова [25]. На рисунке 2.4 изображены кривые коэффициента трения в зависимости от скорости движения поезда и силы нажатия колодки на колесо по опытам инженера

Мецкова М. [25]. Опыты производились с моделью в одну треть величины натуральной тормозной колодки.



**Рисунок 2.4 – Коэффициент трения тормозных колодок в зависимости от скорости движения поезда и силы нажатия колодок на колесо (по опытам Мецкова)**

Вопрос о зависимости коэффициента трения от величины нажатия возник в связи с появлением потребности тормозить скоростные поезда при повышенных нажатиях тормозных колодок на колёса с последующим автоматическим переходом на понижение нажатия при низких скоростях. Интерес в этом отношении вызвало также применение гружёного и порожнего режимов торможения в товарных поездах.

Испытание такой модели не могло дать близких к действительности данных, однако позволило установить ряд важных зависимостей коэффициента трения от скорости, от величины нажатия, температуры и твердости материала.

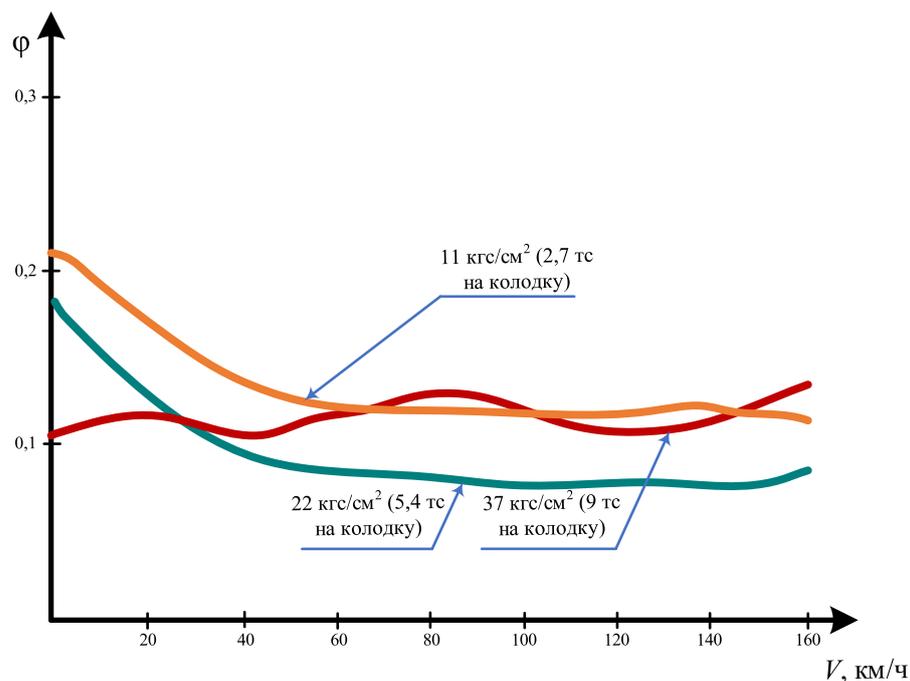
Для того чтобы кривыми можно было пользоваться практически, их ординаты следует уменьшать на 33 %, чтобы приблизить их величины к реальным, например, по данным Центрального научно-исследовательского института (ЦНИИ). Кривые Мецкова с таким уменьшением ординат показаны на рисунке 2 пунктиром.

Кривые Мецкова позволили лабораторно проверить, как изменяется коэффициент трения и как ведёт себя тормозная колодка при высоких скоростях порядка 140–160 км/ч. В этом состоит их положительная сторона. Недостаток же заключается в том, что нажатия на колодку не превосходили 12 кгс/см<sup>2</sup>, в то время как при высоких скоростях требуется доводить их до значительно большей величины, например, до 25 кгс/см<sup>2</sup>.

Коэффициент трения тормозных колодок по американским данным. Обширные опыты лаборатории, описанные в бюллетене № 257 Иллинойского университета [25], по своей методике и программе отличаются от описанных выше. Полученные кривые для малых нажатий колодки на колесо в общем отличаются немногим от кривых аналогичных опытов Гальтона, Мецкова и др.

Большой интерес представляют три кривые (рисунок 2.5), изображающие зависимость коэффициента трения от больших нажатий и высоких скоростей, когда мощность работы трения доходит до 12 000 и даже до 17 000 кгм/с при нажатии 9 000 кгс на колодку и при скорости 160 км/ч. Количество тепла, выделявшегося при таком трении, доходило до 30–40 кал в секунду, причём тормозная колодка настолько раскалялась, что во время опытов от неё постоянно отрывались расплавленные частицы металла; поверхность трения свидетельствовала о начале разрушения материала из-за высокой температуры и большого нажатия.

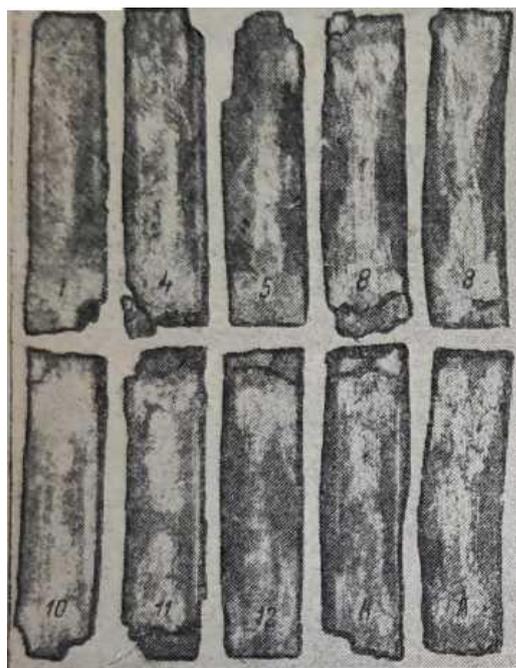
На бандажах при таком напряжении работы тормозной колодки появлялись поперечные трещины длиной от 10 до 75 мм не выходящие за пределы поверхности трения. Глубина их доходила от 3 до 5 мм. Трещины обычно проявлялись после окончания опыта во время остывания колеса, сопровождалась громким звенящим звуком. На поверхности трения бандажа обнаруживался также местами крепко приваренный металл колодки.



**Рисунок 2.5 – Зависимости коэффициента трения от скорости движения при больших нажатиях по опытам Иллинойского университета**

При нажатии на колодку силой больше 6 000 кгс ( $30 \text{ кгс/см}^2$ ) получаются совсем иные зависимости коэффициентов трения от скорости, чем те, которые были ранее рассмотрены при меньших нажатиях. Оказывается, что в этих случаях, как это видно из диаграммы, коэффициенты трения иногда бывают выше, чем при меньших нажатиях, например, при 2 700 кгс ( $11 \text{ кгс/см}^2$ ). А в общем коэффициент трения при нажатиях от 6 000 до 9 000 кгс, колеблясь по величине в небольших пределах, остаётся почти постоянным в диапазоне скоростей 0–160 км/ч.

Такие резкие изменения законов трения при больших давлениях и высоких скоростях объясняются началом текучести и изменения поведения материала колодки. На рисунке 2.6 показано состояние нескольких колодок после опытов с большим нажатием до 9 000 кгс и при больших скоростях. Почти у всех колодок концы разрушены. Это разрушение наступало преимущественно тогда, когда колодка изнашивалась до минимальной допустимой величины.



**Рисунок 2.6 – Состояние тормозных колодок после опытов**

Так как вопрос о большом нажатии тормозной колодки при высокой скорости имеет важное значение при проектировании тормозов для скоростных поездов, то не лишним будет привести здесь следующие выдержки из выводов тормозной лаборатории имени Сарджента [25]:

1 трещины на поверхности трения бандажа или обода стального колеса имели место тогда, когда нажатие тормозной колодки составляло  $37 \text{ кгс/см}^2$  при высоких скоростях  $140 - 160 \text{ км/ч}$ , а «волчки» от приваренного материал колодки обнаруживались, когда нажатия на колодку при тех же скоростях достигали  $39-40 \text{ кгс/см}^2$ . Чтобы избежать того и другого, нажатия должны быть такой величины, чтобы при заданной наивысшей скорости не превышать работы трения  $15\,000 \text{ кгм/с}$ ;

2 чтобы износ тормозной колодки был более или менее нормальным, последняя должна нагружаться работой трения, не превышающей эффекта в  $12\,000 \text{ кгм/с}$ ;

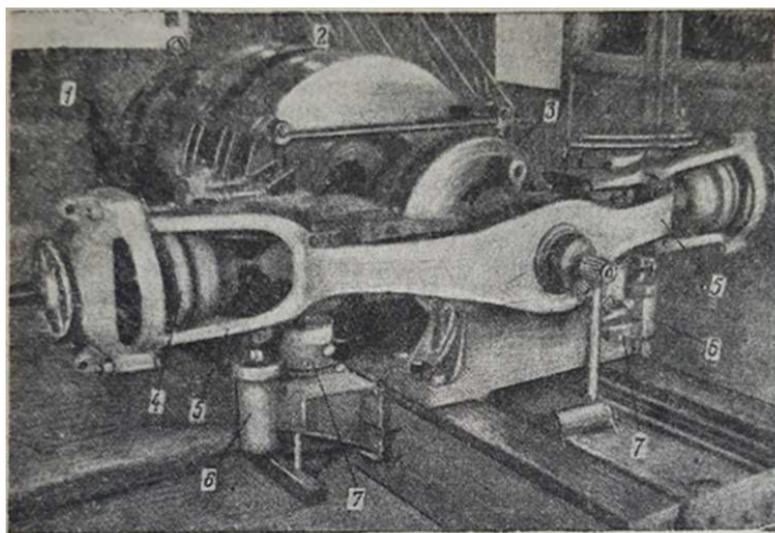
3 для получения достаточно устойчивой по износу и прочной чугунной тормозной колодки последняя должна быть армирована стальной арматурой в виде решётки внутри и пластины на спинке. Эта арматура должна быть

предварительно облужена, а расплавленный чугун перегрет для получения прочной спайки и монолитности;

4 твёрдость колодки по Бринелю рекомендуется доводить от 220 до 240 при твёрдости обода колеса 240–300 единиц.

Вышеуказанные результаты исследований получены на американском стенде по изучению трения (рисунок 2.7).

Такой стенд установлен в лаборатории им. Сарджента. Она воспроизводила актуальные на то время условия торможения поезда с любой нагрузкой на колесо и при любой скорости в пределах от 0 до 240 км/ч. Сила нажатия колодки на колесо обеспечивалась в пределах 1,8–18 тс. Измерительные приборы устанавливались на пульте управления машиной.



**Рисунок 2.7 – Стенд для испытания тормозных колодок в лаборатории имени Сарджента при Иллинойском университете**

На текущий момент учеными на базе ИрГУПС разработан стенд с современными цифровыми измерительными приборами для исследования параметров тормозного прижатия колодки к колесу [56, 57, 104].

Коэффициент трения тормозных колодок по опытам ЦНИИ. В 1936 г. на опытном кольце ЦНИИ профессор Егорченко В. Ф. производил опыты с тормозными колодками разных типов на товарных четырехосных и двухосных вагонах.

Кривизна рельсового пути не влияла на результаты опытов, так как радиус опытного кольца был сравнительно большой – около 950 м; дополнительное сопротивление от кривой было определено опытным путём и учтено при выводе формулы коэффициентов трения колодок.

Из этих опытов был получен большой материал и сделаны важные выводы:

1 тормозной путь поезда в значительной степени зависит от качества материала и размеров тормозных колодок;

2 как общее правило: повышение твёрдости чугуна колодки сопровождается уменьшением коэффициента трения и уменьшением износа;

3 увеличение поверхности соприкосновения колодки с колесом ведет к увеличению коэффициента трения и уменьшению износа;

4 чугунные колёса повышают коэффициент трения тормозных колодок на малых скоростях и понижают при больших;

5 снабжение колодки гребневым охватом (охватывающим гребень колеса) повышает коэффициент трения колодки, но незначительно (2–5 %).

В этих опытах определялась зависимость коэффициента трения от скорости и нажатия 18 типов колодок для 35 комбинаций и трех типов колёс.

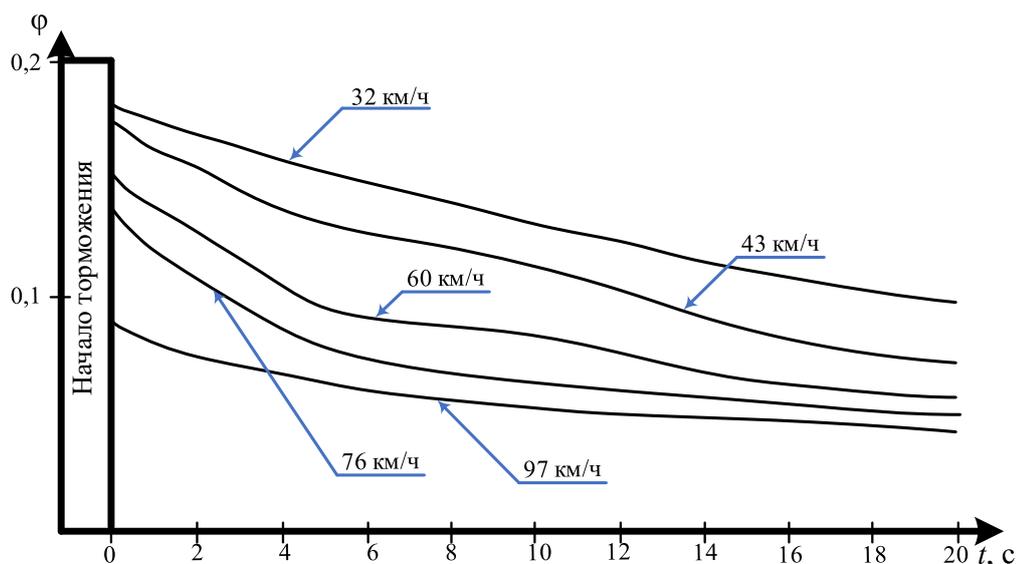
Полученные в результате опытов кривые подтверждают характер зависимости коэффициентов трения от скорости и нажатия, полученных ранее из американских и немецких опытов. Однако более близкое сходство они имеют с кривыми Гальтона (рисунок 2.3), в особенности при малых нажатиях колодок [25]. Объясняется это тем, что как те, так и другие испытания производились не в лабораториях, а на рельсовых путях в натуре.

Зависимость коэффициента трения от начальной продолжительности трения. Если произвести нажатие тормозной колодки на колесо при поддержании постоянной скорости, то сила трения, а, следовательно, и коэффициент трения, в течение некоторого времени от начала торможения будут уменьшаться.

На рисунке 2.8 показана зависимость по опытам Гальтона величины коэффициента трения от продолжительности торможения в течение первых 10–20

секундах при пяти скоростях: 32, 43, 60, 76 и 97 км/ч [25]. Из этой диаграммы видно, что уменьшение коэффициента трения тем продолжительнее и больше, чем меньше скорость.

Например, при скорости 32 км/ч коэффициент трения падает в течение 20 первых секунд на величину 0,08, а при скорости 97 км/ч в течение первых 10 с. всего на 0,03.



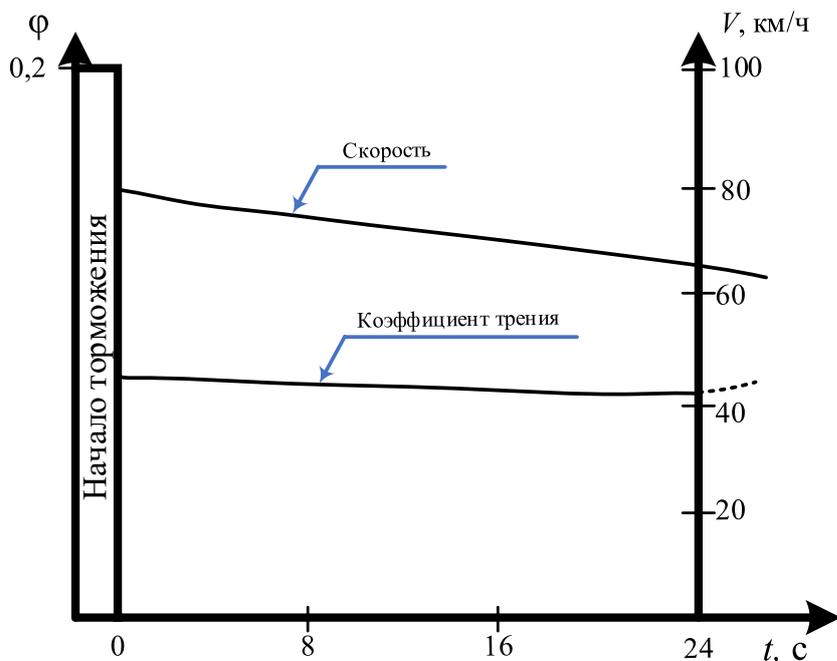
**Рисунок 2.8 – Зависимость коэффициента трения от начальной продолжительности трения при постоянных скоростях и силе нажатия колодки на колесо**

На рисунке 2.9 изображена диаграмма (тоже из опытов Гальтона), из которой видно, что, несмотря на уменьшающуюся скорость, коэффициент трения в течение 24 с не повышается, как это по закону зависимости от скорости должно быть, а остаётся всё время одинаковым и даже немного понижается. Это явление объясняется тем, что после начатого торможения коэффициент трения имеет некоторое стремление вначале уменьшаться.

Закон зависимости коэффициента трения от продолжительности торможения обнаруживается также и в опытах Мецкова. Однако в его отчёте нет прямых указаний на это.

Закон зависимости коэффициента трения от продолжительности трения, относящийся, правда, только к началу всякого торможения, несколько усложняет вопрос о законе зависимости силы трения от скорости и силы нажатия на колодку.

Зависимость коэффициента трения от нагрева тормозной колодки. При исследовании влияния температуры на коэффициент трения в опытах Мецкова было установлено, что коэффициент трения с повышением температуры не понижается, а как будто слегка увеличивается.



**Рисунок 2.9 – Начальное падение коэффициента трения, которое компенсируется его повышением вследствие замедления скорости**

Опыты в тормозной лаборатории при Иллинойском университете (США) подтверждают эти данные полностью. Помещаем выдержку из отчёта по этим опытам: «Среди железнодорожников широко распространено мнение, что при продолжительном торможении происходит понижение тормозных качеств колодки, причём предполагается, что коэффициент трения значительно падает вследствие нагревания колодки и колеса. Опыты этой серии были предприняты для проверки правильности этого мнения. Можно установить, что результаты опытов не подтвердили этого мнения» (при 15-минутных непрерывных торможениях при разных скоростях и нажатиях).

При этих опытах сравнивались коэффициенты трения кратковременных торможений – от 0,5 до 1,0 мин. – с коэффициентами трения при 15-минутном непрерывном торможении.

Разница в коэффициенте в сторону повышения при 15-минутных торможениях, при которых происходил весьма большой нагрев колодок до тёмно-красного каления, была в среднем около 12 %.

Таким образом, результаты опытов приводят к заключению, что нагрев колодок повышает коэффициент трения. И в этом, как указывается в отчёте, нет ничего удивительного, так как из практики известно, что при более мягком материале хотя бы одной из трущихся поверхностей при сухом трении коэффициент его больше, чем при твёрдом материале. Так как длительное трение, нагревая тормозные колодки до высокой температуры, размягчает их, то естественно, коэффициент трения их должен соответственно повышаться.

Наконец, по опытам Центрального исследовательского отделения подвижного состава Национального общества французских железных дорог в 1937 г. комиссия констатирует, что «при испытании тормозов на затяжных уклонах обнаружена независимость коэффициента трения от температуры в измерявшихся пределах от 100 до 700 °С при помощи термоэлектрических пар, так что при езде по длинному уклону нет основания опасаться ослабления тормозной силы по причине нагрева колодок».

Влияние влажности на величину коэффициента трения. Инженером Мецковым были проделаны опыты, определяющие влияние влажности на коэффициент трения между тормозными колодками и колёсами при различных удельных давлениях и скоростях. Во время опытов колесо трения искусственно смачивалось водой.

Результаты этих опытов в виде средних величин даны в таблице 2.1, в которой цифры с минусами означают число процентов уменьшения коэффициента трения по сравнению с сухими колодками, а цифры с плюсами – увеличение его. Например, при  $x = 6$  кгс/см<sup>2</sup> и  $V = 25$  км/ч коэффициент трения при мокрых колодках, как показывает таблица 2.1, на 18,7 % менее чем при сухих.

Характерно, что при высоких скоростях, например, при 100 км/ч, коэффициент трения при мокрых колодках выше, чем при сухих.

**Таблица 2.1 – Изменение коэффициентов трения в процентах при влажных тормозных колодках по сравнению с сухими**

Удельное давление в кгс/см <sup>2</sup>	V=25 км/ч	V=60 км/ч	V=100 км/ч
	Изменение коэффициента трения, %		
5	-14,1	-15,6	+15,2
6	-18,7	-11,8	+24,2
12	-16,9	+3,2	+22,7

В ИрГУПС были проведены экспериментальные исследования влияния температуры на коэффициент трения колодки. Согласно результатам, некоторое время с повышением температуры в системе «колодка-колесо» при постоянной силе нажатия коэффициент трения увеличивается, достигая своего пика при некотором значении температуры. С дальнейшим ростом температуры начинается деградация эффективности процесса трения – коэффициент трения снижается. Это объясняет результаты экспериментов в таблице 2.1, полученных учеными в прошлом столетии, а именно: влага снижает температуру в точке контакта колодки с колесом, приближая ее к значениям, которые обеспечивают более высокую эффективность процесса трения. Однако, при небольших силах нажатия, либо при невысокой скорости вращения колесной пары наличие влаги может давать обратный эффект, вследствие более медленного испарения и снижения температуры тормозной колодки ниже «оптимальных» значений, при которых процесс трения был бы наиболее эффективен.

### **2.3 Современная методика определения коэффициента трения**

Используемые на сегодняшний день в расчетах тормозного пути поездов коэффициенты определяются экспериментально. Экспериментальное определение зависимостей физически включает в себя все факторы, влияющие на процесс

торможения. Таким образом, влияние температуры тормозных колодок, изменяющейся в процессе торможения, также включено в коэффициент трения. При этом появляется расхождение между расчетными торможениями и торможениями в реальной эксплуатации.

Для того чтобы определить, как учитывается температура в коэффициенте трения, полученном таким методом, необходимо более подробно рассмотреть метод вычисления коэффициента трения при взаимодействии колодки с колесом.

Сила торможения определяется по формуле (2.7) [3, 37]

$$B_T = \varphi \cdot K . \quad (2.7)$$

Сила нажатия определяется достаточно легко, ею можно точно управлять, а это упрощает вычисление коэффициента трения по формуле (2.7). Таким образом, для определения коэффициента трения необходимо вычислить тормозную силу, для чего используется метод бросания [13, 19]. Данный метод подразумевает принудительную отцепку испытываемой единицы подвижного состава, которая, в свою очередь, выполняет самоторможение с определенной силой нажатия колодки на колесо (рисунок 2.10). Такой опыт самоторможения проводят с различными значениями силы нажатия колодки на колесо. Далее выполняется построение кривой зависимости скорости от времени или от пути и дифференцирование её на заданных интервалах с периодичностью 1 км/ч.

На каждом интервале находится изменение скорости

$$\Delta V_i = V_i - V_{i+1}, \quad (2.8)$$

где  $V_{i+1}$  – скорость в конце интервала, км/ч;

$V_i$  – скорость в начале интервала, км/ч.

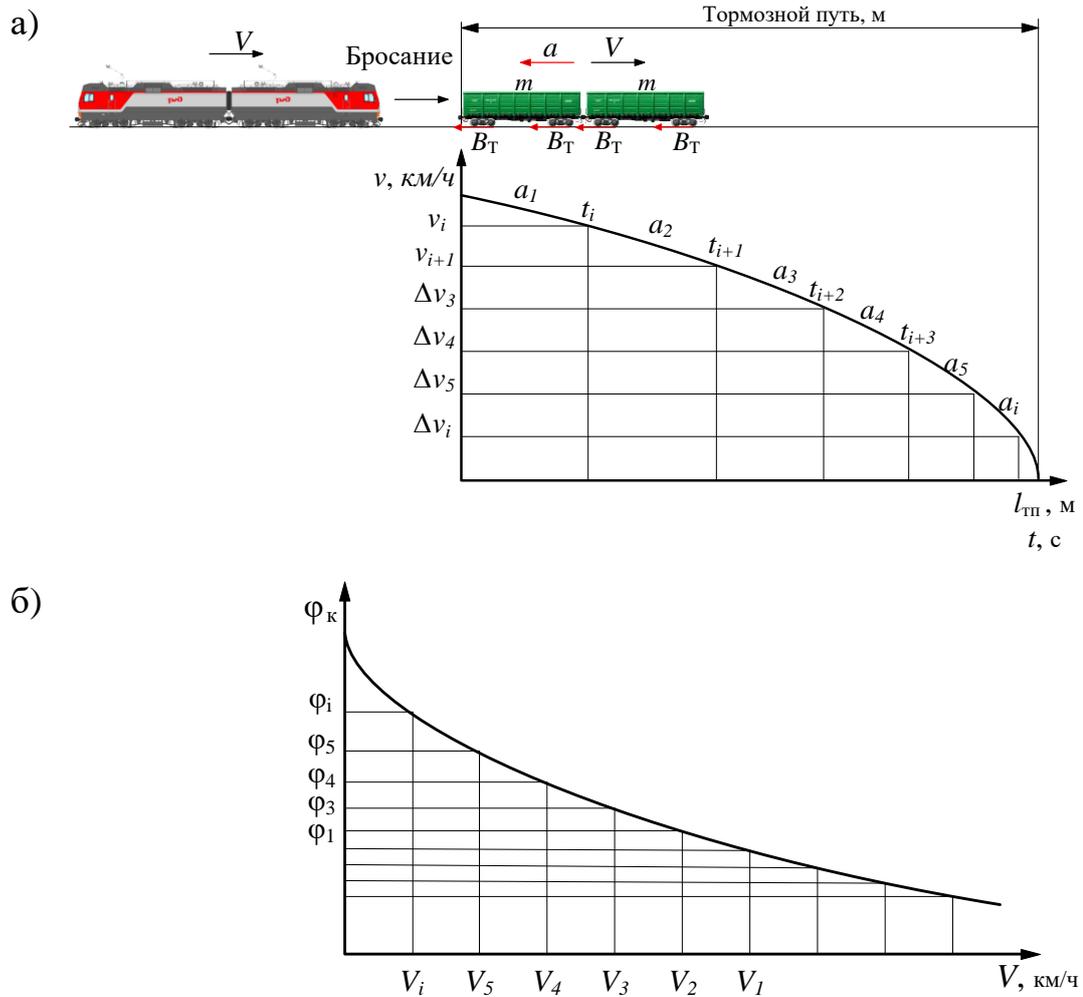
Далее определяется время интервала и ускорение замедления на интервале по формулам (2.9) и (2.10) соответственно

$$\Delta t_i = t_{i+1} - t_i, \quad (2.9)$$

где  $t_{i+1}$  – время в конце интервала, с;

$t_i$  – время в начале интервала, с.

$$a_i = \Delta V_i / \Delta t_i, \quad (2.10)$$



а – кривая самоторможения; б – коэффициент трения  
**Рисунок 2.10 – Методика обработки кривой самоторможения для определения коэффициента трения колодки о колесо экспериментальным путем**

Силу торможения возможно найти по двум формулам

$$B_i = K \cdot \varphi_{ki}, \tag{2.11}$$

где  $K$  – сила нажатия колодки на колесо,  $K = const$ , кН;

$\varphi_i$  – коэффициент трения на  $i$ -ом интервале.

$$B_i = m \cdot a_i, \tag{2.12}$$

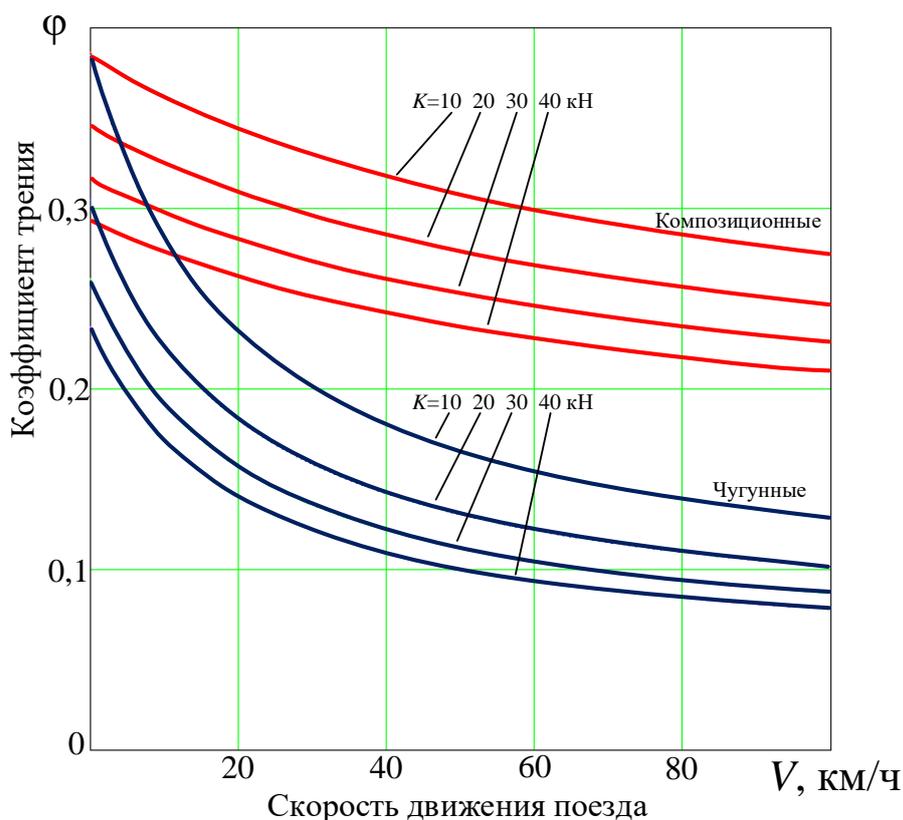
где  $m$  – масса испытываемой единицы, т.

Отсюда:

$$\varphi_i = \frac{m \cdot a_i}{K} . \tag{2.13}$$

Таким образом, значение коэффициентов, полученных для каждого интервала, аппроксимируется в зависимость, которая и является формулой нахождения коэффициента трения.

Определенный экспериментальным методом коэффициент трения для чугунной и композиционной тормозных колодок можно представить в виде формул 2.2, 2.3 либо в виде графиков (рисунок 2.11), согласно Правилам тяговых расчетов.



**Рисунок 2.11 – Зависимость коэффициента трения чугунной и композиционной колодок от скорости движения поезда**

После рассмотрения данного метода экспериментального определения коэффициента трения можно сделать ряд выводов.

Полученный коэффициент отражает не только зависимость силы трения между колодкой и колесом, но и силы инерции вращающихся масс, запасенной в колесных парах, которые делают график полученного коэффициента более плавным. Полученный при помощи аппроксимации коэффициент не полностью соответствует классическому определению коэффициента трения, так как он

вычислен в процессе замедления, т.е. на систему действовали инерционные силы. Инерционные силы учтены формулами коэффициента (2.2, 2.3), но не являются постоянными величинами при решении задач торможения различных типов подвижного состав. Инерционные силы зависят от момента инерции вращающихся масс и замедления.

Температура колодок учитывается в формулах (2.2, 2.3), но только для случаев торможения, при которых скорость движения постоянно уменьшается, и поезд стремится к остановке. Нельзя с уверенностью применять данный коэффициент для моделирования длительного торможения с неизменной скоростью, так как температура колодок начнет увеличиваться и, не смотря на постоянное значение нажатия и скорости, коэффициент трения начнет существенно изменяться.

Поэтому экспериментальные исследования для уточнения формулы коэффициента трения температурным коэффициентом, т.е. параметром, изменяющимся с течением времени, являются актуальными.

## **2.4 Особенности проектирования систем управления электропневматическими тормозами**

Электропневматический тормоз для железнодорожного подвижного состава по принципу действия является высокоуправляемой тормозной системой с четкой характеристикой ступенчатого регулирования величины тормозной силы. Этот тип тормоза имеет большое разнообразие в конструктивном оформлении и принципиальной схеме действия [22].

Существенными различиями между электропневматическими тормозами являются: тип тормоза, т.е. «автоматического типа», в котором при электрическом и пневматическом управлении сохраняется единый способ изменения давления в тормозных цилиндрах в зависимости от изменения

давления в тормозной магистрали или «прямодействующего типа», когда при электрическом управлении величина давления в тормозных цилиндрах изменяется вне зависимости от величины давления в тормозной магистрали; количество линейных проводов управления и структура электрической схемы (использование рельсов и массы подвижного состава в качестве одного из рабочих проводов и др.); система и параметры рабочего и контрольного тока; способы контроля цепей управления, а также перехода на воздушное управление и автоматичность действия при электрическом управлении (т. е. «жесткая» схема или схема с принудительным контролем); принципы электрического управления (полярный, изменением величины тока и др.); режимы работы пневматической тормозной магистрали (с ее разрядкой, без разрядки или с наполнением в процессе электропневматического торможения); способы возбуждения электромагнитов электровоздухораспределителей и их конструкция (с отдельным или общим питанием, непосредственное воздухораспределение или через вспомогательные органы, например, повторительные пневматические реле и др.); способы управления (контроллером крана машиниста по выдержке времени или с самоперекрывающимися позициями, с элементами дистанционного управления релейными блоками, кнопочное управление и др.); автономность тормоза или органическая увязка его действий с другой системой и некоторые другие [22].

Основным критерием в оценке эксплуатационной годности электропневматического тормоза является устойчивость и надежность его электрических цепей управления. Как показывает практика, возможность повреждения этих элементов электропневматического тормоза оказывается наиболее вероятной в сравнении со всеми остальными устройствами, поэтому при рассмотрении вопросов, связанных с выбором принципиальной схемы электропневматического тормоза, необходимо, в первую очередь, оценить условия его работы на подвижном составе разного назначения.

Для подвижного состава типа моторвагонных электропоездов в большинстве случаев применяются тормозные системы с многопроводными

электрическими цепями управления. При этом имеются сравнительно упрощенные способы контроля исправности цепей управления, а разрядка пневматической магистрали в процессе электропневматического торможения, как правило, не производится. Такие тормоза работают обычно в сравнительно коротких и редко расцепляемых поездах и действуют с высокой степенью надежности.

У пассажирских поездов с локомотивной тягой появляются затруднения в применении многопроводных схем тормоза. Это объясняется тем, что характер работы пассажирских поездов определяется различного рода формированиями вагонов и локомотивов на станциях и в пути следования, а также частыми прицепами и отцепками вагонов. Поэтому при конструировании электропневматических тормозов для поездов такого типа стремятся принять схему, работающую с возможно меньшим количеством линейных проводов, и, как следствие, получить простое и надежно действующее межвагонное соединение электрических цепей. Кроме того, для условий эксплуатации электропневматического тормоза в пассажирских поездах, когда в переходный период необходимо обеспечить возможность включения в хвост поезда некоторого количества вагонов, оборудованных только пневматическим тормозом, целесообразно предусмотреть работу электропневматического тормоза с одновременной разрядкой магистрального воздухопровода.

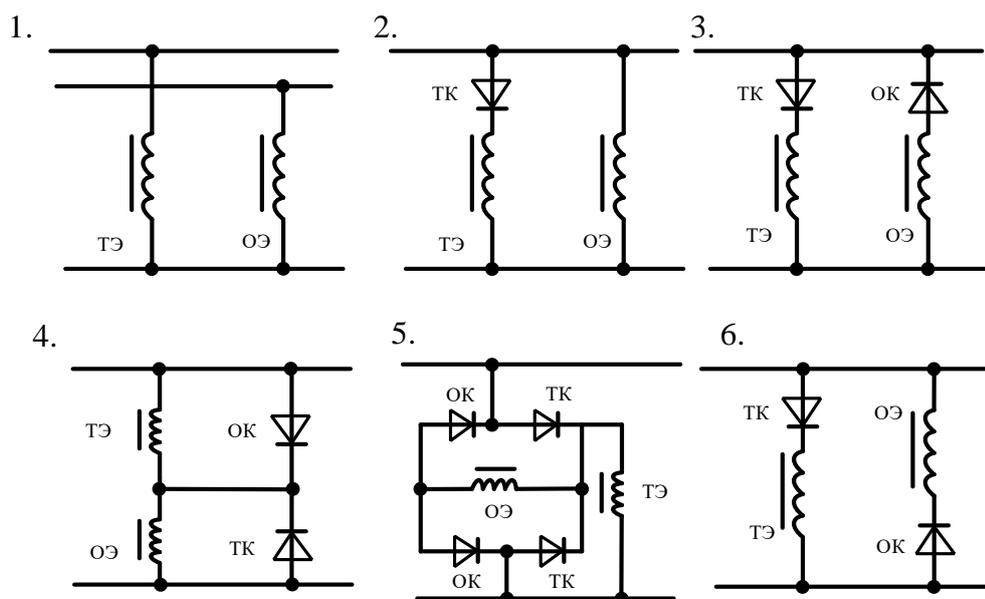
Анализ различных решений, направленных на изыскание приемлемой однопроводной системы электропневматического тормоза для поездов с локомотивной тягой, показывает сложность решения этого вопроса в рамках известных структур электрических схем, основанных на применении только постоянного тока. Трудность поставленной задачи заключается в том, что для обеспечения необходимых процессов в работе тормоза (торможение, перекрыша и отпуск) и контроля состояния цепи при электрическом управлении тормозами требуется передача по однопроводной линии четырех различных между собой приказов. Современная автоматика электрических устройств использует для этой цели полярные и частотные качества токов. В связи с этим выявляется

необходимость применения в однопроводной схеме тормоза двух родов тока: постоянного – управляющего и переменного – контрольного, одновременно посылаемых в электрические цепи тормоза. Для пояснения этого положения рассмотрим последовательность действия электромагнитных вентилей (электромагнитов) электровоздухораспределителей при совместном их включении с полупроводниковыми выпрямителями для использования полярных качеств тока управления (прямой полярности при торможении и противоположной при отпуске или перекрыше).

На рисунке 2.12 показаны возможные варианты схемы включения электромагнитных вентилей электровоздухораспределителей в линию управления с их отдельным или общим питанием. В применяемых электровоздухораспределителях имеются обычно два электромагнита, один из которых тормозной электромагнит (ТЭ) служит для наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом непосредственно или с помощью реле повторителя, а другой отпускной электромагнит (ОЭ) производит выпуск воздуха из цилиндра требуемыми ступенями при отпуске тормоза.

Процессу торможения таких электровоздухораспределителей соответствует возбужденное током состояние тормозного ТЭ и отпускного ОЭ электромагнитов (варианты 1, 2, 5) [22]. В этом случае процесс перекрыши тормоза осуществляется снятием напряжения с электромагнита ТЭ, а отпуск происходит, если будут обесточены оба электромагнита ТЭ и ОЭ.

Тормозной процесс двухвентильных электровоздухораспределителей можно осуществить иначе: возбуждением только одного ТЭ (варианты 3 и 4). Тогда отпуску тормоза будет соответствовать возбуждение током электромагнита ОЭ, а перекрыше – обесточенное состояние электромагнитов ТЭ и ОЭ. В схеме электровоздухораспределителя по варианту 6 при торможении возбуждается тормозной электромагнит ТЭ, при перекрыше – ОЭ, а в отпускных положениях электромагниты ТЭ и ОЭ обесточены.



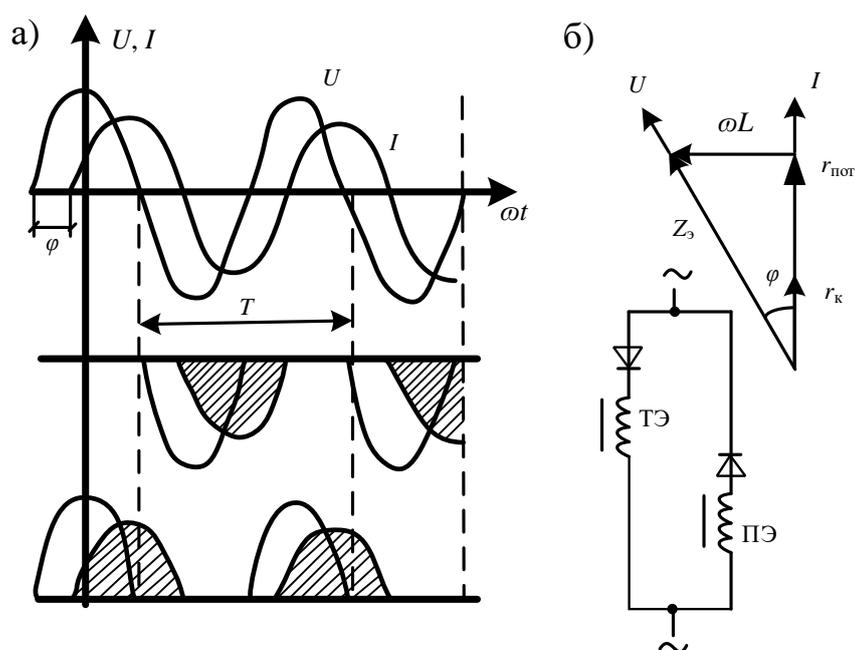
ТЭ – тормозной электромагнит; ОЭ – отпускной электромагнит;  
 ОК – полупроводниковый клапан отпускного электромагнита;  
 ТК – полупроводниковый клапан тормозного электромагнита

**Рисунок 2.12 – Возможные варианты соединения электромагнитных вентилях электровоздухораспределителя**

Наконец, возможен также вариант схемы, при котором торможению соответствует снятие напряжения с электромагнитов электровоздухораспределителей (так называемая «жесткая схема» тормоза). В этом случае электропневматический тормоз автоматически приходит в действие при повреждении электрического управления. Однако при отсутствии в цепи тока затрудняется отпуск электропневматического тормоза. Кроме того, неконтролируемый обрыв отвода электрической цепи к электровоздухораспределителю вызывает в эксплуатации заклинивание колесных пар у отдельных вагонов.

В электропневматических тормозах электромагнитные вентили электровоздухораспределителей работают в режиме повторно кратковременных переключений (на затяжных спусках – до часового режима в процессе циклических торможений и перекрыши) при постоянном или выпрямленном токе и в длительном режиме в поездном положении под воздействием переменного или пульсирующего контрольного тока синусоидальной или прямоугольной формы, рисунок 2.13 (а).

Электромагнитный вентиль может рассматриваться состоящим из последовательно соединенных индуктивности  $L$  и активного сопротивления  $r$ . Треугольник сопротивления дает графическое соотношение между составляющими полного сопротивления  $Z_\Sigma$  и углом  $\varphi$  сдвига фаз тока и напряжения, рисунок 2.13 (б). Если индуктивность вентиль рассматривать как идеальную, не имеющую никаких потерь, то активная составляющая  $r = r_k + r_{\text{пот}}$  будет объединять все виды электрических потерь на нагрев и токи Фуко. Применяемые в электровоздухораспределителях пассажирского (усл. № 305) типа вентили имеют стальные сердечники, поэтому индуктивность вентилей зависит от многих факторов (гистерезис, подмагничивание постоянным током, частота переменного тока, воздушные зазоры и др.)



а – напряжение и контрольный ток в электрической магистрали и электромагнитах торможения ТЭ и перекрыши ПЭ; б – векторная диаграмма сопротивления, напряжения и тока на электромагнитах

**Рисунок 2.13 – Схема отдельного питания электромагнитов электровоздухораспределителя**

Все эти факторы следует учитывать при установлении расчетных параметров и проектировании электрических частей электровоздухораспределителей. Кривая намагничивания материала сердечника является нелинейной. Его динамическая проницаемость при переменном токе  $\mu_d$

во время подмагничивания сердечника постоянным током уменьшается, а, следовательно, уменьшается и индуктивность обмоток.

Исследования характеристик электромагнитных вентилях электровоздухораспределителей показали, что величина воздушных зазоров при возбуждении вентилях меняется. При малом воздушном зазоре возбуждение вентилях постоянным током значительно уменьшает их индуктивность вследствие насыщения железа и резкого уменьшения, в связи с этим динамической магнитной проницаемости. При больших воздушных зазорах индуктивность остается при возбуждении почти неизменной.

Сопротивление электромагнитных вентилях переменному току при необходимости можно повысить включением параллельно их катушкам конденсатора с таким расчетом, чтобы был резонанс токов. Тогда реактивные слагающие токов в индуктивности и емкости можно сделать равными, и в контур почти не будет поступать ток.

Применительно к схеме однопроводного электропневматического тормоза электрический контур электровоздухораспределителя составлялся из катушек тормозного и отпускного вентилях с выпрямительным клапаном и конденсатора. Расчетные величины напряжения срабатывания и отпадания, минимального тока срабатывания и других характеристик электромагнитных вентилях электровоздухораспределителей уточняются путем непосредственных измерений при постоянном и переменном токе.

Сопротивление катушек электромагнитных вентилях относится к температуре  $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При других температурах сопротивление катушек постоянному току изменяется.

Колебание температуры среды дает весьма значительное различие в сопротивлении электромагнитных вентилях. Изменение температуры на  $10\text{--}15\text{ }^{\circ}\text{C}$  может рассматриваться как обычное в течение одного рейса поезда, оборудованного электропневматическими тормозами.

Для наиболее неблагоприятных условий работы оборудования, когда температура электромагнитных вентилях в зимний период может быть  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  (на

дорогах Сибири) и в жарком поясе +50 °С, отношение в сопротивлении вентилей от минимального до максимального достигает  $r_{\min} / r_{\max} = 1,6$ . Это обстоятельство необходимо учитывать при расчетах потребляемой мощности и особенно при расчетах параметрических схем контроля исправности электропневматического тормоза.

## **2.5 Конструктивные особенности и принцип работы системы электропневматических тормозов пассажирского поезда**

Двухпроводный электропневматический тормоз (ЭПТ) применяется на пассажирских поездах (рисунок 2.14) [5, 83].

Через всю длину поезда проходят два провода: рабочий и контрольный. Рабочий провод обеспечивает управление электровоздухораспределителями. Контрольный провод обеспечивает возможность контроля целостности электрической цепи ЭПТ машинистом. Рельсы железнодорожного пути выполняют функцию обратного провода.

Световой сигнализатор состоит из трех ламп:

О – отпуск, горит при всех положениях ручки крана и свидетельствует о целостности электрической цепи ЭПТ;

П – перекрыша, горит при положениях ручки крана машиниста усл. № 395 III и IV;

Т – торможение, горит при положениях ручки крана машиниста усл. № 395 Vэ (Va), V и VI.

Управляющим напряжением для ЭПТ является постоянное напряжение 50 В, а для контроля целостности применяется переменный ток напряжением 50 В и частотой 625 Гц.

Источником питания электрической цепи ЭПТ является блок электрического питания со статическим преобразователем.

Блок управления усл. № 579 (преобразователь напряжения А19) представляет собой прибор, в котором сосредоточена вся релейно-контактная часть электрических устройств электропневматического тормоза. В блоке содержатся четыре реле: сильноточное, тормозное, перекрыши (отпускное реле) и контрольное.

На рисунке 2.14 показана принципиальная электрическая схема ЭПТ. Питание подается после включения выключателей SF45(SF46) ЭПТ и выключателя ЭПТ блока выключателей S19(S20). При этом напряжение от аккумуляторных батарей GB1, GB2 подается через установочную панель А18 к преобразователю напряжения А19.

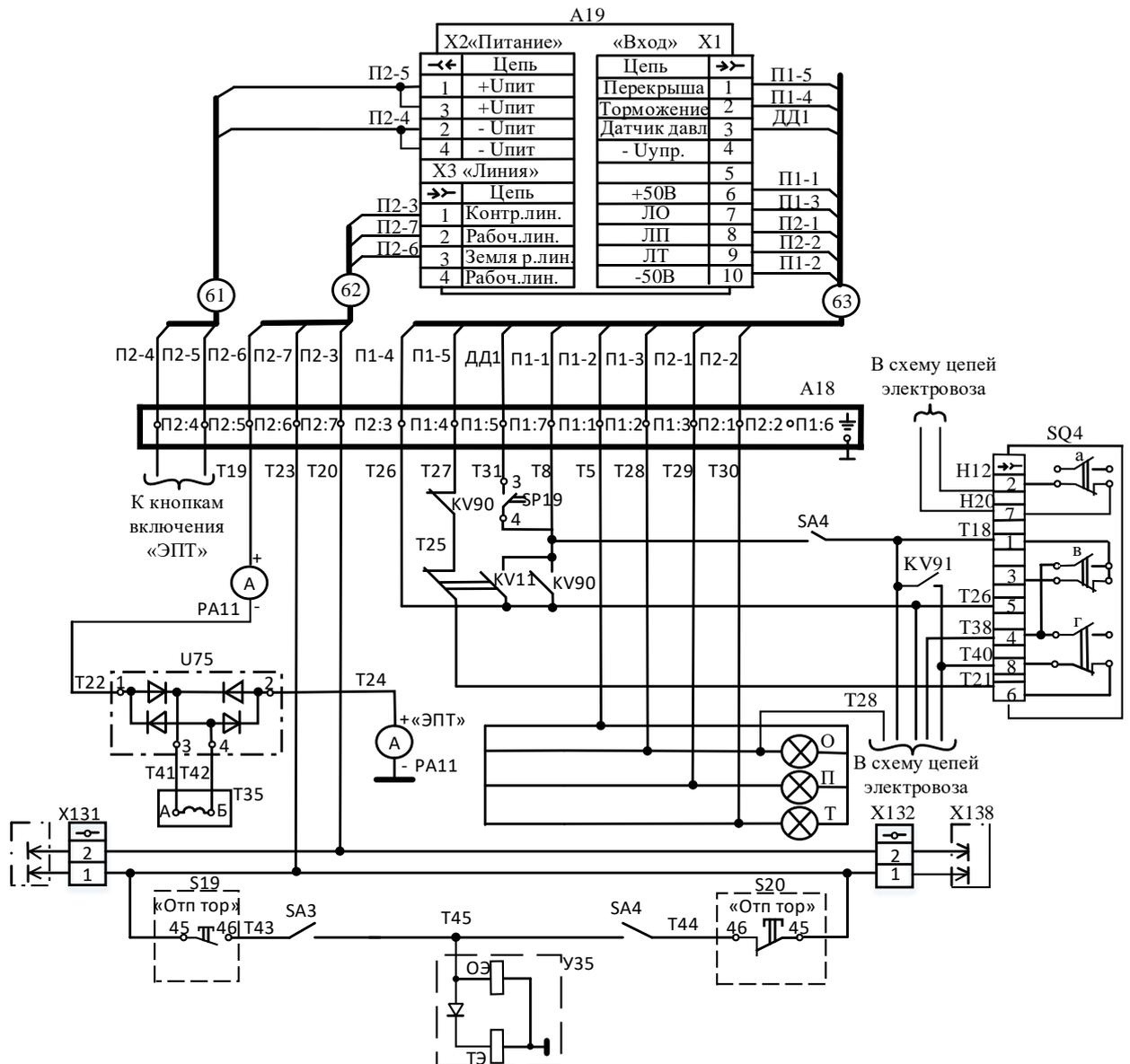


Рисунок 2.14 – Принципиальная электрическая схема электропневматического тормоза

Оперативное управление электропневматическим тормозом осуществляется с помощью крана машиниста SQ4. При включенной системе САУТ-ЦМ/ 485 управление ЭПТ осуществляется этой системой. С цепями ЭПТ система САУТ- ЦМ/485 связана проводами Т18, Т38, Т40, Т26. При выключенной или неисправной системе САУТ-ЦМ/485 провод Т37 соединяется с проводом Т39 и 138 с 140 в приборе А105 и в блоке коммутации А106 соответственно. В режиме «Автоведение» управление ЭПТ осуществляется шкафом А55 через реле KV90 (торможение), KV91 (перекрыша).

При положениях I, II ручки крана машиниста SQ4 с выхода «Рабочая линия» преобразователя А19 (контакта Х3:2) подается переменное напряжение прямоугольной формы с частотой 625 Гц и амплитудой 50 В по цепи: провода П2-7, Т23, Л, перемычка хвостового вагона, контрольные провода КЛ, провода Т20, П2-3, контакт Х3:1 «Контрольная линия» преобразователя А19. При этом на пульте машиниста загорается сигнальная лампа «О», свидетельствуя об исправном состоянии цепей ЭПТ. Напряжение подается и на отпускные и тормозные вентили электровоздухораспределителей, но они на переменный ток не реагируют.

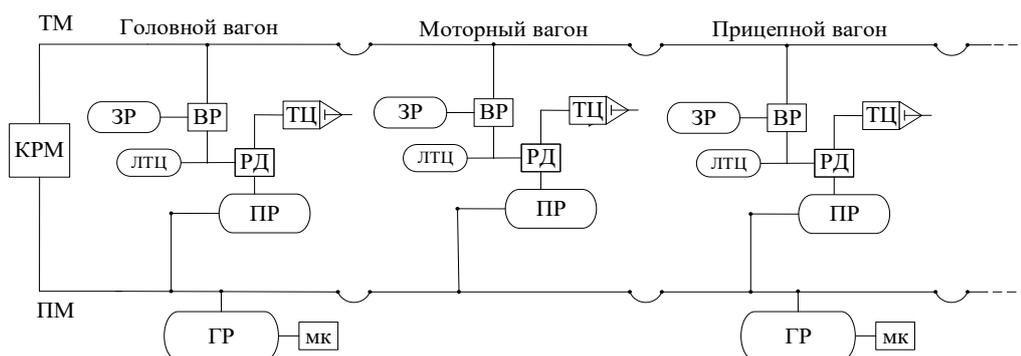
Торможение осуществляется переводом ручки крана машиниста в положения Vэ, V или VI. При этом на вход «Торможение» преобразователя А19 (контакты Х1:2) подается управляющее напряжение по цепи: контакты Х1:6 преобразователя А19, провода П1-1, Т8, контакты SA3, SA4, провод Т18, контакты «в» и «г» крана машиниста SQ4, провода Т26, П1-4. После соответствующих переключений в преобразователе А19 на выход «Рабочая линия» подается напряжение 50 В постоянного тока (с положительной полярностью на выходе Х3:2 и отрицательной на выходе Х3:3), обеспечивая питание катушек вентилей ОЭ и ТЭ электровоздухораспределителей по цепи: провода П2-7, Т23, Л, вентили ОЭ и ТЭ электровоздухораспределителей вагонов, заземление, амперметр РА12, провод Т24, панель выпрямителя U75, провод Т41, датчик тока Т35, провод Т42, панель выпрямителя U75, провод Т22, амперметр РА11, провода Т19, П2-6. Напряжение на вентили

электровоздухораспределителей электровоза подается от провода Т23 через контакты выключателя S19, S20 ОТПУСК ТОРМОЗОВ, провод 143(144), контакты SA3(SA4), провод Т45. При этом на пульте машиниста включается сигнальная лампа «Т», сигнализируя о режиме «Торможение». Контакты SA3(SA4) обеспечивают возможность управления электропневматическим тормозом только из кабины, из которой ведется управление электровозом.

Режим «Перекрыша» осуществляется переводом ручки крана машиниста в положения III или IV. Управляющее напряжение на вход «Перекрыша» преобразователя А19 подается по цепи: контакты X1:6 преобразователя А19, провода П1-1, Т8, контакты SA4, провод Т18, контакты «в» крана машиниста SQ4, провод Т38, контакты прибора А105 (блока коммутации А106 при управлении из второй кабины), провод Т40, контакты «г» крана машиниста SQ4, провод Т21, контакты реле KV11, провод Т25, контакты реле KV90, провода Т27, П1-5. После соответствующих переключений в преобразователе А19 на выход «Рабочая линия» подается напряжение 50 В постоянного тока с положительной полярностью на выходе X3:3 и отрицательной на выходе X3:2, обеспечивая питание отпускных вентилях ОЭ электровоздухораспределителей по цепи: провода П2-6, Т19, амперметр РА11, провод Т22, панель выпрямителя U75, провод 141, датчик тока Т35, провод Т42, панель выпрямителя U75, провод Т24, амперметр РА12, заземление, вентиль ОЭ электровоздухораспределителей вагонов (на электровозе: вентиль ОЭ, провод Т45, контакты SA3(SA4), провод 143(144), контакты выключателей S19(S20) ОТПУСК ТОРМОЗОВ, провод Т23), провода Л, Т23, П2-7. При этом на пульте машиниста включается сигнальная лампа «П», сигнализирующая о режиме «Перекрыша». Катушки тормозных вентилях ТЭ обесточены, так как при данной полярности полупроводниковые вентили в их цепи находятся в непроводящем состоянии (закрыты).

## 2.6 Конструктивные особенности и принцип работы тормозной системы электропоезда

Современный моторвагонный подвижной состав оборудован пневматической тормозной системой (рисунок 2.15) [3]. Использование такой системы повышает тормозную эффективность электропоезда, благодаря её быстродействию и неистощимости. Данная система схожа с двухтрубной тормозной системой, которая подразумевает использование питательной магистрали вдоль всей длины поезда, параллельно тормозной, для питания запасных резервуаров. Анализ эффективности использования двухтрубной тормозной системы более подробно описан в [55, 73].



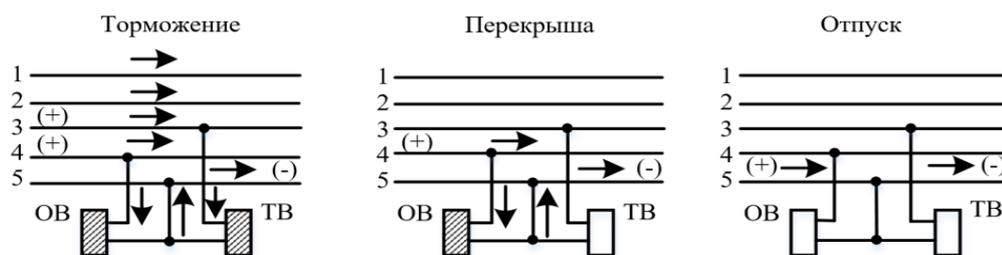
**Рисунок 2.15 – Упрощенная схема питания тормозов электропоезда ЭД9М сжатым воздухом**

Отличительной особенностью тормозной системы электропоездов от тормозной системы пассажирских поездов с локомотивной тягой является питание ТЦ через реле давления (РД) из питательной магистрали (ПМ), которая обеспечивает более интенсивную подачу сжатого воздуха при торможении из главных резервуаров, установленных на прицепных вагонах электропоезда. Наличие реле давления (РД) в электропоездах позволяет ускорить работу тормозов и снизить их истощимость при циклических торможениях. Также в тормозной системе электропоезда присутствует ложный тормозной цилиндр (ЛТЦ) объемом 7 литров (дополнительный резервуар), соединенный с

воздухораспределителем. Наличие ЛТЦ влияет на скорость протекания пневматических процессов при торможении, что также является предметом исследования в рамках настоящей диссертационной работы. С учетом принципа действия воздухораспределителя (ВР) № 305, без ЛТЦ происходило бы полное служебное торможение или полный отпуск тормозов, это связано с зависимостью давления ТЦ от его объема в непрямодействующих тормозах. Наличие ЛТЦ делает возможным использовать ступенчатое регулирование сжатого воздуха в рабочей камере, через ЛТЦ и РД в ТЦ. Постоянный объем ЛТЦ дает возможность более точного регулирования давления в ТЦ и обеспечивает минимизацию утечек критичных при истощимых тормозах, применяемых на электропоездах. Важно отметить, что величина давления сжатого воздуха в питательной и тормозной магистралях, а также максимальное давление в ТЦ электропоезда отличается от величины давления данных объемов в пассажирских поездах с локомотивной тягой. Так, например, максимальное давление в ТЦ на электропоезде ЭД9М составляет 0,34 МПа, в то время как в поездах с локомотивной тягой оно достигает значения 0,4 МПа, в ТМ электропоезда давление составляет 0,45 МПа, а в пассажирских поездах с локомотивной тягой 0,48–0,5 МПа.

Принцип работы пневматической тормозной системы можно описать следующим образом. Мотор-компрессор (МК) заполняет главный резервуар (ГР) сжатым воздухом. По ПМ сжатый воздух попадает в главный орган управления тормозной системы – кран машиниста КРМ. КРМ осуществляет управление тормозами за счет изменения давления в тормозной магистрали (ТМ). После этого вступает в работу ВР, который соединяет ТМ с запасным резервуаром (ЗР) и ЛТЦ, после чего сжатый воздух поступает в реле давления. Реле давления сообщает питательный резервуар с ТЦ. Снижение давления в ТМ приводит к срабатыванию тормозов, а повышение к их отпуску. [3, 37]

ЭПТ на электропоезде также имеет отличия от ЭПТ на пассажирских поездах с локомотивной тягой. На электропоездах применяется пятипроводная схема ЭПТ (рисунок 2.16). В такой схеме контроль целостности цепей выполняется периодически (только во время торможения).



**Рисунок 2.16 – Схема управления пятипроводной системы ЭПТ**

При реализации торможения напряжение (+) подается в рабочие провода: отпускной 4 и тормозной 3 и (-) в обратный провод 5, это обеспечивает одновременное срабатывание отпускного и тормозного вентилей электровозораспределителя. Перевод электровозораспределителей в режим «Перекрыша» осуществляется снятием напряжения с тормозного вентиля при возбужденном отпускном вентиле, а отпуск обеспечивается снятием напряжения с обоих вентилей. Контроль целостности обратного провода 5 обеспечивается при всех режимах работы ЭПТ. Контроль целостности остальных проводов происходит только при торможении. Провод 1 – контрольный. В положениях «Торможение» и «Перекрыша» давление в ТЦ контролируется с помощью сигнального провода 2. Таким образом, при торможении используются все пять линейных проводов, при перекрыше ток протекает по отпускному 4 и обратному 5 проводам, а при отпуске – только по обратному.

## **2.7 Универсальная система автоматизированного ведения пассажирского поезда**

Универсальная система автоматизированного ведения пассажирского поезда (УСАВПП) предназначена для автоматизированного управления электровозами пассажирского движения. Электровозы оборудуются согласно проектам ПКБ ЦТ ОАО «РЖД», номер проекта зависит от типа электровоза или системы [77].

Система выполняет энергетически рациональное автоматизированное управление тягой и всеми видами тормозов электровоза и обеспечивает точное соблюдение времени хода, задаваемого графиком движения или другим нормативным документом.

Кроме того, она имеет возможность выдачи машинисту предупреждающей звуковой и вспомогательной визуальной информации. Сообщения звуковой (речевой) информации созданы и записаны на основе руководящих документов ОАО «РЖД» по регламенту взаимной информации между членами локомотивной бригады.

Основные блоки, входящие в состав УСАВПП:

– блок системный (БС) является центральным для системы автоведения. В распределённой CAN сети выполняет функции шлюза для внутренней сети (куда подключаются остальные блоки системы) и внешней (для подключения САУТ/ЦМ и КЛУБ-У). БС имеет постоянную память, в которую заносится информация об участке обслуживания: профиль пути, постоянные ограничения скорости, расположение путевых объектов, объектов сигнализации, тяговые характеристики локомотива и расписание движения;

– блок индикации (БИ) алфавитно-цифровой (8x20 знакомест) с клавиатурой (19 клавиш) и звуковой колонкой. В УСАВПП блок БИ объединен с БС и имеет графический цветной дисплей с разрешением 640x480 пс;

– блок дискретного управления (БДУ) предназначен для управления контроллером и краном машиниста. БДУ осуществляет прием и обработку дискретных сигналов. В состав блока входят модули: дискретного управления; приема дискретных сигналов; реле и защиты (для восстановления штатной схемы электровоза). Модуль дискретного управления представляет собой набор электронных ключей, управление которыми ведется бортовой управляющей программой. БДУ подключается к низковольтным цепям электровоза и образует свой контур управления локомотивом. Существует два вида ключей «нормально замкнутый» и «нормально разомкнутый». «Нормально замкнутый» ключ включается последовательно со штатными кнопками и блокировками

электровоза. «Нормально разомкнутый» ключ включается параллельно кнопкам и блокировкам электровоза;

– блок аналогового ввода (БАВ) служит для преобразования тока 4–20 мА от датчиков давления и напряжения в цепях управления и частотных сигналов датчика пути и скорости (ДПС) в цифровой код;

– блок дискретного ввода (БДВ) предназначен для приема и преобразования в цифровой код 12 сигналов цепей управления электровоза;

– блок регистрации (БР) предназначен для приема информации от других блоков системы и записи ее в блок накопления информации (БНИ или картридж). БР также служит для загрузки с картриджа программного обеспечения в БС, бортовой базы данных и электронного маршрута машиниста;

– блок накопления информации (БНИ или картридж) – имеет память емкостью 64 Мбайт (БНИ-9) или 16 Мбайт (БНИ-8), скорость обмена до 1 Мбит/сек. Время стирания информации не более 1 с;

– блок измерения высоковольтный модульный (БИВМ) предназначен для измерения токов в силовых цепях электровоза, напряжения в контактной сети и вычисления затраченной электроэнергии. БИВМ конфигурируется под конкретный электровоз;

– пневматическая подсистема (ПП) предназначена для дистанционного управления системой автоведения процессами, происходящими в тормозной системе поезда с локомотивной тягой (торможение, перекрыша, отпуск тормозов и поддержание зарядного давления в тормозной магистрали);

– датчики пути и скорости (ДПС) – преобразуют угловую частоту вращения (обороты) колесной пары, на которой они установлены, в последовательность импульсов. Импульсы поступают в бортовую микропроцессорную систему автоведения для вычисления пройденного пути и скорости движения;

– бортовая управляющая программа (БУП). С помощью БУП система УСАВПП управляет режимами движения тяга, выбег и торможение. Программа предназначена для реализации алгоритма автоведения, ввода и вывода необходимой для автоведения информации, для организации взаимодействия с

машинистом, сбора и передачи в РПДА-П, записываемой на картридж информации. Алгоритм автоведения вырабатывается на основе имеющихся данных о поезде, расписании движения и информации об участке обслуживания. Информация об участке обслуживания (профиль пути, постоянные ограничения скорости, расположение путевых объектов, объектов сигнализации и расписание движения) – постоянная и записывается в БС. Она может быть изменена во время переналадки системы. Переменная информация: номер поезда, количество вагонов, временные ограничения скорости и т.п. может быть оперативно изменена машинистом в процессе эксплуатации УСАВПП.

Так как корректируемым режимом в настоящей диссертационной работе является режим торможения, далее рассматривается каким образом УСАВПП выполняет регулировочное торможение.

Система производит торможение для выполнения текущего ограничения скорости при движении поезда под уклон, для снижения скорости перед участками с ограничениями скорости, включая ограничения, обусловленные показаниями локомотивного светофора.

Для осуществления режима снижения скорости торможением, система отработывает контрольную тормозную кривую, представляющую собой зависимость скорости движения от пути оставшегося до места остановки или места, требующего начала движения с ограниченной скоростью.

В зависимости от причины торможения (торможение для остановки у светофора с красным огнем или снижение скорости перед местом действия ограничения скорости) интенсивность торможения и крутизна тормозной кривой различна. Так при торможении для снижения скорости под ограничение выполняется тормозная кривая с замедлением заданным машинистом, при настройке системы. В то же время снижение скорости до 20 км/ч после появления на локомотивном светофоре красно-желтого огня и остановочное торможение перед напольным светофором с красным огнем выполняется с замедлением  $0,2 \text{ м/с}^2$ , независимо от заданного замедления при настройке системы.

Интенсивность торможения корректируется автоматически. При этом контрольная кривая рассчитывается с меньшим или большим замедлением. В зависимости от результатов сравнения фактической скорости движения поезда с расчетным значением, задаваемым тормозной кривой, отрабатывается команда на изменение (увеличение, уменьшение) тормозного усилия поезда.

Система осуществляет торможение с помощью основного (электропневматического или пневматического) и вспомогательного (электродинамического) тормоза. Условием для использования электродинамического тормоза является информация о включении машинистом кнопки электрического тормоза.

## 2.8 Выводы по разделу 2

1 Рассмотрены особенности образования тормозной силы. В ходе изучения научной литературы выявлено, что при заклинивании колесной пары происходит значительное увеличение тормозного пути, т.е. тормозная сила сильно снижается. Происходит это по причине «вытачивания» колесной пары в процессе скольжения по рельсовому пути, вследствие чего происходит снижение уровня шероховатости поверхности катания колеса. В результате в значительной степени снижается сила трения в точке контакта колеса с рельсом, а, следовательно, и сила торможения.

2 В ходе исследования факторов, влияющих на коэффициент трения колодки о колесо, были выделены следующие:

- сила нажатия колодки на колесо;
- химический состав колодки;
- форма колодки;
- степень влажности колодки;
- износ колодки;
- начальная продолжительность трения;

– температура колодки и поверхности катания колеса.

В наибольшей степени влияние на коэффициент трения оказывает температура в системе «колодка-колесо». На текущий момент в существующих формулах для расчета коэффициента трения, приведенных в ПТР, не учитывается изменение температуры с течением времени. Это может вносить существенную погрешность в тормозные расчеты, а именно расчеты длительных и остановочных торможений поезда с высокой скорости.

3 Рассмотрены конструктивные особенности тормозной системы пассажирских поездов и электропоездов, особенности проектирования систем управления электропневматическими тормозами, исходя из чего очевидно, что наиболее перспективной тормозной системой для реализации многоступенчатого торможения по критерию управляемости и быстродействия является ЭПТ. Также целесообразно применение ЭПТ при осуществлении экстренного торможения ввиду снижения продольно-динамических реакций и исключения истощения тормозной системы поезда.

4 Система УСАВПП не обеспечивает прицельное остановочное торможение. Автоведение реализует простой алгоритм регулировочного торможения, не обеспечивающий адаптацию по изменяющимся параметрам: коэффициент сцепления колеса с рельсом и коэффициент трения колодки о колесо.

### **3 АЛГОРИТМ РАБОТЫ СИСТЕМЫ АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫМ НАЖАТИЕМ С УЧЕТОМ ЭЛЕМЕНТНОЙ БАЗЫ СОВРЕМЕННЫХ ЛОКОМОТИВОВ**

Перед формированием алгоритма адаптивного управления тормозным нажатием целесообразно выбрать форму реализуемой адаптации из существующего к настоящему времени множества принципов построения адаптивных систем наиболее подходящей для решаемой задачи.

#### **3.1 Обоснование формы адаптивного управления**

Под адаптивной системой управления понимают ее способность перестраиваться в зависимости от изменяющихся свойств объекта управления, внешних условий и возмущений с целью сохранения заданных в конкретной задаче качественных показателей управления.

Вопросы построения адаптивных систем управления ставились уже давно (с середины 50-х годов 20-го столетия), в этой области проводились исследования в нашей стране и за рубежом, получены важные и обнадеживающие результаты [9, 32, 34, 41, 43, 44, 46, 52, 58, 67, 69, 72, 74, 80, 81, 109] и многие др.

К настоящему времени разработано большое количество разных классов адаптивных систем управления, основными из которых, являются следующие.

Системы с программной (табличной адаптацией). Для них заранее на этапе создания системы управления создается программа изменения параметров системы управления в зависимости от изменяющихся условий функционирования. Последние определяются по выбранным заранее (наиболее значимым для обеспечения требуемых характеристик) и измеряемым в текущем времени переменным. К таким системам фактически относятся и

нейрорегуляторы с «offline» настройкой [2], поскольку за счет длительной настройки таких регуляторов автоматически формируется указанная выше программа.

Системы с идентификационным методом адаптивного управления. Другое их название: системы непрямого адаптивного управления, системы с идентификатором, самонастраивающиеся системы управления, системы с параметрической адаптацией. Обязательной частью таких систем является наличие блока параметрической идентификации, позволяющего получать в текущем времени оценки параметров математической модели объекта и возмущений. На основе этих оценок формируется закон управления. Этим системам посвящены работы, например [20, 47, 99] и др.

Системы с прямым методом адаптивного управления. Другое их название: системы с явной эталонной моделью, системы с прямым алгоритмом адаптации, системы с функциональной адаптацией. Данные системы перестраивают параметры регулятора на основании ошибки поведения замкнутой системы управления и назначенной целевой установкой (в качестве таковой может выступать поведение назначенной эталонной модели). Как правило, построение закона перестройки параметров регулятора основывается на функции чувствительности, теории устойчивости Ляпунова и гиперустойчивости Попова. Данному типу систем посвящено подавляющее число работ в области адаптивного управления, например, [76, 79, 86].

Методы управления, эквивалентные адаптивным. Они достигают свойств адаптивности за счет того, что их структура подразумевает многотемповые движения, когда все возможные изменения параметров объекта и возмущений переводятся в изменение характеристик быстрых, не основных движений системы, сохраняя относительную стабильность медленных, доминирующих, определяющих движений. Сюда относятся системы с большим коэффициентом усиления в цепи обратной связи, в том числе с частотной подстройкой; системы с переменной структурой; некоторые релейные системы; системы, полученные при решении обратных задач динамики и некоторые другие [26, 34, 52].

Системы с программной адаптацией нашли широкое практическое применение в авиации, железнодорожном, автомобильном транспорте, промышленности, робототехнике и других областях. Это объясняется простотой организации перестройки системы управления. Однако для таких систем требуются большие затраты на создание программы перестройки законов управления, а также невозможность учета текущей неопределенности, появления нештатных ситуаций.

Системы с идентификационным алгоритмом управления и с прямым методом адаптивного управления в отличие от систем с программной адаптацией способны функционировать в условиях текущей неопределенности. Однако в практических приложениях до сих пор нашли лишь простейшие формы применения. Это объясняется слишком жесткими требованиями к условиям функционирования таких систем. К ним относится, для первого типа систем, например: требование быстрой сходимости оценок параметров к истинным значениям, достаточное «богатство» входного сигнала и др. Для второго типа систем: необходимость квазистационарности объекта управления, «удачный» выбор параметров алгоритма настройки в конкретной задаче и др. Это всегда или в большинстве случаев сложно обеспечить в реальных условиях практического применения.

Использование систем, эквивалентных адаптивным связано с такими проблемами, как большой расход управлений, низкие запасы устойчивости системы управления и др.

В поставленной задаче построения адаптивной системы управления торможением ранее были описаны основные соотношения между качественными показателями торможения и основными факторами. Также описана взаимосвязь между свойствами безюзового торможения и скоростью движения. Эта взаимосвязь вполне ясная и описывается аналитически. Поэтому было принято решение выбрать адаптивный принцип построения системы управления, основанный на программной адаптации («проверенной временем»), где измеряемым фактором для перестройки сигнала управления будет служить

скорость движения. Использование других методов адаптации, способных функционировать в условиях текущей неопределенности предполагается использовать на последующих этапах, по мере развития и совершенствования адаптивной системы торможения в рамках диссертационных работ и научных трудов, например, коэффициент сцепления колеса с рельсом будет измеряться специальным устройством в режиме реального времени. Такие устройства нашли широкое применение в авиатранспорте, а именно: применяются наземными службами аэропортов при проверке полотна взлетно-посадочной полосы на соответствие требованиям, удовлетворяющим минимально необходимым для выполнения безопасного взлета и посадки воздушными судами. На железнодорожном транспорте таковые до сих пор не применяются, вопреки тому, что позволили бы выполнять высокоэффективное торможение, при котором вероятность заклинивания колесной пары была бы сведена к минимуму.

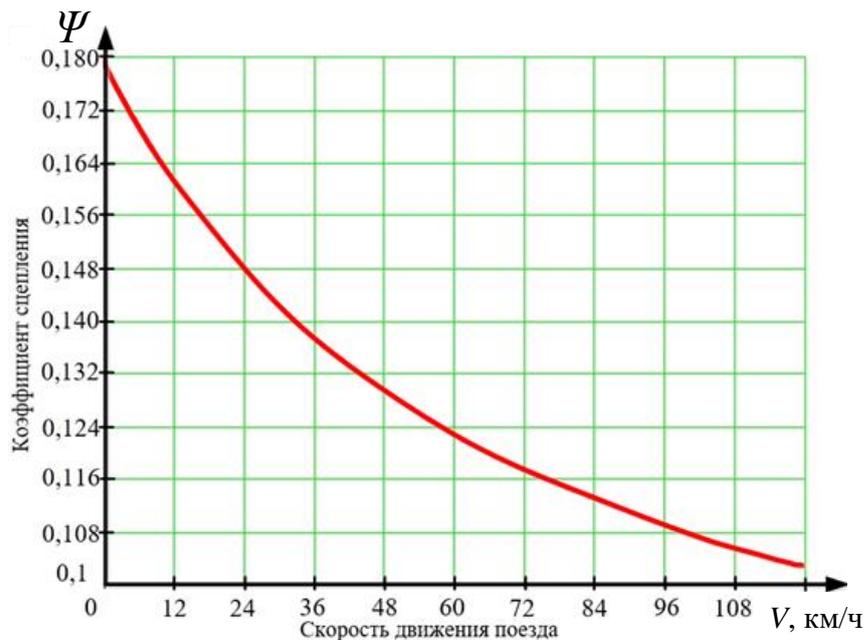
### **3.2 Зависимости коэффициента трения и коэффициента сцепления от скорости движения поезда**

Анализируя зависимость коэффициента трения, представленную на рисунке 2.11, видим, что с увеличением скорости движения поезда коэффициент трения уменьшается. Это обуславливается двумя причинами. Первая: с поверхности контакта колодки и колеса при высоких скоростях и большем нажатии необходимо рассеивать большее количество тепловой энергии, что приводит к большей температуре в зоне контакта трибологической пары «колодка-колесо», что влечет за собой уменьшение коэффициента трения. Вторая: при увеличении скорости движения поезда, увеличивается кинетическая энергия вращательного движения (накапливается колесно-моторным блоком электровозов, колесными парами и генераторами вагонов). Так как определение коэффициентов трения происходит эмпирическим путем при поездных

испытаниях тормозов для различных начальных скоростей и разных сил нажатия, в формуле коэффициента трения колодок кинетическая энергия учтена. Это обуславливает снижение коэффициента трения при увеличении скорости.

Учитывая значительное снижение коэффициента трения на высоких и средних скоростях, предположим, что появляется возможность увеличения нажатия колодки на колесо. Однако необходимо убедиться в выполнении условия безюзового торможения. В связи с этим, далее исследуем характер изменения коэффициента сцепления колеса с рельсом в зависимости от скорости движения поезда.

С помощью формулы (2.5) выполнено построение зависимости коэффициента сцепления от скорости движения поезда, (рисунок 3.1).



**Рисунок 3.1 – Зависимость коэффициента сцепления колеса с рельсом от скорости движения поезда**

Коэффициент сцепления проявил схожую нелинейность с коэффициентом трения. Поэтому целесообразно провести сравнение приращения коэффициентов трения и сцепления при увеличении скорости движения поезда.

### 3.3 Зависимость коэффициента запаса по нажатию от скорости движения поезда

Для более удобного сопоставления коэффициентов трения колодки о колесо и сцепления колеса с рельсом вводится новое понятие – коэффициент запаса по нажатию. Коэффициент запаса по нажатию – это отношение силы сцепления к силе торможения [61]:

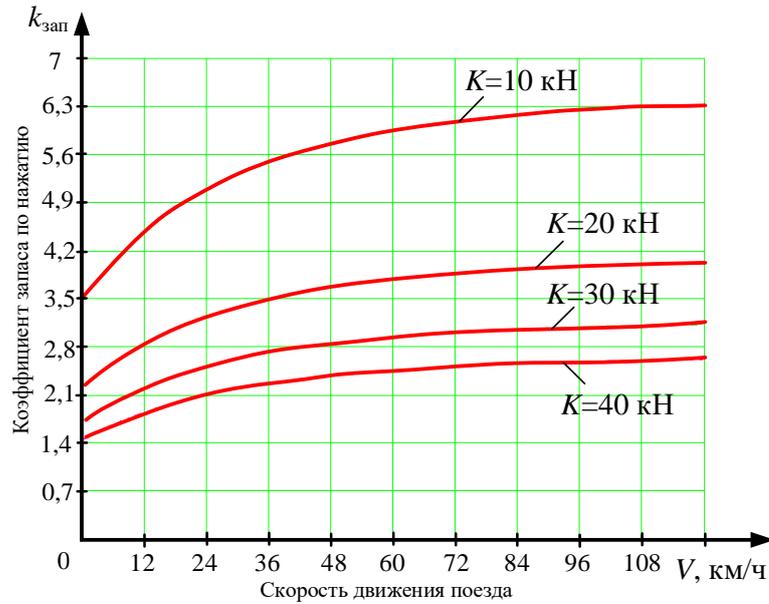
$$k_{\text{зап}} = \frac{F_{\text{сц}}}{B_{\text{т}}}. \quad (3.1)$$

Данный коэффициент характеризует запас силы нажатия колодки на колесо до возникновения заклинивания колесной пары. В диссертации [11] концепция торможения заключалась в критерии полного использования тормозной силы относительно силы сцепления, т.е., как говорилось ранее,  $k_c \rightarrow 1$ . В свою очередь, в настоящей диссертации предлагается осуществлять торможение по критерию запаса силы сцепления над силой торможения, который должен поддерживаться на постоянном уровне  $k_{\text{зап}} = \text{const}$ , при этом значения  $k_{\text{зап}}$  для обеспечения безюзового и эффективного торможения лежат в диапазоне  $>1$ .

На основании формул (2.1), (2.2), (2.4), (2.5), (2.7) были построены графические зависимости коэффициента запаса по нажатию для чугунной тормозной колодки, которая используется на пассажирских поездах (рисунок 3.2).

Анализируя представленные рисунки, можно сделать вывод, что по мере увеличения либо уменьшения скорости движения поезда коэффициент запаса по нажатию  $k_{\text{зап}}$  изменяется.

Так, при низкой скорости движения поезда данный коэффициент мал и возрастает он по мере увеличения скорости. Это обуславливается спецификой изменения коэффициента трения тормозной колодки, а также тем, что поезд накапливает большую кинетическую энергию поступательного и вращательного движений, которую необходимо погасить.



**Рисунок 3.2 – Зависимость коэффициента запаса по нажатию от скорости движения поезда для чугушной колодки**

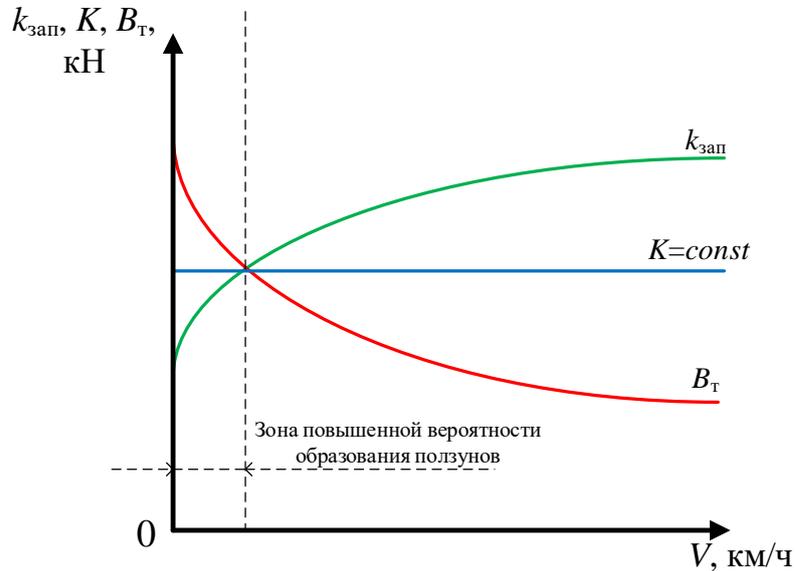
Следовательно, чем выше скорость, тем большее нажатие колодки на колесную пару необходимо реализовать для того, чтобы погасить запасенную поездом энергию и при этом обеспечить минимальный фактический тормозной путь.

### 3.4 Анализ принципа работы штатной тормозной системы

Одним из типовых режимов работы тормозной системы поезда является режим «Перекрыша», характеризующийся постоянным давлением в тормозных цилиндрах, а значит, постоянной силой нажатия колодки на колесо. Рассмотрим этот этап торможения в штатной тормозной системе поезда детально. При штатном управлении тормозами поезд следует в режиме «Перекрыша» практически весь процесс торможения.

На основании формул (2.1) и (3.1) были рассчитаны зависимости тормозной силы ( $B_T$ ) и коэффициента запаса по нажатию ( $k_{зап}$ ) при постоянной

силе нажатия колодки на колесо ( $K$ ) в условиях изменяющейся скорости в процессе торможения. На рисунке 3.3 представлена графическая иллюстрация изменения этих параметров для чугунной колодки.



$k_{зап}$  – коэффициент запаса по нажатию;  $K$  – сила нажатия колодки на колесо;  
 $B_т$  – тормозная сила;  $V$  – скорость движения поезда

**Рисунок 3.3 – Графическая иллюстрация изменения коэффициента запаса по нажатию и силы торможения при постоянной силе нажатия чугунной колодки на колесо**

Представленный рисунок 3.3 отражает алгоритм торможения, используемый на сегодняшний день: машинисты наполняют тормозные цилиндры до необходимого давления и переводят тормозную систему в режим «Перекрыша», производят торможение до целевой скорости (как правило, без ступени отпуска. Лишь опытные машинисты могут выполнить 1–2 ступени отпуска для разрядки ТЦ и компенсации нарастания коэффициента трения колодки о колесо, опираясь при этом только на свои внутренние ощущения, полученные за долгие годы работы в эксплуатации). При торможении в одну ступень сила нажатия колодки на колесо остается постоянной, а тормозная сила и коэффициент запаса по нажатию изменяются. Это и является проблемой в процессе торможения, которую подтверждает тормозная сила, отражающая низкую эффективность автотормозов на средних и высоких скоростях. Данная

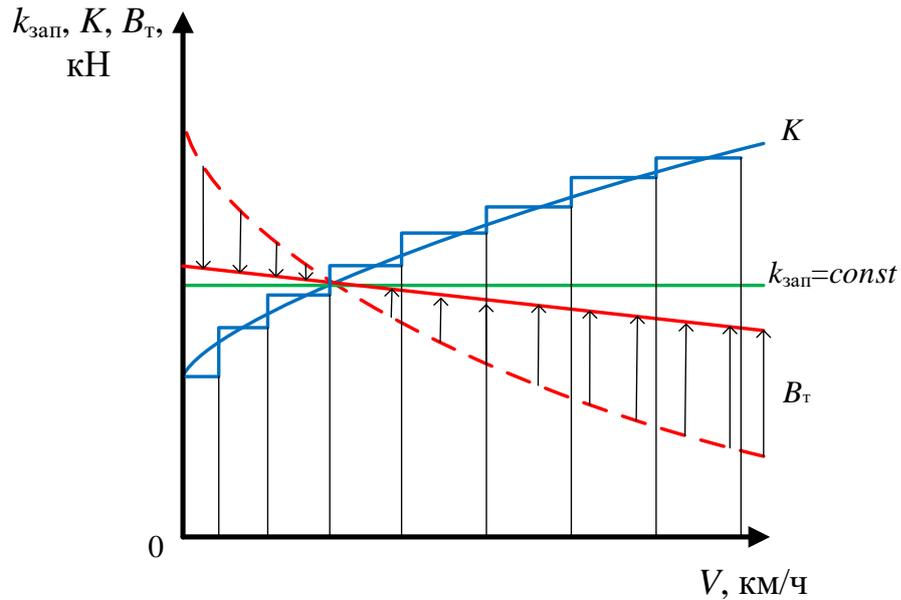
проблема характеризуется тем, что коэффициент запаса по нажатию не учитывается в ходе осуществления торможения. Потенциал тормозной системы используется не полностью. Это лишает возможности применения большего нажатия на средних и высоких скоростях, что могло бы повлечь за собой увеличение тормозной силы, эффективности торможения, сокращения тормозного пути, следовательно, увеличение участковой скорости движения поездов.

По зависимости коэффициента запаса по нажатию видно, что в диапазоне примерно 120–40 км/ч он изменяется относительно плавно, а в диапазоне 40–0 км/ч начинает резко уменьшаться. Более того, тормозная сила проявляет себя аналогичным образом – в диапазоне 40–0 км/ч начинает резко изменяться, а именно увеличиваться. Отсюда, сделаем вывод, что диапазон скоростей 40–0 км/ч является зоной повышенной вероятности образования ползунов.

### **3.5 Обоснование принципа адаптивного управления тормозным нажатием и режимов работы адаптивной системы управления**

Учитывая тот факт, что коэффициент трения колодки о колесо изменяется в процессе одного торможения, имеет смысл создать алгоритм управления нажатием на тормозную колодку таким образом, чтобы повысить эффективность тормозов на высоких скоростях и снизить вероятность заклинивания колесных пар при низких скоростях, т.е. обеспечить постоянство коэффициента запаса по нажатию. Такие соотношения, в отличие от рисунка 3.3, представлены на рисунке 3.4.

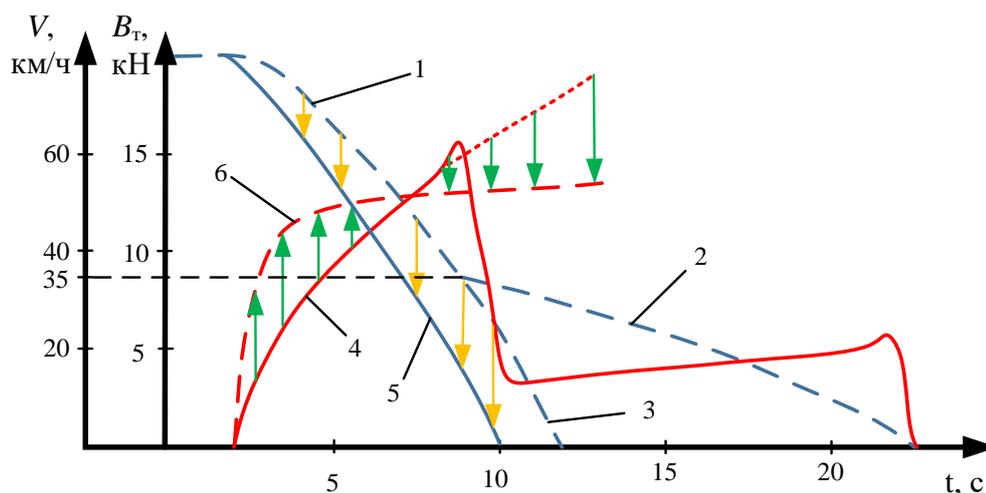
В основе работы алгоритма адаптивного управления тормозным нажатием лежит анализ коэффициента запаса по нажатию, предложенный выше, т.е. силы сцепления колесо-рельс относительно тормозной силы, численные значения которых можно рассчитать по известным формулам (2.1), (2.2), (2.4), (2.5).



**Рисунок 3.4 – Графическая иллюстрация процесса приближения коэффициента запаса по нажатию к постоянному значению за счет регулирования силы нажатия колодки на колесо**

Принцип изменения силы нажатия колодки на колесо можно пояснить следующим. Перед началом работы системы выбирается оптимальное значение коэффициента запаса по нажатию  $k_{\text{зап}}$  с учетом погодных и других условий сцепления колеса и рельса для того, чтобы снизить вероятность заклинивания колесных пар при торможении. Предлагаемый принцип управления тормозами при этом обеспечивает постоянство этого коэффициента при изменении скорости за счет изменения силы нажатия на колодку  $K$ , как это показано на рисунке 3.4. Изменение этой силы предлагается реализовать ступенчато, в зависимости от скорости. Тем самым, в пределах малых скоростей вероятность образования ползунов уменьшается, в тоже время тормозной путь уменьшается за счет увеличения тормозной силы в пределах средних и высоких скоростей.

Далее рассматривается, как повлияет представленный выше алгоритм управления тормозным нажатием на графики изменения тормозных характеристик в случае юза колесной пары. На рисунке 3.5 условно представлена динамика тормозного процесса с предлагаемым управлением в сравнении с рисунком 2.2.



1 – скорость поезда при торможении штатным алгоритмом; 2 – скорость поезда при юзе колесных пар; 3 – предполагаемая скорость при торможении штатным алгоритмом без юза колесных пар; 4 – тормозная сила колесной пары при штатной тормозной системе; 5 – скорость поезда при торможении с системой адаптивного управления тормозным нажатием; 6 – тормозная сила колесной пары с применением системы адаптивного управления тормозным нажатием

**Рисунок 3.5 – Корректировка процесса торможения системой адаптивного управления тормозным нажатием**

Переменное давление в тормозном цилиндре (в зависимости от скорости) позволит избежать заклинивания колесных пар и сократить тормозной путь.

Предлагается осуществлять три режима работы системы адаптивного торможения, соответствующие подобным системам автоматизации.

**Режим информирования** при осуществлении торможения вручную. Он заключается в отображении на дисплее значения давления в тормозном цилиндре при данной скорости, соответствующей заданному коэффициенту запаса по нажатию, с целью получения наиболее эффективного и безопасного торможения.

**Полуавтоматический режим.** Машинист задает целевую скорость и в нужный момент инициирует торможение, а система замедляет поезд с максимальной эффективностью, до целевого значения, обеспечивая поддержание заданного коэффициента запаса по нажатию на постоянном уровне.

**Автоматический режим.** Этот режим представляет собой усовершенствованный подход к торможению с использованием технологии автоведения. Система, основываясь на скоростных ограничениях, также поддерживает заданный коэффициент запаса по нажатию на постоянном уровне в

процессе торможения. Такой режим может быть особенно полезным для длительных поездок или маршрутов с различными скоростными зонами, где важна оптимизация процесса торможения на протяжении всего пути.

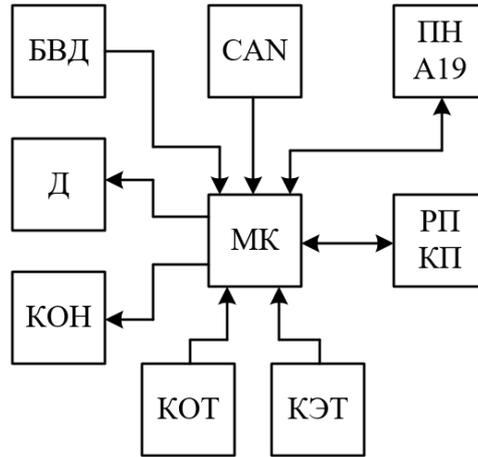
### **3.6 Структурная схема предлагаемой адаптивной системы**

Система для реализации адаптивного торможения представлена в виде блок-схемы на рисунке 3.6.

Во время движения при осуществлении торможения в полуавтоматическом режиме машинист задает необходимую скорость в блок ввода данных БВД и в нужный момент нажимает кнопку начала торможения на БВД, который передает управляющее напряжение на микроконтроллер. МК подает импульсы управления на соответствующие контакты ПН А19 для перевода тормозной системы в режимы «Торможение», «Перекрыша», «Зарядка/отпуск». Таким образом, система адаптивного торможения снижает скорость до заданного машинистом значения в соответствии с алгоритмом адаптивного торможения и поступающей информации о параметрах движения поезда из CAN шины (фактическое давление в ТЦ, фактическая скорость движения поезда).

В случае работы системы в автоматическом режиме, на основании информации, поступающей из CAN модуля о действующих ограничениях скорости и других параметров, система адаптивного торможения обеспечивает снижение скорости наиболее эффективно, что позволит повысить участковую скорость движения поездов.

В случае работы системы в режиме информирования МК выполняет непрерывный расчет рекомендуемого значения давления в тормозном цилиндре в реальном времени для текущего и следующего диапазонов скорости, которые отображаются на дисплее. Ориентировочный интерфейс дисплея изображен на рисунке 3.7.



МК – микроконтроллер; CAN – модуль, подключаемый в CAN шину системы УСВП;  
 Д – дисплей; БВД – блок ввода данных; ПН А19 – преобразователь напряжения;  
 РП КП – рабочий и контрольный провод ЭПТ; КОН – блок контроля несанкционированного отключения электропневматического клапана ключом; КОТ – кнопка отпуска тормозов;  
 КЭТ – кнопка экстренного торможения

**Рисунок 3.6 – Блок-схема системы адаптивного управления тормозным нажатием**

Для удобства выводится два диапазона скоростей – «Текущий» и «Прогнозируемый». Таким образом, машинист заранее будет знать, до какого значения снижать давление в ТЦ на следующем диапазоне скоростей в процессе реализации адаптивного торможения ручным способом.

Режим информирования			Заданная скорость
	Текущие параметры	Прогнозируемые параметры	-
Диапазон скорости	78-68 км/ч	68-54 км/ч	Фактическая скорость 78 км/ч
Рекомендуемое давление в ТЦ	0,26 МПа	0,20 МПа	Фактическое давление в ТЦ 0,26 МПа

**Рисунок 3.7 – Интерфейс дисплея при работе системы адаптивного торможения в режиме информирования**

Для повышения безопасности движения поездов предлагается реализовать электропневматическое экстренное торможение с применением адаптивного

управления тормозным нажатием. Как известно, на сегодняшний день на пассажирских поездах при переводе ручки крана в положение экстренного торможения происходит срабатывание пневматических тормозов, т.е. воздухораспределителя усл. № 292, либо усл. № 242, что приводит к ряду негативных последствий. Применение пневматического экстренного торможения вызывает усиленные продольно-динамические реакции, что может привести к травмированию пассажиров и рабочего персонала. Также происходит истощение тормозной магистрали, вследствие чего поезд простаивает на перегоне, восстанавливая давление в тормозной магистрали.

При реализации электропневматического экстренного торможения появляется возможность использовать повышенное давление в тормозных цилиндрах, поскольку воздухораспределитель усл. № 305 является прямодействующим и неистощимым, а также компенсировать естественные утечки воздуха из тормозного цилиндра. За счет применения адаптивного управления тормозным нажатием значительно снижается вероятность заклинивания колесной пары. Более того, электропневматическое экстренное торможение возможно будет прервать, нажав на соответствующую кнопку, что является вполне безопасным, так как не происходит истощения тормозной магистрали и продольно динамические реакции минимальны [64]. Ниже описан принцип работы согласно блок-схеме системы адаптивного управления тормозным нажатием.

При нажатии кнопки экстренного торможения КЭТ управляющее напряжение поступает на микроконтроллер, который, в свою очередь, выполняет экстренное торможение путем подачи импульсов управления на ПН А19 с учетом информации о параметрах движения поезда, поступающей из CAN модуля. В случае нажатия кнопки отпуска тормозов КОТ, МК производит отпуск тормозов посредством подачи управляющего напряжения на ПН А19. МК ведет постоянный контроль целостности электрической цепи ЭПТ посредством подключения к рабочему и контрольному проводам. В случае нарушения целостности электрической цепи произойдет пневматическое экстренное

торможение, т.е. микроконтроллер обеспечит разрядку тормозной магистрали и срабатывание воздухораспределителей усл. № 292 посредством подачи импульса управления на электропневматический вентиль блока контроля несанкционированного отключения ЭПК ключом [78], при этом кнопка отпуска тормозов КОТ срабатывать не будет.

### **3.7 Принципиальная электрическая схема подключения системы адаптивного торможения**

В ходе исследований [61] были проведены изыскательские работы по возможности установки предлагаемой системы на подвижной состав. На рисунке 3.8 приведена модернизированная принципиальная электрическая схема двухпроводной цепи управления электропневматическими тормозами пассажирского электровоза ЭП1. Схема подключения системы адаптивного торможения на электропоезда, оснащенных краном машиниста усл. № 395, будет аналогичная, поскольку подключение КРМ к преобразователю напряжения А19 осуществляется идентичным образом.

На приведенной схеме система адаптивного торможения обозначена как блок D1 – основной блок, который управляет ЭПТ согласно алгоритму адаптивного торможения [1, 7, 8, 23].

Принцип работы электрической цепи ЭПТ был рассмотрен ранее в разделе 2.

Предлагаемая система устанавливается между краном машиниста SQ4 и группой контактов X1 блока управления А19 в разрыв проводов П1-5, П1-4 и П1-1. В случае, если машинист управляет тормозами в ручном режиме, система адаптивного управления тормозным нажатием работает на пропуск электрических сигналов как простой проводник в режиме информирования. То есть сигналы по проводам П1-5 и П1-4 проходят до входов 1 и 2 группы контактов X1.

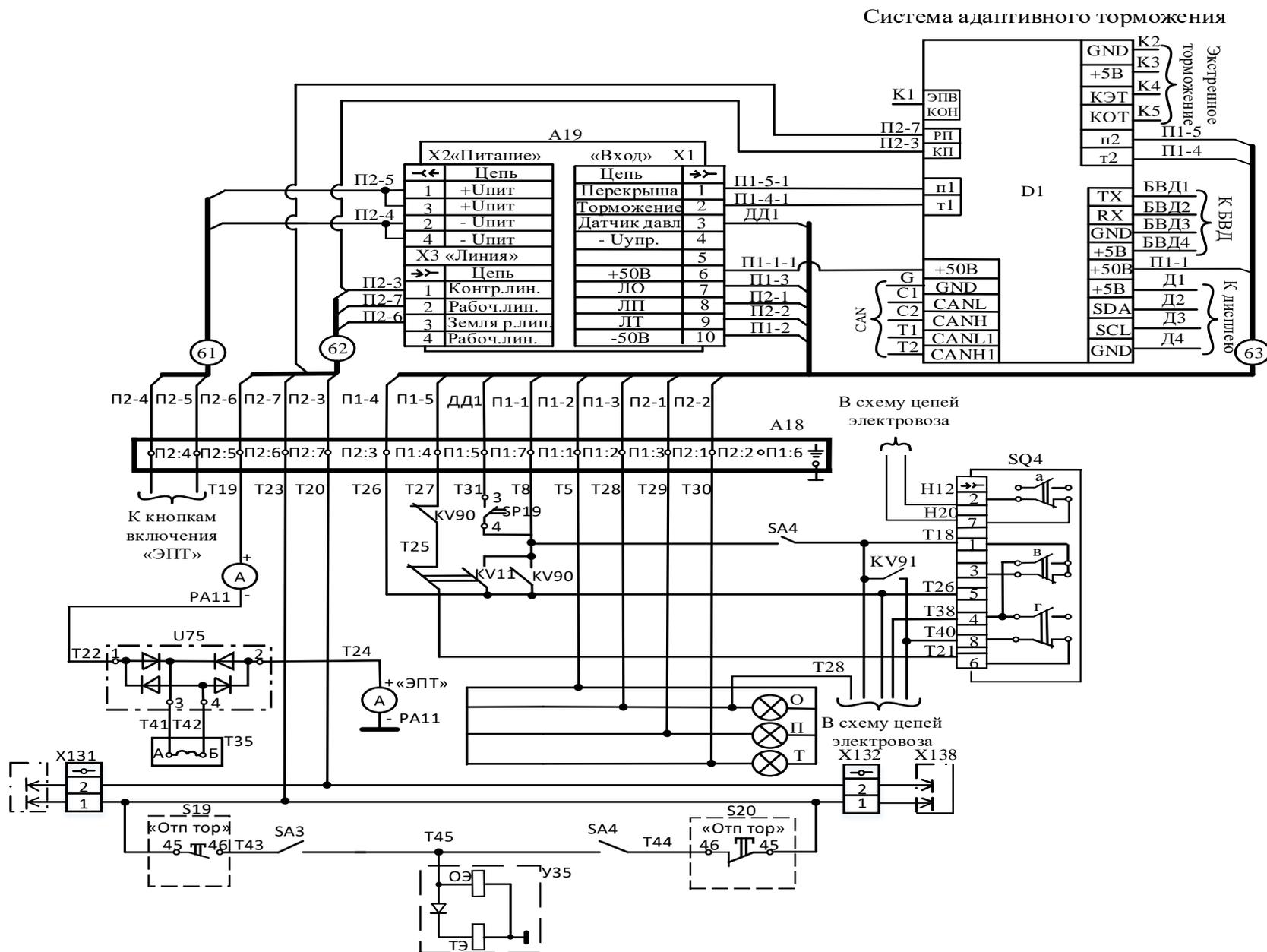


Рисунок 3.8 – Модернизированная принципиальная электрическая схема системы ЭПТ

На дисплей, который подключен к выводам +5В, SDA, SCL и GND блока D1 выдается информация о целевом давлении в тормозном цилиндре для текущего и следующего диапазонов скоростей для соблюдения нужного значения коэффициента запаса по нажатию, позволяющего наиболее эффективно тормозить с минимальной вероятностью заклинивания колесной пары.

В случае, если система работает в полуавтоматическом или автоматическом режиме, тогда сигналы от крана машиниста SQ4 не проходят к входам группы контактов X1 блока A19, а генерируются системой адаптивного торможения и подаются из выходов п1 и т1 блока D1: на вывод п1 для перевода системы в режим «Перекрыша»; на вывод т1 для перевода системы в режим «Торможение». Расчеты для выполнения алгоритма адаптивного торможения система осуществляет на основании параметров движения поезда, поступающих из CAN шины УСАВПП, к которой система адаптивного торможения подключена посредством портов: CANH, CANL, CANH1, CANL1.

К блоку D1 подключены кнопки экстренного торможения и отпуска тормозов через выводы +5В, КЭТ, КОТ, GND. В случае нажатия машинистом кнопки экстренного торможения блок D1 путем широтно-импульсной модуляции подает переменное напряжение частотой 625 Гц и амплитудой 50 В на выводы РП и КП, тем самым, проверяя целостность электрической цепи ЭПТ. Если целостность не нарушена, система адаптивного торможения осуществляет экстренное торможение путем перевода тормозной системы в режимы «Торможение» и «Перекрыша» посредством подачи сигналов на выводы п1 и т1 согласно алгоритму. В любой момент времени машинист может прервать экстренное торможение нажатием на кнопку отпуска тормозов. Однако, если электрическая цепь ЭПТ нарушена, система осуществляет пневматическое экстренное торможение путем подачи напряжения на электропневматический вентиль блока контроля несанкционированного отключения ЭПК, который соединяет полость над срывным клапаном ЭПК с атмосферой. Срывной клапан производит разрядку тормозной магистрали, происходит пневматическое экстренное торможение поезда. При этом кнопка отпуска тормозов не работает.

### 3.8 Блок-схемы алгоритма работы предлагаемой системы в разных режимах торможения

В соответствии с изложенными выше принципами организации и построения системы адаптивного управления тормозным нажатием была разработана блок-схема программного обеспечения микропроцессорного блока [17, 103]. Она приведена на рисунке 3.9.

**Режим информирования.** После включения системы машинист выбирает режим информирования кнопкой (1), затем в микроконтроллер поступает информация из CAN модуля о фактической скорости  $V_f$ , профиле пути, фактическом давлении в тормозных цилиндрах  $P_{тцф}$  и др, далее микроконтроллер выполняет расчет рекомендуемого давления в тормозных цилиндрах с учетом заданного коэффициента запаса по нажатию  $k_{зап}$  и текущих параметров движения поезда и выводит рассчитанное рекомендуемое давление на дисплей. Также дополнительно выводит рекомендуемое значение давления в тормозных цилиндрах для следующего диапазона скорости. Цикл повторяется, пока фактическая скорость не станет равной нулю.

**Полуавтоматический режим.** После включения системы машинист выбирает полуавтоматический режим кнопкой (2), затем аналогично поступает информация из CAN модуля в микроконтроллер, который ожидает задания целевой скорости машинистом и инициации торможения в нужный момент кнопкой. Микроконтроллер определяет скорость отпуска с учетом задержек при управлении электропневматическими тормозами для обеспечения точности достижения целевой скорости, заданной машинистом. В процессе торможения микроконтроллер сравнивает заданное давление в тормозных цилиндрах согласно алгоритму адаптивного торможения  $P_{тцзад}$  и фактическое давление  $P_{тцф}$ , при необходимости переводит тормозную систему в режимы «Торможение», «Перекрыша», «Отпуск».

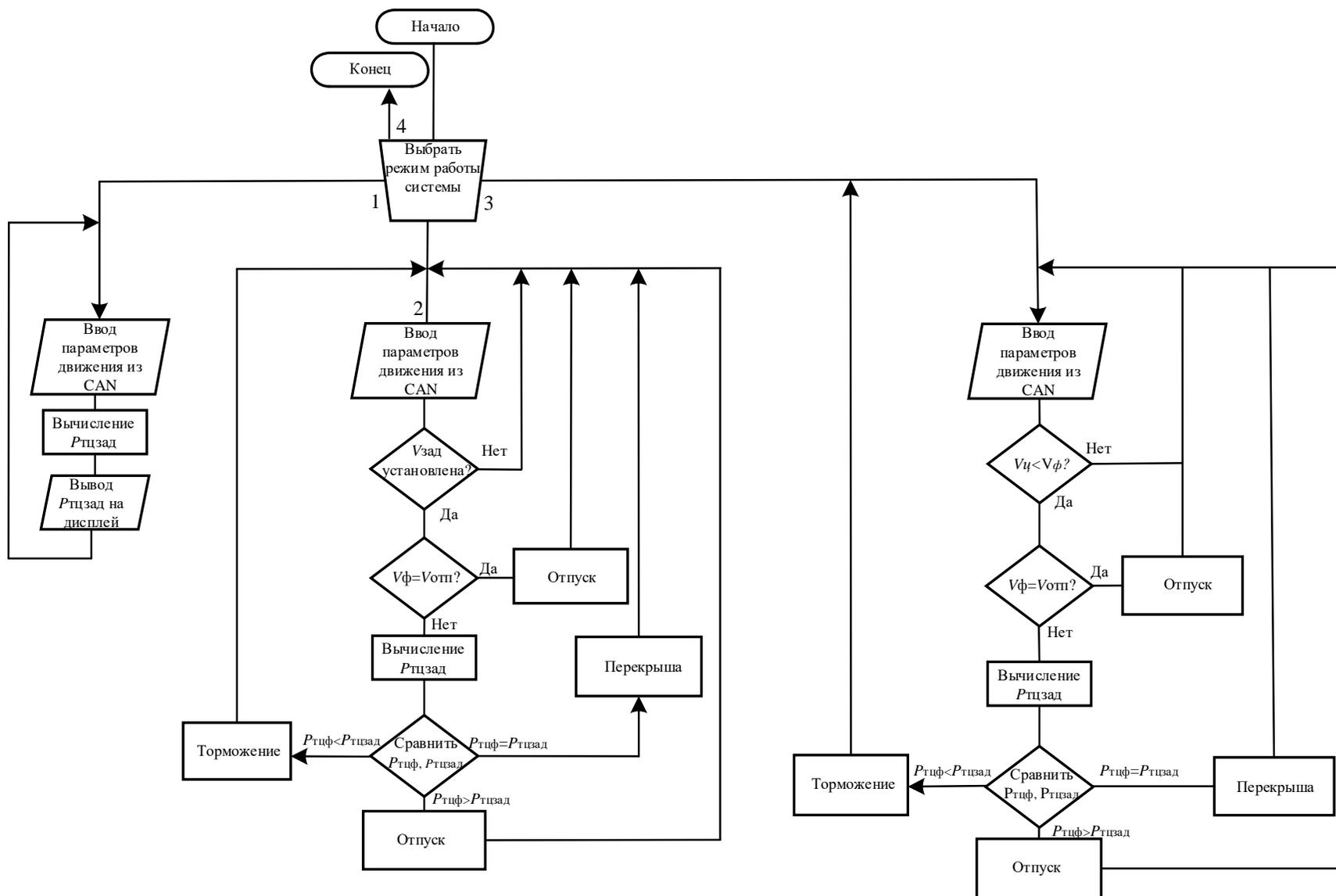
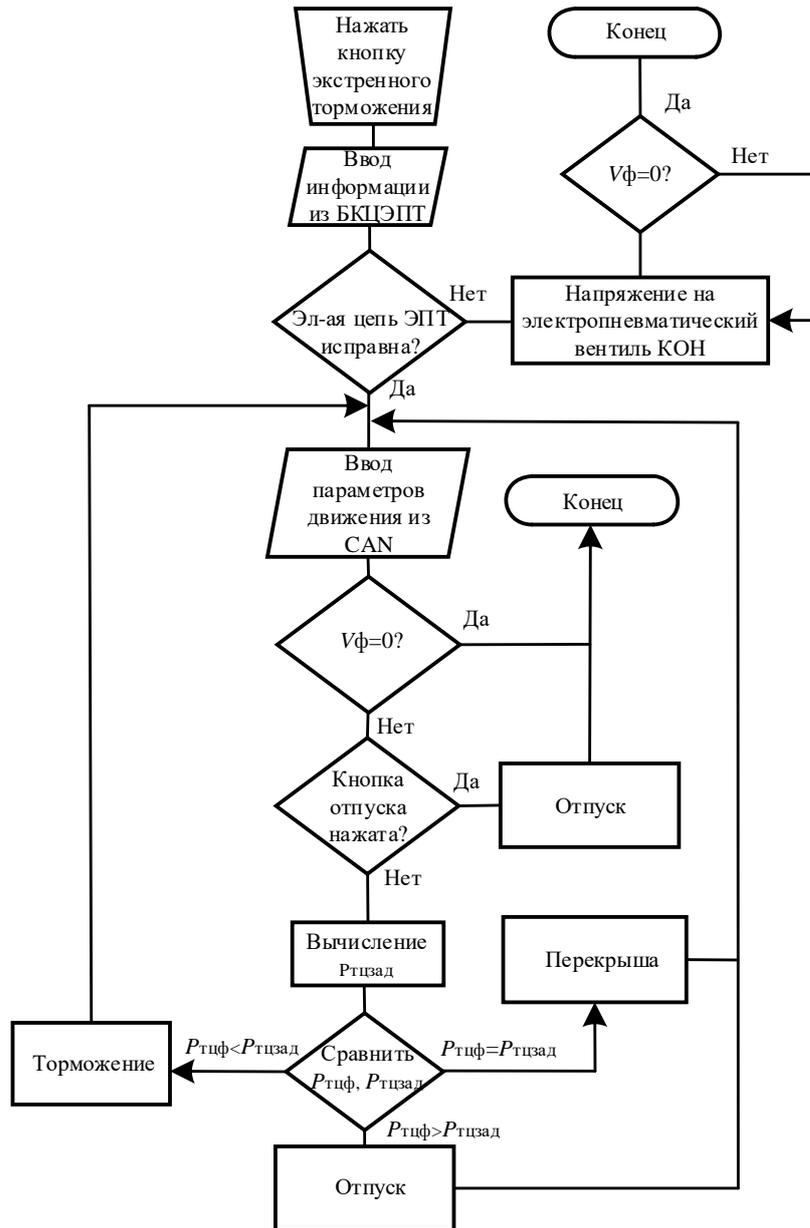


Рисунок 3.9 – Блок-схема алгоритма работы системы адаптивного управления тормозным нажатием в режиме служебного торможения

Циклы повторяются, пока фактическая скорость не достигнет скорости отпуска, тогда микроконтроллер переведет тормозную системы в режим «Отпуска» и цикл завершается. Отпуск осуществляется когда остается  $0,8 + \Delta P / \chi_o$  секунды до достижения целевой скорости (0,8 с – средняя задержка тормозной системы от момента подачи управляющего воздействия до начала снижения давления в ТЦ согласно проведенным исследованиям характеристик электропневматических тормозов в переходных режимах, описанных далее в разделе 4;  $\Delta P$  – ступень снижения давления, МПа;  $\chi_o$  – коэффициент пропорциональности, он зависит от скорости разрядки ТЦ, что можно описать в виде:  $\chi_o = P_{\max} / \tau$ ;  $P_{\max}$  – максимальное значение давления в ТЦ;  $\tau$  – время полной разрядки ТЦ, 5 с).

**Автоматический режим.** После включения системы машинист выбирает автоматический режим кнопкой (3), в микроконтроллер также поступает информация из CAN модуля, в том числе о действующих ограничениях скорости. Система выполняет адаптивное торможение на участках, предусмотренных режимной картой, а также в случае превышения фактической скорости над целевой. Алгоритм торможения аналогичен полуавтоматическому режиму, а микроконтроллер сравнивает заданное давление в тормозных цилиндрах согласно алгоритму адаптивного торможения  $P_{\text{тцзад}}$  и фактическое давление  $P_{\text{тцф}}$ , при необходимости переводит тормозную систему в режимы «Торможение», «Перекрыша», «Отпуск». Торможение может осуществляться интенсивностью, установленной режимной картой с обеспечением поддержания коэффициента запаса по нажатию на постоянном уровне с целью повышения комфорта пассажиров. Однако, в случае отставания поезда от графика, система может выполнять торможение повышенной интенсивности с обеспечением поддержания коэффициента запаса по нажатию меньшего значения, которое устанавливается машинистом, в том числе в зависимости от погодных и др. условий.

Согласно рисунку 3.10 после нажатия машинистом кнопки экстренного торможения микроконтроллер проверяет целостность цепи ЭПТ посредством подачи напряжения на РП и КП.



**Рисунок 3.10 – Блок-схема алгоритма работы системы адаптивного управления тормозным нажатием в режиме экстренного торможения**

В случае, если электрическая цепь ЭПТ нарушена, микроконтроллер подает напряжение на электропневматический вентиль КОН, тем самым происходит разрядка ТМ и инициируется пневматическое экстренное торможение с использованием воздухораспределителей усл. № 292. В случае, если электрическая цепь ЭПТ исправна, микроконтроллер инициирует адаптивное электропневматическое экстренное торможение, переводя систему ЭПТ в необходимый режим: «Перекрыша», «Торможение», «Отпуск». Система переводит работу ЭПТ в соответствующие режимы на основании результата

сравнения фактического и заданного давления в тормозном цилиндре в данном диапазоне скорости движения поезда, тем самым обеспечивается поддержание коэффициента запаса по нажатию на постоянном уровне. В случае нажатия машинистом кнопки отпуска тормозов, устройство адаптивного торможения переводит тормозную систему в режим «Отпуск».

### 3.9 Математические модели торможения пассажирского поезда с различными видами тормозов

Известно, что в режиме торможения с выключенной тягой на прямом участке пути и без учета других дополнительных источников сопротивления движению, динамика поезда описывается следующим дифференциальным уравнением [6, 38, 42, 59, 66]:

$$\frac{dV}{dt} = -\zeta[w_o(V) + b(V) \pm 1000i], \quad (3.2)$$

$$S(t) = \int_{t_0}^t V(t)dt, \quad (3.3)$$

где  $V$  – скорость поезда, км/ч;

$S$  – пройденный путь, м;

$t$  – текущее время, с;

$\zeta = 127/(1 + \gamma)$  – коэффициент удельного замедления;

$w_o(V)$  – основное удельное сопротивление движению, Н/кН;

$i$  – уклон пути, промилле (при подъеме поезда имеет знак «+», на спуске – «-»);

$b(V)$  – удельная сила торможения поезда, Н/кН;

$\gamma$  – безразмерный коэффициент, учитывающий инерционность вращающихся масс поезда.

На основании [38] можно описать приблизительные значения основных относительных сил сопротивления движению:

$$w'_x(V) = a_{л0} + a_{л1}V + a_{л2}V^2, \quad (3.4)$$

$$w''_o(V) = a_{в00} + \frac{(a_{в0} + a_{в1}V + a_{в2}V^2)}{q_0}, \quad (3.5)$$

где  $a_{л0}, a_{л1}, a_{л2}, a_{в00}, a_{в0}, a_{в1}, a_{в2}$  – постоянные коэффициенты, согласно ПТР;

$q_0$  – часть массы вагона, приходящаяся на одну его ось.

Принимается, что в процессе торможения отсутствует юз колесных пар. Каждая колесная пара имеет по 4 тормозные колодки, тормозная система торможения у всех вагонов одинакова. Тогда тормозная сила поезда определится из равенства:

$$B(V, p) = 4n_{л} \varphi(V, K_{л}(P))K_{л}(P) + 4n_{в} \varphi(V, K_{в}(p))K_{в}(P), \quad (3.6)$$

где  $K_{л}(P), K_{в}(P)$  – силы нажатия на тормозные колодки локомотива и вагонов соответственно, пропорциональные  $P$  – давлению в тормозных цилиндрах;

$\varphi$  – коэффициент трения колодки о колесо, нелинейно зависящий от скорости и силы нажатия на колодку;

$n_{л}, n_{в}$  – число колесных пар локомотива и вагонов соответственно.

Силы нажатия на тормозные колодки поезда формируются либо по сигналу управления машиниста в виде нажатия на кнопку торможения до заданной скорости, в данном случае до полной остановки (полуавтоматическое управление), либо по информации из CAN модуля системы автоведения – при автоматическом управлении. Особенностью процесса торможения и отпуска тормозов является использование дискретных команд: «Служебное торможение», «Отпуск», «Перекрыша», передаваемым по электрической линии связи. По первым двум командам срабатывают все электровоздухораспределители поезда, подавая или сбрасывая давление в тормозных цилиндрах [3]. При этом зависимость изменения давления в тормозном цилиндре от входного управляющего сигнала можно приблизительно описать в виде интегрирующего звена, которое описывает временной (интегрирующий) характер управления

процессом торможения с помощью крана машиниста. Сигнал «Перекрыша» отключает интегральную связь, фиксируя достигнутое давление.

Исходя из ограничения на величину давления в тормозных цилиндрах, можно описать зависимость силы нажатия от указанных управляющих сигналов в виде приближенной зависимости:

$$P(t) = \text{sut}_{P_{\max}} \left( \chi_p \int_0^t u(t) dt \right), \quad (3.7)$$

$$K_{\text{л}}(t) = \chi_{\text{л}} P(t), \quad (3.8)$$

$$K_{\text{в}}(t) = \chi_{\text{в}} P(t), \quad (3.9)$$

где  $\chi_p$  – коэффициент пропорциональности, связывающий управляющий сигнал с давлением в тормозных цилиндрах, он зависит от скорости заполнения тормозных цилиндров;

$u(t) \in \{1, 0, -1\}$  – управляющий сигнал, указанные дискретные значения которого обозначают соответственно: торможение, «Перекрышу» и отпуск тормозов;

$\text{sut}_{P_{\max}}$  – функция, обозначающая ограничение давления в тормозных цилиндрах величиной  $P_{\max}$ .

$$\chi_p = \frac{P_{\max}}{\tau}, \quad (3.10)$$

где  $P_{\max}$  – максимальное значение давления;

$\tau$  – время полного заполнения тормозных цилиндров.

Коэффициенты связи сил нажатия тормозных колодок локомотива и вагонов соответственно с давлением в тормозных цилиндрах:

$$\chi_{\text{л}} = \frac{K_{\text{л max}}}{P_{\max}}, \quad (3.11)$$

где  $K_{\text{л max}}$  – максимальная сила нажатия колодки на колесо локомотива, кН.

$$\chi_{\text{в}} = \frac{K_{\text{в max}}}{P_{\max}}, \quad (3.12)$$

$K_{\text{в max}}$  – максимальная сила нажатия колодки на колесо вагона, кН.

Рассматривается типовой пассажирский поезд с локомотивом ЭП1 (ЭП1М) [83]: 6 колесных пар ( $n_{л} = 6$ ), масса локомотива 132 т ( $P = 1294$  кН); тормозные колодки – чугунные; 15 четырехосных вагонов ( $n_{в} = 60$ ) также с чугунными тормозными колодками, массой по 60 т каждый ( $Q = 8829$  кН). Используется типовое значение коэффициента вращающихся масс для поездов  $\gamma = 0,06$  [38].

Давление в тормозных цилиндрах изменяется и имеет максимальное значение  $P_{\max} = 0,38$  МПа. Минимальное изменение давления по ступеням торможения 0,02 МПа [3]. Из исследования экспериментальной установки тормозной системы пассажирского поезда было определено, что время полного заполнения тормозных цилиндров составляет около 5 с. Максимальное нажатие тормозных колодок на колесо пассажирского вагона массой 60 т составляет 50 кН, а в локомотиве ЭП1 – 90 кН [14]. Следовательно, параметры:

$$\chi_p = P_{\max}/\tau = 0,076 \text{ МПа/с},$$

$$\chi_{л} = K_{л \max}/P_{\max} = 236,8 \text{ кН/МПа},$$

$$\chi_{в} = K_{в \max}/P_{\max} = 131,6 \text{ кН/МПа}.$$

Параметры уравнений (3.4), (3.5) соответствуют движению локомотива ЭП1 на холостом ходу и пассажирских вагонов [66]:

$$a_{л0} = 13,8 ,$$

$$a_{л1} = 0,083 ,$$

$$a_{л2} = 0,0041 ,$$

$$a_{в00} = 6,9 ,$$

$$a_{в0} = 78,5 ,$$

$$a_{в1} = 1,76 ,$$

$$a_{в2} = 0,004 .$$

Далее считается, что условия торможения всех колес пассажирских вагонов одинаковые, а также одинаковыми являются условия торможения колес локомотива ЭП1. В связи с введенным понятием коэффициента запаса по нажатию (3.1), рассмотрим его зависимости для колесных пар локомотива и пассажирского вагона. В соответствии с (2.1), (2.2), (2.4), (2.5) этот параметр

будет иметь следующую зависимость для колеса локомотива (на каждое колесо приходится 2 тормозные колодки):

$$k_{\text{запл}}(P, V) = \frac{0,21 \frac{V + 200}{3V + 200} \frac{0,1q_{\text{л}} + 100}{0,4q_{\text{л}} + 100} q_{\text{л}}}{0,6 \frac{1,6K_{\text{л}}(P) + 100}{8K_{\text{л}}(P) + 100} \frac{V + 100}{5V + 100} K_{\text{л}}(P)}, \quad (3.13)$$

где  $V$  – скорость, км/ч;

$q_{\text{л}}$  – нагрузка колеса локомотива на рельс, кН (для ЭП1 107,8 кН);

$K_{\text{л}}(P)$  – сила нажатия тормозной колодки локомотива, кН в зависимости от давления в тормозных цилиндрах локомотива.

На рисунке 3.11 представлена зависимость коэффициента запаса по нажатию для локомотива в зависимости от скорости (0...120 км/ч) при разном давлении в тормозном цилиндре.

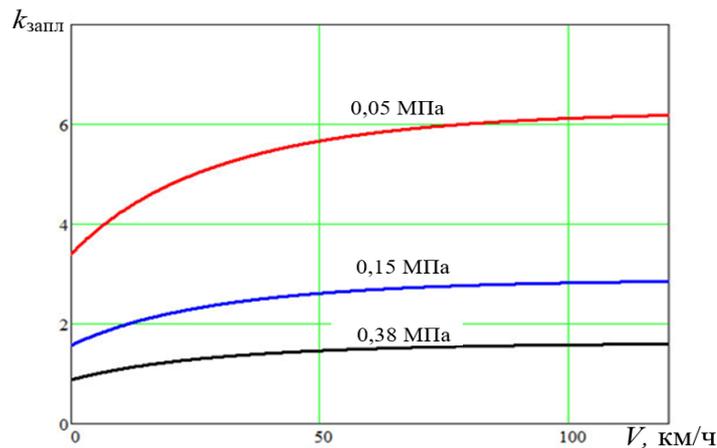


Рисунок 3.11 – Коэффициент запаса по нажатию для локомотива ЭП1

Коэффициента запаса по нажатию для вагонов:

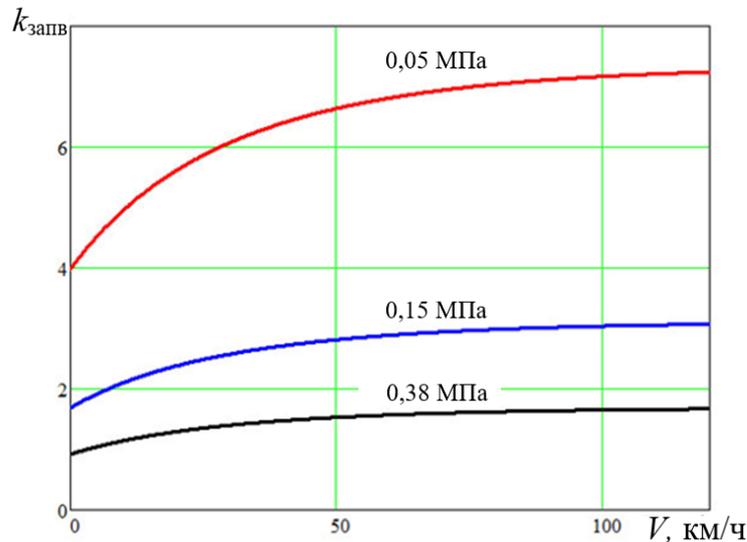
$$k_{\text{запв}}(P, V) = \frac{0,21 \frac{V + 200}{3V + 200} \frac{0,1q_{\text{в}} + 100}{0,4q_{\text{в}} + 100} q_{\text{л}}}{0,6 \frac{1,6K_{\text{в}}(P) + 100}{8K_{\text{в}}(P) + 100} \frac{V + 100}{5V + 100} K_{\text{в}}(P)}, \quad (3.14)$$

где  $q_{\text{в}}$  – нагрузка колеса вагона на рельс, кН (73,5 кН);

$K_{\text{в}}(P)$  – сила нажатия на тормозные колодки вагонов, в зависимости от давления в их тормозных цилиндрах, кН.

На рисунке 3.12 представлена зависимость коэффициента запаса по нажатию для вагонов в зависимости от скорости (в том же диапазоне) при разных значениях давления в тормозном цилиндре.

Анализ приведенных зависимостей показывает, что при одном и том же давлении в тормозных цилиндрах коэффициент запаса нажатия на тормозную колодку у вагона выше, чем у локомотива. В связи с этим далее при моделировании процесса торможения поезда принимается коэффициент запаса по нажатию локомотива. Действительно, если при торможении обеспечить на приемлемом уровне этот показатель для локомотива, то он будет обеспечен и для вагонов.



**Рисунок 3.12 – Коэффициент запаса нажатия пассажирских вагонов**

Далее рассмотрен очевидный вопрос для автоматизации на основе коэффициента запаса нажатия на тормозную колодку – по формулам (3.13), (3.14) определение зависимости давления в тормозных цилиндрах локомотива от заданного значения указанного коэффициента запаса и скорости движения.

Уравнения (3.13), (3.14) описывают нелинейную зависимость. Для поиска искомого результата были использованы методы численного решения и аппроксимации, выполненные в программной среде MathCad. Задача решалась в несколько этапов.

На первом этапе были определены массивы корней нелинейного уравнения вида относительно искомого давления:

$$k_{\text{запл}}(P, V_k) = k_{\text{запл зад } j}, \quad (3.15)$$

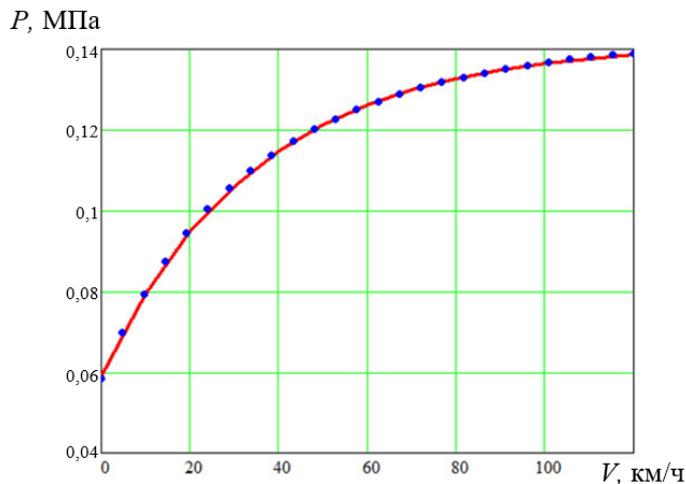
где  $V_k$  – массив значений скорости в диапазоне от 0 до 120 км/ч с дискретностью 10 км/ч;

$k_{\text{запл зад } j} = \{1.5, 2, 3, 4\}$  – массив заданных значений коэффициента запаса нажатия.

Эти массивы корней для конкретных значений заданного коэффициента запаса нажатия были аппроксимированы следующими зависимостями:

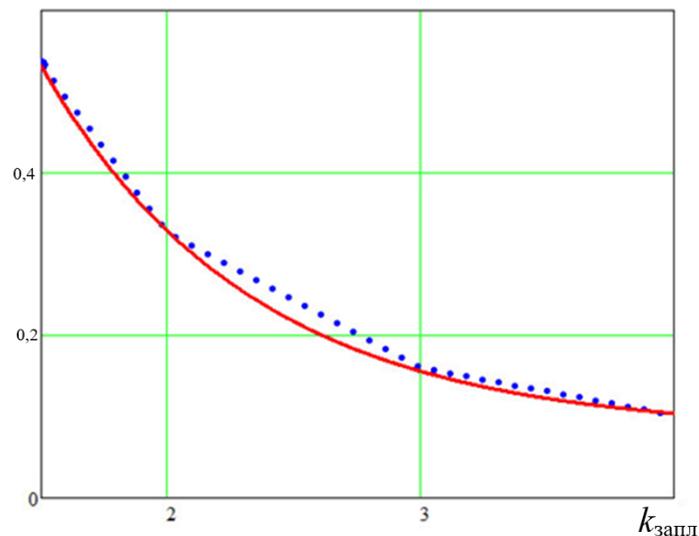
$$\begin{aligned} k_{\text{запл зад}} = 1,5: \quad P &= 0,533 \operatorname{atan}\left(\frac{V + 30}{30}\right) - 4,4 \cdot 10^{-4} V - 0,26. \\ k_{\text{запл зад}} = 2: \quad P &= 0,325 \operatorname{atan}\left(\frac{V + 30}{30}\right) - 2,4 \cdot 10^{-4} V - 0,153. \\ k_{\text{запл зад}} = 3: \quad P &= 0,161 \operatorname{atan}\left(\frac{V + 30}{30}\right) - 1,17 \cdot 10^{-4} V - 0,068. \quad (3.16) \\ k_{\text{запл зад}} = 4: \quad P &= 0,101 \operatorname{atan}\left(\frac{V + 30}{30}\right) - 8,1 \cdot 10^{-5} V - 0,039. \end{aligned}$$

На рисунке 3.13 представлены значения найденных корней (отмечены точками) и аппроксимационной зависимости (непрерывная линия) для  $k_{\text{запл зад}} = 3$ . Погрешность аппроксимации составляет единицы процентов. Для других значений  $k_{\text{запл зад}}$  аппроксимация имеет аналогичную погрешность.



**Рисунок 3.13 – Корни уравнения (3.8) (указаны точками) и их аппроксимация (сплошная линия)**

На втором этапе была проведена аппроксимация коэффициентов функций (3.16): коэффициента при функции  $\text{atan}(\cdot)$ , коэффициента при переменной  $V$  и свободного члена. Все – в зависимости от значения  $k_{\text{запл зад}}$ . На рисунке 3.14 представлена линейная интерполяция коэффициента при  $\text{atan}(\cdot)$  (указана точками) и плавная аппроксимация (сплошная линия). Для других коэффициентов точность аппроксимации подобная.



**Рисунок 3.14 –** Линейная интерполяция коэффициента в (3.9) при  $\text{atan}(\cdot)$  (указана точками) и плавная аппроксимация (сплошная линия)

Путем объединения указанных выше аппроксимаций была найдена искомая зависимость давления в тормозных цилиндрах локомотива от заданного значения коэффициента запаса нажатия на тормозные колодки локомотива и скорости движения:

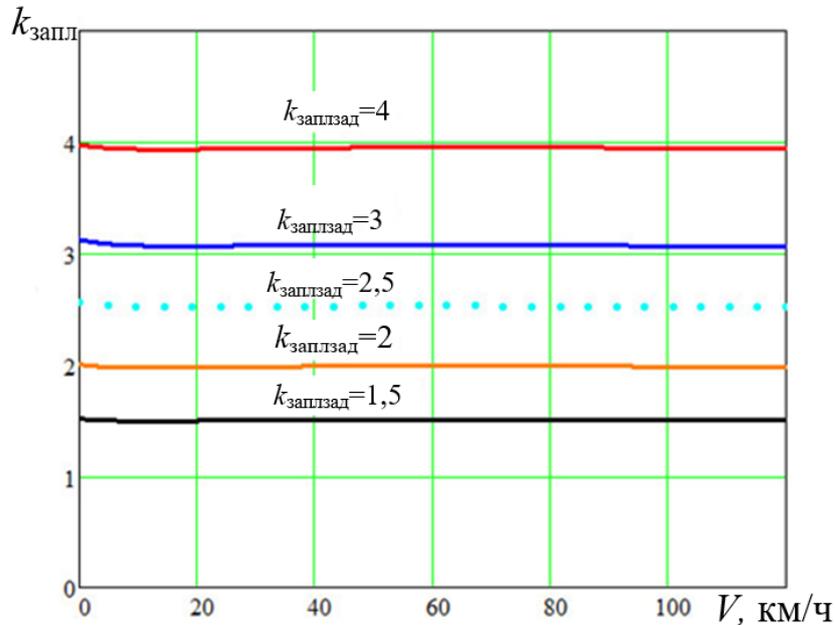
$$P(k_{\text{запл зад}}, V) = a_1(k_{\text{запл зад}}) \text{atan}\left(\frac{V + 30}{30}\right) - a_2(k_{\text{запл зад}})V - a_3(k_{\text{запл зад}}), \quad (3.17)$$

$$\text{где } a_1(k_{\text{запл зад}}) = 2,74e^{-1,204 k_{\text{запл зад}}} + 0,082;$$

$$a_2(k_{\text{запл зад}}) = 0,004e^{-1,624 k_{\text{запл зад}}} + 0,00008;$$

$$a_3(k_{\text{запл зад}}) = 1,44e^{-1,223 k_{\text{запл зад}}} + 0,03.$$

На третьем этапе решения задачи проведена проверка полученного решения (3.17) путем его подстановки в исходную зависимость (3.13) при разных значениях  $k_{\text{запл зад}}$ . Результат представлен на рисунке 3.15.



**Рисунок 3.15 – Реализация коэффициента запаса нажатия тормозной колодки локомотива с помощью зависимости (3.8)**

Полученная зависимость (3.17) позволяет достаточно точно реализовать заданное значение коэффициента запаса нажатия тормозной колодки локомотива путем формирования соответствующего давления в тормозных цилиндрах с учетом текущей скорости движения. Уравнения (3.17) описывают зависимость требуемого давления в тормозных цилиндрах от заданного значения коэффициента запаса нажатия тормозной колодки в диапазоне от 1,5 до 4 и от скорости движения в диапазоне 0...120 км/ч.

Моделирование проводилось в среде MaLab/Simulink. Модель строилась на основании уравнений (3.2) – (3.12) и параметров поезда (рисунок 3.16). Рассматривался процесс торможения поезда при начальной скорости 100 км/ч, по участку пути с нулевым уклоном.

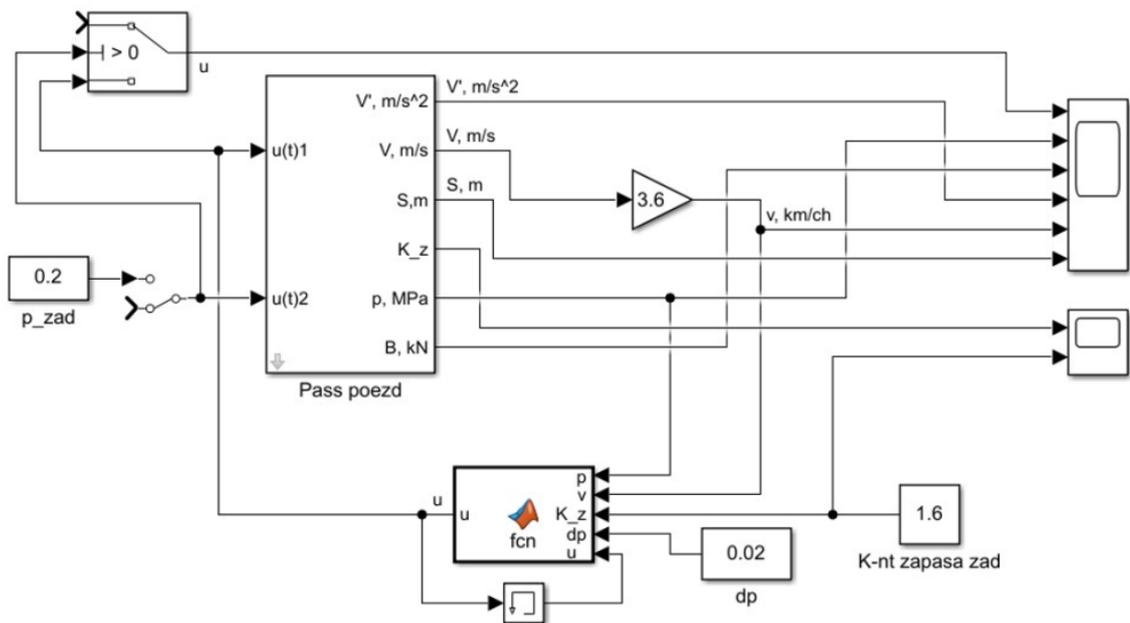
Для поддержания заданного значения коэффициента запаса нажатия тормозной колодки локомотива на заданном уровне был реализован несложный алгоритм для управления:

$$\begin{cases} u_i = 0, & \text{если } |P - P(k_{\text{запл зад}}, V)| < \frac{\Delta P}{2}; \\ u_i = 1, & \text{если } P < [P(k_{\text{запл зад}}, V) - 1,5\Delta P]; \\ u_i = -1, & \text{если } P > [P(k_{\text{запл зад}}, V) + 1,5\Delta P]; \\ u_i = u_{i-1} & \text{при других условиях,} \end{cases} \quad (3.18)$$

где  $i$  – текущий момент времени, а  $i - 1$  – предыдущий;

$P(k_{\text{запл зад}}, V)$  вычисляется по (3.17);

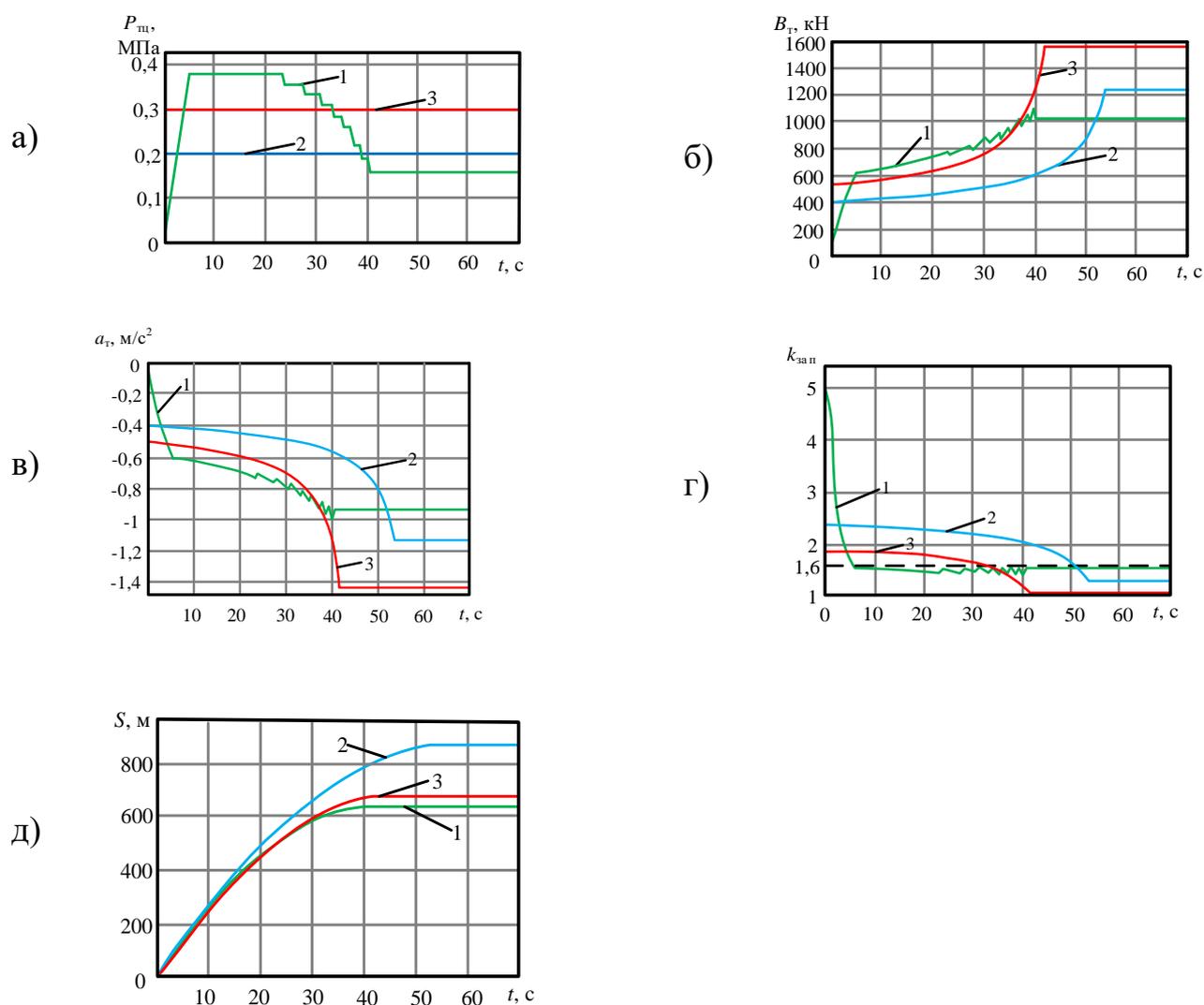
$\Delta P = 0,02$  МПа – минимальное изменение давления по ступеням торможения, что указывалось ранее.



**Рисунок 3.16 – Математическая модель торможения поезда для различных алгоритмов управления**

На рисунке 3.17 представлены сравнительные результаты исследования адаптивной системы торможением поезда с алгоритмом (3.17) при  $k_{\text{запл зад}} = 1,6$  и штатной системы с постоянным давлением в тормозных цилиндрах величиной 0,2 МПа и 0,3 МПа. Система поддерживает заданное значение коэффициента

запаса нажатия тормозной колодки локомотива путем регулирования давления в тормозных цилиндрах. Этим самым снижается вероятность заклинивания колесных пар поезда. Остановочное торможение поезда со скорости 100 км/ч происходит за 40 с, тормозной путь равен 615 м. Исследования показывают, что при  $P = 0,2$  МПа тормозной путь составляет 850 м. При  $P=0,3$  МПа тормозной путь 640 м, но на конечном этапе торможения существенно возрастает риск развития юза колес, в силу того, что  $k_{зап} \rightarrow 1$ .



а – давление в ТЦ; б – тормозная сила; в – замедление;  
 г – коэффициент запаса по нажатию; д – тормозной путь;  
 1 – адаптивное торможение; 2 – штатное торможение при  $P = 0,2$  МПа;  
 3 – штатное торможение при  $P = 0,3$  МПа

**Рисунок 3.17 – Результаты исследований адаптивного и штатного торможений пассажирского поезда с колодочным тормозом**

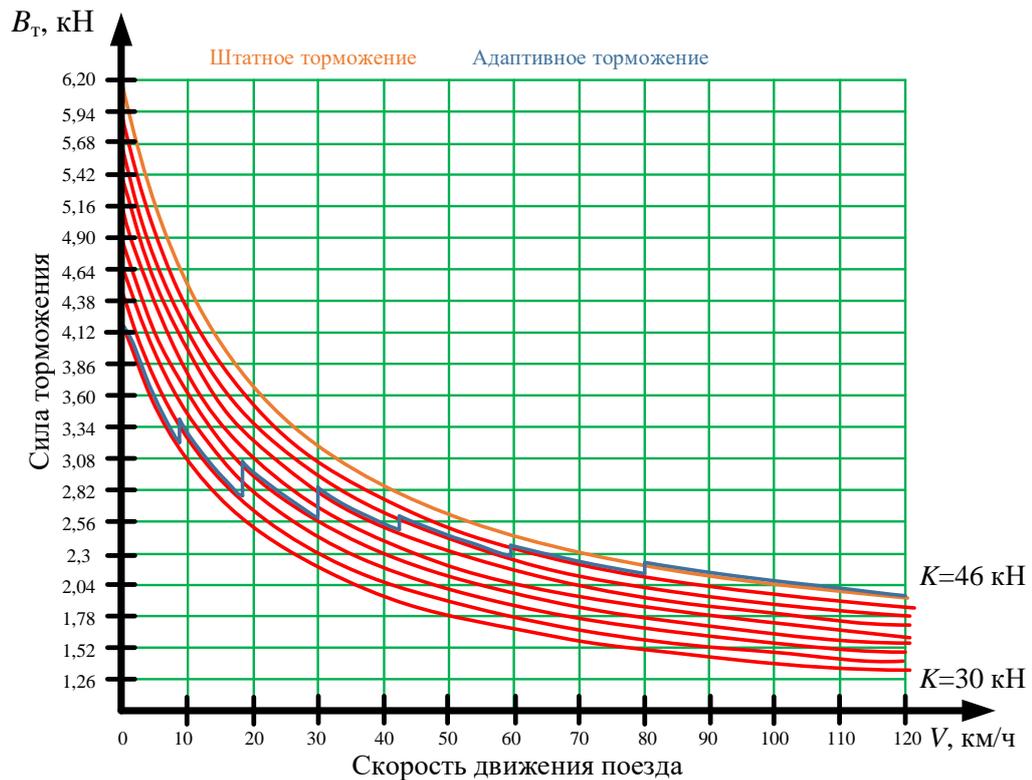
Подобным образом было исследовано функционирование адаптивной системы управления торможением и при других значениях  $k_{\text{запзад}}$ . Результаты подобны приведенным.

Таким образом, адаптивная система управления торможением пассажирского поезда на основе слежения за заданным коэффициентом запаса нажатия тормозной колодки показывает высокую эффективность: обеспечивая низкую вероятность заклинивания колесных пар при торможении она позволяет снизить тормозной путь поезда до 25–30 %.

Как известно, на сети железных дорог в части пассажирских перевозок уделяется особое внимание комфорту пассажиров, как на электропоездах, так и на поездах дальнего следования. В научных трудах [11] сказано: «Требования эргономики, обеспечения комфорта пассажиров и обслуживающего персонала учитываются ограничениями по максимальной величине замедления. Для пассажирского подвижного состава расчетная величина замедления принимается 1,2–1,3 м/с<sup>2</sup>. При экстренном торможении максимальное замедление перед остановкой допускается до 2 м/с<sup>2</sup>». Адаптивное торможение позволяет не только сократить тормозной путь, за счет повышения среднего значения силы нажатия колодки на колесо и снижения вероятности заклинивания колесной пары, но также позволяет повысить комфорт пассажиров, что можно проследить по более плавно изменяющимся кривым тормозной силы и замедления, по меньшим максимальным значениям этих параметров. Самые большие значения замедления поезда прослеживаются в диапазоне средних и низких скоростей в связи со спецификой изменения коэффициента трения колодки о колесо. Алгоритм адаптивного торможения предполагает снижение давления в ТЦ по мере снижения скорости. Таким образом, максимальное замедление поезда не превышает 1 м/с<sup>2</sup>.

Для того, чтобы более наглядно оценить влияние адаптивного торможения на комфорт пассажиров, выполнено математическое моделирование в среде MathCad. На основании проведенного математического моделирования построен график семейства кривых тормозной силы в зависимости от скорости движения

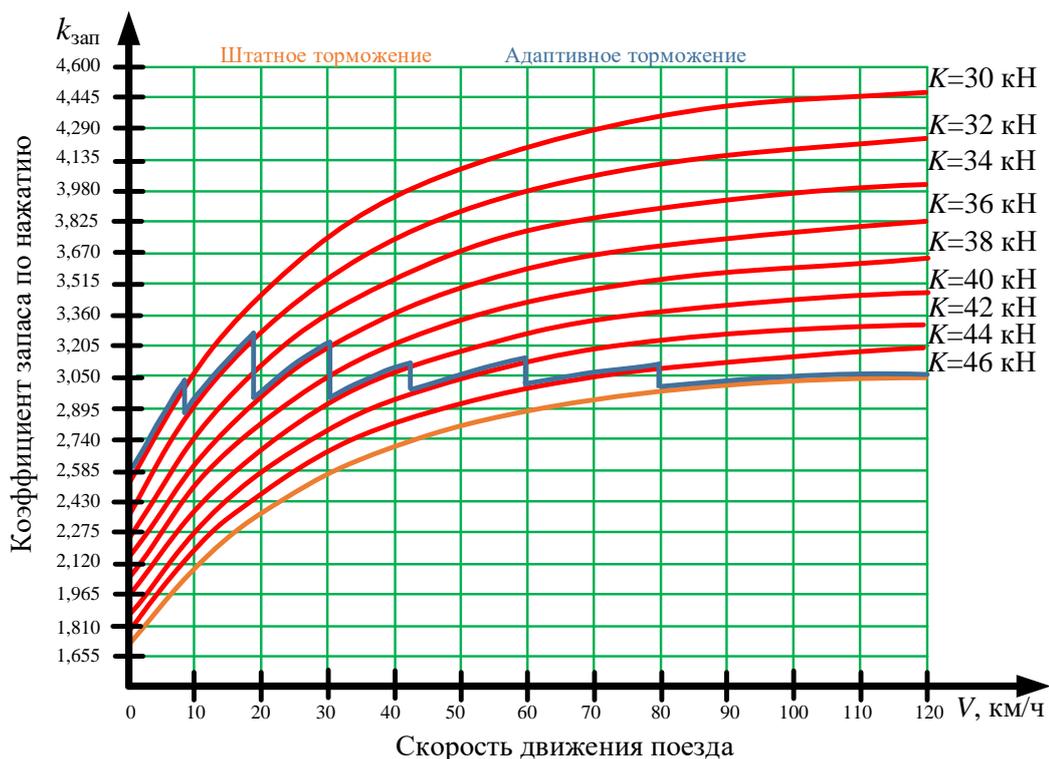
поезда, представленный на рисунке 3.18. График демонстрирует, каким образом меняется тормозная сила при реализации адаптивного торможения, обеспечивающем нажатие на тормозные колодки от 46 кН до 30 кН. При этом поддерживается коэффициент запаса по нажатию, в диапазоне  $\approx 2,7-3,2$  (рисунок 3.19).



**Рисунок 3.18 – График семейства кривых тормозной силы в зависимости от скорости движения поезда**

Исходя из рисунка 3.18, тормозная сила изменяется в меньшем диапазоне значений по сравнению со штатным одноступенчатым или двухступенчатым торможением, что делает замедление поезда более плавным и комфортным для пассажиров.

Таким образом, представленный алгоритм обеспечивает безюзовое эффективное торможение и высокий уровень комфорта на всем диапазоне скоростей в процессе замедления поезда.



**Рисунок 3.19 – График семейства коэффициента запаса по нажатию от скорости движения поезда**

Представленные на рисунках 3.18, 3.19 алгоритмы являются частными случаями, демонстрирующими работу системы адаптивного управления тормозным нажатием в части последовательного снижения давления.

Имея данную характеристику, можно различным образом изменять алгоритм управления, в том числе вводя различные нелинейные зависимости ступеней торможения от скорости.

В научной статье [33] были построены графики реализации пассажирским поездом (электровоз ЭП1 и 15 однотипных пассажирских вагонов) одного и того же тормозного пути (724 м) различными способами (рисунок 3.20), а именно: при постоянном ускорении, при обеспечении постоянства коэффициента запаса по нажатию и с постоянной силой нажатия колодки на колесо (штатный способ). Построены графики изменения коэффициента запаса по нажатию при торможении такими способами (рисунок 3.21). И в конечном итоге, был построен график изменения ускорения в процессе торможения указанными выше способами, (рисунок 3.22).

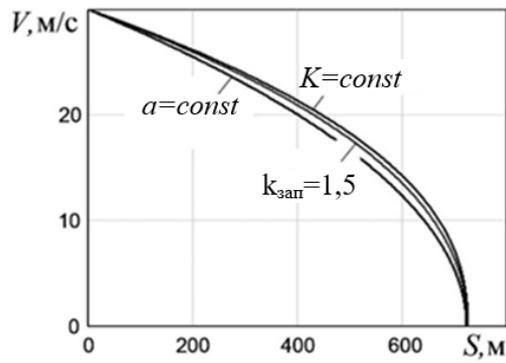


Рисунок 3.20 – Сравнение тормозных кривых

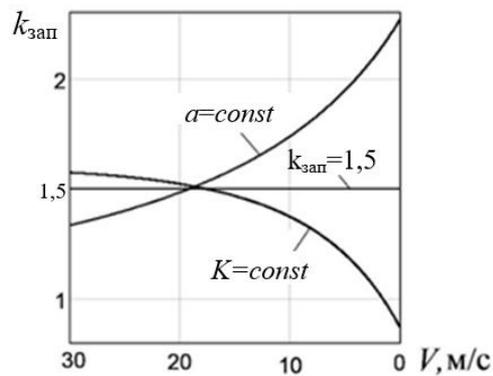


Рисунок 3.21 – Сравнение значений коэффициента запаса по нажатию при реализации одного и того же тормозного пути

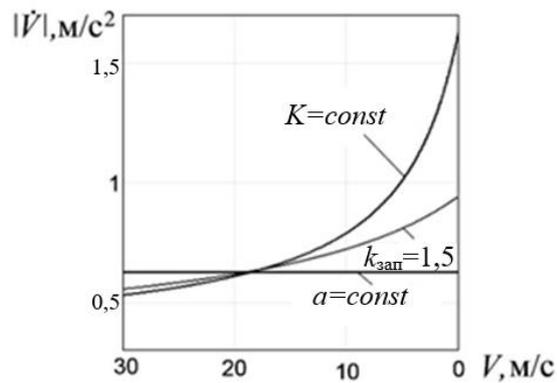


Рисунок 3.22 – Сравнение ускорений торможения при реализации одного и того же тормозного пути

На основании известных формул было определено время торможения со скорости 30 м/с при  $a = const$ ,  $k_{зав} = 1,5$  и  $K = const$ , которое составило 48,1 с, 44,6 с и 42,2 с соответственно. Как можно заметить, метод торможения при постоянстве нажатия на тормозные колодки ( $K = const$ ) отличается низким значением

коэффициента запаса по нажатию на малых скоростях, со значениями даже меньше единицы, чем вызывает высокий риск появления юза.

Торможение в режиме постоянства замедления обеспечивает большие значения  $k_{\text{зап}}$ , однако этот метод по сравнению с торможением при  $k_{\text{зап}} = 1,5$  менее эффективен:

- время торможения на указанном тормозном пути при  $k_{\text{зап}} = 1,5$  ниже, чем при  $a = \text{const}$ , что уменьшает время торможения (время прохождения участка) на величину около 8 %; это также следует из графиков (рисунок 3.20);

- торможение с  $k_{\text{зап}} = 1,5$  имеет бóльшую среднюю скорость, чем  $a = \text{const}$ ;

- начальное значение замедления для второго случая ниже, чем при  $a = \text{const}$  (соответственно 0,554 и 0,623 м/с<sup>2</sup>) примерно на 13 %; это значит, что начальное значение силы нажатия на тормозные колодки на 13 % ниже подхода с постоянным ускорением, что дает запас по интенсивности торможения;

- возможность дополнительного снижения тормозного пути и времени.

Приблизительно такие же процентные оценки были получены и при других заданных значениях коэффициента запаса по нажатию (проверен диапазон его значений 1,1–4).

Ввиду того, что в РФ развивается высокоскоростное движение, особенно важным будет выполнить моделирование торможения поезда, оснащенного дисковыми тормозами со скорости движения 200 км/ч. Моделирование выполняется по похожему принципу, как в случае пассажирского поезда с колодочным тормозом, выполненным выше [30].

Рассматривается высокоскоростной пассажирский поезд, следующий с локомотивом ЭП20: 6 колесных пар ( $n_{\text{л}} = 6$ ), масса локомотива 130 т ( $P = 1274$  кН); 20 четырехосных вагонов ( $n_{\text{в}} = 80$ ), массой по 60 т каждый ( $Q = 11767$  кН). Используется типовое значение коэффициента вращающихся масс для поездов  $\gamma = 0.06$ .

Давление в тормозных цилиндрах имеет максимальное значение ( $P_{\text{max}} = 0,38$  МПа). Минимальное изменение давления по ступеням торможения 0.02 МПа. Время полного заполнения тормозных цилиндров составляет около 5 с.

Расчетная сила нажатия накладок на тормозной диск цельнометаллических пассажирских вагонов для скоростей движения до 200 км/ч в перерасчете на стандартные чугунные колодки согласно ПТР составляет 65 кН, а в локомотиве ЭП20 – 90 кН. Следовательно, параметры:

$$\chi_p = P_{\max}/\tau = 0,076 \text{ МПа/с},$$

$$\chi_{л} = K_{л \max}/P_{\max} = 236,8 \text{ кН/МПа},$$

$$\chi_{в} = K_{в \max}/P_{\max} = 171,1 \text{ кН/МПа}.$$

Параметры уравнения (3.3) соответствуют движению локомотива ЭП20 на холостом ходу и пассажирским вагонам [66]:

$$a_{л0} = 13,8 ,$$

$$a_{л1} = 0,071 ,$$

$$a_{л2} = 0,0041 ,$$

$$a_{в00} = 6,9 ,$$

$$a_{в0} = 78,5 ,$$

$$a_{в1} = 1,57 ,$$

$$a_{в2} = 0,022 .$$

Коэффициент трения для металлокерамического дискового тормоза типа ФМК-11 при скоростях движения менее 90 км/ч [66]

$$\varphi_k = 3 \cdot 10^{-5} V^2 - 5,6 \cdot 10^{-3} V + 0,648 . \quad (3.19)$$

Для скоростей движения поезда более 90 км/ч коэффициент трения принимается постоянным  $\varphi_k = 0,386$ , ввиду устойчивости материала накладок дискового тормоза к высоким температурам.

Тормозная сила для дискового тормоза

$$B_T = \sum K \varphi_k \frac{r_D}{r_K}, \quad (3.20)$$

где  $K$  – нажатие накладок на тормозной диск,  $кН$ ;

$r_D$  и  $r_K$  – радиусы диска и колеса соответственно, 0,530 и 0,625 м, 0,310 и 0,475 м для локомотива и пассажирского вагона соответственно.

С учетом формулы коэффициента трения и тормозной силы, коэффициент запаса для локомотива примет следующий вид. Для скоростей движения менее 90 км/ч:

$$k_{\text{запл}}(P, V) = \frac{0,21 \frac{V + 200}{3V + 200} \frac{0,1q_{\text{л}} + 100}{0,4q_{\text{л}} + 100} q_{\text{л}}}{K_{\text{л}}(P)(3 \cdot 10^{-5}V^2 - 5,6 \cdot 10^{-3}V + 0,648) \frac{0,530}{0,625}}, \quad (3.21)$$

где  $q_{\text{л}}$  – нагрузка колеса локомотива на рельс, кН (для ЭП20 107 кН);

$K_{\text{л}}(P)$  – сила нажатия накладок на тормозной диск локомотива, кН в зависимости от давления в тормозном цилиндре.

Коэффициент запаса по нажатию локомотива для скоростей движения более 90 км/ч:

$$k_{\text{запл}}(P, V) = \frac{0,21 \frac{V + 200}{3V + 200} \frac{0,1q_{\text{л}} + 100}{0,4q_{\text{л}} + 100} q_{\text{л}}}{K_{\text{л}}(P)0,386 \frac{0,530}{0,625}}. \quad (3.22)$$

Коэффициент запаса по нажатию вагона для скоростей движения менее 90 км/ч:

$$k_{\text{запв}}(P, V) = \frac{0,21 \frac{V + 200}{3V + 200} \frac{0,1q_{\text{в}} + 100}{0,4q_{\text{в}} + 100} q_{\text{в}}}{K_{\text{в}}(P)(3 \cdot 10^{-5}V^2 - 5,6 \cdot 10^{-3}V + 0,648) \frac{0,310}{0,475}}, \quad (3.23)$$

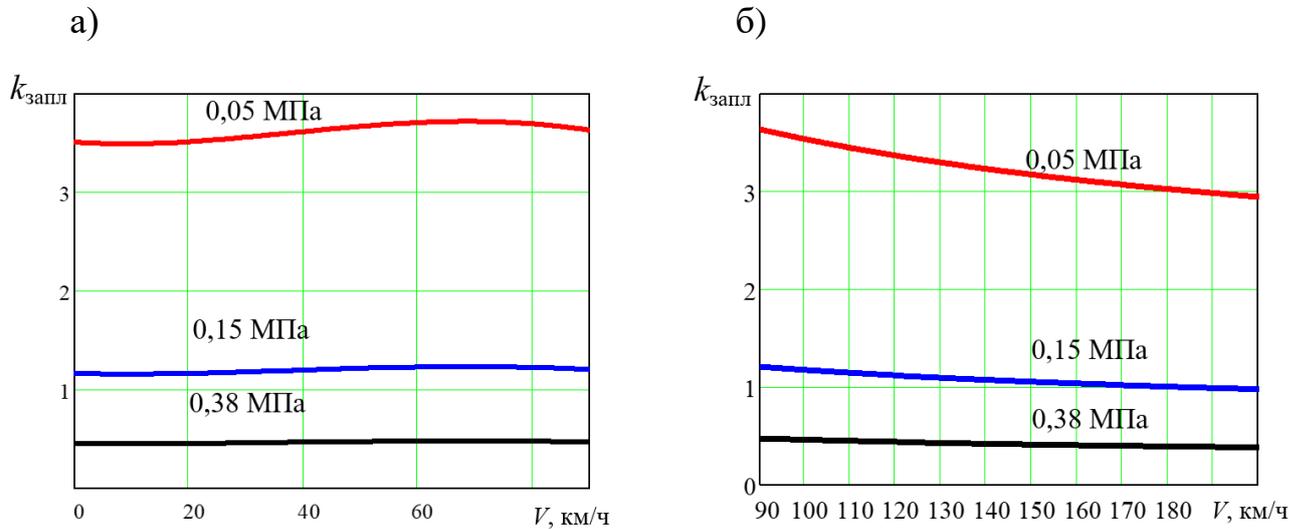
где  $q_{\text{в}}$  – нагрузка колеса вагона на рельс, кН (для пассажирского вагона 73,5 кН);

$K_{\text{в}}(P)$  – сила нажатия накладок на тормозной диск вагона, кН в зависимости от давления в тормозном цилиндре.

Коэффициент запаса по нажатию вагона для скоростей движения более 90 км/ч:

$$k_{\text{запв}}(P, V) = \frac{0,21 \frac{V + 200}{3V + 200} \frac{0,1q_{\text{в}} + 100}{0,4q_{\text{в}} + 100} q_{\text{в}}}{K_{\text{в}}(P)0,386 \frac{0,310}{0,475}}. \quad (3.24)$$

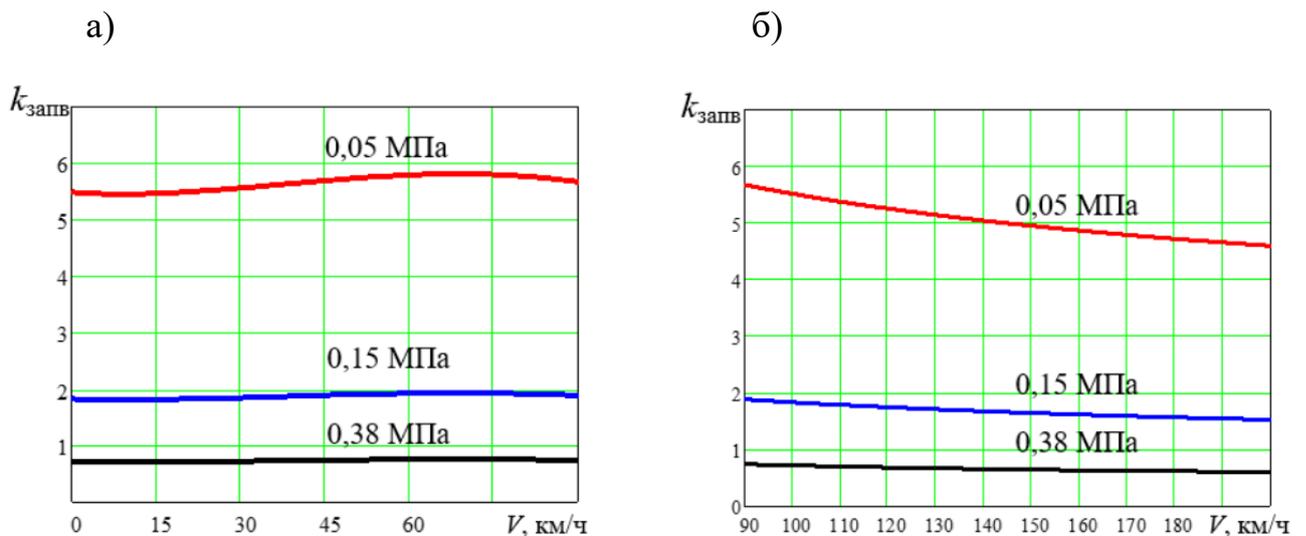
На рисунке 3.23 представлена зависимость коэффициента запаса по нажатию локомотива от скорости для диапазонов 0 – 90 и 90 – 200 км/ч при разном давлении в тормозном цилиндре – в соответствии с (3.21) и (3.22).



а – диапазон скоростей 0–90 км/ч; б – диапазон скоростей 90–200 км/ч

**Рисунок 3.23 – Зависимость коэффициента запаса по нажатию от скорости движения локомотива**

На рисунке 2.24 представлена зависимость коэффициента запаса по нажатию пассажирского вагона от скорости для диапазонов 0–90 и 90–200 км/ч при разном давлении в тормозном цилиндре – в соответствии с (3.23) и (3.24).



а – диапазон скоростей 0–90 км/ч; б – диапазон скоростей 90–200 км/ч

**Рисунок 3.24 – Зависимость коэффициента запаса по нажатию от скорости движения пассажирского вагона**

Как видно из рисунков 3.23 и 3.24, коэффициент запаса по нажатию локомотива ниже, чем у пассажирского вагона, аналогично случаю с колодочным тормозом, описанным выше. Известно, что коэффициент трения как колодки о колесо, так и накладки о тормозной диск определяется так называемым методом бросания подвижной единицы. Исходя из специфики данного метода понятно, что в формуле для определения коэффициента трения должна быть учтена кинетическая энергия вращения, которая оказывает значительное влияние на баланс тормозной силы и силы сцепления колеса с рельсом, а значит, и на тормозную эффективность в целом. Из построенных зависимостей можно предположить, что формула коэффициента трения определялась методом бросания вагона и ее применение легитимно именно для данной подвижной единицы. При анализе коэффициента запаса по нажатию электровоза кинетическая энергия вращательного движения имеет огромное значение, что обусловлено его конструкцией. Общая масса вращающихся частей колесно-моторного блока может составлять более 3,5 тонн. Опыт эксплуатации показывает, что заклинивание колесной пары электровоза практически невозможно при условии, если не происходит комбинирование электропневматического и рекуперативного торможений. Следовательно, при адаптивном торможении с обеспечением поддержания заданного коэффициента запаса по нажатию для вагона условие безюзового торможения для локомотива также будет, несомненно, выполнено. Поэтому дальнейшее моделирование выполняется с соблюдением постоянства коэффициента запаса по нажатию для вагона.

Уравнения (3.23), (3.24) описывают нелинейную зависимость. Для поиска искомого результата были также использованы методы численного решения и аппроксимации, выполненные в программной среде MathCad. Задача решалась аналогично, как в случае с колодочным тормозом.

Сначала были определены массивы корней уравнения нелинейного вида относительно искомого давления:

$$k_{\text{запв}}(P, V_{k1}) = k_{\text{запв зад } j}, \quad (3.25)$$

где  $V_{k1}$  – массив значений скорости в диапазоне от 0 до 90 км/ч с дискретностью 10 км/ч;

$k_{\text{запв зад } j} = \{1.5, 2, 3, 4\}$  – массив заданных значений коэффициента запаса нажатия.

Эти массивы корней для конкретных значений заданного коэффициента запаса нажатия были аппроксимированы следующими зависимостями:

$$k_{\text{запв зад}} = 1.5: P = -1.043 \cdot 10^{-7} \cdot V^3 + 1.219 \cdot 10^{-5} \cdot V^2 - 1.847 \cdot 10^{-4} \cdot V + 0.1825.$$

$$k_{\text{запв зад}} = 2: P = -7.824 \cdot 10^{-8} \cdot V^3 + 9.141 \cdot 10^{-6} \cdot V^2 - 1.385 \cdot 10^{-4} \cdot V + 0.137.$$

$$k_{\text{запв зад}} = 3: P = -5.216 \cdot 10^{-8} \cdot V^3 + 6.094 \cdot 10^{-6} \cdot V^2 - 9.234 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0.0912. \quad (3.26)$$

$$k_{\text{запв зад}} = 4: P = -3.912 \cdot 10^{-8} \cdot V^3 + 4.57 \cdot 10^{-6} \cdot V^2 - 6.926 \cdot 10^{-5} \cdot V + 0.0685.$$

На рисунке 3.25 представлены значения найденных корней (отмечены точками) и аппроксимационной зависимости (непрерывная линия) для  $k_{\text{запв зад}} = 3$ . Погрешность аппроксимации составляет единицы процентов. Для других значений  $k_{\text{запв зад}}$  аппроксимация имеет аналогичную погрешность.

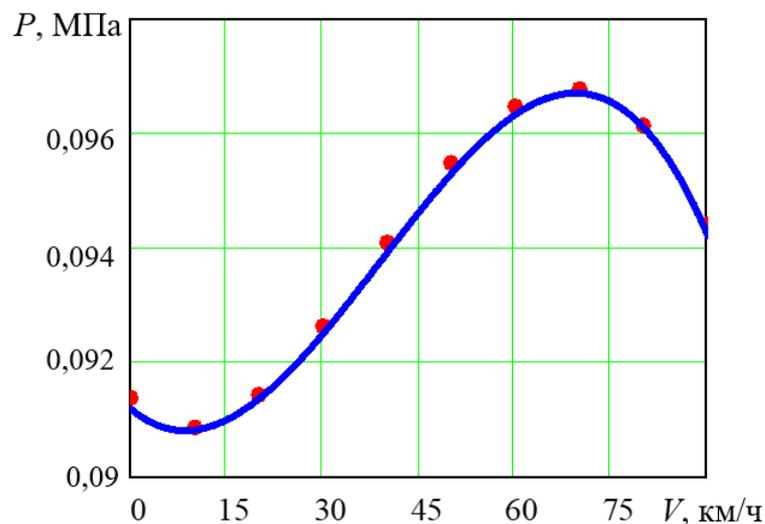
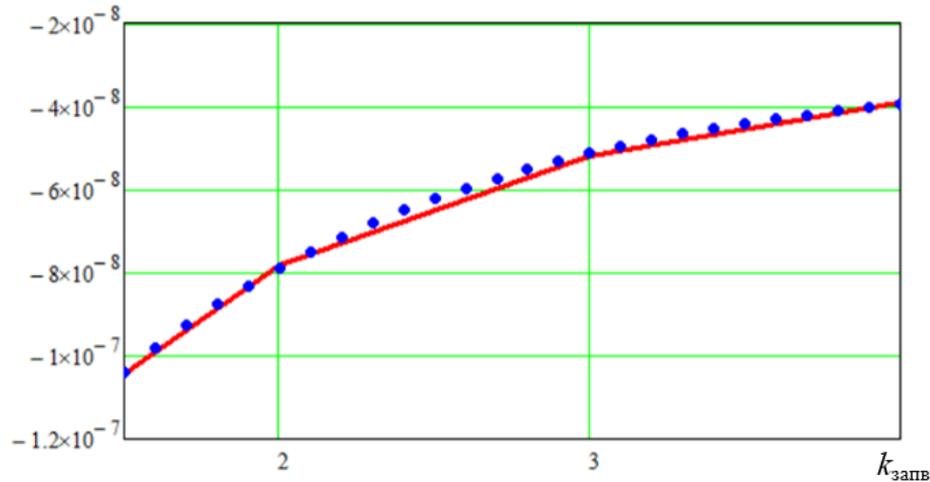


Рисунок 3.25 – Корни уравнения (3.18) (указаны точками) и их аппроксимация (сплошная линия)

На втором этапе была проведена аппроксимация коэффициентов функций (3.26): коэффициента при переменной  $V$  и свободного члена. Все – в зависимости от значения  $k_{\text{запв зад}}$ . На рисунке 3.26 представлена линейная

интерполяция при переменной  $V^3$  (указана точками) и плавная аппроксимация (сплошная линия). Для других коэффициентов точность аппроксимации подобная.



**Рисунок 3.26 –** Линейная интерполяция коэффициента в (3.19) при  $V^3$  (сплошная линия) и плавная аппроксимация (указана точками)

Результатом объединения указанных выше аппроксимаций была найдена искомая зависимость давления в тормозных цилиндрах локомотива от заданного значения коэффициента запаса нажатия на тормозные колодки локомотива и скорости движения:

$$P(k_{\text{запв зад}}, V) = a_3(k_{\text{запв зад}})V^3 + a_2(k_{\text{запв зад}})V^2 + a_1(k_{\text{запв зад}})V + a_0(k_{\text{запв зад}}), \quad (3.27)$$

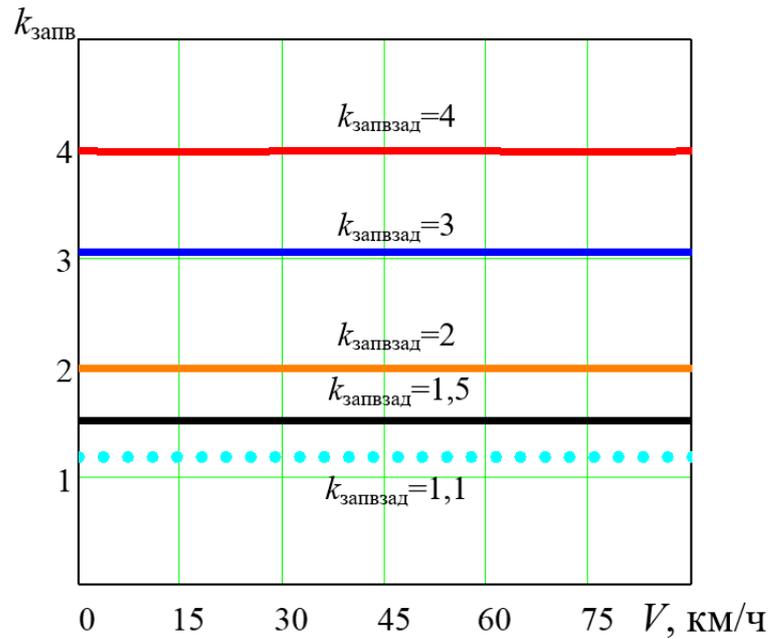
$$\text{где } a_0(k_{\text{запв зад}}) = 0.452e^{-0.836 k_{\text{запв зад}}} + 0.053;$$

$$a_1(k_{\text{запв зад}}) = -4.579 \cdot 10^{-4} e^{-0.837 k_{\text{запв зад}}} - 5.385 \cdot 10^{-5};$$

$$a_2(k_{\text{запв зад}}) = 3.021 \cdot 10^{-5} e^{-0.837 k_{\text{запв зад}}} + 3.552 \cdot 10^{-6};$$

$$a_3(k_{\text{запв зад}}) = -2.582 \cdot 10^{-7} e^{-0.836 k_{\text{запв зад}}} - 3.038 \cdot 10^{-8}.$$

На третьем этапе решения задачи проведена проверка полученного решения (3.27) путем его подстановки в исходную зависимость (3.23) при разных значениях  $k_{\text{запв зад}}$ . Результат представлен на рисунке 3.27.



**Рисунок 3.27 – Реализация коэффициента запаса нажатия накладок на тормозной диск вагона с помощью зависимости (3.20) в диапазоне скоростей 0 – 90 км/ч**

Полученная зависимость (3.27) позволяет достаточно точно реализовать заданное значение коэффициента нажатия накладки на тормозной диск вагона путем наполнения тормозных цилиндров до соответствующего давления с учетом текущей скорости движения. Уравнения (3.27) описывают зависимость требуемого давления в тормозных цилиндрах от заданного значения коэффициента запаса нажатия в диапазоне от 1.1 до 4 и от скорости движения в диапазоне 0...90 км/ч.

Далее были выполнены аналогичные действия для поиска зависимости требуемого давления в тормозных цилиндрах от заданного коэффициента запаса по нажатию для диапазона скоростей выше 90 км/ч согласно (3.24). В результате аппроксимаций была получена следующая зависимость

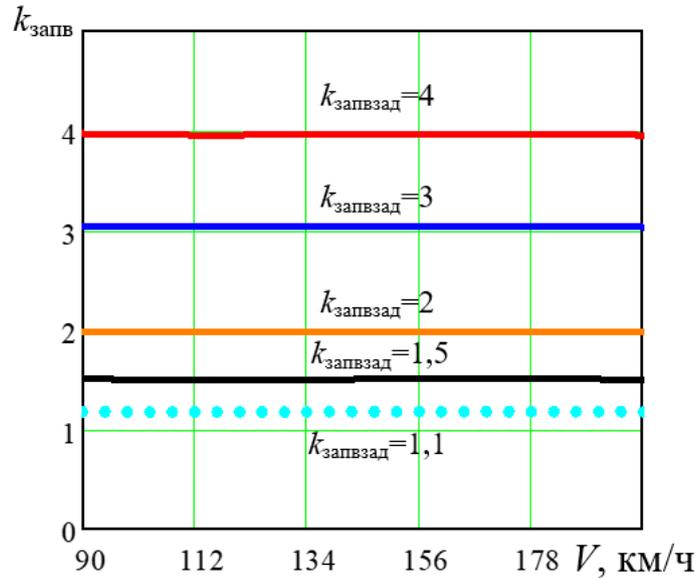
$$P(k_{\text{запв зад}}, V) = a_2(k_{\text{запв зад}})V^2 + a_1(k_{\text{запв зад}})V + a_0(k_{\text{запв зад}}), \quad (3.28)$$

$$\text{где } a_0(k_{\text{запв зад}}) = 0,6e^{-0,828 k_{\text{запв зад}}} + 0,071;$$

$$a_1(k_{\text{запв зад}}) = -1,898 \cdot 10^{-3} e^{-0,836 k_{\text{запв зад}}} - 2,232 \cdot 10^{-4};$$

$$a_2(k_{\text{запв зад}}) = 3,815 \cdot 10^{-6} e^{-0,836 k_{\text{запв зад}}} + 4,485 \cdot 10^{-7}.$$

На рисунке 3.28 показан результат подстановки найденной зависимости (3.28) в (3.24).



**Рисунок 3.28 – Реализация коэффициента запаса нажатия накладок на тормозной диск вагона с помощью зависимости (3.21) в диапазоне скоростей выше 90 км/ч**

Модель строилась на основании уравнения движения поезда и параметров поезда. Рассматривался процесс торможения поезда при начальной скорости 200 км/ч. Движение поезда по прямой с нулевым уклоном. Модель в среде MatLab/Simulink была аналогичной модели, представленной на рисунке 3.16.

Для поддержания заданного значения коэффициента запаса нажатия накладки на диск на заданном уровне был реализован следующий алгоритм управления.

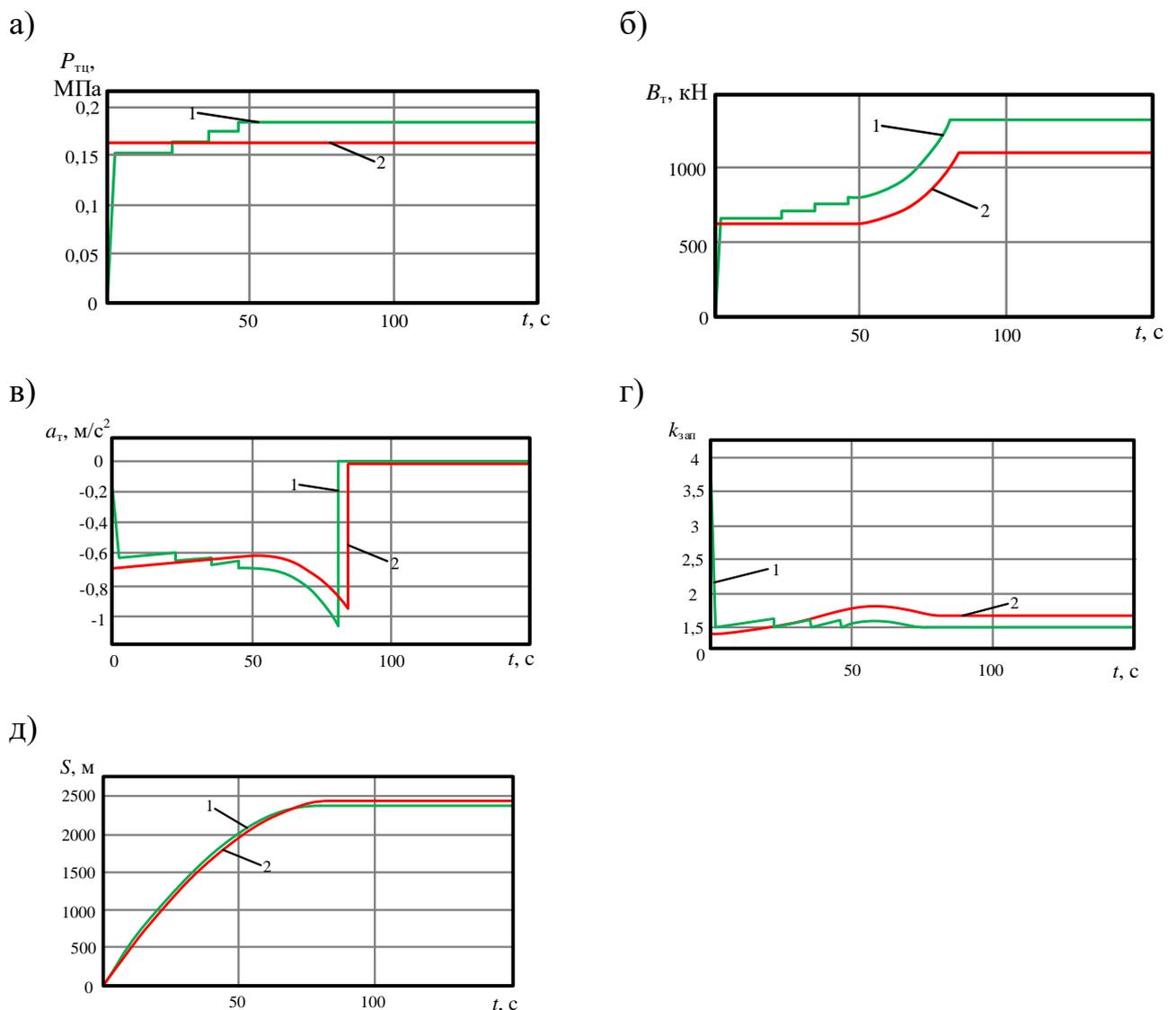
$$\begin{cases} u_i = 0, & \text{если } |P - P(k_{\text{запв зад}}, V)| < \frac{\Delta P}{2}; \\ u_i = 1, & \text{если } P < [P(k_{\text{запв зад}}, V) - 1,5\Delta P]; \\ u_i = -1, & \text{если } P > [P(k_{\text{запв зад}}, V) + 1,5\Delta P]; \\ u_i = u_{i-1} & \text{при других условиях,} \end{cases} \quad (3.29)$$

где  $i$  – текущий момент времени, а  $i - 1$  – предыдущий;

$P(k_{\text{запв зад}}, V)$  вычисляется по (3.20) и (3.21);

$\Delta P = 0,02$  МПа – минимальное изменение давления по ступеням торможения, что указывалось ранее.

На рисунке 3.29 представлены результаты исследования адаптивной системы торможением поезда с алгоритмами (3.27), (3.28) при  $k_{\text{запв зад}} = 1,5$  в сравнении со штатной при постоянном давлении в тормозных цилиндрах величиной 0,162 МПа. Система управления отслеживает заданное значение коэффициента запаса нажатия накладке на тормозной диск путем регулирования давления в тормозных цилиндрах. Адаптивное и штатное торможение поезда до полной остановки со скорости 200 км/ч происходит за 80,7 с и 84,2 с соответственно.



а – давление в ТЦ; б – тормозная сила; в – замедление; г – коэффициент запаса по нажатию; д – тормозной путь;  
1 – адаптивное торможение; 2 – штатное торможение

**Рисунок 3.29 – Результат исследования адаптивного и штатного торможений**

Коэффициент запаса по нажатию накладки на тормозной диск изменяется незначительно по сравнению с колодочным тормозом. Коэффициент трения накладки о диск изменяется более плавно и в большей степени коррелирует с коэффициентом сцепления колеса с рельсом. Это связано с тем, что накладки состоят из металлокерамики – искусственный материал, представляющий собой гетерогенную композицию металлов или сплавов с неметаллами (керамикой). Керамика, как известно из научной литературы [62], материал устойчивый к высоким температурам, используемый при литье металлов. Поэтому металлокерамические накладки проявляют более схожие физические свойства при различных температурных режимах в процессе трибологического взаимодействия с тормозными дисками, по сравнению с чугунами колодками.

Ввиду особенности изменения коэффициента запаса по нажатию в процессе торможения дисковым тормозом, система адаптивного торможения сокращает тормозной путь поезда в меньшей степени, однако выполняет функцию предотвращения ошибки машиниста в процессе торможения, связанной с перенаполнением ТЦ давлением выше допустимых значений, т.е. минимизируется вероятность заклинивания колесных пар. Помимо этого, адаптивная система, поддерживающая баланс между силой торможения и силой сцепления колеса с рельсом на постоянном уровне, позволяет также повысить комфорт пассажиров. Как видно из рисунков 3.29 (б), (в), адаптивное торможение выравнивает по горизонтальной оси замедление, а также тормозная сила становится более плавно нарастающей в диапазоне времени 25–50 секунд. Очевидно, что поскольку разработанная математическая модель является гибкой, алгоритм служебного остановочного торможения можно доработать в сторону еще большего повышения комфорта пассажиров, а именно предусмотреть дополнительные ступени отпуска в диапазоне времени 60–70 секунд для того, чтобы компенсировать увеличение замедления. Таким образом, процесс торможения станет еще более мягким и незаметным для пассажиров высокоскоростного поезда.

### 3.10 Выводы по разделу 3

1 Рассмотрены существующие классы адаптивных систем управления и, исходя из особенностей разрабатываемой системы, была выбрана программная адаптация, которая при необходимости позволяет достаточно просто организовать перестройку системы управления.

2 Построена зависимость коэффициента запаса по нажатию от скорости движения поезда, анализ которой показал, что потенциал тормозной системы используется не полностью, соответственно сделаны следующие выводы: эффективность торможения имеет переменный характер в зависимости от скорости; коэффициент запаса по нажатию имеет минимальное значение при низких скоростях и максимальное при высоких; при высоких скоростях резко сокращается эффективность фрикционных тормозов и имеется резерв на увеличение нажатия без риска заклинивания колесной пары и образования ползунов; на интервале скорости 0–40 км/ч приращение тормозной эффективности равно по значению приращению на интервале 40–120 км/ч, следовательно, диапазон скорости 0–40 км/ч является зоной повышенной вероятности возникновения ползунов. По результатам анализа изменения коэффициента запаса по нажатию разработан и предложен принцип адаптивного управления тормозным нажатием, предусматривающий ступенчатый отпуск по мере снижения скорости и обеспечивающий поддержание коэффициента запаса по нажатию на уровне близком к постоянному.

3 Разработана структурная схема системы адаптивного торможения, предусматривающая взаимодействие микроконтроллера с CAN шиной системы автоведения, блоком КОН, преобразователем напряжения А19 системы ЭПТ, дисплеем и блоком ввода данных, что позволило разработать алгоритм адаптации как в режиме служебного, так и экстренного торможения.

4 Выполнены математические расчеты, позволяющие находить зависимость давления в тормозных цилиндрах локомотива от заданного значения

коэффициента запаса нажатия на тормозные колодки и скорости движения. Найденные зависимости обеспечивают функционирование системы адаптивного торможения и позволили выполнить математическое моделирование торможения поезда.

5 Выполнено математическое моделирование торможения поезда, оснащенного колодочным тормозом (со скорости 100 км/ч) и оснащенного дисковым тормозом (со скорости 200 км/ч). В первом случае исследования показывают, что при давлении в ТЦ  $P=0,2$  МПа тормозной путь составляет 850 м. При  $P=0,3$  МПа тормозной путь 640 м, но на конечном этапе торможения существенно возрастает риск развития юза колес, в силу того, что  $k_{\text{запл}} \rightarrow 1$ . При адаптивном торможении тормозной путь составляет 615 м. Таким образом, система адаптивного торможения пассажирского поезда на основе слежения за заданным коэффициентом запаса нажатия тормозной колодки показывает высокую эффективность: при обеспечении низкой вероятности заклинивания колес она позволяет снизить тормозной путь поезда до 20–30 %.

В случае поезда с дисковым тормозом, система адаптивного торможения сокращает тормозной путь поезда в меньшей степени, однако выполняет функцию предотвращения ошибки машиниста в процессе торможения, минимизируется вероятность заклинивания колесной пары.

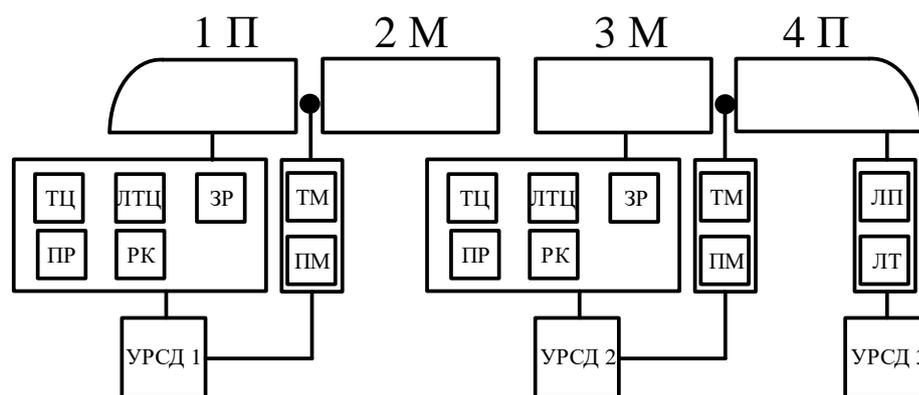
В обоих случаях выявлено, что система адаптивного торможения позволяет повысить комфорт пассажиров, что можно проследить по более плавно изменяющимся кривым замедления и тормозной силы, не превышающих нормативные значения.

## 4 МЕТОДИКА, ТЕХНИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

### 4.1 Экспериментальные исследования характеристик электропневматических тормозов в переходных режимах

Для точной реализации алгоритма адаптивного торможения необходимо определить существующие задержки в электропневматических тормозах между переводом ручки крана машиниста в V положение и началом наполнения тормозных цилиндров. С этой целью были проведены исследования характеристик электропневматической тормозной системы в переходных режимах на электропоезде ЭД9М [29].

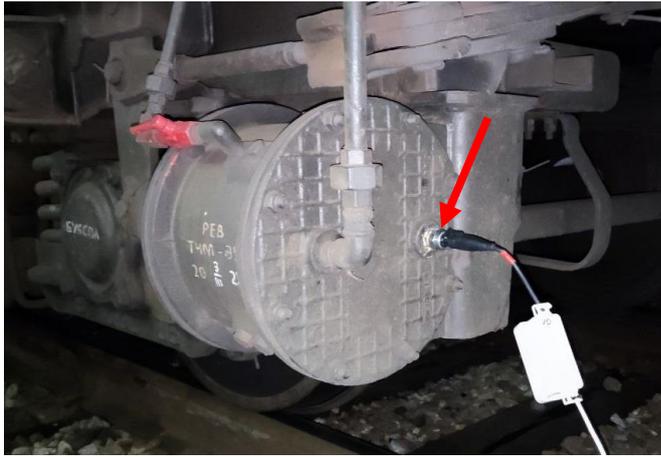
В ходе эксперимента устанавливались датчики давления в следующие точки тормозной системы: тормозной цилиндр, ложный тормозной цилиндр, рабочая камера воздухораспределителя, питательный и запасный резервуары, питательная магистраль, тормозная магистраль (рисунки 4.1, 4.2).



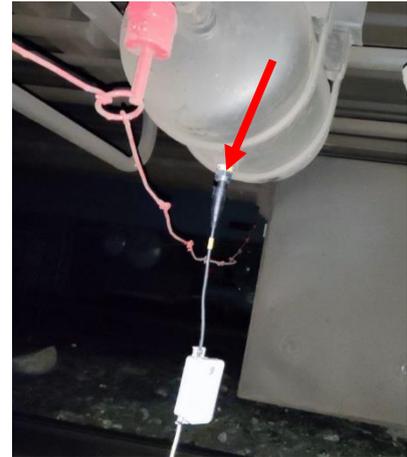
П – прицепной вагон; М – моторный вагон; УРСД – устройство регистрации и сохранения данных; ЛП – лампа «Перекрышиа»; ЛТ – лампа «Торможение»; ЛТЦ – ложный тормозной цилиндр; ПР – питательный резервуар; РК – рабочая камера; ЗР – запасный резервуар;  
1, 2, 3, 4 – порядковый номер вагона электропоезда

**Рисунок 4.1 – Схема установки датчиков на электропоезд**

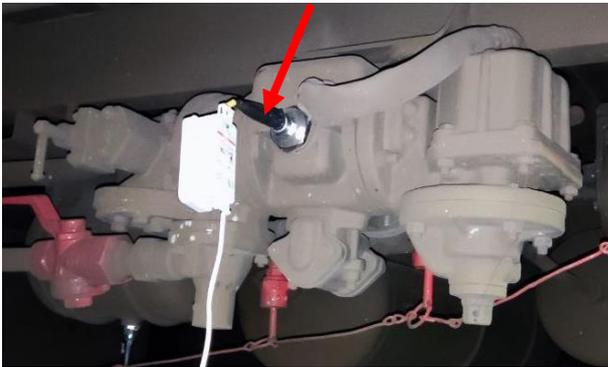
а)



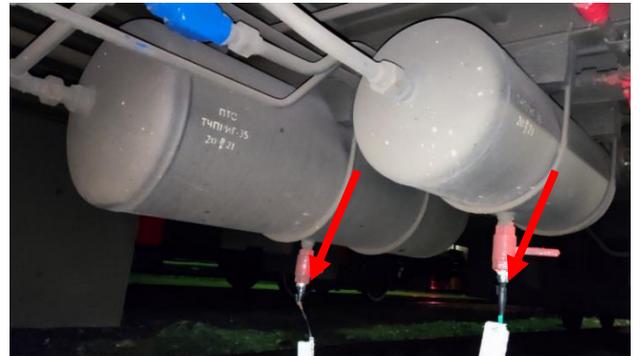
б)



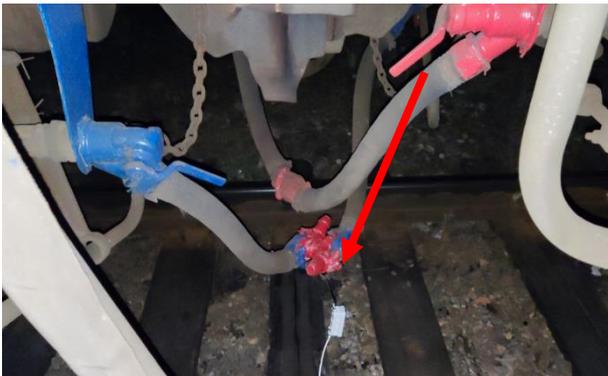
в)



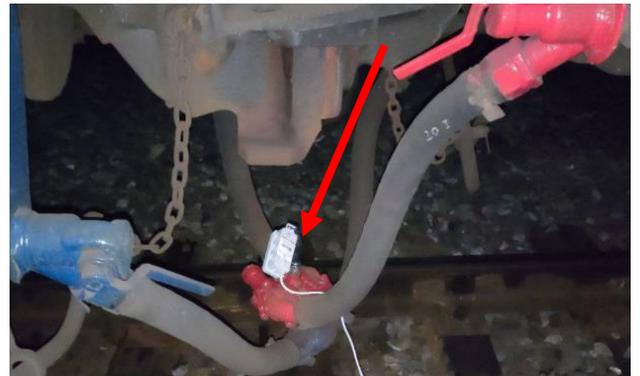
г)



д)



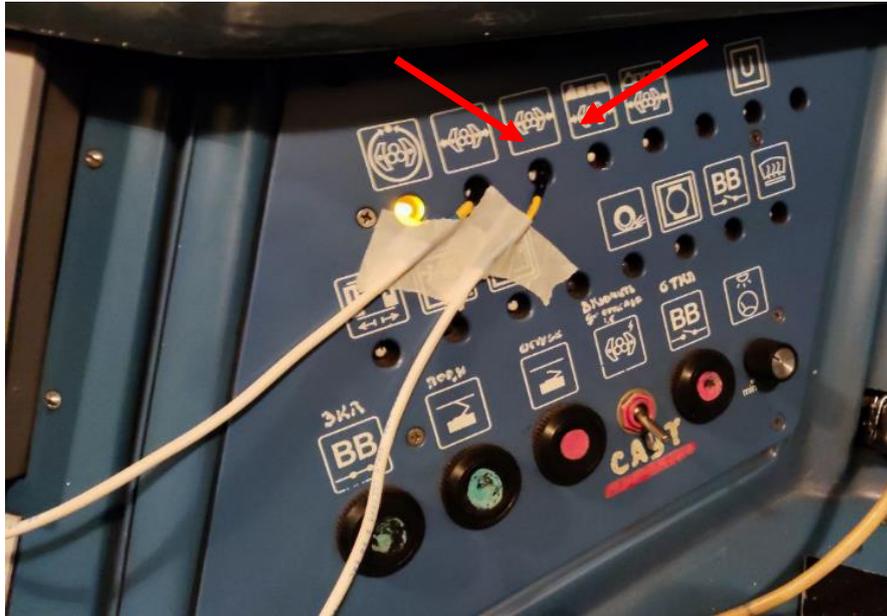
е)



а – тормозной цилиндр; б – ложный тормозной цилиндр; в – рабочая камера воздухораспределителя; г – запасный и питательный резервуары; д – питательная магистраль; е – тормозная магистраль

**Рисунок 4.2 – Точки установки датчиков давления в тормозной системе электропоезда ЭД9М**

В составе электропоезда было 4 вагона. Датчики давления устанавливались на моторный и прицепной вагоны. Момент перевода ручки крана машиниста в V и IV положения фиксировался с помощью датчиков света, установленных в кабине машиниста (рисунок 4.3).



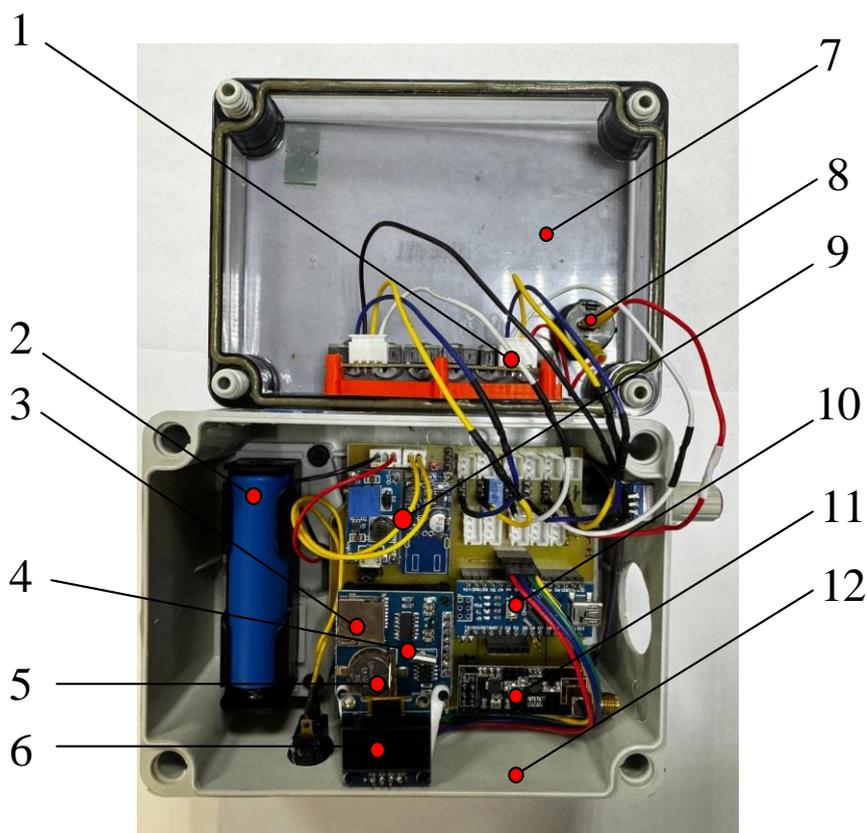
**Рисунок 4.3 – Датчики света, установленные на лампы «Перекрыша», «Торможение» в кабине машиниста**

Датчики давления и датчики света подключались к устройствам регистрации и сохранения данных (рисунок 4.4), которые перед проведением исследований были синхронизированы между собой.

Используемые датчики давления работают на основе пьезоэлементов. В качестве вычислителя устройства использовался микроконтроллер со встроенным аналого-цифровым преобразователем (АЦП), время между опросами датчиков давления составляло 0,1 с. Блок регистрации является автономным и в течение эксперимента питался от аккумулятора [70, 71]. Всего было использовано 3 регистратора.

Сигнал с датчиков давления поступает на вход аналоговых сигналов регистратора (2). Затем микроконтроллер (1), который с помощью встроенного АЦП и разработанного программного кода (рисунок 4.5) преобразует его в цифровой сигнал и через модуль регистрации (4) записывает на SD-карту (3) в

виде CSV файла, для возможности дальнейшей работы в программе Microsoft Excel. На модуле регистрации также установлен модуль часов реального времени (5) для синхронизации записи графиков на всех устройствах, для удобства контроля процесса работы устройств текущие показания давления с датчиков выводятся на дисплей (6).



1 – вход аналоговых сигналов; 2 – литий-ионный аккумулятор; 3 – съемный носитель информации в виде SD-карты; 4 – модуль часов реального времени; 5 – модуль регистрации данных; 6 – дисплей; 7 – крышка; 8 – кнопка включения; 9 – DC-DC преобразователь; 10 – микроконтроллер Arduino; 11 – радиомодуль; 12 – корпус

**Рисунок 4.4 – Устройство регистрации и сохранения данных**

На каждый вагон приходился один регистратор сигналов, при этом на головном вагоне к регистратору были подключены фотодатчики, закрепленные на лампах торможения и перекрыши, чтобы фиксировать процесс подачи управляющих воздействий от крана машиниста в электрическую часть ЭПТ.

```
long sum[6]; //

void izm_work() {
  int izm[6];
  izm[0] = analogRead(A0);
  izm[1] = analogRead(A1);
  izm[2] = analogRead(A2);
  izm[3] = analogRead(A3);
  izm[4] = analogRead(A6);
  izm[5] = analogRead(A7);

  for (int i = 0; i < 6; i++) {
    sum[i] += izm[i] * 10;
  }
  chet++;
  // delay(5);
}

void izm_usred(){
  for (int i = 0; i < 6; i++) {
    data[i] = my_round(sum[i] / chet);
    sum[i] = 0;
  }
  chet = 0;
}

int my_round(long x) {
  int result;
  if (x % 10 >= 5) result = x / 10 + 1;
  else result = x / 10;
  return result;
}
```

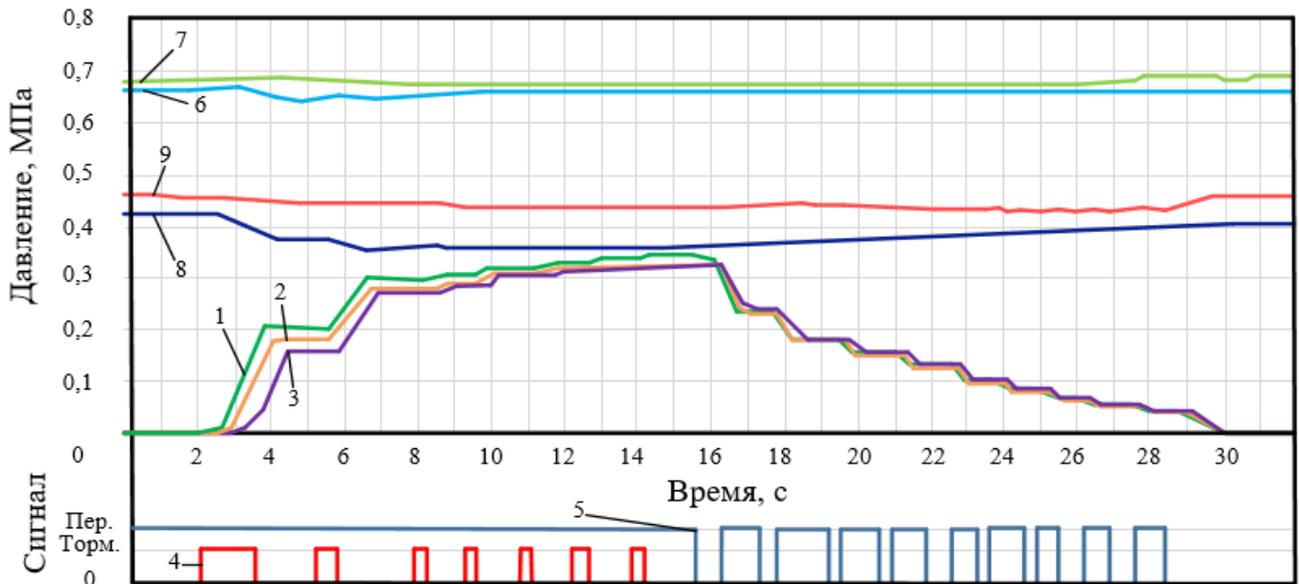
**Рисунок 4.5 – Программный код, преобразующий аналоговые сигналы в цифровые, написанный в программной среде микроконтроллера Arduino**

После подключения оборудования к тормозной системе электропоезда с помощью крана машиниста усл. № 395 были приведены в действия тормоза поезда. Для осуществления полного служебного электропневматического торможения кран переводили в положение Vэ до момента достижения максимальной величины давления ТЦ, равной 0,34 МПа. Затем ручка КРМ переводилась в положение перекрыши – IV, чтобы зафиксировать установленное давление сжатого воздуха в ТЦ. Далее ручка КРМ переводилась в поездное положение II до достижения полного отпуска ТЦ. Также в ходе эксперимента

исследовались ступенчатые торможения и ступенчатый отпуск. Для повышения давления осуществлялись кратковременные переводы ручки КРМ в положение Vэ с возвратом в IV положение. Использовались ступени величиной от 0,02 до 0,16 МПа, уменьшающиеся по мере роста давления в ТЦ. Всего осуществлялось 5–6 ступеней при торможении в то время, как при отпуске их количество достигало 10, где каждая имела величину от 0,09 до 0,01 МПа, в данном случае прослеживалась прямая зависимость – чем выше величина исходного давления в ТЦ перед его разрядкой, тем выше скорость процесса снижения давления. Разрядка осуществлялась кратковременным переводом крана во II положение, а фиксация величины давления в ТЦ IV положением.

В течение всего эксперимента показания давления сжатого воздуха в основных объемах системы записывались на съемный носитель данных, установленный в регистраторе аналоговых сигналов, с привязкой к реальному времени для возможности сравнительного анализа скорости процессов внутри системы при различных положениях и величинах давления.

Полученные экспериментальные данные, записанные на SD-карту, были загружены в программную среду Microsoft Excel для дальнейшей обработки. В результате были получены графики торможения разными способами. Один из циклов торможения и отпуска приведен на рисунке 4.6, на котором графики срабатывания сигнальных ламп и графики изменения давления в ключевых объемах тормозной системы совмещены на одной координатной плоскости. На рисунке 4.6 наглядно видно, что торможение и отпуск осуществлялись ступенчато. Именно инерционность работы ЭПТ при ступенчатых торможениях и отпусках важно учитывать при разработке алгоритма адаптивного управления нажатием. Данные графики построены на основе показаний датчиков давления, установленных на прицепном и головном вагонах.



1 – рабочая камера; 2 – ложный тормозной цилиндр; 3 – тормозной цилиндр;  
 4 – лампа торможения; 5 – лампа перекрыши; 6 – питательный резервуар;  
 7 – питательная магистраль; 8 – запасный резервуар; 9 – тормозная магистраль

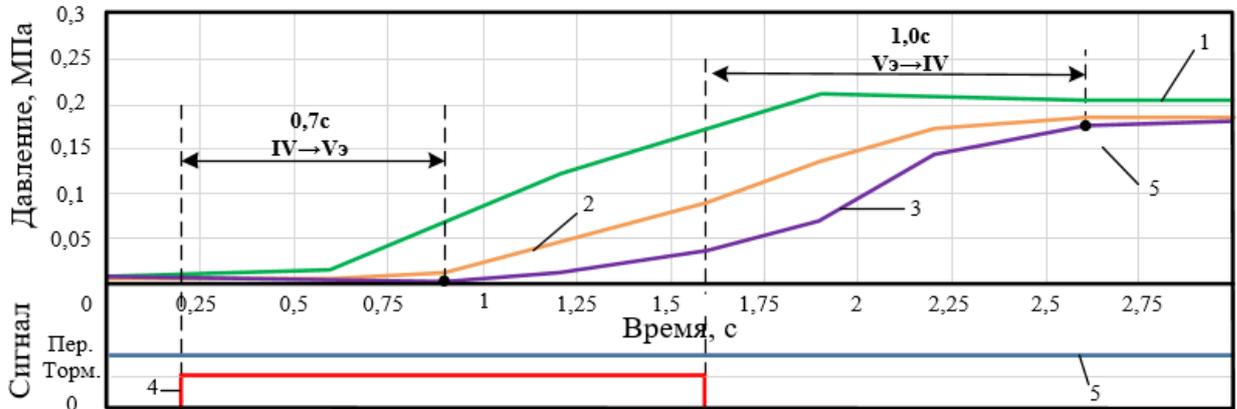
**Рисунок 4.6 – Общий вид полного цикла торможения в ходе эксперимента**

На рисунках 4.7 и 4.8 приведены графики с обозначением задержек между подачей управляющего воздействия крана машиниста в Vэ положении и началом наполнения тормозного цилиндра, а также прекращением подачи управляющего воздействия Vэ положения и переводом ручки крана машиниста в IV положение и моментом достижения установившегося давления сжатого воздуха в тормозном цилиндре. Давление сжатого воздуха в ТЦ, ЛТЦ и рабочей камере воздухораспределителя достигло значения 0,305; 0,31 и 0,33 МПа соответственно. Время от подачи управляющего воздействия до момента начала пневматических процессов в ТЦ составляет 0,7; 0,7 и 0,6 секунды в первой, второй и третьей ступени соответственно. Время между прекращением подачи управляющего воздействия и фиксацией давления в ТЦ составляет 1; 1 и 0,3 секунды в первой, второй и третьей ступени соответственно.

Таким же образом можно рассмотреть и процесс отпуска тормозов, что является основным объектом наблюдения в этом эксперименте (рисунок 4.8).

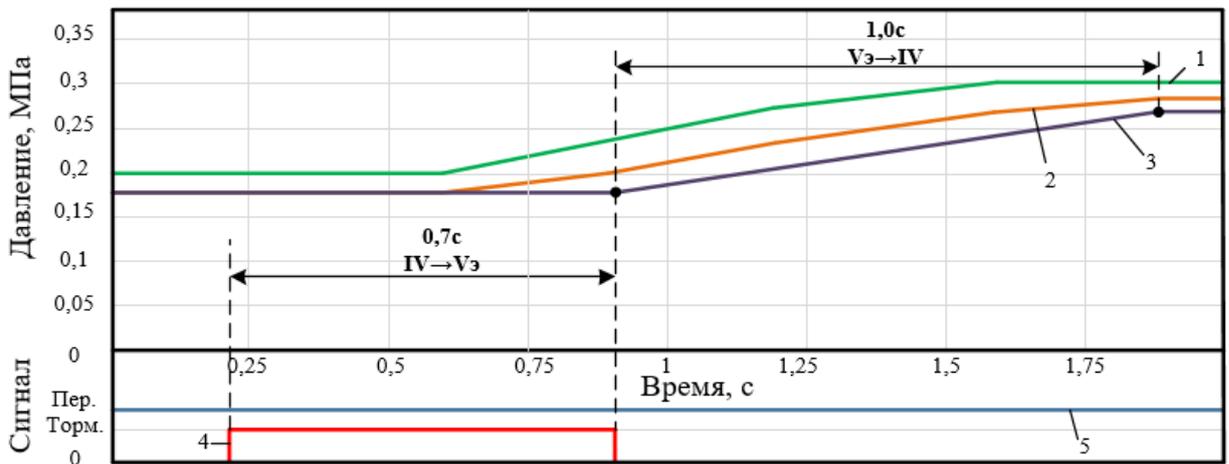
а)

1 - Рабочая камера 2 - Ложный тормозной цилиндр 3 - Тормозной цилиндр 4 - Лампа торможение 5 - Лампа перекрыша



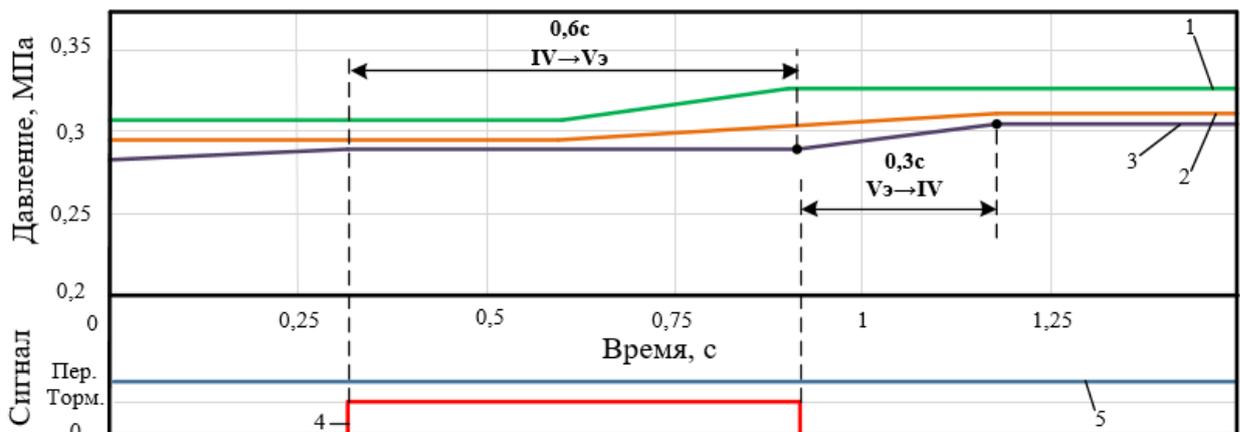
б)

1 - Рабочая камера 2 - Ложный тормозной цилиндр 3 - Тормозной цилиндр 4 - Лампа торможение 5 - Лампа перекрыша



в)

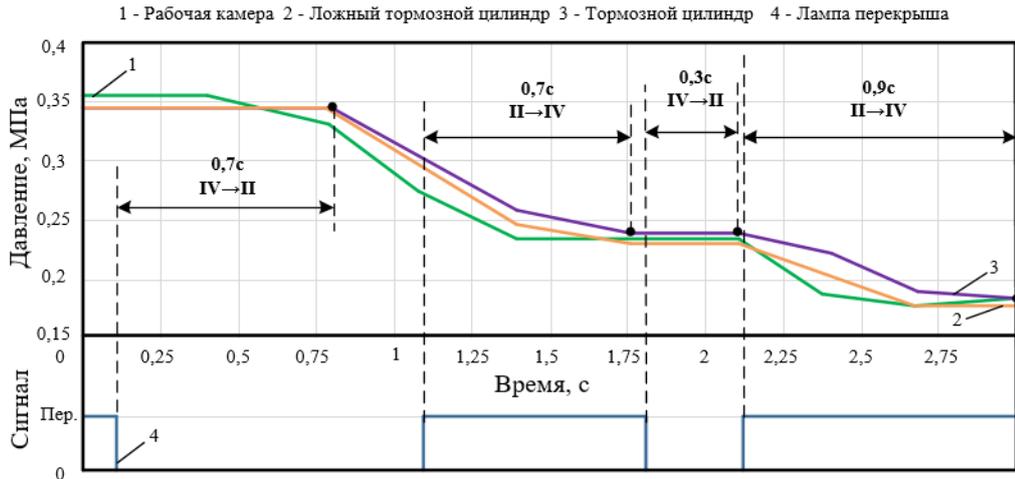
1 - Рабочая камера 2 - Ложный тормозной цилиндр 3 - Тормозной цилиндр 4 - Лампа торможение 5 - Лампа перекрыша



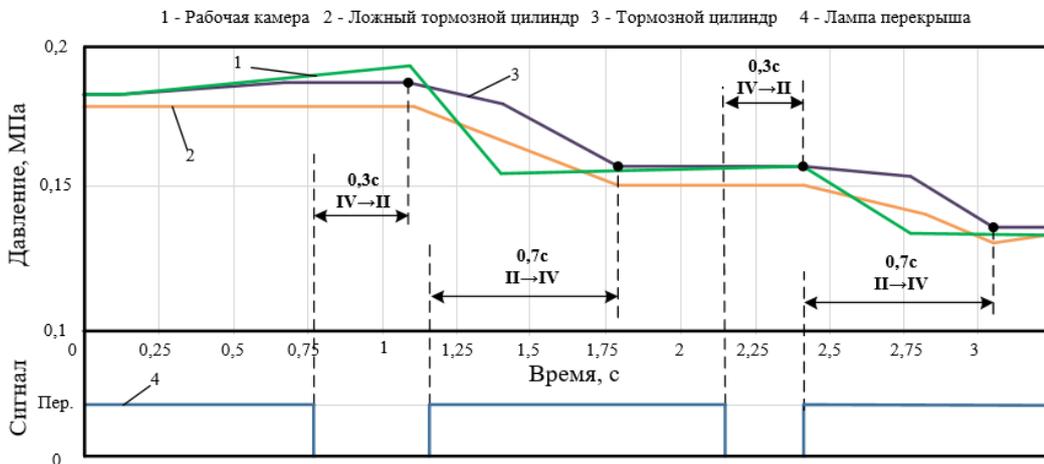
а – начало торможения; б – вторая ступень торможения; в – третья ступень торможения

**Рисунок 4.7 – Задержки, возникающие в тормозной системе при осуществлении ступенчатого наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом**

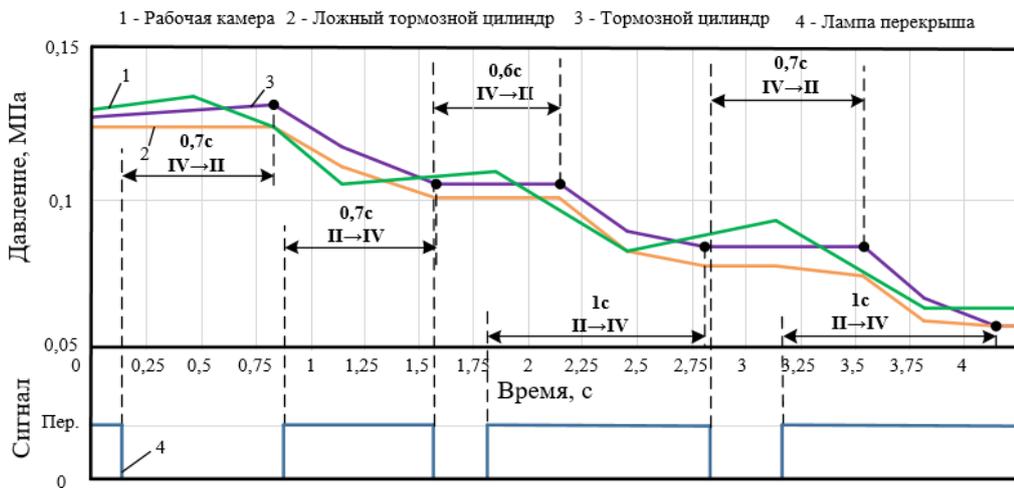
а)



б)



в)



а – первый интервал ступеней отпуска; б – второй интервал ступеней отпуска;  
в – третий интервал ступеней отпуска тормозов

**Рисунок 4.8 – Задержки, возникающие в тормозной системе при осуществлении ступени разрядки тормозного цилиндра**

При ручном управлении удалось обеспечить отпуск в 7 ступеней, что позволит выполнить алгоритм адаптации. В процессе отпуска также выявлены задержки 0,7; 0,3; 0,3; 0,7; 0,6; 0,7 секунд между прекращением действия управляющего сигнала IV положения и началом разрядки ТЦ. Задержки между подачей управляющего воздействия IV положения и фиксацией давления в ТЦ составили: от 0,7; 0,9; 0,7; 0,7; 0,7; 1; 1 секунда.

Устройство адаптивного управления тормозным нажатием должно выполнять проверку соответствия фактического и целевого давлений, которые должны находиться в установленных пределах. В случае возникновения разницы между фактическим и целевым значениями давления, превышающей установленные пределы, устройство выполнит дополнительную ступень отпуска либо торможения по необходимости. Также существуют дополнительные способы управления тормозным нажатием повышенной эффективности [15, 16, 18].

Согласно результатам экспериментальных исследований, в части служебного торможения, можно сделать вывод о наличии значимой при построении алгоритма временной задержке между управляющими воздействиями и откликом тормозной системы. Значимыми численными параметрами тормозной системы, полученными в результате исследования, стали средняя величина задержки при переводе ЭПТ из режима «Перекрыша» в режим «Отпуск» составившая 0,7–0,9 секунды, при переходе ЭПТ из режима «Отпуск» в режим «Перекрыша» составила 0,25–0,35 секунды. Параметры задержки срабатывания для процесса торможения несколько отличаются от параметров отпуска, так среднее значение задержки при переходе ЭПТ из режима «Перекрыша» в режим «Торможение» составило 0,7 с. При этом при переходе из режима «Торможение» в режим «Перекрыша» составила от 0,3 до 1 с, в среднем 0,6 с. Таким образом, при наполнении ТЦ процессы переключений элементов управления и исполнительных элементов имеют инерцию больше, чем при его разрядке.

Выявленные задержки учтены в алгоритме адаптивного торможения, а именно отпуск осуществляется когда остается  $0,8 + \Delta P / \chi_0$  секунды до достижения целевой скорости (0,8 с – средняя задержка тормозной системы от момента

подачи управляющего воздействия до начала снижения давления в ТЦ согласно проведенным экспериментальным исследованиям;  $\Delta P$  – степень снижения давления, МПа;  $\chi_o$  – коэффициент пропорциональности, он зависит от скорости разрядки ТЦ, что можно описать в виде:  $\chi_o = P_{\max}/\tau$ ;  $P_{\max}$  – максимальное значение давления в ТЦ, 0.38 МПа;  $\tau$  – время полной разрядки ТЦ, 5 с). При фиксации давления в ТЦ путем перевода тормозной системы из режима «Отпуск» в режим «Перекрыша» учитывается средняя величина задержки 0,3 с.

Перед наполнением ТЦ задержка учитывается, как  $0,7 + \Delta P/\chi_n$  (0,7 с – средняя величина задержки от момента подачи управляющего воздействия до начала наполнения ТЦ;  $\Delta P$  – степень повышения давления, МПа;  $\chi_n$  – коэффициент пропорциональности, он зависит от скорости заполнения тормозных цилиндров, что можно описать в виде:  $\chi_n = P_{\max}/\tau$ ;  $P_{\max}$  – максимальное значение давления в ТЦ, 0.38 МПа;  $\tau$  – время полного наполнения ТЦ, 4 с). При фиксации давления в ТЦ путем перевода тормозной системы из режима «Торможение» в режим «Перекрыша» учитывается средняя величина задержки 0,6 с.

Исследования характеристик тормозной системы в части быстрогодействия показали, что оптимальное количество ступеней отпуска, которое машинист может реализовать в ручном режиме с достаточной точностью, составляет не более 6. В автоматическом или полуавтоматическом режимах система сможет реализовать до 9 ступеней отпуска.

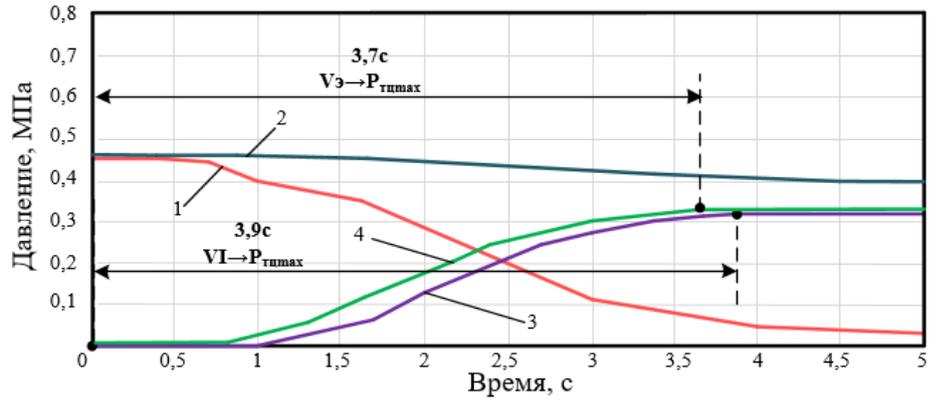
В ходе эксперимента выполнялось в том числе экстренное торможение, графики пневматических процессов изображены на рисунках 4.10 и 4.12. При включенных электропневматических тормозах в процессе реализации экстренного торможения срабатывают воздухораспределители усл. № 292, то есть осуществляется пневматическое торможение, которое вызывает истощение тормозной магистрали и продольно-динамические реакции в поезде. После остановки поезда машинисту приходится откачивать тормозную систему, восстанавливая давление в ней. Этот процесс в случае электропоезда, согласно

рисунку 4.11, занимает не менее 16 секунд, что относительно быстро, благодаря конструктивным особенностям тормозной системы электропоезда и небольшой его длине. Однако, в случае пассажирского поезда, этот процесс может занимать до 5 мин., что влечет за собой дополнительные издержки для компании, в связи с простоем поезда и затратами на электроэнергию, если дорожно-транспортное происшествие удалось избежать и поезду необходимо следовать далее по расписанию.

Как говорилось ранее, предлагается реализация адаптивного электропневматического экстренного торможения разработанной системой. Помимо очевидного положительного эффекта от применения алгоритма адаптивного торможения, это также позволит избежать истощения тормозной магистрали, исключить продольно-динамические реакции и реализовать повышенное давление в тормозных цилиндрах на уровне  $\approx 0,4$  МПа, что возможно, поскольку электропневматические воздухораспределители усл. № 305 являются прямодействующими. Также, благодаря тому, что тормозная система не истощается, становится возможным добавить функцию отпуска тормозов, т.е. прервать экстренное торможение.

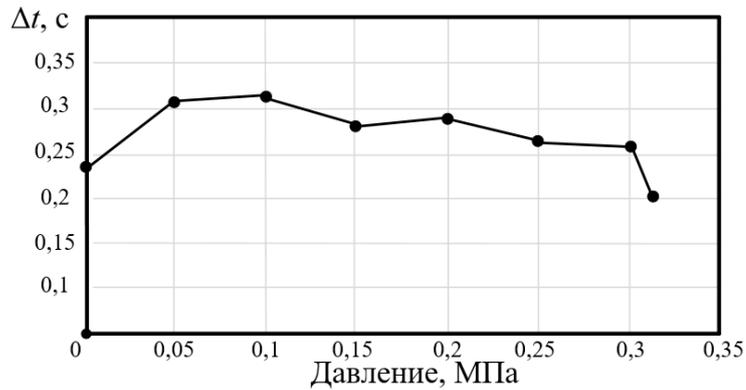
Сравним скорость наполнения цилиндров сжатым воздухом при экстренном пневматическом и полном служебным электропневматическим торможениях (рисунки 4.9, 4.10).

Исходя из рисунка 4.11, скорость наполнения ТЦ быстрее в среднем на 0,25 с при электропневматическом торможении, а также нет необходимости откачки тормозной системы при переводе в режим «Отпуск», как это показано на рисунке 4.9. Это в полной степени обуславливает целесообразность применения электропневматического экстренного торможения.



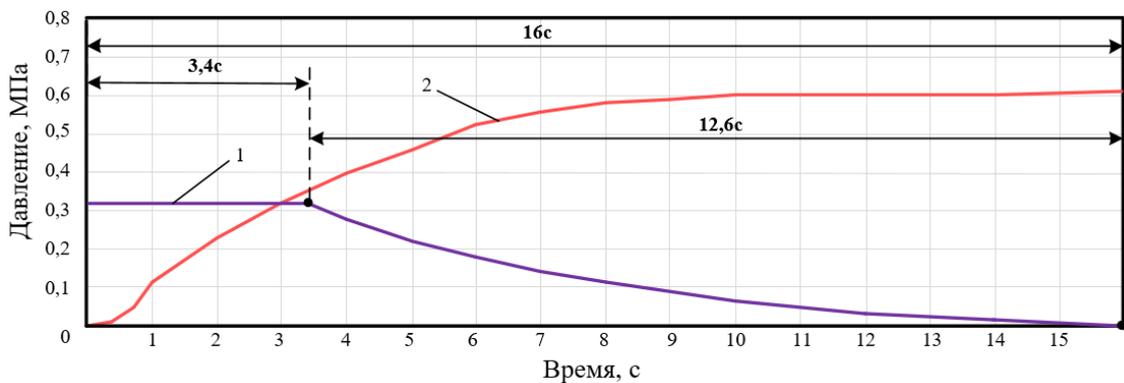
1 – давление в тормозной магистрали при экстренном пневматическом торможении;  
 2 – давление в тормозной магистрали при полном служебном электропневматическом торможении; 3 – давление в ТЦ при экстренном пневматическом торможении;  
 4 – давление в ТЦ при полном служебном электропневматическом торможении

**Рисунок 4.9 – Процессы при экстренном пневматическом и служебном электропневматическом торможениях**



$\Delta t$  – разность времени наполнения ТЦ в контрольных точках давления (0; 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,34 МПа)

**Рисунок 4.10 – Сравнительный анализ скорости наполнения тормозного цилиндра при положениях крана машиниста VI и Vэ**



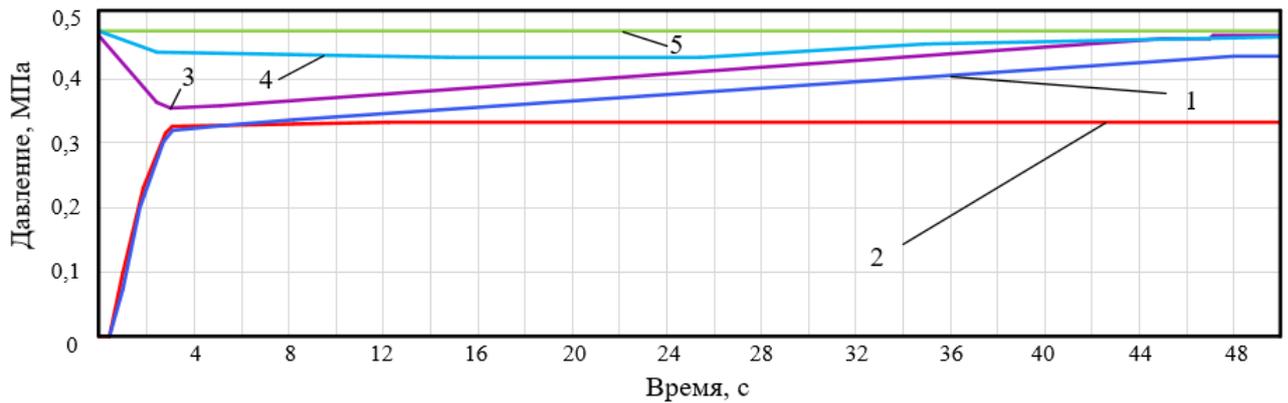
1 – тормозной цилиндр; 2 – тормозная магистраль

**Рисунок 4.11 – Отпуск тормозов после экстренного пневматического торможения**

В ходе эксперимента была выявлена негативная особенность работы электропневматического тормоза. Как видно из рисунка 4.12, максимальное давление в ТЦ при переводе ручки крана машиниста в положение Vэ составляет 0,34 МПа, в то время как при замыкании контактов в контроллере крана машиниста, после уравнивания давления в ЗР и ТЦ, давление в ТЦ начинает расти медленным темпом вплоть до уровня 0,44 МПа.

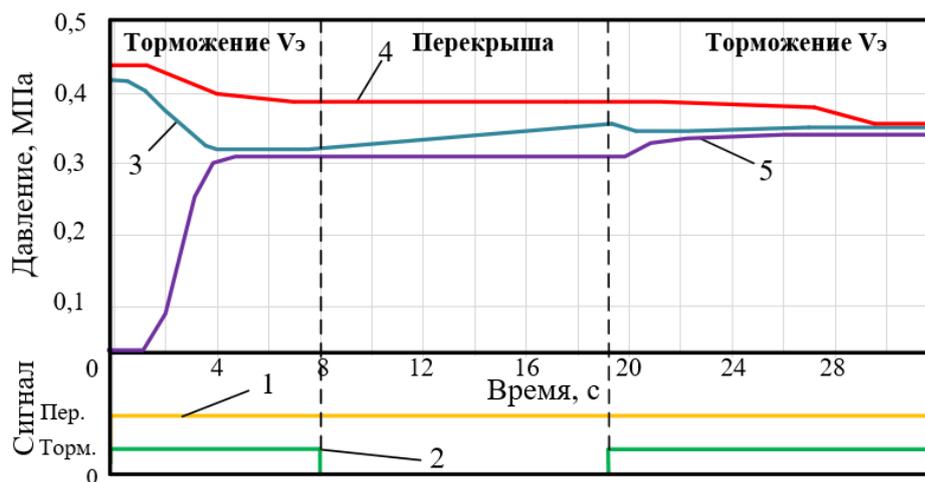
В данном случае давление в ЗР стремится до уровня ТМ посредством калиброванных отверстий малого диаметра, а, следовательно, и давление в ТЦ увеличивается таким же темпом. Ограничение максимального давления в ТЦ при переводе ручки крана машиниста вызвано тем, что положения Va и Vэ являются комбинированными. Вследствие этого происходит снижение давления в ТМ (в среднем с уровня 0,47 МПа до уровня  $\approx$  0,44 МПа), чего достаточно для срабатывания воздухораспределителей усл. № 292, которые являются непрямодействующими, т.е. давление в ТЦ ограничено давлением в ЗР и запас сжатого воздуха ЗР в положении Vэ не восполняется. Таким образом, комбинированные положения Va и Vэ можно считать конструктивным несовершенством крана машиниста, из-за которого ожидаемое свойство «прямодействующий» от исполнительных органов при применении ЭПТ не обеспечивается.

Как показал эксперимент, повысить давление в ТЦ выше уровня 0,34 МПа возможно. При переводе в положение IV, давление в ЗР начинает медленным темпом восстанавливаться до уровня зарядного (рисунок 4.13). Затем, при повторном переводе КРМ в положение Vэ, давление незначительно увеличивается выше уровня 0,34 МПа. Так, при чередовании положений Vэ и IV возможна реализация повышенного давления в ТЦ, однако очевидно, что этот процесс займет продолжительное время.



- 1 – давление в ТЦ при замыкании контактов контроллера крана машиниста;  
 2 – давление в ТЦ при переводе в положение V3; 3 – давление в ЗР при замыкании контактов контроллера крана машиниста; 4 – давление в ТМ при переводе в положение V3;  
 5 – давление в ТМ при замыкании контактов контроллера крана машиниста

**Рисунок 4.12 – Протекание пневматических процессов в электропневматических тормозах в случае их управления краном машиниста усл. №395, и в случае замыкания контактов в контроллере крана машиниста**



- 1 – лампа «Перекрыша»; 2 – лампа «Торможение»; 3 – давление в ЗР; 4 – давление в ТМ;

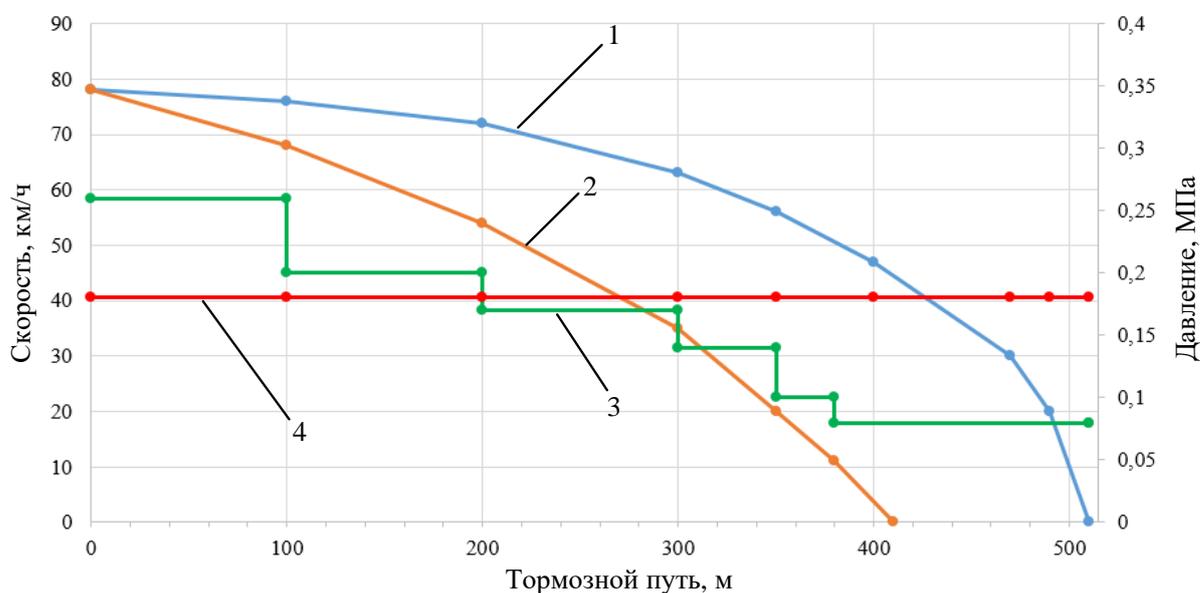
**Рисунок 4.13 – Пневматические процессы, протекающие в тормозной системе при последовательном чередовании положений V3 и IV**

В случае замыкания контактов контроллера КРМ на режим «Торможение» (без перевода ручки крана машиниста), процесс наполнения ТЦ непрерывен, как показано на рисунке 4.12, но даже в этом случае поиск технического решения, повышающего темп заполнения ТЦ до давления близкого к уровню в ТМ, является актуальным.

## 4.2 Поездной эксперимент по подтверждению эффективности применения адаптивного управления тормозным нажатием

Проверка эффективности адаптивного торможения проводилась на электропоезде ЭД9М № 009 на участке следования «Военный Городок – Слюдянка I».

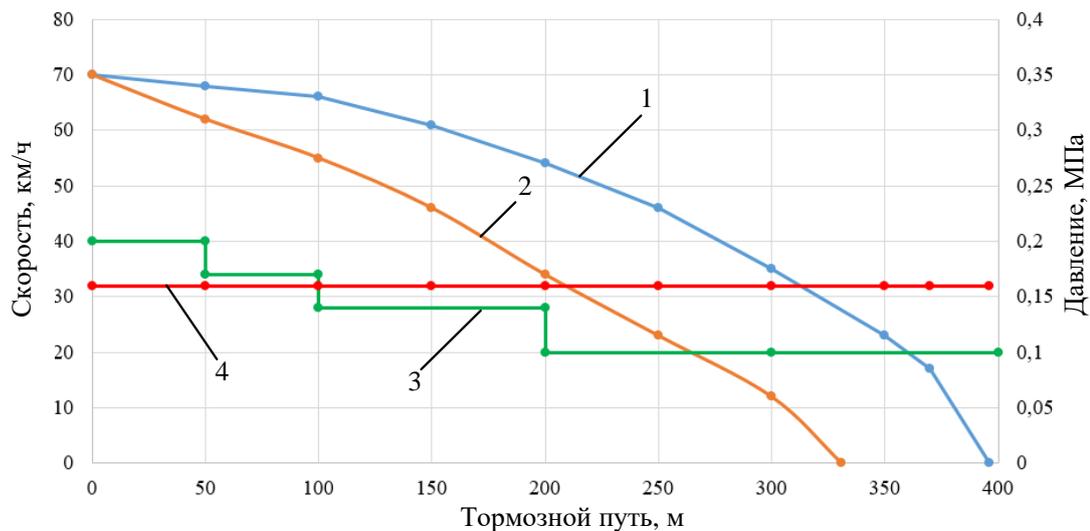
В ходе эксперимента машинистом осуществлялись ряд штатных и адаптивных торможений со скорости 78 км/ч на прямом участке пути с нулевым уклоном (рисунок 4.14). При штатном торможении тормозные цилиндры были наполнены давлением 0,18 МПа. Далее машинистом был реализован несложный алгоритм адаптивного торможения в ручном режиме, в ходе которого было выполнено 5 ступеней разрядки тормозных цилиндров (0,26 МПа, 0,2 МПа, 0,17 МПа, 0,14 МПа, 0,1 МПа, 0,07 МПа). Тормозные пути составили 509 м и 402 м соответственно.



1 – тормозной путь при штатном торможении; 2 – тормозной путь при адаптивном торможении; 3 – давление в ТЦ при реализации адаптивного торможения; 4 – давление в ТЦ при реализации штатного электропневматического служебного торможения

**Рисунок 4.14 – Штатное и адаптивное служебное электропневматическое торможение со скорости 78 км/ч**

Также в ходе эксперимента машинистом осуществлялись ряд штатных и адаптивных торможений со скорости 70 км/ч аналогично на прямом участке пути с нулевым уклоном (рисунок 4.15). При штатном торможении тормозные цилиндры были наполнены давлением 0,16 МПа. В данном случае при адаптивном торможении было выполнено 3 ступени разрядки тормозных цилиндров (0,2 МПа, 0,17 МПа, 0,14 МПа, 0,1 МПа). Тормозные пути составили 397 м и 331 м соответственно.



1 – тормозной путь при штатном торможении; 2 – тормозной путь при адаптивном торможении; 3 – давление в ТЦ при реализации адаптивного торможения; 4 – давление в ТЦ при реализации штатного электропневматического служебного торможения

**Рисунок 4.15 – Штатное и адаптивное служебное электропневматическое торможение со скорости 70 км/ч**

Применение адаптивного торможения сократило тормозной путь со скорости 78 км/ч на 21 %, а с 70 км/ч на 16 % по сравнению со штатным торможением. Также было выполнено математическое моделирование торможения электропоезда по похожему принципу, как рассматривалось в разделе 3.9. Погрешность полученных результатов составила не более 5 % в сравнении с поездным экспериментом.

По результатам эксперимента алгоритм адаптивного управления тормозным нажатием внедрен в моторвагонное депо Иркутск-Сортировочный (Приложение А). Алгоритм используется машинистами в качестве рекомендаций по управлению электропневматическими тормозами.

### 4.3 Выводы по разделу 4

1 Проведены экспериментальные исследования характеристик ЭПТ в переходных режимах на электропоезде ЭД9М. В части выполнения служебного торможения определены задержки с момента подачи управляющего воздействия до начала процесса снижения либо повышения давления в ТЦ, т.е. при переводе ЭПТ из режима «Перекрыша» в режим «Отпуск» задержка составила 0,7–0,9 с, при переходе ЭПТ из режима «Отпуск» в режим «Перекрыша» составила 0,25–0,35 с. Параметры задержки срабатывания для процесса торможения несколько отличаются от параметров отпуска, так среднее время задержки при переходе ЭПТ из режима «Перекрыша» в режим «Торможение» составило 0,7 с. При этом при переходе из режима «Торможение» в режим «Перекрыша» составила от 0,3 до 1 секунды, в среднем 0,6 с. Таким образом, при наполнении ТЦ процессы переключений элементов управления и исполнительных элементов имеют инерцию больше, чем при его разрядке. Выявленные задержки учтены в алгоритме адаптивного управления тормозным нажатием. Также экспериментальные исследования показали, что оптимальное количество ступеней отпуска, которое машинист может реализовать в ручном режиме с достаточной точностью, составляет не более 6. В автоматическом или полуавтоматическом режимах система сможет реализовать до 9 ступеней отпуска. Выявлено, что скорость наполнения ТЦ быстрее на 0,2 с при электропневматическом служебном торможении, в сравнении с пневматическим экстренным торможением, которое реализуется при переводе ручки крана машиниста в VI положение. Полученные результаты полностью обуславливают целесообразность применения электропневматического экстренного торможения.

2 Проведен поездной эксперимент на электропоезде ЭД9М № 009 по подтверждению эффективности адаптивного торможения. Таким образом, в результате применения адаптивного торможения тормозной путь со скорости 78 км/ч сократился на 21 %, а со скорости 70 км/ч на 16 % по сравнению со штатным торможением.

## **5 ОБОСНОВАНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА ОТ ВНЕДРЕНИЯ СИСТЕМЫ АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫМ НАЖАТИЕМ В РЕЖИМЕ СЛУЖЕБНОГО И ЭКСТРЕННОГО ТОРМОЖЕНИЯ**

Система адаптивного управления тормозным нажатием работает не только в режиме служебного, но и в режиме экстренного торможения, в данном разделе обоснован экономический эффект от минимизации ущербов в дорожно-транспортных происшествиях на основании анализа статистических данных. Так как алгоритм адаптивного управления тормозным нажатием позволяет значительно снизить вероятность образования ползунов, рассмотрен экономический эффект от снижения количества неисправностей колесных пар на основании анализа статистики. Система адаптивного торможения позволяет увеличить участковую скорость, что является актуальной задачей компании ОАО «РЖД», поэтому рассчитана эффектообразующая составляющая от увеличения участковой скорости движения поездов, а затем найден суммарный экономический эффект от внедрения разработанной системы адаптивного управления тормозным нажатием на тяговый пассажирский подвижной состав. После чего выполнен расчет единовременных затрат на закупку, установку системы, и в конечном итоге, посчитан срок окупаемости.

### **5.1 Экономический эффект от минимизации ущербов в дорожно-транспортных происшествиях**

Согласно статистическим данным, ежегодно по ВСЖД происходит в среднем 12 дорожно-транспортных происшествий (ДТП), ущерб от которых составляет около 30 млн. руб. в год (столкновения с автомобильным транспортом в местах железнодорожного переезда, столкновения с подвижным составом,

столкновения с другими объектами). Система адаптивного торможения повышает эффективность электропневматических тормозов пассажирских поездов, за счет чего произойдет минимизация ущерба в случае столкновения поезда с вышеперечисленными объектами, в силу уменьшения кинетической энергии в момент столкновения. Также некоторые случаи система адаптивного торможения позволит предотвратить. В связи с этим ожидается экономия средств порядка  $\mathcal{E}^{\text{ДТП}} = 5$  млн. руб.

## **5.2 Экономический эффект от сокращения количества образования ползунов**

Расходы на ремонт колесных пар пассажирского подвижного состава ежегодно составляют не менее 60 млн. руб. по сети железных дорог и не менее 5 млн. руб. на ВСЖД, по данным полученным в депо.

Таким образом, экономия средств составит порядка 70 % от сегодняшней цифры по ВСЖД, т.е.  $\mathcal{E}^{\text{полз}} = 3,5$  млн. руб.

## **5.3 Экономический эффект от увеличения участковой скорости движения поездов**

Если рассматривать работу системы в режиме служебного торможения, то, безусловно, стоит отметить, что, благодаря повышению эффективности электропневматических тормозов, произойдет увеличение участковой скорости движения поездов всех видов.

Далее выполнен расчет экономического эффекта от повышения участковой скорости.

На сегодняшний день по ВСЖД в среднем поезда проходят 200 000 км в сутки, можно рассчитать участковую скорость как общее количество пройденных километров поездами за общее время поездок, формула (5.1)

$$V_{уч} = \frac{l_{сут}}{t_{пр}}, \quad (5.1)$$

где  $l_{сут}$  – общее расстояние в километрах, пройденное всеми поездами ВСЖД за одни сутки;

$t_{пр}$  – время полезной работы, потраченное на поездки для перемещения поездов на расстояния  $l_{сут}$ .

$$V_{уч} = \frac{200000}{5000} = 40 \text{ км/ч.}$$

Средняя участковая скорость по ВСЖД за одни сутки составляет 40 км/ч.

Вследствие уменьшения поездного времени, за счет сокращения времени движения поезда по участку, произойдет увеличение участковой скорости. Расчетное время полезной работы поезда после внедрения разработанной системы найдем по формуле (5.2)

$$t_{распр} = t_{пр} - t_{общ}, \quad (5.2)$$

где  $t_{распр}$  – расчетное время полезной работы поезда.

$$t_{распр} = 5000 - 15 = 4985 \text{ ч.}$$

Время увеличения участковой скорости по формуле (5.1)

$$V_{уч} = \frac{200000}{4985} = 40,1 \text{ км/ч.}$$

Таким образом, внедрение системы адаптивного управления тормозным нажатием приведет к увеличению участковой скорости на 0,1 км/ч.

Согласно методике определения влияния изменения качественных показателей использования на эксплуатационные расходы, при изменении величины участковой скорости экономия расходов определяется по формуле (5.3)

$$\Delta^{уч} = C_{п-час} \cdot \sum N_i L_i \cdot (1/V_{уч.до} - 1/V_{уч.после}) \cdot 365, \quad (5.3)$$

где  $C_{п-час}$  – стоимость поезда-часа грузового поезда, согласно справочнику «Экономическая оценка основных показателей эксплуатационной работы ВСЖД», 5521 руб.;

$\Sigma N_i L_i$  – пробег подвижного состава, поезд-км (200 000 км);

$V_{\text{уч.до}}$  – участковая скорость до модернизации подвижного состава, 40 км/ч;

$V_{\text{уч.после}}$  – участковая скорость после модернизации подвижного состава, 40,1 км/ч.

$$\mathcal{E}^{\text{уч}} = 5521 \times 200000 \times (0,025 - 0,0246) \times 365 = 40,3 \text{ млн. руб.}$$

Суммарный экономический эффект от внедрения разработанного устройства по следующей формуле (5.4)

$$\mathcal{E}^{\text{сум}} = \mathcal{E}^{\text{дтп}} + \mathcal{E}^{\text{полз}} + \mathcal{E}^{\text{уч}}, \quad (5.4)$$

$$\mathcal{E}^{\text{сум}} = 5 + 3,5 + 40,3 = 48,8 \text{ млн. руб.}$$

#### 5.4 Расчет единовременных затрат на закупку и монтаж системы

Единовременные затраты на закупку и установку системы адаптивного управления тормозным нажатием на один пассажирский локомотив  $K_1$ , формула (5.5)

$$K_1 = \mathcal{E}_{\text{фот1}} + \mathcal{E}_{\text{отч1}} + \mathcal{E}_{\text{устр1}} + \mathcal{E}_{\text{проч.}}, \quad (5.5)$$

где  $\mathcal{E}_{\text{фот1}}$  – фонд оплаты труда, руб.;

$\mathcal{E}_{\text{отч1}}$  – отчисления на социальные нужды, руб.;

$\mathcal{E}_{\text{устр1}}$  – затраты на закупку системы для одного локомотива, 600 000 руб.;

$\mathcal{E}_{\text{проч.}}$  – прочие расходы от фонда оплаты труда, руб.

Монтаж системы адаптивного управления тормозным нажатием выполняется персоналом с классом доступа по электробезопасности не ниже 3-го, разряд не ниже 6-го.

Часовую тарифную ставку рабочего рассчитывают по формуле (5.6)

$$T_{\text{часбр}} = K_{\text{бр}} \cdot T_{\text{час1р}}, \quad (5.6)$$

где  $T_{\text{час1р}}$  – часовая тарифная ставка рабочего первого разряда, 48,98 руб.;

$K_{6p}$  – тарифный коэффициент рабочего 6-го разряда, 1,88.

$$T_{\text{часбр}} = 1,88 \times 48,98 = 92,08 \text{ руб.}$$

Тарифная заработная плата для слесаря, осуществляющего монтаж системы в кабину машиниста, формула (5.7)

$$\mathcal{E}_{\text{тзп}} = T_{\text{часбр}} \cdot t_p, \quad (5.7)$$

где  $t_p$  – ориентировочное затраченное время на выполнение работ по монтажу системы в один локомотив (в две кабины машиниста), 6 ч.

$$\mathcal{E}_{\text{тзп}} = 92,08 \times 6 = 552,48 \text{ руб.}$$

Фонд оплаты труда определяется по формуле (5.8)

$$\mathcal{E}_{\text{фотл}} = \mathcal{E}_{\text{тзп}} + \mathcal{E}_{\text{пр}} + \mathcal{E}_{\text{сев}} + \mathcal{E}_p, \quad (5.8)$$

где  $\mathcal{E}_{\text{пр}}$  – премия, руб.;

$\mathcal{E}_{\text{сев}}$  – надбавка по северному коэффициенту, руб.;

$\mathcal{E}_p$  – надбавка по районному коэффициенту, руб.

Размер премии, формула (5.9)

$$\mathcal{E}_{\text{пр}} = K_{\text{пр}} \cdot \mathcal{E}_{\text{тзп}}, \quad (5.9)$$

где  $K_{\text{пр}}$  – коэффициент премии, 0,25.

$$\mathcal{E}_{\text{пр}} = 0,25 \times 552,48 = 138,12 \text{ руб.}$$

Надбавка по северному коэффициенту, формула (5.10)

$$\mathcal{E}_{\text{сев}} = K_c \cdot \mathcal{E}_{\text{тзп}}, \quad (5.10)$$

где  $K_c$  – северный коэффициент, 0,3.

$$\mathcal{E}_{\text{сев}} = 0,3 \times 552,48 = 165,74 \text{ руб.}$$

Надбавка по районному коэффициенту, формула (5.11)

$$\mathcal{E}_p = K_p \cdot \mathcal{E}_{\text{тзп}}, \quad (5.11)$$

где  $K_p$  – районный коэффициент, 0,3.

$$\mathcal{E}_p = 0,3 \times 552,48 = 165,74 \text{ руб.}$$

$$\mathcal{E}_{\text{фотл}} = 552,48 + 138,12 + 165,74 + 165,74 = 1022,08 \text{ руб.}$$

Отчисления на социальные нужды, формула (5.12)

$$\mathcal{E}_{\text{отч.}} = \mathcal{E}_{\text{фотл}} \cdot 30,4 \%, \quad (5.12)$$

$$\mathcal{E}_{\text{отч.}} = 1022,08 \times 30,4 \% = 310,71 \text{ руб.}$$

Прочие затраты, формула (5.13)

$$\mathcal{E}_{\text{пр}} = K_{\text{пр}} \cdot \mathcal{E}_{\text{фот1}}, \quad (5.13)$$

где  $K_{\text{пр}}$  – коэффициент прочих затрат, 1,8.

$$\mathcal{E}_{\text{пр}} = 1,8 \times 1022,08 = 1839,74 \text{ руб.}$$

Единовременные затраты на единицу подвижного состава:

$$K_1 = 1022,08 + 310,71 + 600\,000 + 1839,74 = 603\,172,53 \text{ руб.}$$

Единовременные затраты на закупку и монтаж системы на приписной парк Восточного полигона, формула (5.14)

$$K = K_1 \cdot \text{ПП}_{\text{ПС}}, \quad (5.14)$$

где  $\text{ПП}_{\text{ПС}}$  – приписной парк подвижного состава Восточного полигона, 75 единиц.

$$K = 603\,172,53 \times 75 = 45\,237\,940 \text{ руб.}$$

## 5.5 Срок окупаемости

Годовой экономический эффект от внедрения системы адаптивного управления тормозным нажатием, формула (5.15)

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = \mathcal{E} - E_{\text{н}} \times K, \quad (5.15)$$

где  $E_{\text{н}}$  – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, 0,1.

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = 48\,800\,000 - 0,1 \times 45\,237\,940 = 43\,476\,206 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости, формула (5.16)

$$T = \frac{K}{\mathcal{E}_{\text{год}}}, \quad (5.16)$$

$$T = \frac{45\,237\,940}{43\,476\,206} = 1,04 \text{ г.}$$

Срок окупаемости подтверждает, что разработанная система адаптивного управления тормозным нажатием является перспективным решением, внедрение которого целесообразно с экономической точки зрения.

Выявленный недостаток крана машиниста, по причине которого происходит снижение давления в тормозной магистрали в положении  $V_3$ , требует более детального изучения и разработки конструкторской документации. Перспективное техническое решение должно исключать комбинирование положений  $V_a$  и  $V_3$  в кранах машиниста усл. № 395.

Стоит отметить, что после проведения дополнительных исследований, на следующих этапах модернизации системы важно будет учесть начальную скорость и длительность торможения. Алгоритм должен обеспечивать корректировку силы нажатия колодки на колесо в том числе, согласно этим параметрам, поскольку температура в системе «колодка-колесо» оказывает значительное влияние на коэффициент трения. Это позволит уменьшить отклонение расчетного и фактического значений коэффициента трения в определенных ситуациях при выполнении торможения.

## 5.6 Выводы по разделу 5

1 В приведенных расчетах учитывается экономический эффект на Восточно-Сибирской железной дороге. Эффектообразующая складывалась от минимизации ущерба при столкновении и уменьшения количества ДТП, от уменьшения случаев образования ползунов на колесных парах и от повышения участковой скорости. Таким образом, годовой экономический эффект от внедрения системы адаптивного торможения составит 43,4 млн. руб., при капитальных вложениях 45,2 млн. руб., срок окупаемости 1,04 г. Внедрение разработанной системы адаптивного торможения является экономически обоснованным.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 В результате анализа существующих математических моделей, представленных в ПТР и научной литературе, предложен параметр для подбора оптимального давления в тормозном цилиндре с целью снижения вероятности образования ползунов и повышения эффективности тормозов поезда – коэффициент запаса по нажатию  $k_{\text{зап}}$ .

2 Разработан алгоритм адаптивного управления тормозным нажатием, в основе которого лежит поддержание коэффициента запаса по нажатию  $k_{\text{зап}}$  на постоянном, заданном машинистом в зависимости от условий эксплуатации, уровне. Адаптивное торможение позволяет осуществлять замедление поезда наиболее эффективно и значительно минимизировать вероятность заклинивания колесных пар пассажирского подвижного состава.

3 Разработана математическая модель и выполнено математическое моделирование торможения поезда, оснащенного как колодочным, так и дисковым тормозом в компьютерной среде Matlab/Simulink. Тормозной путь пассажирского поезда с колодочным тормозом со скорости 100 км/ч при штатном и адаптивном торможении составил 850 м и 615 м соответственно. В случае штатного и адаптивного торможения пассажирского поезда с дисковыми тормозами остановка со скорости 200 км/ч происходит за 84.2 секунды и 80.7 секунд соответственно. Незначительное сокращение тормозного пути по сравнению с пассажирским поездом, оборудованным колодочным тормозом, обуславливается относительно стабильным коэффициентом трения накладки о диск в процессе торможения. При адаптивном торможении значительно снижается вероятность заклинивания колесной пары, ввиду исключения ошибки машиниста в процессе торможения, связанной с перенаполнением тормозного цилиндра выше допустимых значений.

4 В ходе математического моделирования выявлено, что адаптивное торможение повышает не только тормозную эффективность, но и комфорт

пассажиров. Это прослеживается по более плавному нарастанию кривых замедления и тормозной силы, пиковые значения которых уменьшаются и не превышают допустимые. Так, в случае колодочного тормоза при штатном торможении замедление достигает  $1,3 \text{ м/с}^2$ , при адаптивном не превышает  $1 \text{ м/с}^2$ . В случае дискового тормоза пиковое значение замедления при адаптивном торможении также не превышает  $1 \text{ м/с}^2$ .

5 Разработан новый способ экстренного торможения, который заключается в его реализации электропневматическими тормозами, т.е. исключается срабатывание пневматических воздухораспределителей усл. № 292 либо усл. № 242. Это позволяет реализовать алгоритм адаптивного торможения, тем самым сократить тормозной путь и снизить вероятность заклинивания колесных пар. Более того, исключается истощение тормозной магистрали, продольно-динамические реакции и электропневматическое экстренное торможение позволяет реализовать повышенное давление на уровне  $\approx 0,4 \text{ МПа}$  в тормозных цилиндрах электропоезда, что возможно, поскольку электропневматические воздухораспределители усл. № 305 являются прямодействующими. Также, благодаря тому, что тормозная система не истощается и продольно-динамические реакции минимальны, становится возможным добавить функцию отпуска тормозов, т.е. прервать экстренное торможение.

6 Проведен эксперимент на электропоезде ЭД9М по исследованию характеристик ЭПТ в переходных режимах. По результатам экспериментальных исследований, средняя величина задержки времени с момента перевода крана машиниста с положения IV в положение II составила  $0,7\text{--}0,9 \text{ с}$ , при переводе со II в IV положение, задержка составила  $0,25\text{--}0,35 \text{ с}$ . Параметры задержки срабатывания для процесса торможения несколько отличаются от параметров отпуска, так среднее время задержки при переходе ЭПТ из режима «Зарядка и отпуск» или «Перекрыша» в режим «Торможение» составило  $0,7 \text{ с}$ . При этом задержка при переходе из режима «Торможение» в режим «Перекрыша» составила от  $0,3$  до  $1$  секунды, в среднем  $0,77 \text{ с}$ . В ходе эксперимента выполнялось в том числе экстренное торможение. При включенных

электропневматических тормозах во время реализации экстренного торможения срабатывают воздухораспределители усл. № 292, то есть осуществляется пневматическое торможение, которое вызывает истощение тормозной магистрали и продольно-динамические реакции в поезде. После остановки поезда машинист вынужден откачивать тормозную систему, восстанавливая давление в ней. Этот процесс в случае электропоезда, согласно полученным данным, занимает не менее 16 секунд, что относительно быстро, благодаря конструктивным особенностям электропоезда и небольшой его длине. Однако, в случае пассажирского поезда, согласно статистике, этот процесс может занимать более 3 минут. Также в ходе эксперимента выполнено сравнение скорости наполнения ТЦ сжатым воздухом при экстренном пневматическом и полном служебном электропневматическом торможениях. Скорость наполнения ТЦ быстрее на 0,2 с при электропневматическом полном служебном торможении, что в этой связи полностью обуславливает целесообразность применения электропневматического экстренного торможения.

7 В ходе экспериментальных исследований была выявлена негативная особенность работы электропневматического тормоза. Максимальное давление в ТЦ при переводе ручки крана машиниста в положение  $V_3$  составляет 0,34 МПа, в то время как при замыкании контактов контроллера крана машиниста, после уравнивания давления в ЗР и ТЦ, давление в ТЦ начинает расти медленным темпом вплоть до уровня 0,44 МПа. В данном случае давление в ЗР стремится до уровня ТМ посредством калиброванных отверстий малого диаметра. Ограничение максимального давления в ТЦ при переводе ручки крана машиниста вызвано тем, что положения  $V_a$  и  $V_3$  являются комбинированными. Вследствие этого происходит снижение давления в ТМ (в среднем с уровня 0,47 МПа до  $\approx 0,44$  МПа), чего достаточно для срабатывания воздухораспределителей усл. № 292 (либо усл. № 242), которые являются непрямодействующими, истощимыми, т.е. давление в ТЦ ограничено давлением в ЗР и в последнем давление не восполняется. Таким образом, комбинированные положения  $V_a$  и  $V_3$  можно считать конструктивным несовершенством крана машиниста, из-за

которого ожидаемое свойство от исполнительных органов «прямодействующий» при применении ЭПТ не обеспечивается.

8 В ходе диссертационного исследования был проведен эксперимент на электропоезде ЭД9М на участке «Военный Городок – Слюдянка I». Машинистом осуществлялись ряд штатных и адаптивных торможений в ручном режиме со скорости 78 км/ч и 70 км/ч на прямом участке пути с нулевым уклоном. В результате применения адаптивного торможения тормозной путь со скорости 78 км/ч сократился на 21 %, а со скорости 70 км/ч тормозной путь сократился на 16 % по сравнению со штатным торможением.

9 Выполнен расчет экономического эффекта от внедрения разработанной системы для Восточно-Сибирской железной дороги. Эффектообразующая складывалась от минимизации ущерба при столкновении и уменьшения количества ДТП, от уменьшения случаев образования ползунов на колесных парах и от повышения участковой скорости. Годовой экономический эффект составит 43,4 млн. руб., при капитальных вложениях 45,2 млн. руб., срок окупаемости 1,04 г.

10 Полученные зависимости давления в тормозном цилиндре от заданного значения коэффициента запаса по нажатию требуют уточнения для конкретного типа пассажирской подвижной единицы, параметров тормозной системы, что является достаточно трудоемким процессом. В связи с этим перспективой дальнейших исследований по данной тематике является построение системы управления с алгоритмом текущей параметрической идентификации, неявной эталонной моделью. Также перспективным будет разработка устройства для замера коэффициента сцепления колеса с рельсом на первой по ходу движения пассажирской подвижной единице. Тогда станет возможным комбинация программной и текущей адаптации тормозного нажатия. Таким образом, при существенном отклонении коэффициента сцепления колеса с рельсом от расчетного значения система скорректирует алгоритм управления торможением под текущую ситуацию.

**СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ**

- АЦП – аналого-цифровой преобразователь  
БАВ – блок аналогового ввода  
БДВ – блок дискретного ввода  
БДУ – блок дискретного управления  
БИ – блок индикации  
БИВМ – блок измерения высоковольтный модульный  
БНИ – блок накопления информации  
БР – блок регистрации  
БС – блок системный  
БУП – бортовая управляющая программа  
ВР – воздухораспределитель  
ГР – главный резервуар  
ДПС – датчик пути и скорости  
ДТП – дорожно-транспортное происшествие  
ЕНТН – единое наименьшее тормозное нажатие  
ЗР – запасный резервуар  
КРМ – кран машиниста  
ЛТЦ – ложный тормозной цилиндр  
МК – мотор-компрессор  
ОЭ – отпусковой вентиль  
ПП – пневматическая подсистема  
ПС – скоростной режим воздухораспределителя KES  
ПТ – питательная магистраль  
ПТР – правила тяговых расчетов для поездной работы  
РД – реле давления  
ТМ – тормозная магистраль  
ТЦ – тормозной цилиндр  
ТЭ – тормозной вентиль

УСАВПП – универсальная система автоматизированного ведения  
пассажирского поезда

усл. № – условный номер модификации тормозного оборудования

ЭВР – электровоздухораспределитель

ЭПТ – электропневматический тормоз

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Авторегулирование и контроль скорости при сближении поезда с препятствием** / А. М. Брылеев, Ю. А. Кравцов, Б. Д. Никифоров [и др.] // Системы и устройства железнодорожной автоматики и телемеханики : сборник научных трудов МИИТа. – Москва : Транспорт, 1970. – № 348. – С. 28–35. – Текст : непосредственный.

2 **Александров, А. Г.** Оптимальные и адаптивные системы : учебное пособие / А. Г. Александров. – Москва : Высшая школа, 1989. – 263 с. – ISBN 5-06-000037-0. – Текст : непосредственный.

3 **Асадченко, В. Р.** Автоматические тормоза подвижного состава : учебное пособие / В. Р. Асадченко. – Москва : Маршрут, 2006. – 392 с. – ISBN: 5-89035-275-X. – Текст : непосредственный.

4 **Астрахан, В. И.** Адаптивное управление движением поезда метрополитена / В. И. Астрахан, Ю. А. Барышев // Автоматизация управления движением поездов метрополитена : сборник научных трудов. – Москва : Транспорт, 1987. – С. 31–43. – Текст : непосредственный.

5 **Афонин, Г. С.** Устройство и эксплуатация тормозного оборудования подвижного состава : учебник / Г. С. Афонин, В. Н. Барщенков, Н. В. Кондратьев. – Москва : Академия, 2006. – 304 с. – ISBN 978-5-7695-8536-4. – Текст : непосредственный.

6 **Бабичков, А. М.** Тяга поездов и тяговые расчеты : учебник / А. М. Бабичков, П. А. Гурский, А. П. Новиков. – Москва : Транспорт, 1971. – 280 с. – Текст : непосредственный.

7 **Баранов, В. Н.** Применение микроконтроллеров AVR: схемы, алгоритмы, программы / В. Н. Баранов. – 3-е изд., перераб. – Москва : Додэка-XXI, 2006. – 288 с. – ISBN 5-94120-121-4. – Текст : непосредственный.

8 **Брылеев, А. М.** Следящее устройство системы интервального регулирования движения поездов с применением радиоканалов / А. М. Брылеев, Д. К. Пугин, И. Е. Дмитренко // Вопросы автоматического регулирования

движения поездов на железных дорогах : сборник научных трудов МИИТа. – Москва : Транспорт, 1963. – № 170. – С. 18–22. – Текст : непосредственный.

9 **Буков, В. Н.** Адаптивные прогнозирующие системы управления полетом / В. Н. Буков. – Москва : Наука, 1987. – 232 с. – Текст : непосредственный.

10 **Волков, А. Н.** Безопасность движения – на уровень международных стандартов / А. Н. Волков // Железнодорожный транспорт. – 2009. – № 4. – С. 15–25. – Текст : непосредственный.

11 **Галай, Э. И.** Повышение эффективности электропневматических тормозов поезда : монография / Э. И. Галай. – Гомель : БелГУТ, 2002. – 182 с. – ISBN 985-468-008-8. – Текст : непосредственный.

12 **Годяев, А. И.** Алгоритмы автоматического управления торможением поездов метрополитена в системах автоведения на базе микро-ЭВМ : специальность 05.13.07 «Автоматизация технологических процессов и производств» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Годяев Александр Иванович ; Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта. – Москва, 1986. – 243 с. – Текст : непосредственный.

13 **ГОСТ 33597-2015.** Тормозные системы железнодорожного подвижного состава. Методы испытаний = Braking systems of railway rolling stock. Inspection procedures : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 17 ноября 2015 г. № 1844-ст : введен впервые : дата введения 2016-09-01 / разработан ОАО «ВНИИЖТ». – Москва : Стандартинформ, 2016. – 32 с. – Текст : непосредственный.

14 **Гребенюк, П. Т.** Тяговые расчеты : справочник / П. Т. Гребенюк, А. Н. Долганов, А. И. Скворцова ; под ред. П. Т. Гребенюка. – Москва : Транспорт, 1987. – 272 с. – Текст : непосредственный.

15 **Дульский, Е. Ю.** Существующие способы управления тормозным нажатием пассажирского подвижного состава / Е. Ю. Дульский, А. А. Корсун, Д. О. Емельянов // Научные междисциплинарные исследования : сборник статей

XV Международной научно-практической конференции, (Саратов, 10 июня 2021 г.). – Москва : Добросвет, 2021. – С. 20–27. – Текст : непосредственный.

**16 Зарубежный опыт повышения эффективности пневматических тормозов / П. Ю. Иванов, Е. Ю. Дульский, Н. И. Мануилов [и др.] // Локомотив. – 2020. – № 11 (767). – С. 36–37. – Текст : непосредственный.**

**17 Иванов, П. Ю.** Алгоритм адаптивного управления тормозным нажатием пассажирского подвижного состава / П. Ю. Иванов, Е. Ю. Дульский, А. А. Корсун, Д. В. Осипов // Транспорт: наука, техника, управление. – 2022. – № 5. – С. 60–64. – Текст : непосредственный.

**18 Иванов, П. Ю.** Существующие способы управления тормозным нажатием с повышенной эффективностью / П. Ю. Иванов, А. А. Корсун, Д. О. Емельянов // Научные междисциплинарные исследования : сборник статей XV Международной научно-практической конференции, (Саратов, 10 июня 2021 г.). – Москва : Добросвет, 2021. – С. 28–36. – Текст : непосредственный.

**19 Иванов, П. Ю.** Теоретические исследования особенностей моделирования процесса фрикционного торможения поездов / П. Ю. Иванов, Е. Ю. Дульский, А. А. Хамнаева, А. А. Корсун // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2020. – № 4 (68). – С. 150–158. – DOI: 10.26731/1813-9108.2020.4(68).150-158. – Текст : непосредственный.

**20 Изерман, Р.** Цифровые системы управления / Р. Изерман ; пер с англ. С. П. Забродина. – Москва : Мир, 1984. – 541 с. – Текст : непосредственный.

**21 Исследование температуры тормозных колодок с разной степенью износа в процессе фрикционного торможения / П. Ю. Иванов, А. М. Худоногов, Е. Ю. Дульский [и др.] // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 3 (47). – С. 27–34. – Текст : непосредственный.**

**22 Казаринов, В. М.** Автотормоза : учебник / В. М. Казаринов. – Москва : Транспорт, 1974. – 240 с. – Текст : непосредственный.

**23 Калабеков, Б. А.** Цифровые устройства и микропроцессорные системы : учебник / Б. А. Калабеков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Горячая линия – Телеком, – 2002. – 336 с. – ISBN 5-93517-008-6. – Текст : непосредственный.

24 **Капустин, М. Ю.** Адаптивная система автоматического управления прицельным электропневматическим торможением поезда : специальность 05.13.06 «Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Капустин Михаил Юрьевич ; Московский государственный университет путей сообщения. – Москва, 2015. – 151 с. – Текст : непосредственный.

25 **Карвацкий, Б. Л.** Общая теория автотормозов : учебное пособие / Б. Л. Карвацкий. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Трансжелдориздат, 1947. – 299 с. – Текст : непосредственный.

26 **Ким, Д. П.** Теория автоматического управления : учебное пособие. Т. 2: Многомерные, нелинейные, оптимальные и адаптивные системы / Д. П. Ким. – Москва : ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 464 с. – ISBN 978-5-9221-0858-4. – Текст : непосредственный.

27 **Комков, Е. В.** Адаптивная система автоматического управления прицельным торможением поездов метрополитена : специальность 05.13.07 «Автоматизация технологических процессов и производств» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Комков Евгений Васильевич ; Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта. – Москва, 1984. – 193 с. – Текст : непосредственный.

28 **Корсун, А. А.** Анализ факторов, влияющих на коэффициент трения тормозной колодки подвижного состава / А. А. Корсун, П. Ю. Иванов, Д. В. Осипов, Д. А. Тихонов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2022. – № 2 (74). – С. 91–100. – DOI: 10.26731/1813-9108.2022.2(74).91-100. – Текст : непосредственный.

29 **Корсун, А. А.** Исследование газодинамических процессов в электропневматических тормозах на электропоезде ЭД9М / А. А. Корсун // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2023. – № 4 (80). – С. 123–133. – DOI 10.26731/1813-9108.2023.4(80).123-133. – Текст : непосредственный.

30 **Корсун, А. А.** Математическое моделирование адаптивного торможения высокоскоростного поезда с дисковым тормозом / А. А. Корсун // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 2 (62). – С. 102–110. – DOI 10.20291/2079-0392-2024-2-102-110. – Текст : непосредственный.

31 **Космодамианский, А. С.** Адаптивная система управления прицельным электропневматическим торможением поезда / А. С. Космодамианский, М. Ю. Капустин // Наука и техника транспорта. – 2011. – № 3. – С. 65–68. – Текст : непосредственный.

32 **Красовский, А. А.** Математическая и прикладная теория : Избранные труды / А. А. Красовский. – Москва : Наука, 2002. – 363 с. – ISBN 5-02-013275-6. – Текст : непосредственный.

33 **Круглов, С. П.** Математическое обоснование эффективности торможения с постоянным значением коэффициента запаса по нажатию / С. П. Круглов, П. Ю. Иванов, А. А. Корсун // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 3. – С. 159–168. – DOI: 10.46973/0201-727X\_2023\_3\_159. – Текст : непосредственный.

34 **Крутько, П. Д.** Обратные задачи динамики управляемых систем: Нелинейные модели / П. Д. Крутько. – Москва : Наука, 1988. – 328 с. – ISBN 5-02-014100-3. – Текст : непосредственный.

35 **Крылов, В. И.** Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава : справочник / В. И. Крылов, В. В. Крылов, В. Н. Ефремов, П. Т. Демушкин. – Москва : Транспорт, 1989. – 487 с. – Текст : непосредственный.

36 **Крылов, В. И.** Автоматические тормоза подвижного состава : учебник / В. И. Крылов, В. В. Крылов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1977. – 320 с. – Текст : непосредственный.

37 **Крылов, В. И.** Автоматические тормоза подвижного состава : учебник / В. И. Крылов, В. В. Крылов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1983. – 360 с. – Текст : непосредственный.

38 **Кузьмич, В. Д.** Теория локомотивной тяги : учебник / В. Д. Кузьмич, В. С. Руднев, С. Я. Френкель. – Москва : Маршрут, 2005. – 448 с. – ISBN 5-89035-265-2. – Текст : непосредственный.

39 **Кутыев, Ю. Г.** Исследование отклонений тормозного пути и скорости электропоезда ЭР2 при автоматическом управлении : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Кутыев Юрий Георгиевич ; Ленинградский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Ленинград, 1973. – 188 с. – Текст : непосредственный.

40 **Лисенков, В. М.** Статистическая теория безопасности движения поездов : учебник / В. М. Лисенков. – Москва : ВИНТИ РАН, 1999. – 332 с. – ISBN 5-900242-29-3. – Текст : непосредственный.

41 **Максимов, В. М.** Моделирование на ЭВМ процессов управления 130 торможением поезда метрополитена с асинхронным приводом / В. М. Максимов, В. Г. Сидоренко // Тезисы докладов по итогам «Недели науки-94» (Москва, 25–27 апреля 1994 г.). – Москва : МИИТ, 1995. – Т. 2. – С. 40. – Текст : непосредственный.

42 **Математическая модель работы тормозной системы поезда в процессе торможения с учетом динамики коэффициента трения колодки о колесо и сцепления с рельсом в компьютерной среде** / А. А. Корсун, П. Ю. Иванов, С. П. Круглов [и др.] // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 2 (86). – С. 104–113. – DOI: 10.46973/0201-727X\_2022\_2\_104. – Текст : непосредственный.

43 **Методы классической и современной теории автоматического управления** : учебник в 5 т. Т. 5. Методы современной теории автоматического управления / под ред. К. А. Пупкова, Н. Д. Егупова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 784 с. – ISBN 5-7038-2194-0. – Текст : непосредственный.

44 **Мирошник, И. В.** Нелинейное и адаптивное управление сложными динамическими системами / И. В. Мирошник, В. О. Никифоров, А. Л. Фрадков. –

Санкт-Петербург : Наука, 2000. – 549 с. – ISBN 5-02-024872-X. – Текст : непосредственный.

45 **Мишин, А. А.** Математическое моделирование нестационарных температурных полей и напряжений в деталях дискового тормоза вагона : специальность 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Мишин Алексей Александрович ; Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс. – Орёл, 2011. – 161 с. – Текст : непосредственный.

46 **Морозов, В. Н.** Работать по новым принципам: повышение надежности работы технических средств и обеспечение безопасности движения / В. Н. Морозов // Железнодорожный транспорт. – 2010. – № 4. – С. 30–34. – Текст : непосредственный.

47 **Морозов, М. В.** Анализ адаптируемости нелинейных непрерывных систем управления / М. В. Морозов, И. Б. Ядыкин // Автоматика и телемеханика. – 2001. – № 11. – С. 136–144. – Текст : непосредственный.

48 **Мугинштейн, Л. А.** Нестационарные режимы тяги : Сцепление. Критическая норма массы поезда / Л. А. Мугинштейн, А. Л. Лисицын. – Москва : Интекст, 1996. – 176 с. – ISBN 5-89277-001-X. – Текст : непосредственный.

49 **О Стратегии научно-технологического развития Российской Федерации** : Указ Президента РФ от 01.12.2016 г. № 642 // Информационно-правовой портал Гарант. – URL: <https://base.garant.ru/71551998/> (дата обращения: 01.09.2024). – Текст : электронный.

50 **О стратегическом планировании в Российской Федерации и стратегии социально-экономического развития Российской Федерации до 2035 года** // Справочно-правовая система КонсультантПлюс. – URL: [https://www.consultant.ru/document/cons\\_doc\\_LAW\\_314301/06fb7addb24a900f831e610b729c32ac3ed9981e/](https://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_314301/06fb7addb24a900f831e610b729c32ac3ed9981e/) (дата обращения: 03.09.2024). – Текст : электронный.

51 **Осипов, С. И.** Основы тяги поездов : учебник / С. И. Осипов, С. С. Осипов. – Москва : УМК МПС России, 2000. – 592 с. – ISBN 5-89035-027-7. – Текст : непосредственный.

52 **Острем, К. Ю.** Настройка и адаптация / К. Ю. Острем // Приборы и системы управления. – 1997. – № 9. – С. 53–65. – Текст : непосредственный.

53 **Патент № 2273567 С1 Российская Федерация, МПК В60L 15/40, В61L 3/20.** Система управления движением пассажирского электровоза : № 2004128726/11 : заявл. 29.09.2004 : опубл. 10.04.2006 / М. Д. Рабинович, Л. А. Мугинштейн, Е. Е. Завьялов [и др.] ; заявитель ООО «АВП-Технология». – 10 с. – Текст : непосредственный.

54 **Патент № 2283786 С1 Российская Федерация, МПК В60Т 8/172, В61L 3/12.** Устройство для автоматического управления торможением поезда : № 2005105730/11 : заявл. 01.03.2005 : опубл. 20.09.2006 / В. И. Головин, А. И. Галеев ; заявитель ООО «Научно-производственное объединение САУТ», ОАО «Российские железные дороги». – 8 с. – Текст : непосредственный.

55 **Патент № 2740624 С1 Российская Федерация, МПК В60Т 13/26.** Двухтрубная тормозная система железнодорожного подвижного состава : № 2020121882 : заявл. 26.06.2020 : опубл. 18.01.2021 / П. Ю. Иванов, А. А. Хамнаева, А. М. Худоногов [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС. – 8 с. – Текст : непосредственный.

56 **Патент № 2792609 С1 Российская Федерация, МПК G01N 19/02.** Способ определения коэффициента трения трибологической пары по потребляемой электрической мощности электропривода : № 2022111793 : заявл. 27.04.2022 : опубл. 22.03.2023 / А. М. Худоногов, Е. Ю. Дульский, П. Ю. Иванов [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС. – 13 с. – Текст : непосредственный.

57 **Патент № 2797930 С1 Российская Федерация, МПК G01M 17/10.** Стенд для исследования параметров тормозного прижатия колодки к колесу : № 2022118561 : заявл. 06.07.2022 : опубл. 13.06.2023 / А. М. Худоногов, Е. Ю. Дульский, П. Ю. Иванов [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС. – 10 с. – Текст : непосредственный.

58 **Петров, Б. Н.** Адаптивное координатно-параметрическое управление нестационарными объектами / Б. Н. Петров, В. Ю. Рутковский, С. Д. Земляков. – Москва : Наука, 1980. – 242 с. – Текст : непосредственный.

59 **Плакс, А. В.** Математическое моделирование систем автоматического регулирования скорости поезда / А. В. Плакс, М. Л. Златковский, В. И. Герасенков // Вопросы автоматизации и моделирования электрического подвижного состава : сборник научных трудов. – Ленинград : ЛИИЖТ, 1971. – № 313. – С. 88–92. – Текст : непосредственный.

60 **Пленарное заседание Восточного экономического форума** // Официальный сайт Президента России. – 2022. – 7 сент. – URL: <http://kremlin.ru/events/president/news/69299> (дата обращения: 04.09.2024). – Текст : электронный.

61 **Повышение эффективности работы тормозной системы пассажирских поездов** / П. Ю. Иванов, А. И. Романовский, А. А. Хамнаева [и др.] // Транспорт: наука, техника, управление. – 2020. – № 3. – С. 39–43. – DOI: 10.36535/0236-1914-2020-03-6. – Текст : непосредственный.

62 **Попилов, Л. Я.** Советы заводскому технологу : справочное пособие / Л. Я. Попилов. – Ленинград : Лениздат, 1975. – 264 с. – Текст : непосредственный.

63 **Послание Президента Федеральному Собранию** // Официальный сайт Президента России. – 2018. – 1 март. – URL: <http://www.kremlin.ru/events/president/news/56957> (дата обращения: 10.09.2024). – Текст : электронный.

64 **Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации** : утверждены Приказом Министерства транспорта РФ от 23.06.2022 г. № 250 // Информационно-правовой портал Гарант. – URL: <https://base.garant.ru/405042985/> (дата обращения: 01.09.2024). – Текст : электронный.

65 **Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации** : утверждены Приказом Министерства транспорта РФ от 21.12.2010 г. № 286 // Информационно-правовой портал Гарант. – URL: <https://base.garant.ru/55170488/> (дата обращения: 01.09.2024). – Текст : электронный.

66 **Правила тяговых расчетов для поездной работы** : утверждены распоряжением ОАО «РЖД» от 12.05.2016 г. № 867р // Электронный фонд

правовых и нормативно-технических документов. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/557088840> (дата обращения: 01.09.2024). – Текст : электронный.

67 **Путов, В. В.** Адаптивные и модальные системы управления многомассовыми нелинейными упругими механическими объектами / В. В. Путов, В. Н. Шелудько. – Санкт-Петербург : Элмор, 2007. – 243 с. – Текст : непосредственный.

68 **Розенфельд, В. Е.** Теория электрической тяги : учебник / В. Е. Розенфельд, И. П. Исаев, Н. Н. Сидоров ; под. ред. И. П. Исаева. – Москва : Транспорт, 1995. – 294 с. – Текст : непосредственный.

69 **Саридис, Дж.** Самоорганизующиеся стохастические системы управления / Дж. Саридис ; пер. с англ. Т. Г. Абрамянц ; под ред. Я. З. Цыпкина. – Москва : Наука, 1980. – 400 с. – Текст : непосредственный.

70 **Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020660869 Российская Федерация.** Мониторинг газодинамических процессов воздухораспределителя грузового подвижного состава : № 2020660007 : заявл. 04.09.2020 : опубл. 15.09.2020 / А. С. Ковшин, А. А. Хамнаева, П. Ю. Иванов [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС. – Текст : непосредственный.

71 **Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020660868 Российская Федерация.** Сбор и обработка данных с тензометрических датчиков пневматического оборудования : № 2020660008 : заявл. 04.09.2020 : опубл. 15.09.2020 / А. С. Ковшин, А. А. Хамнаева, П. Ю. Иванов [и др.] ; заявитель ФГБОУ ВО ИрГУПС. – Текст : непосредственный.

72 **Сильвестров, А. Н.** Идентификация и оптимизация автоматических систем / А. Н. Сильвестров, П. И. Чинаев. – Москва : Энергоатомизат, 1987. – 200 с. – Текст : непосредственный.

73 **Сравнительный анализ тормозных систем подвижного состава с однотрубным и двухтрубным питанием** / П. Ю. Иванов, Е. Ю. Дульский, А. А. Хамнаева [и др.] // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 3 (79). – С. 35–42. – DOI: 10.46973/0201-727X\_2020\_3\_35. – Текст : непосредственный.

74 **Срагович, В. Г.** Адаптивное управление / В. Г. Срагович. – Москва : Наука, 1981. – 384 с. – Текст : непосредственный.

75 **Стратегия развития холдинга «РЖД» на период до 2030 года** // Волгоградский Терком РОСПРОФЖЕЛ. – URL: <https://volgograd-terkom34.ru/wp-content/uploads/2017/05/Стратегия-развития-ОАО-РЖД-до-2030-года.pdf>. (дата обращения: 03.09.2024). – Текст : электронный.

76 **Тюкин, И. Ю.** Адаптация в нелинейных динамических системах / И. Ю. Тюкин, В. А. Терехов. – Москва : Изд-во ЛКИ, 2008. – 384 с. – ISBN 978-5-382-00487-7. – Текст : непосредственный.

77 **Универсальная система автоведения электровозов пассажирского движения (УСАВПП).** Руководство по эксплуатации // АВП Технология. – 2011. – URL: [https://avp-t.ru/upload/RE\\_USAVPP.pdf](https://avp-t.ru/upload/RE_USAVPP.pdf) (дата обращения: 01.09.2022). – Текст : электронный.

78 **Унифицированное комплексное локомотивное устройство безопасности (КЛУБ-У)** : учебное пособие / В. И. Астрахан, В. И. Зорин, Г. К. Кисельгоф [и др.] ; под. ред. В. И. Зорина, В. И. Астрахана. – Москва : Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте, 2008. – 177 с. – ISBN 978-5-89035-465-5. – Текст : непосредственный.

79 **Управление техническими системами в условиях неопределенности** : монография / Е. Л. Еремин, Д. А. Теличенко, Н. П. Семичевская [и др.]. – Благовещенск : АмГУ, 2014. – 211 с. – ISBN 978-5-93493-226-9. – Текст : непосредственный.

80 **Устойчивость адаптивных систем** / Б. Андерсон, Р. Битмид, К. Джонсон [и др.] : пер. с англ. Е. Г. Коваленко ; под ред. С. П. Чеботарева. – Москва : Мир, 1989. – 263 с. – ISBN 5-03-000581-1. – Текст : непосредственный.

81 **Фомин, В. Н.** Адаптивное управление динамическими объектами / В. Н. Фомин, А. Л. Фрадков, В. А. Якубович. – Москва : Наука, 1981. – 448 с. – Текст : непосредственный.

82 **Шаронов, С. В.** Адаптивная система торможения рудничного электровоза : специальность 05.09.03 «Электротехнические комплексы и

системы» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Шаронов Сергей Владимирович ; Санкт-Петербургский государственный горный институт. – Санкт-Петербург, 2001. – 115 с. – Текст : непосредственный.

83 **Электровоз ЭП1. Руководство по эксплуатации.** Т.1. – 2-е изд. – Новочеркасск: ООО ПК «Новочеркасский электровозостроительный завод», 2006. – 540 с. – Текст : непосредственный.

84 **A methodology to predict thermomechanical cracking of railway wheel treads: from experiments to numerical predictions** / A. Esmaeili, M. S. Walia, K. Handa [et al.] // International Journal of Fatigue. – 2017. – Vol. 105. – P. 71–85. – DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2017.08.003. – Текст : непосредственный.

85 **Analysis of the factors influencing the friction coefficient of the train brake pad** / P. Yu. Ivanov, E. Yu. Dulskiy, S. P. Kruglov [et al.] // Proceedings of the IV international scientific conference on advanced technologies in aerospace, mechanical and automation engineering : (MIST: Aerospace-IV 2021, Krasnoyarsk, 10–11 December 2021). – Krasnoyarsk : AIP Conference Proceedings, 2023. – Vol. 2700. – № 1. – Art. 020036. – DOI: 10.1063/5.0125594. – Текст : непосредственный.

86 **Åström, K. J.** Adaptive Control / K. J. Åström, B. Wittenmark. – 2 ed. – North Chelmsford : Courier Corporation, 2013. – 592 p. – ISBN 978-0486462783. – Текст : непосредственный.

87 **Automatic target adjusting braking of a shunting stock with an adaptive control law** / S. P. Kruglov, S. V. Kovyreshin, P. Yu. Ivanov [et al.] // Journal of Physics : Conference Series, Krasnoyarsk, Russia, 24 September 2021. – Krasnoyarsk : IOP Publishing Ltd. – 2021. – Vol. 2094. – Art. 52069. – DOI: 10.1088/1742-6596/2094/5/052069. – Текст : непосредственный.

88 **Balotin, J. G.** Analysis of the influence of temperature on the friction coefficient of friction materials / J. G. Balotin, P. D. Neis, N. F. Ferreira // ABCM Symposium Series in Mechatronics. – 2010. – Vol. 4. – P. 898–906. – Текст : непосредственный.

89 **Cantone, L.** Modelling of friction coefficient for shoes type LL by means of polynomial fitting / L. Cantone, A. Ottati // The Open Transportation Journal. – 2018. –

Vol. 12. – 2018. – P. 114–127. – DOI: 10.2174/18744478018120100114. – Текст : непосредственный.

90 **Evtushenko, O. O.** Analytic methods for thermal calculation of brakes (review) / O. O. Evtushenko, E. H. Ivanyk, N. V. Horbachova // *Materials Science*. – 2000. – Vol. 36. – № 6. – P. 857–862. – DOI: 10.1023/A:1011334721154. – Текст : непосредственный.

91 **Hamdaoui, A.** Effects of the brake shoe friction material on the railway wheel damage / A. Hamdaoui, E. H. Jaddi // *MATEC Web of Conferences*. – 2018. – Vol. 149. – P. 1–4. – DOI: 10.1051/mateccconf/201714901090. – Текст : непосредственный.

92 **Ivanov, P.** Study of the influence of the brake shoe temperature and wheel tread on braking effectiveness / P. Ivanov, A. Khudonogov, E. Dulskiy // *Journal of Physics : Conference Series, Voronezh, 10–13 December 2019*. – Voronezh, 2020. – Art. 012086. – DOI: 10.1088/1742-6596/1614/1/012086. – Текст : непосредственный.

93 **Li, Z.** The effect of braking energy on the fatigue crack propagation in railway brake discs / Z. Li, J. Han, Z. Yang, L. Pan // *Engineering Failure Analysis*. – 2014. – Vol. 44. – P. 272–284. – DOI: 10.1016/j.engfailanal.2014.05.022. – Текст : непосредственный.

94 **Matteo, F.** Adaptive wheel slide protection algorithms / F. Matteo, T. Roberto // *EuroBrake 2019, Dresden, Germany, 2019*. – P. 43–50. – Текст : непосредственный.

95 **Meysam, N.** 3D dynamic model of the railway wagon to obtain the wheel–rail forces under track irregularities / N. Meysam, A. Z. Jabbar, Sh. Morad, E. Morteza // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K*. – 2015. – Vol. 252. – P. 1–13. – DOI: 10.1177/1464419314566833. – Текст : непосредственный.

96 **Milosevic, M. S.** Modeling thermal effects in braking systems of railway vehicles / M. S. Milosevic, D. S. Stamenkovic, A. P. Milojevic, M. M. Tomic // *Thermal science*. – 2012. – Vol. 16. – suppl. 2. – P. 515–526. – DOI: 10.2298/TSCI120503188M. – Текст : непосредственный.

97 **Petersson, M.** Two-dimensional finite element simulation of the thermal problem at railway block braking / M. Petersson // *Mechanical Engineering Science*. – 2015. – Vol. 216. – P. 259–273. – DOI: 10.1243/0954406021524945. – Текст : непосредственный.

98 **Polach, O.** Influence of locomotive tractive effort on the forces between wheel and rail / O. Polach // *Vehicle System Dynamics (Supplement)*. – 2001. – Vol. 35. – P. 7–22. – Текст : непосредственный.

99 **Praly, L.** An indirect adaptive control scheme for disturbed MIMO systems / L. Praly, M. Redjah // *IEEE Transactions on Automatic Control, AC* – 26. – 1981. – № 2. – P. 754–760. – Текст : непосредственный.

100 **Schrader, H. J.** The friction of railway brake shoes at high speed and high pressure / H. J. Schrader // *University of Illinois bulletin*. – 1938. – Vol. 35. – № 72. – P. 45–57. – Текст : непосредственный.

101 **Talati, F.** Analysis of heat conduction in a disk brake system / F. Talati, S. Jalalifar // *Heat and Mass Transfer*. – 2009. – Vol. 45. – P. 1047–1059. – DOI: 10.1007/s00231-009-0476-y. – Текст : непосредственный.

102 **Temperature and thermoelastic instability at tread braking using cast iron friction material** / S. Abbasi, Sh. Teimourimanesh, T. Vernersson [et al.] // *Wear*. – 2013. – Vol. 314. – P. 171–180. – DOI: 10.1016/j.wear.2013.11.028i. – Текст : непосредственный.

103 **The adaptive brake pressure control system for passenger trains** / P. Yu. Ivanov, E. Yu. Dulskiy, A. A. Khamnaeva [et al.] // International scientific conference “International transport scientific innovation”: ITSI-2021, Moscow, 29 June 2021 / *AIP Conference Proceedings*. – 2023. – Vol. 2476. – № 1. – DOI: 10.1063/5.0103053. – Текст : непосредственный.

104 **The method of determining the coefficient of friction in the “Pad-wheel” system** / P. Yu. Ivanov, E. Yu. Dulskiy, S. P. Kruglov [et al.] // Proceedings of the IV international scientific conference on advanced technologies in aerospace, mechanical and automation engineering: (MIST: Aerospace-IV 2021), Krasnoyarsk,

10–11 December 2021. – Krasnoyarsk : AIP Conference Proceedings, 2023. – Vol. 2700. – № 1. – Art. 020038. – DOI: 10.1063/5.0125593. – Текст : непосредственный.

105 **Tudor, A.** Thermal effect of the brake shoes friction on the wheel/rail contact / A. Tudor, C. Radulescu, I. Petre // Tribology in industry. – 2003. – Vol. 25. – P. 27–32. – Текст : непосредственный.

106 **Wasilewski, P.** Frictional heating in railway brakes: a review of numerical models / P. Wasilewski // Archives of Computational Methods in Engineering. – 2020. – Vol. 58. – P. 45–58. – DOI: 10.1007/s11831-018-9302-3. – Текст : непосредственный.

107 **Wasilewski, P.** Model numeryczny oraz badanie eksperymentalne pol temperatury podcz hamowania dlugotrwarego w ukladzie kolo kolejowe-kompozytowa wstawka hamulkowa / P. Wasilewski, J. Bulak // Transport. – 2017. – Vol. 115. – P. 191–201. – Текст : непосредственный. (Polish)

108 **Wei, Y. P.** Thermal and mechanical characteristics of contact friction pair based on 3-D wheel/rail-foundation contact vertical system / Y. P. Wei, Y. P. Wu // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol. 657. – P. 1–9. – DOI: 10.1088/1757-899X/657/1/012040. – Текст : непосредственный.

109 **White, D. A.** Handbook of intelligent control: neural, fuzzy, and adaptive approaches / D. A. White, D. A. Sofge. – New York : Van Nostrand Reinhold, 1992. – 250 p. – ISBN 978-0442308575. – Текст : непосредственный.

## Документ о внедрении результатов диссертационной работы

### АКТ ВНЕДРЕНИЯ

алгоритма адаптивного управления тормозным нажатием в Мотор-вагонное депо Иркутск-Сортировочный – СП Восточно-Сибирской дирекции моторвагонного подвижного состава – СП Центральной дирекции моторвагонного подвижного состава – филиала ОАО «РЖД»

22.05.2024 г.

Мы, нижеподписавшиеся, главный инженер СП Восточно-Сибирской дирекции моторвагонного подвижного состава Загорельский А.А., доцент кафедры «Электроподвижной состав» (ЭПС) Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Иркутский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО ИрГУПС) Иванов П.Ю., аспирант кафедры «ЭПС» ФГБОУ ВО ИрГУПС Корсун А.А., доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» (ВиВХ) ФГБОУ ВО ИрГУПС Дульский Е.Ю., инженер ФГБОУ ВО ИрГУПС Ковшин А.С., аспирант кафедры «ЭПС» ФГБОУ ВО ИрГУПС Осипов Д.В., аспирант кафедры «Физика, механика и приборостроение» (ФМиП) ФГБОУ ВО ИрГУПС Пронин К.Е., аспирант кафедры «ВиВХ» ФГБОУ ВО ИрГУПС Трескин С.В. составили настоящий акт о том, что на базе мотор-вагонного депо внедрен алгоритм адаптивного управления тормозным нажатием, позволяющий повысить эффективность служебного торможения и снизить вероятность заклинивания колесных пар. Технический эффект подтвержден экспериментальной апробацией алгоритма при управлении электропоезда ЭД9М №009 28.10.2022 г на участке Военный Городок – Слюдянка. Предложенный способ управления позволил сократить тормозной путь на величину до 21%. Алгоритм используется в качестве рекомендаций для машинистов по управлению электропневматическими тормозами электропоездов.

Главный инженер Восточно-Сибирской  
дирекции моторвагонного  
подвижного состава  
доцент каф. «ЭПС»  
аспирант  
доцент каф. «ВиВХ»  
инженер ФГБОУ ВО ИрГУПС  
аспирант  
аспирант  
аспирант



А.А. Загорельский  
П.Ю. Иванов  
А.А. Корсун  
Е.Ю. Дульский  
А.С. Ковшин  
Д.В. Осипов  
К.Е. Пронин  
С.В. Трескин