

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА

УДК 629.4.077-592

На правах рукописи

Галай Эдуард Иванович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИХ ТОРМОЗОВ ПОЕЗДА**

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Гомель 2003

Работа выполнена в Белорусском государственном университете транспорта

Научный консультант: доктор технических наук, профессор
В. И. Сенько

Официальные оппоненты:

П. С. Анисимов – доктор технических наук, профессор Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ)

Э. Д. Тартаковский – доктор технических наук, профессор Украинской государственной академии железнодорожного транспорта, заведующий кафедрой «Эксплуатация и ремонт подвижного состава»

Л. А. Сосновский – доктор технических наук, профессор Белорусского государственного университета транспорта

Оппонирующая организация – Федеральное государственное унитарное предприятие Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта Министерства путей сообщения Российской Федерации (ВНИИЖТ МПС России)

Защита диссертации состоится 11 июля 2003 года
в 14 часов на заседании специализированного совета Д 02.27.01 при Белорусском государственном университете транспорта (БелГУТ) по адресу: 246653 г. Гомель, ул. Кирова, 34.
Тел. (8-10-375-232)95-36-91.

Отзыв на автореферат или на монографию в двух экземплярах, заверенный печатью, просим направлять в адрес специализированного Совета университета.

С диссертацией можно ознакомиться по монографии.

Автореферат разослан 5 июня 2003 года.

Ученый секретарь
совета по защите диссертаций
Д 02.27.01,
доктор технических наук

Р. К. Гизатуллин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Высокая эффективность тормозов является одним из важнейших условий увеличения скоростей и массы поезда при безусловном обеспечении безопасности движения. В основу выбора мощности тормозных систем для пассажирского подвижного состава общего назначения должна быть положена концепция безопасности и экономической целесообразности.

Уровень использования запаса по сцеплению при торможении пассажирских и мотор-вагонных 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.

Известно большое число работ, в которых приведены результаты исследований закономерностей образования и реализации тормозной силы фрикционных тормозов. Достаточно подробно изучены вопросы сцепного взаимодействия колес с рельсами при торможении. Установлены эмпирические закономерности, связывающие изменение коэффициента сцепления с изменением скорости относительного скольжения колеса и рельса. Однако для расчета тормозных систем без противоюзных устройств такие зависимости неприменимы. Имеющиеся модели процессов торможения предполагают использование детерминированных характеристик сцепления колес с рельсами и трения фрикционных элементов при расчетной скорости проверки на юз. Обычно требования безусловного обеспечения безопасности движения диктуют необходимость при расчетах и выборе характеристик тормозных систем использовать детерминированные, иногда заведомо заниженные значения некоторых параметров в запас надежности системы.

Предложенные рядом авторов математические зависимости не позволяют исследовать закономерности развития тормозной силы за весь процесс остановочного торможения для разработки алгоритмов управления этим процессом. Практически не исследованы нестационарные процессы, возникающие в зоне фрикционного контакта пневматических тормозов, что очень важно для разработки системы

управления процессом торможения. Эта комплексная проблема требует проведения исследований по идентификации модели газодинамических процессов в исполнительных приборах тормоза и решения нестационарной температурной задачи трения в его фрикционных узлах. Поэтому исследования по указанным направлениям весьма актуальны и необходимы для создания модели тормозного процесса, позволяющей выявить имеющиеся резервы мощности тормозных систем с автоматическим регулированием по заданным программам.

Связь работы с крупными научными программами, темами. Работа выполнена в рамках:

- программы развития Белорусской железной дороги до 2010 года (приказ № 29Н от 19.03.99 г.);
- плана НИОКР-98 по департаменту локомотивного хозяйства МПС Российской Федерации (№ 05.97.98.98);
- плана НИОКР Белорусской железной дороги (приказ № 156 НЗ от 09.12.98 г. «О проведении опытной эксплуатации электропоезда ЭР9Е-611»).

Цель и задачи исследования. Целью диссертационной работы является решение важнейшей научно-технической проблемы существенного повышения безопасности перевозок за счет увеличения эффективности фрикционных колодочных и дисковых тормозов пассажирского подвижного состава путем совершенствования методов расчета и моделирования основных параметров тормозной системы, создания новых методов и способов управления величиной тормозной силы единицы подвижного состава, разработки и внедрения устройств для автоматического управления развитием тормозной силы по задаваемым программам.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

- 1 Исследование закономерностей изменения нормальных нагрузок и сил трения, возникающих в тормозе за период остановочного торможения.
- 2 Разработка концепции выбора максимальной мощности тормозной системы для эксплуатируемого и проектируемого подвижного состава.
- 3 Разработка методологии исследования эффективности тормозов и анализа имеющихся резервов мощности по условиям сцепления и тепловому режиму в зоне фрикционного контакта.
- 4 Исследование закономерностей изменения тормозной силы и нагрузок в фрикционных узлах тормоза за период остановочного торможения.
- 5 Разработка концепции и теоретических основ скоростного регулирования тормозной силы.

6 Разработка способов автоматического регулирования тормозной силы в зависимости от скорости движения и осевой нагрузки вагона в процессе экстренного торможения при условии рационального использования силы сцепного взаимодействия колеса и рельса.

7 Исследование газодинамических процессов в тормозной системе вагона при скоростном регулировании тормозной силы.

8 Решение нестационарной тепловой задачи по определению температурного режима в зоне фрикционного контакта «колодка–колесо» в условиях ступенчатого изменения силы нажатия.

Объект исследования – тормозная система пассажирского вагона и мотор-вагонного подвижного состава.

Предмет и методология исследования. В качестве исходных использовались существующие методы расчета и математического моделирования пневматических тормозных систем с фрикционными тормозами. Предложены и исследованы новые технические решения по совершенствованию конструкции тормозов, повышению их надежности и эффективности. Теоретические исследования выполнены на основе системного анализа (анализ и синтез системы, декомпозиция ее на составные части, математическое моделирование процессов в тормозной системе), оптимизации процесса развития тормозной силы и установление ограничений ее по условиям сцепления колес с рельсами с использованием классических методов аналитической механики. В теоретических исследованиях использовались фундаментальные положения газовой динамики и термодинамики с учетом последних достижений в этих областях. При решении ряда задач использованы приемы и методы теории интегрального исчисления, суперпозиции и теории обобщенных переменных. Экспериментальные исследования проводились как в лабораторных, так и в эксплуатационных условиях с использованием методов планирования эксперимента и обработки данных на ЭВМ.

Научная новизна. В диссертации впервые:

– разработан *метод оценки эффективности* фрикционных тормозов путем перманентного *сравнения фактической и допускаемой* по сцеплению удельных тормозных сил в процессе остановочного торможения, позволяющий выявить резервы тормозной мощности в любой фазе тормозного процесса;

– разработаны *концепция, способ и математическая модель многоступенчатого* скоростного регулирования *нажатия тормозных колодок в поезде* для реализации максимальной тормозной силы либо постоянной величины замедления;

– разработана *модель газодинамического процесса* при изменении давления в тормозных цилиндрах в начальный период торможения и при скоростном регулировании, дающая возможность устанавливать величину давления в любой момент тормозного процесса;

– разработан *метод расчета температурного режима* фрикционной пары в переходном периоде при нарастании тормозной силы, основанный на разложении сложной зависимости теплового потока от времени на ряд постоянных тепловых потоков, включаемых последовательно друг за другом. При этом использованы точные решения теории теплопроводности и метод суперпозиции;

– решена *нестационарная тепловая задача* для колодочного тормоза, работающего в условиях автоматического регулирования силы нажатия с учетом переходных процессов изменения силы трения.

Практическая значимость полученных результатов. На основе теоретических и экспериментальных исследований выполнены новые конструкторские разработки, внедрение которых вносит значительный вклад в развитие тормозной техники, повышение эффективности тормозов и безопасности движения поездов (разработки защищены 8 авторскими свидетельствами и патентами), при этом обеспечивается:

1 Возможность многоступенчатого адаптивного регулирования тормозных нажатий в зависимости от скорости для пассажирского подвижного состава, реализация которой на электропоездах позволяет сократить длину тормозного пути на 15–25 % при экстренном торможении.

2 Приведенные методики исследований позволяют оптимизировать решение многовариантной задачи выбора параметров скоростного регулирования на основе расчетов газодинамических процессов в управляющей и силовой пневматических цепях тормоза.

Основные положения, выносимые на защиту:

– *концепция выбора* критической мощности тормозов моторвагонного подвижного состава (МВПС) по критерию безопасности движения;

– *универсальный критерий оценки эффективности тормозов* в виде коэффициента мгновенного использования расчетного запаса по сцеплению в процессе остановочного торможения $k_c = f(v, q)$;

– *метод расчета* допускаемых сил нажатия тормозных колодок при изменении скорости в процессе торможения;

– *способ увеличения эффективности тормозов* путем автоматического многоступенчатого регулирования тормозного нажатия в зависимости от скорости и устройства его реализации;

– *метод расчета параметров управления величиной давления сжатого воздуха в тормозных цилиндрах при скоростном регулировании тормозных нажатий;*

– *алгоритм адаптивного скоростного регулирования тормозных нажатий электропоезда;*

– *метод определения параметров газодинамического процесса при скоростном регулировании величины давления в тормозных цилиндрах;*

– *методика моделирования тепловых потоков при расчетах температурного режима во фрикционной тормозной паре в переходном периоде при включении тормоза;*

– *метод служебного торможения с уменьшением силы нажатия тормозных колодок до минимальной величины, допускаемой по сцеплению перед остановкой электропоезда и обеспечивающей постоянную величину замедления до полной остановки.*

Личный вклад соискателя. Все основные теоретические и экспериментальные результаты, изложенные в диссертации, получены автором лично.

При разработке методов скоростного регулирования тормозной силы автор сформулировал постановку задачи и разработал алгоритмы методов регулирования, принимал участие в реализации методов, проводил анализ результатов исследований.

При внедрении результатов диссертации автор принимал участие в подготовке технической документации, организации переоборудования электропоезда и проведении испытаний совместно с ВНИИЖТ и Главным управлением локомотивного хозяйства МПС Российской Федерации, а также службой локомотивного хозяйства Белорусской железной дороги.

При непосредственном участии автора разработан способ адаптивного многоступенчатого регулирования тормозных нажатий в зависимости от скорости, который защищен тремя авторскими свидетельствами и пятью патентами, внедрен на электропоезде ЭР9Е-611 и внедряется на электропоездах эксплуатационного парка Белорусской железной дороги.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены и обсуждены на Всесоюзной конференции «Износостойкость машин» (Брянск, 1991); VIII и IX Международных конференциях «Проблемы механики железнодорожного транспорта» (Днепропетровск, 1992, 1996); Международных симпозиумах по трибофатике: трение, усталость (Гомель, 1993; Тернополь, 2002); международных научно-технических конференциях: «Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта (Москва, 1996), «Проблемы развития рельсового

транспорта» (Луганск, 1997), «Железнодорожный транспорт сегодня и завтра» (Екатеринбург, 1998), «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта» (Ростов-на-Дону, 1999), «Фундаментальные и прикладные исследования – транспорту» (Екатеринбург, 2000), «Потенциал науки – развитию промышленности, экономики, культуры, личности» (Минск, 2002), «Надежность машин и технических систем (Минск, 2001), «Безопасность движения поездов» (Москва, 2002), The 7th International scientific conference of railway experts. ЈУЖЕЛ. Yugoslavia. Vrnjaska Banja, 2000; научно-технических и научно-практических конференциях кафедр БелГУТа и ДорНТО Белорусской ж. д. (Гомель, 1989, 1993, 1995, 1996, 1998, 2000, 2001, 2002); Białorusko-polski naukowo-praktyczny seminarium (Polska, Białystok, 2001, Брест, 2002); совместном совещании Департаментов по безопасности движения и локомотивного хозяйства МПС Российской Федерации (Москва, 1997);

Результаты работы рассматривались на научно-техническом совещании отделения автотормозного хозяйства ВНИИЖТа (Москва, 1998), заседании кафедры вагонов технического университета железнодорожного транспорта (Днепропетровск, 1999) и объединенном заседании кафедр «Вагоны и вагонное хозяйство» и «Тяговый подвижной состав» БелГУТа (1996, 2003).

Автором написаны учебник в соавторстве, а также 3 учебных пособия и монография «Повышение эффективности электропневматических тормозов поезда».

Опубликованность результатов. Результаты диссертационной работы опубликованы в 66 научных работах, в том числе в 40 статьях (из них в 26 статьях без соавторов), 8 авторских свидетельствах и патентах (в 2 патентах и 1 авторском свидетельстве без соавторов).

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа подготовлена в виде монографии и состоит из Предисловия, 4 глав, заключения, списка литературы. Содержание монографии изложено на 182 страницах текста, содержит 59 рисунков, 17 таблиц и список литературы из 216 источников.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В **предисловии** дан краткий анализ проблемы повышения эффективности тормозных систем пассажирских и мотор-вагонных поездов.

Первая глава посвящена оценке резервов мощности фрикционных пневматических тормозов и анализу подходов к решению проблемы их рационального использования.

Повышение эффективности тормозных систем всегда актуально, поскольку от мощности тормозов во многом зависят безопасность движения и пропускная способность железных дорог. В настоящее время при выборе параметров фрикционных пневматических тормозов, которые являются тормозами безопасности, исходят из требования, что длина тормозного пути при полном служебном и автостопном торможениях не должна превышать величину, необходимую по условию расстановки сигналов для получения оптимальной пропускной способности перегонов при трехзначной сигнализации. Такой подход не способствует реализации стремления к созданию тормозных систем повышенной эффективности с максимальным использованием всех имеющихся резервов мощности, так как применяемые тормоза отвечают требованиям действующих нормативов. Для пассажирского и моторвагонного подвижного состава, обращающегося в поездах сравнительно небольшой длины и веса, в основу выбора критической мощности тормозов следует закладывать концепцию безопасности движения, то есть в случае экстренного торможения должна быть обеспечена остановка поезда на минимальном тормозном пути. Показано, что эта проблема многовариантна, поскольку может решаться различными методами (например, с применением принципиально новых тормозных систем и способов торможения). Однако, несмотря на быстрое развитие современных прогрессивных видов тормозов, таких как электродинамические, токовихревые, рельсовые, на обозримую перспективу фрикционные колодочные и дисковые тормоза с пневмомеханическим силовым приводом, с пневматическим или электропневматическим управлением, останутся основными для массовых видов подвижного состава – пассажирских и грузовых вагонов, электро- и дизель-поездов. Очевидно, что их совершенствование во многих случаях оказывается предпочтительным по экономическим и технологическим соображениям. Установлено, что проблема повышения эффективности фрикционных тормозов пассажирского подвижного состава – комплексная. Для ее решения необходимо:

– изучение контактного взаимодействия колеса и рельса, (а в более узком плане – анализ подходов при выборе численных характеристик сцепления колес с рельсами);

– исследование газодинамических процессов перетекания сжатого воздуха в управляющей и силовой частях пневматических и электропневматических тормозных систем;

– оптимизация управляющих воздействий на тормозную систему при изменении её параметров в процессе торможения;

– решение нестационарной тепловой задачи трения во фрикционном узле тормоза, что позволяет идентифицировать ограничения по развитию тормозной силы в процессе торможения.

Решением большинства указанных задач занимались и постоянно занимаются многие отечественные и зарубежные ученые, что подчеркивает значимость и актуальность этой проблемы. Следует отметить преемственность исследований, проводимых в разные годы, устойчивость основных положений и гипотез по образованию и ограничениям тормозной силы, протеканию газодинамических процессов и тепловому режиму фрикционной пары. Это свидетельствует об обоснованности концептуальных решений в теории тормозов железнодорожного подвижного состава, выдвинутых в работах Н. П. Петрова, В. М. Казаринова, Б. Л. Карвацкого, В. Г. Иноземцева. Весомый вклад в решение комплекса задач науки о торможении железнодорожного подвижного состава внесли ученые и практики Л. А. Вуколов, П. Т. Гребенюк, Ф. П. Казанцев, В. В. Крылов, В. И. Крылов, И. К. Матросов, В. Ф. Ясенцев и др.

Постоянно привлекают внимание ученых процессы сцепного взаимодействия колеса и рельса при торможении и тяге, установление функциональных и расчетных зависимостей коэффициента сцепления от объективных факторов, поддающихся учету и численному выражению – в первую очередь, от скорости движения и нагрузки от колеса на рельс. В этой области теоретические и экспериментальные исследования проводили П. С. Анисимов, В. Р. Асадченко, В. А. Балакин, Л. В. Балон, М. И. Глушко, Г. В. Гогричани, А. Л. Голубенко, А. Ф. Горин, И. П. Исаев, А. В. Казаринов, В. А. Карпычев, В. И. Лисунов, Ю. М. Лужнов, Л. А. Манашкин, Б. Д. Никифоров, В. Е. Попов, Л. М. Пыжевич, Г. В. Самме, Л. А. Сосновский, М. А. Спицын, Э. Д. Тартаковский, Р. Г. Черепашенец, А. А. Чичинадзе и многие другие. Следует отметить также работы ученых дальнего зарубежья К. Абурая, М. Буато, Г. Вербека, И. Калкера, Ф. Картера, О. Креттека, Б. Мецкова, Э. Саумвебера и др.

В то же время, несмотря на имеющиеся успешные результаты решения многих задач, проблема требует дальнейшего развития и для ее решения необходимо иметь в виду следующее. Величина расчетного коэффициента сцепления ψ_k определяет конечную эффективность

тормозной системы в целом. Многочисленными экспериментами, проводившимися различными исследователями, установлена его зависимость от ряда случайных факторов. Однако, при проектировании тормозных систем, основанных на сцеплении колеса и рельса, нельзя допускать вероятности перехода колесных пар на юз и возникновения угрозы безопасности движения. В то же время для подвижного состава, не оборудованного противоюзными устройствами, принятие расчетных значений ψ_k , полностью исключаящих возможность заклинивания колесных пар, неприемлемо по условию минимизации длины тормозного пути.

Перспектива оснащения противоюзными устройствами массовых видов подвижного состава весьма проблематична по экономическим причинам.

Серьезные проблемы возникают при внедрении рельсовых тормозов (электромагнитных и на вихревых токах) из-за удорожания тормозного оборудования, недостаточной надежности магниторельсовых тормозов и сложности регулирования их тормозной силы.

Поэтому для массовых видов пассажирского подвижного состава, рассчитанного на скорости до 120–140 км/ч, актуальной остается проблема значительного повышения максимальной мощности тормозов, которая может быть востребована в критической ситуации. При выборе стратегии повышения эффективности тормозных средств следует в первую очередь учитывать возможность и необходимость модернизации тормозов эксплуатирующихся вагонов и МВПС (особенно построенных после 1980 г.), которым предстоит еще длительное время выполнять пассажирские перевозки и в XXI веке, если принять во внимание недостаточный уровень насыщения парка новым подвижным составом.

Задача повышения диссипативной мощности фрикционных тормозов с пневмомеханическим силовым приводом требует предварительного выбора и обоснования рациональных критериев для оценки их эффективности, которые бы обеспечили проведение анализа и решение задачи по выявлению, и главное, использованию резервов мощности тормозной системы.

К числу наиболее наглядных и объективных критериев оценки эффективности тормоза относится тормозной путь. Нормативами по тормозам регламентирована длина тормозного пути пассажирского поезда при торможении со скорости 160 км/ч – не более 1600 м. Тормозная система электропоездов серии ЭР9 при экстренном торможении со скорости 130 км/ч обеспечивает остановку поезда без пассажиров на расстоянии до 880 м и с пассажирами – до 1100 м. По требованиям МСЖД и ОСЖД нормативная длина тормозного пути

значительно меньше – не более 1000 м при торможении со скорости до 160 км/ч.

Для существующих пневматических тормозов характерно далеко не полное использование запаса по сцеплению, даже если оценивать его по расчетному коэффициенту ψ_k , заложенному в нормативах или рассчитанному по эмпирическим формулам. Например, среднее использование сцепления для пассажирских поездов с чугунными колодками составляет 0,45, с композиционными – 0,67. Среднее использование сцепления принято оценивать отношением $S_{T\min} / S_{Tф}$ минимально возможного тормозного пути при полном использовании расчетного сцепления к фактическому тормозному пути.

В ряде работ, посвященных исследованиям противоюзного регулирования, предлагается оценивать полноту реализации сцепного взаимодействия по интегральному коэффициенту использования сцепления η_ψ , представляющему собой отношение действующих тормозных сил к максимально возможным по условиям сцепления в заданном интервале скоростей. По физическому смыслу коэффициент η_ψ близок к понятию среднего использования сцепления.

Нормативами МСЖД в качестве критерия эффективности тормозных систем предлагается отношение расчетного коэффициента сцепления к функции, показывающей зависимость коэффициента трения тормозных колодок от скорости $C_{P,R} = \psi_k / \varphi_k(v)$. Измеритель $C_{P,R}$ используется при определении требуемого тормозного веса λ единицы подвижного состава для остановки на нормативной длине тормозного пути.

Все перечисленные показатели являются универсальными обобщенными критериями оценки эффективности тормозов и не отражают, какой из элементов тормозной системы и каким образом должен быть усовершенствован для увеличения ее мощности и эффективности.

Величина критической мощности колодочных и дисковых тормозов ограничивается вследствие влияния нескольких факторов. Ограничения тормозной силы по сцеплению $b_T(v) \leq [b_T(v)]$ определяются величиной коэффициента сцепления и характером его изменения при изменении скорости в процессе торможения $\psi_k = f(v)$. При расчетах фрикционных колодочных и дисковых тормозов без противоюзных устройств принимают детерминированные значения коэффициента сцепления, регламентированные для различных видов подвижного состава.

Другое снижение диссипативной мощности фрикционных тормозов обусловлено тепловыми процессами, происходящими в узле трения.

Кроме того, величина нормальной силы нажатия ограничивается механической прочностью фрикционных элементов. Для пассажирского подвижного состава с двумя тормозными колодками на колесо и относительно невысокой осевой нагрузкой при скоростях движения до 120–130 км/ч это ограничение существенного значения не имеет, поскольку силы нажатия, допускаемые по условиям сцепления, значительно меньше допускаемых по условию прочности и тепловому режиму при экстренном торможении.

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/с². При экстренном торможении максимальное замедление перед остановкой допускается до 2 м/с². Фактически замедление, среднее за период экстренного торможения электропоезда, не превышает 0,7-0,8 м/с².

Требования экономической целесообразности являются решающими при выборе варианта повышения мощности тормозных систем для массовых видов подвижного состава. Однако, сложность оценки принимаемых решений по экономическому критерию приводит к тому, что выбор рационального варианта при проектировании тормозов производят методом экспертных оценок, причем стремление минимизировать капиталовложения и эксплуатационные расходы часто входит в противоречие с требованиями обеспечения безопасности движения. Отсутствуют и достаточно обоснованные, доведенные до численных результатов, методики расчета эффекта от повышения безопасности движения.

Для оценки резерва мощности эксплуатируемых и перспективных тормозов в диссертации использован безразмерный критерий – коэффициент мгновенного использования запаса по сцеплению при экстренном торможении, модифицированный с использованием действительных значений силы нажатия,

$$k_c = \frac{b_T(v)}{[b_T(v)]} = \frac{nK\varphi_K(K, v)}{q_0\psi_K(q_0, v)} \quad (1)$$

где n – число колодок, действующих на колесную пару;

K – сила нажатия одной колодки.

Как показывают результаты расчета реализуемых коэффициентов k_c для эксплуатируемого пассажирского подвижного состава, при торможении со скорости 130–140 км/ч до остановки мгновенное использование сцепления при чугунных колодках изменяется примерно в 2 раза, поэтому имеются значительные резервы тормозной эффективности массовых видов пассажирского подвижного состава. Возможные направления исследований по увеличению эффективности фрикционных тормозов:

- разработка систем автоматического регулирования тормозной силы (АРТС) в зависимости от скорости для подвижного состава с чугунными колодками;

- совершенствование устройств АРТС в зависимости от населенности вагонов и оборудование ими пассажирских вагонов и МВПС;

- использование электронных противоюзных регуляторов для перспективного подвижного состава.

Предложенный критерий $k_c(v)$ позволяет провести расчеты допускаемых значений сил нажатия тормозных колодок в процессе остановочного торможения.

В некоторых работах обосновывается допустимая величина использования расчетного запаса по сцеплению без применения противоюзных устройств, с учетом динамической разгрузки колесных пар, $\vartheta_p \varphi_{\kappa p} / \psi_{\kappa} \leq 0,85$, где ϑ_p – коэффициент тормозного нажатия. Указанное предельное значение $[k_c]$ было принято при расчетах допускаемых сил нажатия тормозных колодок для случаев экстренного торможения электропоезда.

На основании проведенного аналитического обзора подходов к решению поставленной проблемы определены задачи, поставленные в работе.

Во **второй главе** сформулированы основные принципы регулирования тормозных нажатий в зависимости от скорости и осевой нагрузки.

На пассажирских вагонах, эксплуатирующихся при скоростях движения до 120 км/час, применяются стандартные чугунные колодки с содержанием фосфора до 0,5 %. На локомотивах и электропоездах наибольшее распространение получили колодки из чугуна с повышенным содержанием фосфора – 0,7–1,1 %. Особенностью чугунных колодок является то, что теоретическая зависимость

коэффициента трения от скорости имеет крутопадающую характеристику в зоне низких скоростей. В то же время расчетный коэффициент сцепления $\psi_k = \psi(v)$ менее зависим от скорости, а в зоне высоких скоростей (более 70 км/час) углы наклона зависимостей $\varphi_k(v)$ и $\psi(v)$ к оси v выравниваются. Благодаря этому сила нажатия чугунных колодок, допускаемая по условию безюзового торможения, в зоне высоких скоростей в 1,5–2 раза больше, чем при низкой скорости.

Для определения параметров скоростного регулирования необходима математическая модель, описывающая взаимосвязь силовых характеристик тормоза с характеристиками сцепления при изменении скорости от v_{\max} до 0 в процессе торможения. В связи с этим в диссертационной работе предложена методика расчета функциональной зависимости силы нажатия, допускаемой по сцеплению, от скорости и осевой нагрузки $[K] = f(v, q_0)$. Методика учитывает триботехнические характеристики фрикционных пар тормоза и контакта «колесо–рельс». В основу разработанной модели положено условие равенства удельных тормозных сил: реализуемой $b_T(v)$ и допускаемой по условию безюзового торможения $[b_T(v)]$ во всем диапазоне скоростей. После подстановки в уравнение (1) эмпирических зависимостей $\varphi_k(K, v)$ и $\psi_k(v, q_0)$ и преобразований получено уравнение для расчета допускаемых сил нажатия $[K_i]$ для любого фиксированного значения скорости v_i (рис. 1).

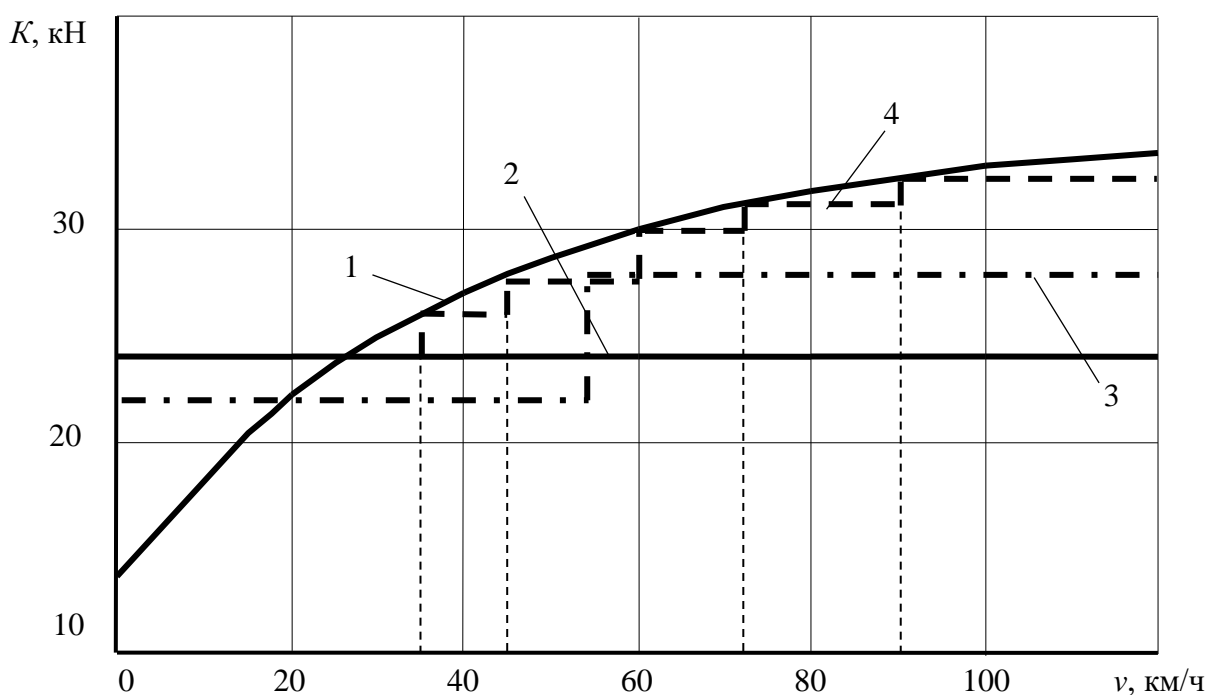


Рис. 1 – Зависимость силы нажатия тормозных колодок моторного вагона электропоезда ЭР9 от скорости:

- 1 – допускаемая по сцеплению $[K] = f(v)$; 2 – реализуемая штатным тормозом;
- 3 – при одноступенчатом регулировании; 4 – при многоступенчатом регулировании

$$[K_i] = \frac{0,5}{\beta n} \left\{ \left[B^2 + \frac{40\gamma\beta n k_c \psi_{ki} q_0 (c v_i + g)}{\alpha (f v_i + g)} \right]^{1/2} - B \right\},$$

$$B = \gamma n - \frac{10 k_c \psi_{ki} q_0 (c v_i + g)}{\alpha (f v_i + g)} \delta, \quad (2)$$

где $\alpha, \beta, \delta, \gamma, c, g$ – эмпирические величины в обобщенной формуле коэффициента трения тормозных колодок;
 q_0 – нагрузка от колесной пары на рельсы.

В дисковом тормозе весьма сложно обеспечить равномерное нажатие фрикционной накладки на диск, в результате имеет место нелинейное изменение работы трения при изменении скорости движения. Рациональная зависимость удельного давления $p(\rho)$ в зоне фрикционного контакта для обеспечения равномерного износа накладки при фиксированной скорости движения для материала накладок ТИИР-300, ТИИР-303 и 140-42 имеет вид

$$2,9\rho_i\varphi(v_i)p_i^2 + [20\rho_i\varphi(v_i) - 11,6k^*]p_i - 20k^* = 0, \quad (3)$$

где $k^* = kR_k/v_i \alpha$.

Здесь функция $\varphi(v_i)$ показывает зависимость коэффициента трения от скорости трения, переменной по радиусу накладки. Как показывают расчеты, диапазон между зависимостями $p(\rho)$ для 10 км/ч и 200 км/ч достаточно узкий, поэтому для дискового тормоза, эксплуатируемого при скоростях до 120 км/ч, можно принимать расчетную зависимость $p(\rho)$, полученную для скорости 60–80 км/ч.

Рациональное значение k -параметра удельной тормозной мощности (допускаемое по условию безюзового торможения), при котором достигается наиболее полное использование запаса по сцеплению

$$[k] = v q_0 \psi_k k_c n_H^{-1} F_H^{-1}. \quad (4)$$

Значения k -параметра, определенные для фиксированной скорости движения, принимают за исходные при определении силы нажатия накладки K_H

$$K_H = [k]R_K v^{-1} \int \int \frac{d\rho dv}{\varphi(\rho)}. \quad (5)$$

При уменьшении скорости движения сила нажатия должна возрасти, поэтому полное использование запаса по сцеплению возможно только при скоростном регулировании. Достаточно рациональная зависимость износа накладки в процессе торможения достигается при использовании устройства, обеспечивающего передачу тормозного усилия по дуге окружности, смещенной к центру вращения (а. с. СССР № 1798230).

Тормозные системы пассажирского подвижного состава, как правило, не имеют устройств для регулирования силы нажатия тормозных колодок в зависимости от скорости движения. Поэтому, чтобы не допустить заклинивания колесных пар, принимают постоянную силу нажатия, соответствующую допускаемой на расчетной скорости проверки тормоза на юз – 40 км/ч (линия 2 на рис. 1). В результате в зоне высоких скоростей запас по сцеплению недоиспользуется. Применение устройств, обеспечивающих изменение тормозной силы в соответствии с изменением силы сцепления колес с рельсами при торможении, позволяет значительно повысить эффективность торможения. Это изменение может производиться путем точного отслеживания кривой 1 или приближением к ней ступенями. Технически сложно осуществить непрерывное изменение давления воздуха в тормозных цилиндрах в соответствии с программой, обеспечивающей уменьшение силы нажатия по кривой 1 или по зависимости, близкой к ней в существующих тормозных системах. Поэтому у вагонов с тормозом КЕ_s, тепловозов ТЭП 70, оборудованных пневмомеханическими устройствами скоростного регулирования, применяется метод одноступенчатого изменения силы нажатия колодок (линия 3 на рис. 1). Аналогичная система применяется также на части электровозов ЧС и на некоторых пассажирских вагонах железных дорог Чехии и Словакии с тормозом ДАКО.

Одноступенчатое регулирование позволяет повысить среднее использование сцепления при экстренном торможении примерно до 0,6, однако резервы повышения тормозной эффективности и в этом случае используются не полностью. Кроме того, пневмомеханический регулятор должен устанавливаться на каждом вагоне и локомотиве в

составе поезда, что приводит к усложнению пневматической части тормоза.

Результаты проведенных исследований по оценке эффективности тормозных систем и анализ имеющихся резервов увеличения критической мощности фрикционных тормозов инициировали разработку способа многоступенчатого скоростного регулирования тормозной силы для пассажирского подвижного состава, оборудованного чугунными тормозными колодками (линия 4 на рис. 1). Разработанный способ защищен патентами России и Беларуси (а. с. СССР № 1689160, пат. РБ № 107 и № 4989). Изменение силы нажатия тормозных колодок можно осуществить следующими способами: повышая или снижая давление в тормозных цилиндрах (ТЦ); изменяя передаточное число рычажной передачи (ТРП) и количество тормозных цилиндров в тормозной системе; комбинируя перечисленные способы в различных сочетаниях. На подвижном составе железных дорог бывшего СССР автоматическое регулирование силы нажатия изменением характеристик ТРП не применяется, поэтому предпочтение отдано первому способу, как не требующему модернизации механической части тормоза.

Наиболее просто многоступенчатое регулирование тормозных нажатий в зависимости от скорости движения может быть реализовано на подвижном составе с электропневматическими тормозами (ЭПТ) (рис. 2).

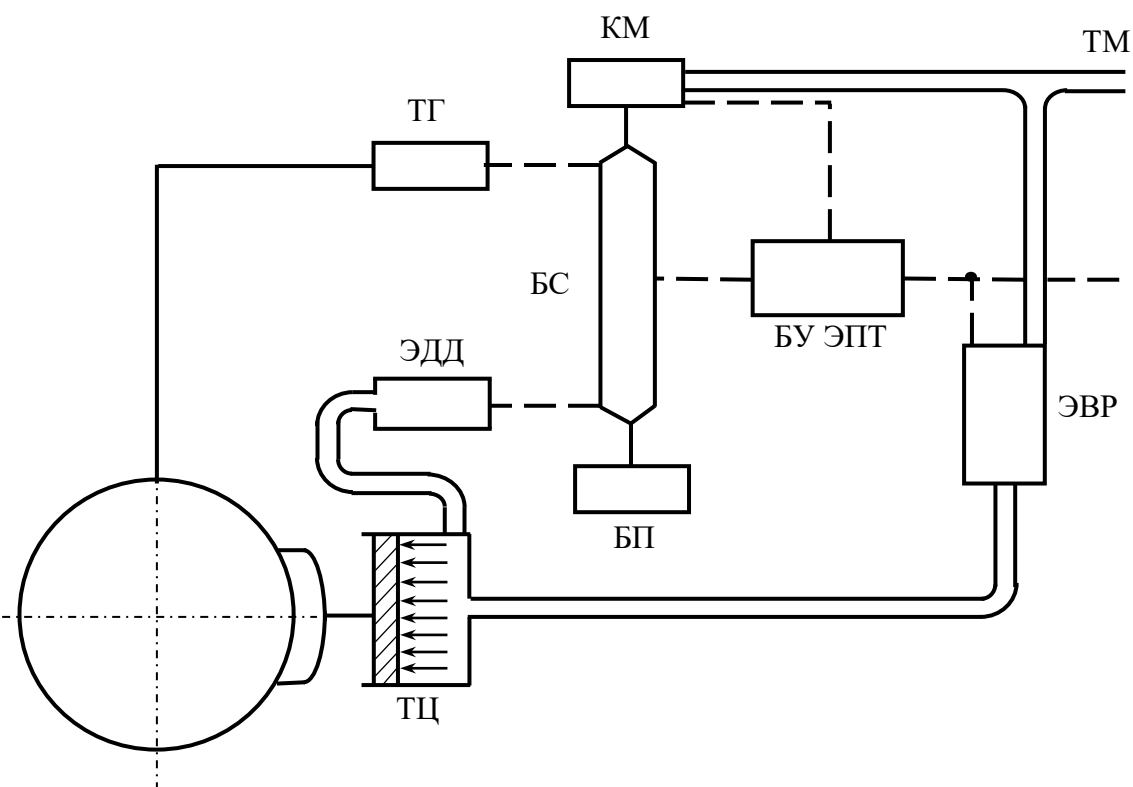


Рис. 2 – Блок-схема системы скоростного регулирования тормозных нажатий

- ===== – воздушная магистраль
- – электрическая магистраль
- – механическая передача

Блок питания (БП) содержит данные о зависимости $p_{ц} = f(v)$, которая может быть задана с целью изменения тормозной силы по условию безюзового торможения $B_T = [B_T]$ или по условию постоянства замедления при торможении $a_T = \text{const}$. Блок сравнения (БС) имеет входы от датчиков скорости (ТГ) и электрического датчика давления (ЭДД), контроллера крана машиниста КМ и блока питания и на выход блока управления тормозами (БУ ЭПТ). Построение принципиальной схемы блока питания и блока сравнения определяется характеристиками сигналов, поступающих от датчика давления и датчика скорости и выбранным числом ступеней регулирования. Электронный регулятор тормозных нажатий (ЭРТН), датчики скорости и давления устанавливаются на локомотивах или на головных вагонах электропоезда.

Запуск регулятора осуществляется при постановке ручки крана машиниста в положение экстренного торможения. При этом выключаются тяговые двигатели локомотива и в цепь электропневматического тормоза подается управляющий сигнал «торможение» от блока управления тормозами. Электровоздухораспределители (ЭВР) срабатывают на торможение и давление в тормозном цилиндре (ТЦ) возрастает до программной величины, соответствующей скорости начала торможения, после чего в цепь торможения поступает сигнал «перекрыша» и в ТЦ фиксируется давление 1-ой ступени.

По мере снижения скорости происходит рассогласование сигналов от датчика давления и датчика скорости с программными значениями и попеременное переключение цепи управления ЭВР в положение «отпуск» или «перекрыша», в соответствии с числом ступеней регулирования, до полной остановки.

При действии штатного тормоза зарядное давление в тормозной системе составляет 0,45–0,52 МПа в зависимости от типа подвижного состава, максимальное давление в тормозных цилиндрах $p_{ц} = 0,36 \dots 0,4$ МПа. Для получения повышенных сил нажатия необходимо либо увеличить передаточное число тормозной рычажной передачи с одновременным уменьшением максимального штатного давления в ТЦ, либо повысить величину зарядного давления для питания тормозной системы при скоростном регулировании. Первый вариант не имеет

альтернативы для пассажирских поездов с локомотивной тягой, в которых питание тормозов сжатым воздухом осуществляется по одному магистральному трубопроводу (ТМ).

Для электропоездов был принят второй вариант, поскольку имеется возможность снабжения ЭВР и ТЦ сжатым воздухом от питательной магистрали, связанной с компрессорной установкой с пределами давления 0,65–0,8 МПа. Это потребовало внесения изменений в пневматические схемы вагонов электропоезда и деления линии снабжения электровоздухораспределителя сжатым воздухом при действии штатного тормоза и при действии ЭРТН в случае экстренного торможения. Питание тормозных цилиндров при действии ЭРТН осуществляется из рабочего резервуара, сообщающегося с питательной магистралью через обратный клапан и редуктор, с помощью которого регулируется величина давления сжатого воздуха в рабочем резервуаре. Переключение линии питания исполнительных приборов на работу штатного тормоза или на скоростное регулирование при запуске ЭРТН осуществляется с помощью электропневматических клапанов (ЭПК), установленных в пневматической системе каждого вагона. Для управления включением ЭПК в электрической цепи поезда предусмотрен специальный провод. Управление работой электровоздухораспределителя производится по штатным проводам ЭПТ. Предложенная тормозная система защищена патентом Республики Беларусь (патент РБ № 4989).

Увеличение максимальной силы нажатия тормозных колодок при высоких скоростях движения до значений, превышающих конструкционные в 1,3–1,5 раза, создает повышенную нагрузку на детали механической части тормоза – рычаги и тяги. Поэтому были произведены проверочные расчеты этих деталей на прочность, которые показали, что элементы тормозной рычажной передачи обладают достаточным запасом прочности. Поскольку геометрические размеры элементов рычажной передачи не изменялись, то силовые характеристики ее, в частности передаточное число, также остались прежними.

Автоматическое управление величиной давления в тормозных цилиндрах по заданной программе осуществляется электронным регулятором тормозных нажатий (ЭРТН), который разработан специально для осуществления скоростного регулирования и не имеет аналогов. Структурная схема версии ЭРТН-А регулятора с адаптивным выбором параметров регулирования представлена на рис. 3.

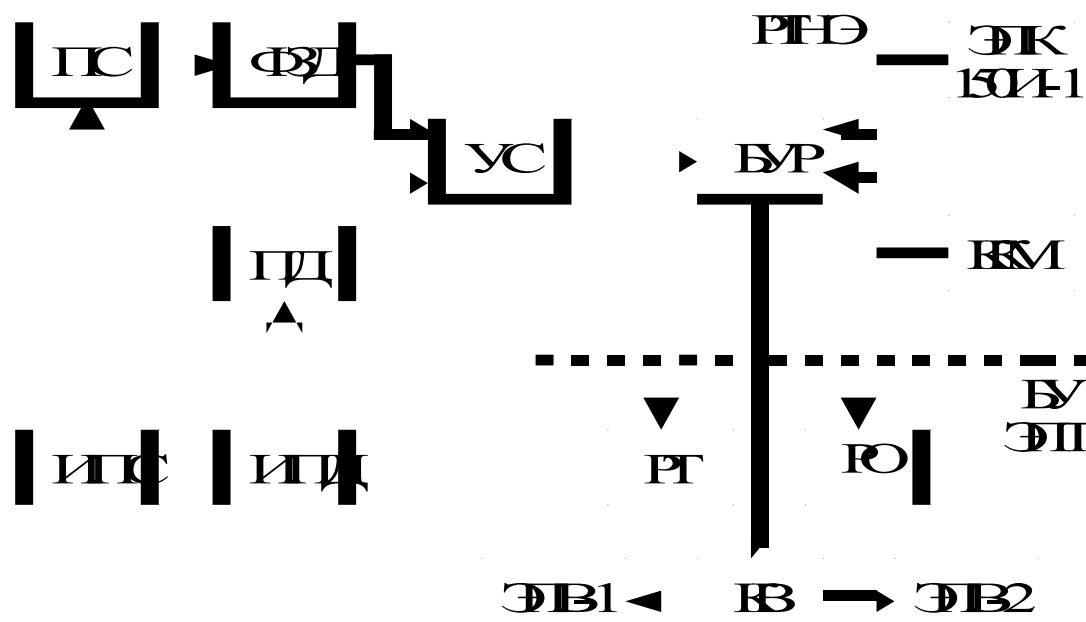


Рис. 3 – Структурная схема регулятора

Обозначения на схеме: ИПС, ИПД – измерительные преобразователи скорости и давления; ПС, ПД – преобразователи сигналов от ИПС и ИПД в напряжение постоянного тока, пропорциональное v_i и $p_{ци}$; ФЗД – формирователь сигналов по функционалу управления $[p_{ци}(v)]$ и сигнальной функции $p'_{ци}(v)$; УС – устройство сравнения сигналов $p_{ци}(v)$, $[p_{ци}(v)]$, $p'_{ци}(v)$ и выработки управляющих команд; БУР – блок управляющих реле; ККМ – контроллер крана машиниста; РТ, РО – реле торможения и отпуска в блоке управления ЭПТ; ЭПВ – электропневмовентили подключения к питательной воздушной магистрали; КВ – кронштейн-вставка.

Сцепление колеса и рельса является решающим фактором при назначении параметров системы скоростного регулирования. Задача заключается в выборе расчетных зависимостей, характеризующих изменение коэффициента сцепления при изменении измеряемых параметров – осевой нагрузки и скорости движения. Благодаря новым подходам в изучении проблемы сцепления, особенно при критическом

скольжении с некоторым проскальзыванием (до 5–7%) колеса по рельсу, созданы высокоэффективные электронные противоюзные устройства с поосным управлением величиной давления в тормозных цилиндрах. Однако, тормозные системы без противоюзной защиты должны быть ориентированы на работу в области докритического скольжения (до начала юза).

Изучая проблему сцепления в приложении к практическим задачам, следует исходить из общих усредненных закономерностей, проявляющихся при торможении конкретных единиц подвижного состава на определенных участках железных дорог. Такие эмпирические закономерности получены по результатам многочисленных опытов, которые проводились и проводятся во всем мире. В частности, для тормозных расчетов и при проектировании тормозов, на железных дорогах СНГ используют зависимость расчетного коэффициента сцепления от скорости и осевой нагрузки $\psi_k = \psi(v)\psi(q)$.

В процессе экстренного торможения должны быть реализованы значения тормозной силы B_T , максимально приближенные к допускаемым по сцеплению во всем диапазоне скоростей. Указанное условие закладывается при назначении параметров системы управления. В электропневматическом тормозе в качестве функционала управления целесообразно принять зависимость величины давления в тормозных цилиндрах от скорости $p_{ц}(v)$, которая допускается по условию сохранения сцепления колес с рельсами. Для построения указанной зависимости предварительно определяется допускаемая сила нажатия $K(v)$ из уравнения (2) и принятая функциональная зависимость коэффициента сцепления от скорости и нагрузки от колесной пары на рельсы.

Управление системой скоростного регулирования на электропоезде осуществляется по результатам измерений давления в тормозном цилиндре головного вагона. Как показали расчеты, наименьшая величина давления в тормозных цилиндрах допускается для головных и прицепных вагонов при следовании без пассажиров. У этих вагонов одинаковые параметры механической части тормоза. Поэтому после подстановки постоянных параметров, характеризующих тормозную систему вагона, получено выражение для функционала управления скоростным регулированием силы нажатия тормозных колодок электропоезда

$$[p_{ц}(v)] = 0,267\Phi - 0,636 - 0,0216\sqrt{153\Phi^2 - 297\Phi + 977}, \quad (6)$$

где $\Phi = \psi(v) / \varphi_k(v)$.

Число регламентированных ступеней отпуска при торможении с максимальной скорости ограничивается по величине снижения давления Δp_i при каждой ступени. Наименьшее значение Δp_i определяется инерционностью регулятора ЭРТН и электровоздухораспределителей ЭВР при переключениях из положения «отпуск» в положение «перекрыша», а также величиной давления $p_{цi}$, с которого начинается отпуск.

В переходном процессе при полном открытии и последующем закрытии отпускного клапана с диаметром проходного отверстия 2 мм имеем $\Delta p \approx 0,04$ МПа, поэтому для электропоезда ЭР9 число ступеней регулирования $n = 5 \dots 6$. Более полное использование запаса по сцеплению достигается, если применить систему адаптивного скоростного регулирования без регламентации числа ступеней и без жесткой привязки их к конкретным интервалам скорости и давления.

Принцип адаптивного регулирования заключается в отказе от фиксации режима отпуска по сигналу обратной связи, поступающему от датчика давления ДД, и сравнении его с допускаемым $[p_{ц}(v)]$. В зависимости от скорости электропоезда ЭВР всех вагонов остаются включенными на торможение, пока давление в тормозных цилиндрах головного вагона повышается до значения, ограниченного сигнальной функцией 2 (рис. 4), уравнение которой получено из функционала управления (6),

$$p'_{ц}(v) = [p_{ц}(v)] - (\Delta p_3 + p'_3), \quad (7)$$

где Δp_3 – завышение давления, вызванное инерционностью ЭВР и поступлением воздуха в переходном процессе при переключении из положения «торможение» в положение «перекрыша»; p'_3 – интервал давлений для обеспечения устойчивости функционирования системы, $p'_3 = 0,01 \dots 0,02$ МПа.

В начале торможения при запуске системы регулирования на скорости v_H давление в тормозных цилиндрах повышается до значений, ограниченных сигнальной кривой 2, и происходит переключение ЭВР в положение П при скорости v_{Hi} . За время переключения давление возрастает до некоторого значения $p_{ц}$, меньшего $[p_{цi}(v)]$, допускаемого по сцеплению (кривая 1), примерно на 0,01 МПа. Полученное давление фиксируется в ТЦ.

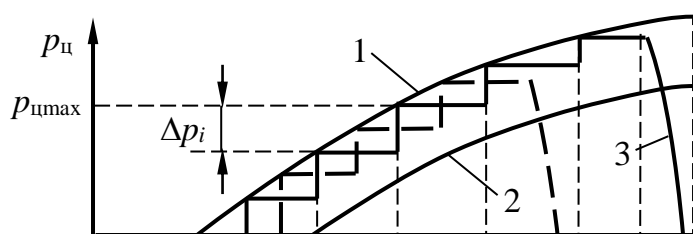


Рис. 4 – Параметры процесса торможения при запуске ЭРТН на скорости:

1 – функционал управления $[p_{ц}(v)]$;
 2 – сигнальная кривая; 3 – кривая исполненного давления при скорости начала торможения $v_{н1}$; 4 – то же $v_{н2}$; 5 – штатное давление в тормозном цилиндре

Глубина ступени отпуска Δp_i задается регулятором ЭРТН по времени t_0 обесточенного состояния катушки отпускного вентиля ЭВР. Поскольку программное значение $[p_{ц}(v)]$ при различных скоростях изменяется, то глубина ступеней отпуска Δp_i также неодинакова, однако эта разница незначительна, так как $(\Delta p_i - \Delta p_{i+1}) < 0,005$ МПа. Количество ступеней отпуска, их привязка к интервалам скорости устанавливаются автоматически в зависимости от скорости в начале торможения и длительности сигнала t_0 . По результатам стендовых и поездных испытаний системы скоростного регулирования для электропоездов рекомендовано $t_0 = 0,2 \dots 0,3$ с. Инерционность электропневматической системы тормоза предопределяет запаздывание по закрытию тормозного клапана ЭВР на $0,45 \dots 0,5$ с от момента поступления электрического сигнала на катушки вентиля торможения (ВТ) и перекрыши (ВП) и до прекращения процесса перетекания воздуха в тормозной цилиндр. Это запаздывание учитывается при разработке программы регулирования, в частности при расчете сигнальной функции $p'_{ц}(v)$. При нормально открытом тормозном клапане ВТ темп повышения давления в РК и ТЦ зависит от отношения $p_{рки} / p_{рр} = \beta_i$ давлений в питающем резервуаре и в рабочей камере ЭВР. Величина темпа dp/dt и величина завышения давления Δp_3 с момента поступления от ЭРТН сигнала П определяется для случаев истечения воздуха из неограниченного объема через пневматическое сопротивление типа «сопло – заслонка».

В переходных процессах при открытии и закрытии тормозного клапана переменное значение пневматического сопротивления «сопло–заслонка» учитывается изменением приведенного эффективного сечения μf_3 жиклера по линейному или гиперболическому закону. Коэффициент расхода μ для полностью открытого клапана определен по

индикаторным диаграммам, полученным при испытаниях ЭВР и системы скоростного регулирования на тормозной станции БелГУТа. Полученные значения $\mu = 0,5 \dots 0,6$ совпадают с рекомендованными различными авторами для сопоставимых условий протекания газодинамического процесса.

Наши расчеты показали, что завышение давления Δp_3 при запуске ЭРТН и переключении из положения Т в П может достигать 0,025–0,04 МПа в зависимости от величины питающего давления и состояния компрессорной установки (работа – ожидание). Поэтому имеется возможность регулирования максимальной величины $p_{ц}(v)$ при экстренном торможении для вагонов с различными характеристиками тормозной системы (моторный, головной, прицепной), управляя величиной зарядного давления в питательном резервуаре при помощи редукционного клапана. Для этого итерационными методами была решена обратная задача расчета необходимой величины зарядного давления p_{pp} в питающем резервуаре. На вагонах электропоезда производилась окончательная регулировка давления p_{pp} по результатам измерений величины давления в каждом вагоне.

Сравнение выбранных вариантов можно производить по длине тормозного пути по критерию $S_T \rightarrow \min$ при $b_T(v) \leq [b_T(v)]$. Требование минимизации длины тормозного пути выполняется при максимальном приближении кривой исполненного давления в тормозных цилиндрах к функционалу управления, рассчитанному для каждого вагона. При этом должна быть обеспечена устойчивая работа управляющей и исполнительной систем тормоза. В качестве регулируемого параметра принимаются глубина ступени отпуска, определяемая продолжительностью сигнала t_0 , задаваемого генератором импульсов.

Управление ЭПТ поезда осуществляется по данным датчика давления, подключенного к тормозному цилиндру головного вагона, и продолжительность сигналов на торможение, перекрышу и отпуск одинакова для всей цепи ЭПТ. В то же время величина допускаемых давлений в ТЦ, определяемых по функционалам управления, различна для головных, прицепных и моторных вагонов, различающихся тарой и параметрами механической части тормоза. Чтобы обеспечить реализацию программной кривой регулирования для всех вагонов электропоезда, в рабочих резервуарах каждого вагона устанавливается фиксированная величина давления p_{pp} .

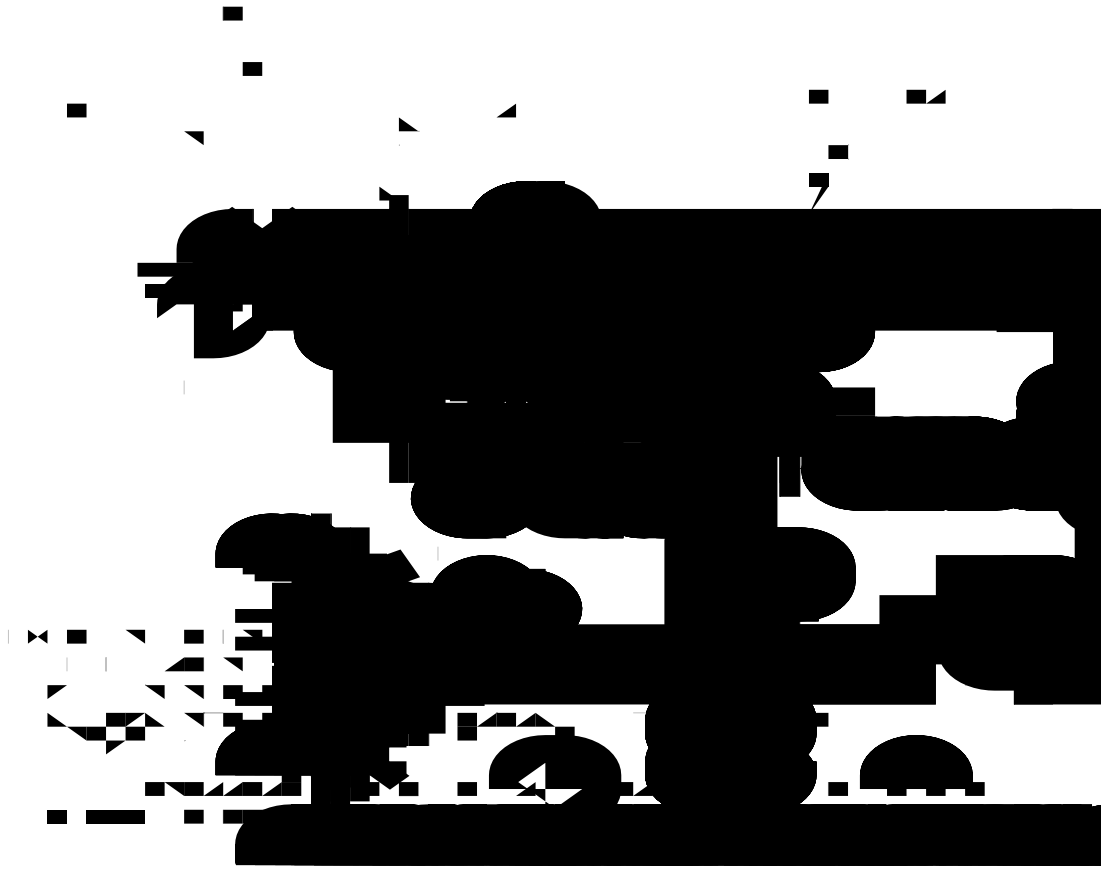
Для электропоездов, вагоны которых не оборудованы регуляторами давления в зависимости от загрузки (авторежимами), функционал

управления рассчитывается, исходя из условия безюзового торможения вагона без пассажиров. Поэтому при увеличении населенности вагонов эффективность торможения уменьшается, а тормозной путь S_T и время торможения соответственно возрастают.

Для электропоездов, оборудованных авторежимами, функционал управления рассчитывается отдельно для головного, прицепного и моторного вагонов в режиме полной загрузки, однако управление осуществляется по головному вагону. Датчик давления ДД подключается к выходу ЭВР перед авторежимом, который редуцирует давление в ТЦ пропорционально фактической загрузке. На выходе ЭВР остальных вагонов создается давление в соответствии с программной кривой управления, рассчитанной для данного вагона, а в ТЦ величина давления устанавливается с коэффициентом трансформации по регулировочной характеристике авторежима.

Для того, чтобы давление в тормозных цилиндрах соответствовало фактической загрузке вагонов, измерение расстояния между подрессоренными и неподрессоренными частями вагона должно осуществляться в процессе торможения или при постоянном контакте деталей измерительного узла, связанных с ними. Изложенная концепция реализована в авторежиме с адаптивным датчиком загрузки (патент РБ № 4769), в котором детали измерительного узла, принадлежащие подрессоренной и неподрессоренной частям, имеют между собой постоянную гибкую связь.

Для апробации предложенных технологий управления процессом торможения в 1996-1997 гг. в мотор-вагонном депо Минск-Северный электропоезд ЭР9Е-611 был оборудован системой скоростного регулирования тормозных нажатий. В настоящее время подготовлена документация на оборудование электропоездов серии ЭР9Е указанной системой (рис. 5) при плановых ремонтах в локомотивном депо Барановичи.



Проект модернизации тормозов головных, прицепных и моторных вагонов разработан в БелГУТе по результатам исследований, выполненных в диссертационной работе.

Система скоростного регулирования тормозных нажатий по предложенной технологии разработана для дизель-поездов ДРБ1 (постройки Рижского ВСЗ), составленных из тяговых единиц (секции тепловоза 2М62) с чугунными тормозными колодками и прицепных вагонов с дисковыми тормозами, фрикционные элементы которых изготовлены из композиционного материала 140-42. Триботехнические характеристики чугуна и композита 140-42 различны, поэтому в процессе торможения происходит пересечение функций $b_T(v)_Д$ и $b_T(v)_В$, выражающих зависимость от скорости удельных тормозных сил локомотивов и вагонов. Перепад отрицательных ускорений приводит к возникновению неуравновешенных продольно-динамических усилий в поезде и созданию дискомфортных условий для пассажиров. С использованием методик по расчету параметров скоростного регулирования, изложенных в диссертации, были разработаны режимные карты по управлению величиной давления в ТЦ локомотивов с целью обеспечения одинаковой величины замедления всех тормозных единиц поезда. Разработан также проект модернизации тормозов дизель-поездов ДРБ1 и ДДБ1 (постройки Демиховского ВСЗ) с оборудованием их системой автоматического скоростного регулирования тормозных нажатий.

Таким образом, сформулированные в данной главе основные принципы регулирования тормозных нажатий в зависимости от скорости и осевой нагрузки отличаются следующей *новизной*: величина давления сжатого воздуха в тормозных цилиндрах автоматически повышается до максимальной величины, допускаемой по сцеплению, а затем, по мере уменьшения скорости, ступенями снижается до номинального значения при скорости 20–25 км/ч. Для обеспечения постоянной величины замедления поезда программа снижения давления может обеспечиваться до его полной остановки.

Практическая значимость результатов, полученных в данной главе, определяется следующим:

- благодаря системе скоростного регулирования достигается сокращение длины тормозного пути поезда при экстренном торможении на 15–25 %;
- при торможении обеспечивается постоянная величина замедления поезда, благодаря чему улучшаются условия поездки для пассажиров.

Универсальность полученных результатов состоит в том, что предлагаемая система скоростного регулирования может быть

применима на мотор-вагонном подвижном составе и для пассажирских поездов, причем стоимость оборудования, при помощи которого достигается эффект, примерно на 2 порядка ниже стоимости тормозных систем, применяемых на скоростных вагонах Западной Европы.

Третья глава посвящена исследованию газодинамических процессов в электропневматических тормозах.

Вопросам перетекания воздуха в управляющих и силовых контурах пневматических систем железнодорожного подвижного состава посвящено сравнительно небольшое число работ. В частности, для расчета диаметров калиброванных отверстий (жиклеров) и времени наполнения и опоражнивания рабочих объемов используются формулы и номограммы Г. М. Боровского, полученные из уравнения Бернулли для адиабатического или изотермического процессов.

При разработке системы скоростного регулирования тормозных нажатий особое значение приобретает оценка временных зависимостей изменения величин давления сжатого воздуха в силовых приборах. Быстротекущие (в долях секунды) процессы управления при ступенчатом изменении давления в тормозных цилиндрах происходят при переменных значениях основных параметров системы (давление сжатого воздуха в источнике и потребителе, объемы, температура). Практически все перечисленные параметры имеют случайные значения, изменяющиеся в определенных, иногда регламентированных, пределах.

Задача газодинамического расчета при действии электропневматического тормоза (ЭПТ) заключается в идентификации временных зависимостей $p_{pk}(t)$ и $p_{ц}(t)$, позволяющих определить величину давления в тормозных цилиндрах (ТЦ) в любой момент времени t при торможении и отпуске тормоза. Аналитическое исследование процессов перетекания воздуха при многоступенчатом скоростном регулировании производилось с использованием канонических уравнений газовой динамики: при истечении газа из неограниченного объема, при движении через пневмосопротивление и в сложной пневмосистеме.

Многочисленные эксперименты были поставлены нами на тормозной станции БелГУТа для уточнения характеристик пневматической системы. По результатам опытов были определены значения коэффициентов, рекомендуемые для практических расчетов. Наши аналитические и экспериментальные исследования показали, что для пневматических тормозных систем подвижного состава наибольшее влияние на выходную характеристику $p_{ц} = f(t)$ оказывают изменяемые параметры (наполняемый объем, давление источника). В то же время

нормативные потери в соединительных воздухопроводах несущественно влияют на время наполнения или конечную величину давления. Для системы скоростного регулирования важным является выбор рациональных значений ступеней программируемого отпуска. Их величина определяется продолжительностью t_0 сигнала на отпуск, поступающего от ЭРТН. Установлено, что при расчетах процессов изменения давления в управляющей рабочей камере $p_{рк}(t)$ можно пренебречь теплообменом воздуха с окружающей средой, трением внутри воздушного потока и между воздухом и стенками каналов, принимая процесс идеальным адиабатическим.

Расчеты времени протекания процессов наполнения и опораживания РК, а также величин давлений $p_{рк}(t)$, проводились для условий пневмосистемы вагона. Формулы для времени повышения давления в рабочей камере объемом $V_{рк}$ имеют вид:

- надкритическое и критическое истечение ($\beta \leq 0,528$)

$$\Delta t_i = \frac{0,0861V_{рк}}{\mu f \sqrt{T} p_{pp}} (p_{pki} - p_{рк(i-1)}); \quad (8)$$

- подкритическое истечение ($\beta > 0,528$)

$$\Delta t_i = \frac{0,0447V_{рк} (\beta_i - \beta_{i-1})}{\mu f \sqrt{T} (\sqrt{\beta_i^{1,426} - \beta_i^{1,713}} + \sqrt{\beta_{i-1}^{1,426} - \beta_{i-1}^{1,713}})}. \quad (9)$$

При отпуске тормоза и разрядке объема $V_{рк}$ в атмосферу

$$\Delta t_i = \frac{0,0861V_{рк}}{\mu f \sqrt{T}} (\ln p_{i-1} - \ln p_i) \text{ при } \beta \leq 0,528 \quad (10)$$

и

$$\Delta t_i = \frac{0,0225V_{рк}}{\mu f \sqrt{T}} (\Omega p_{i-1} - \Omega p_i) \text{ при } \beta > 0,528 \quad (11)$$

В формулах (8)–(11) приняты следующие обозначения: μ – коэффициент расхода воздуха через открытый клапан ЭВР; f – площадь поперечного сечения жиклера в клапане; T – температура; p_{i-1} – давление воздуха в РК до начала истечения; p_i – то же через

промежуток времени Δt_i ; Ω – функция, зависящая от величины $\beta_i = p_i / p_{pp}$.

Приведенные уравнения позволяют определить параметры газодинамического процесса наполнения рабочей камеры при известной характеристике изменения давления в питающем рабочем резервуаре. Зависимость $p_{pp} = f(t)$ определялась опытным путем. При адаптивном регулировании сигнал на закрытие отпускового вентиля поступает в момент, когда процесс перетекания еще не стабилизировался. Разработана методика инженерного расчета параметров перетекания воздуха в переходных процессах с использованием уравнений (8)–(11).

Процесс повышения давления в рабочей камере (РК) при торможении сопровождается изменением температуры на входе в нее. Несмотря на быстротечность процесса, теплообмен воздуха в РК со стенками камеры и окружающей средой все же происходит. Как показали наши расчеты, влияние теплообмена на величины давления в РК и ТЦ сказывается только при интенсивном разогреве рабочей камеры и коэффициенте теплоотдачи, превышающем $\alpha = 100$.

Термодинамические характеристики воздуха изменяются во всех соединенных объемах. Если процесс будет достаточно продолжительным, то произойдет теплообмен с окружающей средой, и давление во всех объемах выравняется.

Величина давления в тормозном цилиндре может быть определена по формуле, приведенной к условиям электропоезда

$$p_{цт} = Ap_{рк} - Bp_p - Cp_a - \gamma, \quad (12)$$

где $p_{рк}, p_p, p_a$ – фиксированная величина давления в рабочей камере,

рабочем резервуаре и атмосферное давление;

A, B, C – коэффициенты, определяемые параметрами ЭВР:

γ – величина давления, создаваемого массой подвижных деталей ЭВР.

Процесс работы силового привода электропневматического тормоза при экстренном торможении может быть разбит на четыре периода:

I – время с момента запуска тормоза до начала движения поршня ТЦ;

II – время повышения давления в ТЦ до максимальной величины (рис. 6);

III – выстой поршня при фиксированном давлении в ТЦ (тормоз в положении перекрыши);

IV – время понижения давления в ТЦ, сопровождающегося обратным ходом поршня под действием упругого сопротивления элементов рычажной передачи и возвращающей пружины.

Наши исследования показали, что на величину давления в ТЦ заметное влияние оказывают динамические воздействия при движении поезда. В ходе многочисленных опытных поездок электропоезда ЭР9Е-611 было установлено, что в движении глубина ступеней отпуска в 1,5...2 раза больше, чем при стационарных испытаниях. Оказалось также, что в процессе изменения давления в управляющих объемах тормоза можно пренебречь теплообменом воздуха с окружающей средой и трением воздушных потоков (внутренним и внешним).

3

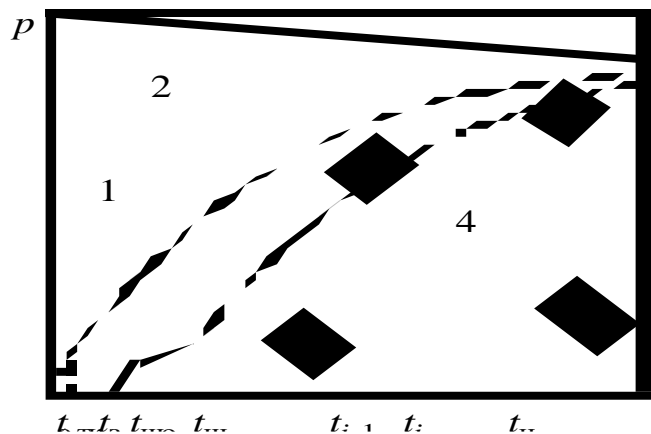


Рис. 6 – Диаграмма изменения давления в рабочих объемах при запуске ЭПТ:

1 – $p_{рк}(t)$; 2 – $p_{р}(t)$ при $p_{р} > p_{гр}$;
3 – $p_{р}(t)$ при $p_{р} = \text{const}$; 4 – $p_{ц}(t)$

Рассматриваемые в данной главе модели исследования газодинамических процессов в электропневматических тормозах характеризуются следующей *новизной*: устойчивые случайные колебания в системе отсутствуют, а нормативные потери не оказывают существенного влияния на время наполнения и конечную величину давления в ТЦ.

Практическая значимость результатов, полученных в данной главе, определяется тем, что установлены параметры газодинамического процесса наполнения рабочей камеры и ТЦ при известной характеристике изменения давления в питающем рабочем резервуаре и фиксированном времени наполнения.

Универсальность полученных результатов состоит в том, характеристики повышения давления в ТЦ могут быть использованы как для расчетов тормозных систем подвижного состава с электроуправляемыми пневматическими тормозами, так и для пневматических систем пассажирских поездов.

В **четвертой** главе рассматривается тепловой режим функционирования фрикционных тормозов.

Процесс торможения железнодорожного подвижного состава характеризуется высокой тепловой нагруженностью фрикционных элементов. Современные представления об их теплопроводности базируются на классическом уравнении Фурье. Однако, существующие аналитические методы решения этого уравнения при переменных параметрах, зависящих от температуры и изменяющихся во времени и пространстве, отличаются громоздкостью, а расчетные формулы выведены при допущениях, существенно влияющих на конечный результат расчетов.

Фундаментальный вклад в решение нестационарной тепловой задачи и ее приложений при фрикционном взаимодействии колодки и колеса, колеса и рельса внес чл.-корр. РАН В. Г. Иноземцев. В частности, с использованием метода тепловых источников, им решены задачи по расчету средней температуры на поверхности трения, коэффициента распределения тепловых потоков α_p в предположении равенства средних температур ϑ_{cp} на трущихся поверхностях за весь период торможения, выведены уравнения для расчета градиента температур на поверхности трения и поля температур в толще колеса и др.

В последние годы нами использован метод тепловых потоков, позволяющий получить более простые и точные математические решения по определению температурного режима фрикционной пары для постоянного $q(t) = q_0 = const$ и изменяющихся во времени

$q(t) = q_0 \left(1 - \frac{t}{t_T}\right)$, $q(t) = q \sqrt{\frac{t}{t_T}}$ тепловых потоков. При этом сила нажатия может быть как постоянной, так и переменной, а коэффициент трения монотонно меняющимся во времени, как это имеет место во фрикционных элементах тормоза.

Процессы фрикционного тепловыделения и теплопереноса в каждом конкретном случае определяются начальными и граничными условиями. С целью упрощения этой задачи большинство исследователей исходят из предположения о мгновенном возрастании плотности теплового потока

до максимальной величины $q_0 = K \cdot \varphi_k \cdot \frac{v_H}{A_{a1}}$, где K , φ_k – сила нажатия и

коэффициент трения колодки; v_H – скорость в начале торможения; A_{a1} – номинальная площадь трения колодки. В дальнейшем при остановочном торможении генерирование теплоты уменьшается в соответствии со снижением скорости по линейному закону.

Такие допущения в большей или меньшей степени справедливы для быстродействующих тормозов и фрикционных материалов с

коэффициентом трения, не зависящим от скорости, или же при скоростном регулировании силы нажатия, обеспечивающем постоянство замедления поезда.

Однако, тормоза большой мощности, применяемые на железнодорожном подвижном составе, отличаются достаточно протяженным периодом нарастания тормозной силы. Даже при электропневматическом управлении процесс повышения давления в ТЦ продолжается до 5 с, что составляет примерно 10–15 % времени остановочного торможения, а при пневматическом управлении наполнение ТЦ происходит еще медленнее.

Процесс торможения с использованием системы скоростного регулирования характеризуется повышенными значениями сил нажатия тормозных колодок в диапазоне высоких скоростей. Запуск тормоза происходит с выделением большого количества теплоты, причем плотность теплового потока $q(t)$ изменяется нелинейно (рис. 7). Поэтому пренебрегать повышением температуры фрикционного контакта в период нарастания тормозной силы неправомерно.

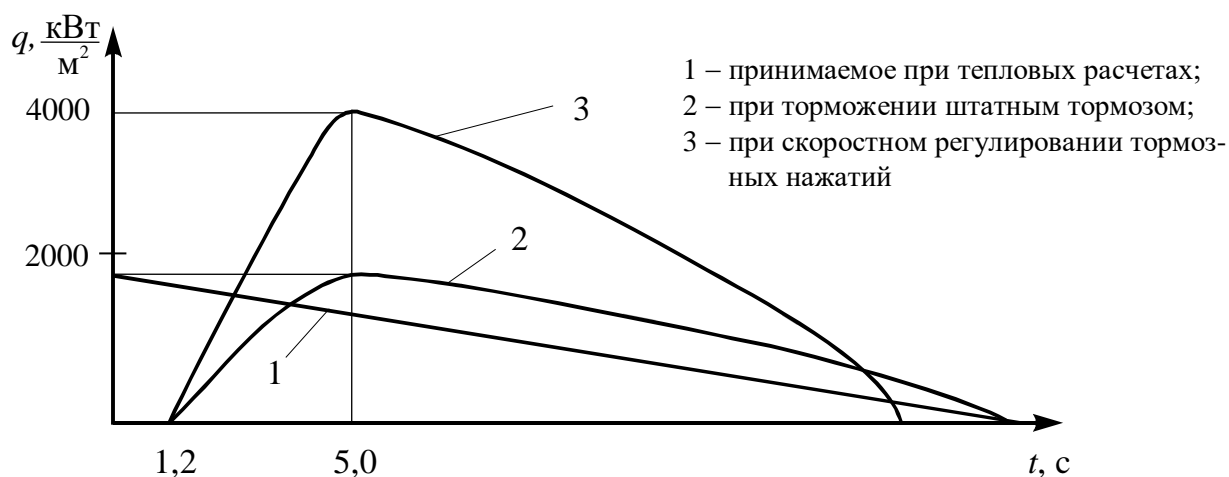


Рис. 7 – Изменение плотности теплового потока при остановочном торможении электропоезда

Плотность теплового потока при двух колодках, действующих на колесо, равна

$$q(t) = \frac{b_T(t)v(t)P_K}{2A_{a1}}, \quad (13)$$

где $b_T(t)$ – удельная тормозная сила; P_K – нагрузка от колеса на рельсы.

Распределение тепловых потоков между колодкой и колесом за период торможения практически не изменяется ($\alpha_p = \text{const}$). При

чугунных колодках и стальных колесах для случаев двухстороннего нажатия $\alpha_p \approx 0,19$.

Процесс изменения плотности теплового потока за период остановочного торможения можно разделить на 2 зоны: I – нелинейное возрастание в период запуска тормозной системы; II – нелинейное убывание при остановочном торможении (рис. 7). Даже в случае линейной аппроксимации зависимостей $q(t)$ в обеих зонах расчет температурного режима представляет сложную задачу и, кроме того, сопряжен со значительными погрешностями.

Для того, чтобы применить готовые решения задач теории теплопроводности о нагреве неограниченных по протяженности пластин и полуограниченных тел, в диссертации разработан метод разделения тепловых потоков. Суть метода заключается в замене нелинейно изменяющегося теплового потока плотностью $q(t)$ на N тепловых потоков постоянной плотностью $q_i(t)$, действующих на протяжении периода t_i ,

$$q_i(t) = \frac{1}{t_i - t_{i-1}} \int q(t) dt = \text{const}. \quad (14)$$

Произведенная аппроксимация позволяет воспользоваться известными решениями об одномерном нагреве неограниченной пластины или полуограниченного тела постоянным тепловым потоком.

Максимальные значения приращения температуры на поверхности трения колодки и колеса при торможении с использованием скоростного регулирования не превышают 250–300 К.

На рис. 8 приведены графики распределения температуры по толщине колодки.

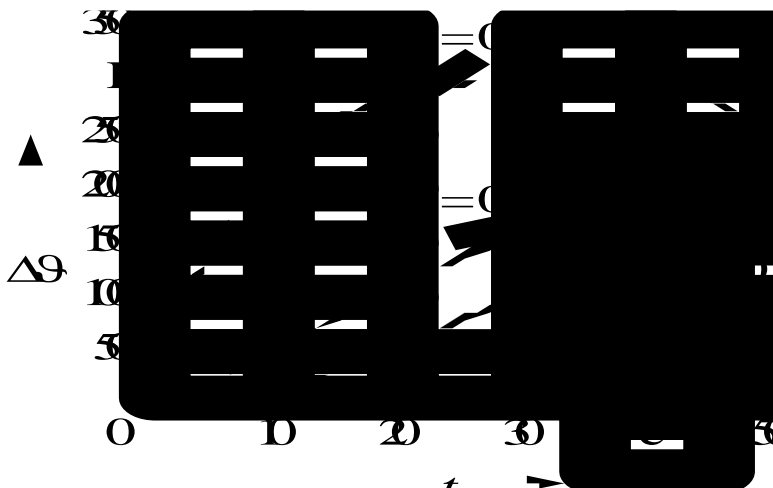


Рис. 8 – Изменение температуры тормозной колодки при торможении ($h = 30$ мм):

η_1 – глубина исследуемого слоя

Толщина теплового слоя $\delta_{1(2)}$, в котором происходит изменение температуры, определяется по формуле

$$\delta_{1(2)} = k \sqrt{a_{1(2)} t}, \quad (15)$$

где k – коэффициент пропорциональности; $a_{1(2)}$ – коэффициент температуропроводности материала колодки и колеса, t – время торможения.

Толщина слоя, в котором приращение температуры составляет 1 % от приращения на поверхности трения определяется при $k = 3,2$. Для чугунной колодки и колеса при запуске тормоза $\delta(t) \approx 0,02 \dots 0,025$ м. К моменту остановки толщина теплового слоя может возрасти до $\delta(t) = 0,06 \dots 0,08$ м. Время остановочного торможения не превышает 60 с, поэтому конвективным теплообменом с тыловой поверхности колодки можно пренебречь и принимать колодку как неограниченную пластину. Колесо может рассматриваться как полуограниченное тело, если учитывать его толщину вместе с диском ($h = R$). Обод колеса должен рассматриваться как неограниченная пластина.

Предложенные в данной главе модели развития теплового режима фрикционных тормозов отличаются следующей *новизной*:

установлено, что конвективный теплообмен поверхности катания колесных пар мотор-вагонного подвижного состава с окружающей средой не оказывает существенного влияния на температуру колес при повышенных силах нажатия чугунных тормозных колодок;

предлагаемой моделью развития теплового потока в колесной паре от действия чугунных тормозных колодок учитывается нелинейное возрастание его от нуля до максимальной величины за время наполнения тормозных цилиндров, а затем нелинейное убывание до нуля при остановочном торможении поезда.

Практическая значимость результатов, полученных в данной главе, заключается в том, что впервые решена задача по определению тепловой нагруженности колеса в соответствии с возрастанием теплового потока, действующего в период торможения.

Универсальность полученных результатов заключается в том, что методика расчета тепловой нагруженности колес при торможении может быть применена для любых единиц подвижного состава с колодочными тормозами.

ВЫВОДЫ

В диссертации осуществлено теоретическое обобщение и решение научной проблемы, имеющей важное народно-хозяйственное значение – повышение эффективности фрикционных колодочных и дисковых тормозов пассажирского подвижного состава для обеспечения безопасности перевозок. Исследования осуществлены исходя из актуальных задач по совершенствованию методов расчета и моделирования основных параметров тормозной системы, управления величиной тормозной силы единицы подвижного состава, автоматизации управления этим процессом.

При решении указанной проблемы получены следующие теоретические и практические результаты:

1 Установлено, что наиболее распространенные на массовых видах пассажирского подвижного состава фрикционные тормоза с пневматическим силовым приводом имеют значительный резерв мощности по сцеплению колес с рельсами. Уровень использования расчетного запаса по сцеплению при торможении пассажирских и моторвагонных поездов не превышает 50–70 %. Наибольший резерв остается при торможении чугунными колодками на скоростях, превышающих 30 км/ч [1–4, 13–17, 31, 46, 61, 62].

2 Предложен и обоснован теоретический критерий, позволяющий произвести оценку расчетного резерва эффективности фрикционных тормозов во всем диапазоне скоростей при остановочном торможении – коэффициент k_c мгновенного использования запаса по сцеплению, представляющий собой отношение реализуемой и допускаемой по сцеплению тормозных сил. Показано, что с помощью указанного критерия можно определять рациональные силовые параметры тормозной системы в любой фазе тормозного процесса [1, 32, 34, 37–41, 46, 53, 54].

3 Установлено, что оптимальная эффективность колодочных тормозов, с учетом триботехнических характеристик фрикционных материалов и при максимальном использовании запаса по сцеплению, может быть реализована при наличии не менее одного узла с чугунными колодками на каждые 120 кН осевой нагрузки. В случае применения композиционных материалов один фрикционный узел должен быть предусмотрен на каждые 150 кН осевой нагрузки [1, 3, 4, 14, 28–30, 63, 64, 66].

4 Разработаны и защищены патентами на изобретения теория и устройство скоростного регулирования тормозной силы фрикционных тормозов пассажирского подвижного состава. Цель регулирования заключается в повышении эффективности экстренного торможения и обеспечении постоянной величины замедления движения поезда при

торможении. При этом величина давления в тормозных цилиндрах автоматически регулируется по принципу обратной связи, причем продолжительность управляющих воздействий не превышает долей секунды [1, 5–12, 20–22, 31, 35, 36, 42, 43, 45, 52, 55–59, 65].

5 Для выбора оптимальных параметров системы автоматического регулирования тормозной силы при изменении скорости получены зависимости давления в рабочей камере и давления в тормозных цилиндрах, позволяющие учитывать стохастичность ряда параметров пневматической системы, в том числе термодинамических характеристик воздуха. Исследована динамика функционирования силового привода электропневматического тормоза, в том числе с учетом флуктуаций характеристики пневматического сопротивления [1, 4, 45, 47, 50, 61].

6 Выявлены особенности процессов фрикционного тепловыделения и теплопереноса в зоне контакта фрикционных пар тормозов железнодорожного подвижного состава с учетом переходного периода развития тормозной силы и при скоростном регулировании силы нажатия чугунных колодок. Сформулирована постановка тепловой задачи для расчета температурных полей в колодочном и дисковом тормозах при остановочном торможении. Обоснована величина критерия $Fo \leq 0,01$, при которой элементы фрикционной пары могут рассматриваться как полуограниченные тела при описании теплового процесса торможения одномерным уравнением теплопроводности Фурье [1, 3, 17, 21, 23–27].

7 Разработана математическая модель для определения плотности теплового потока $q(t)$ с учетом результатов тормозных расчетов. В отличие от принятой в настоящее время методики расчета температурных полей в элементах фрикционной пары тормоза, предусматривающей мгновенное повышение плотности теплового потока до максимума, а затем линейное убывание до нуля за время торможения t_t , модель учитывает, что фактически имеет место нелинейное возрастание $q(t)$ от нуля до максимума при наполнении тормозных цилиндров сжатым воздухом, а затем – нелинейное убывание до нуля в момент остановки [1, 23–27, 47, 51].

8 Разработан метод «псевдопараллельных тепловых потоков» для расчета температурного поля при нелинейном возрастании и убывании плотности теплового потока, заключающийся в замене общего потока на конечное число элементарных постоянных тепловых потоков с $\Delta q_i = \text{const}$, включаемых последовательно через как угодно малые (не обязательно одинаковые) промежутки времени Δt_i . Полученные

приращения температур $\Delta\theta$, от действия элементарных потоков затем суммируются с использованием принципа суперпозиции [1, 23, 25, 60].

9 Выполнены тепловые расчеты для колодочного и дискового тормозов электро- и дизель-поездов. Результаты расчетов проверены и согласуются с данными, полученными при экстренных торможениях во время испытаний и опытной эксплуатации электропоезда ЭР9Е-611, оборудованного системой скоростного регулирования тормозных нажатий. При этом установлено, что конвективный теплообмен поверхности катания колеса с окружающей средой не оказывает существенного влияния на температурный режим фрикционной пары «колодка – колесо» при остановочных торможениях пассажирского подвижного состава со скоростями до 130 км/ч, поэтому в инженерных расчетах его можно не учитывать. Теплоотдача с тыловой поверхности тормозных дисков, а также изношенных более чем на 50 % чугунных тормозных колодок, уменьшает уровень температурного поля этих элементов на 15–40 % в зависимости от их толщины [1, 23–27, 61].

10 Проведенные исследования явились основой для модернизации тормозных систем электропоездов серии ЭР9Е и дизель-поездов ДДБ на Белорусской железной дороге. В результате достигается сокращение длины тормозного пути при экстренном торможении электропоезда на 15–25 % в зависимости от начальной скорости, что позволяет существенно повысить безопасность движения и скорости движения поездов [1, 5–12, 18, 19, 44, 48, 49].

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

Монографии и патенты:

1 Галай Э. И. Повышение эффективности электропневматических тормозов поезда. Гомель: БелГУТ, 2002. 182 с.

2 Галай Э. И., Каверин В. П., Колядко И. А. Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1991. 320 с.

3 Галай Э. И. Тормоза локомотивов и вагонов: проблемы и перспективы. Учебное пособие: Ч. 1. Повышение эффективности фрикционных тормозов. – Гомель: БелИИЖТ, 1992. 71 с.; Ч. 2. Фрикционные узлы тормозов. Гомель: БелИИЖТ, 1993. 69 с.

4 Галай Э. И. Тармазы цягнікоў: Вучэбны дапаможнік для ВНУ. Гомель: БелДУТ, 1999. 100 с.

5 А. с. 1620351 СССР Электровоздухораспределитель тормоза железнодорожного транспортного средства / Галай Э. И., Рудов П. К. // БИ № 2. 1991. № 2.

6 А. с. СССР № 1689160. Способ регулирования силы нажатия тормоза железнодорожного транспортного средства / Галай Э. И. // БИ. 1991. № 41.

7 А. с. СССР № 1798230. Устройство для передачи усилия на фрикционную накладку дискового тормоза / *Галай Э. И., Горский В. М.* // БИ. 1993. № 8.

8 Патент РБ. Способ регулирования силы нажатия тормоза железнодорожного транспортного средства / *Галай Э. И.* № 107 С2 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. Ведамства Рэсп. Беларусь. 1994. № 2.

9 Патент РБ № 2042. Воздухораспределитель тормоза железнодорожного транспортного средства / *Камкичев К. К., Галай Э. И., Тамков Н. Л.* Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. Пат. Ведамства Рэсп. Беларусь. 1996. № 2 (9). С. 21.

10 Патент РБ № 1353 С1. Воздухораспределитель тормоза железнодорожного транспортного средства / *Галай Э. И.* // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. Пат. Ведамства Рэсп. Беларусь. 1996. № 3 (10). С. 124.

11 Патент РБ №. 4769. Автоматический регулятор грузовых режимов торможения / *Галай Э. И., Лукашик В. Г., Рыжик Е. Э.* // Афіцыйны бюлетэнь / Камітэт па навуцы і тэхналогіям пры Савеце Міністраў Рэспублікі Беларусь. 2003.

12 Патент РБ № 4989. Тормозная система железнодорожного транспортного средства / *Галай Э. И., Рудов П. К.* // Афіцыйны бюлетэнь/ Камітэт па навуцы і тэхналогіям пры Савеце Міністраў Рэспублікі Беларусь. 2003.

Статьи в журналах:

13 *Галай Э. И.* Энергоснабжение самоходных машин для ремонта вагонов // Железнодорожный транспорт. 1973. № 1. С. 64–66.

14 *Галай Э. И.* Резервы колодочных тормозов // Железнодорожный транспорт. 1988. № 11. С. 56–58.

15 *Галай Э. И.* Улучшать техническое состояние тормозов // Железнодорожный транспорт. 1989. № 3. С. 44–45.

16 *Галай Э. И.* Тормоза вагонов: особенности конструкции // Электрическая и тепловозная тяга. 1991. № 7. С. 33–35.

17 *Галай Э. И.* Проблемы повышения эффективности фрикционных тормозов // Локомотив. 1992. № 4. С. 15–18.

18 *Галай Э. И.* Тормоза вагонов: особенности эксплуатации // Локомотив. 1992. № 4. С. 32 – 34.

19 *Галай Э. И.* Композиционные материалы для тормозных колодок// Локомотив. 1993. № 4. С. 41–43.

20 *Галай Э. И.* Регулирование тормозной силы на грузовом вагоне // Локомотив. 1994. № 12. С. 32–36.

21 *Galay E.* Konzeption der Ausnutzung der Guterwagen mit den nach VIC Genormten Bremsen auf Belorussischen Eisenbahnen (BZ) // Eisenbahntechnische Rundschau 7-8/95. P. 589–590.

22 *Галай Э. И.* Тормозное оборудование вагонов // Локомотив. 1996. № 2. С. 31–34.

23 *Балакин В. А., Галай Э. И.* Тепловой режим фрикционного тормоза электропоезда при скоростном регулировании силы нажатия колодок // Трение и износ. 1997. № 5. С. 636–642.

24 *Балакин В. А., Галай Э. И.* Расчет температурных полей в дисковом тормозе железнодорожного подвижного состава // Трение и износ. 1998. № 3. С. 323–330.

25 *Галай Э. И., Балакин В. А.* Тепловой режим железнодорожного фрикционного тормоза большой мощности в переходном периоде нарастания тормозной силы // Трение и износ. 1999. № 2. С. 137–143.

26 *Галай Э. И., Балакин В. А.* Испытания и тепловой расчет колодочных тормозов железнодорожного подвижного состава при торможении // Трение и износ. 1999. № 5. С. 480–488.

27 *Галай Э. И., Балакин В. А.* Расчет приращения температуры в ободу колеса железнодорожного подвижного состава при торможении // Трение и износ. 2000. № 3. С. 365–367.

28 *Галай Э. И.* Концепция использования на Белорусской железной дороге грузовых вагонов с тормозами, спроектированными по нормам VIC (МСЖД) // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. 2000. № 1. С. 20–24.

29 *Галай Э. И.* Повышение критической мощности фрикционных пневматических тормозов // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. 2001. № 2. С. 86–89.

Статьи в сборниках ВУЗов и НИИ:

30 *Галай Э. И.* Определение действительного тормозного пути // Повышение эффективности технического обслуживания и ремонта вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1982. С. 8–10.

31 *Галай Э. И.* Методика расчета нормативов плотности тормозной сети грузового поезда // Повышение эффективности технического обслуживания и ремонта вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1984. С. 56–61.

32 *Галай Э. И.* Повышение эффективности фрикционных колодочных тормозов // Динамика и прочность вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / МИИТ. Вып. 780. М.: 1986. С. 125–132.

33 *Галай Э. И.* Многоступенчатое скоростное регулирование тормозной силы // Повышение эффективности технического обслуживания и ремонта грузовых вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1987. С. 64–68.

34 *Галай Э. И., Казаков С. Г., Шилович А. В.* Аналитическое исследование движения поезда с электропневматическими тормозами в период нарастания тормозной силы // Повышение эффективности технического обслуживания и ремонта грузовых вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1987. С. 22–28.

35 *Галай Э. И.* Основные параметры системы скоростного регулирования тормозных нажатий // Ремонт и техническое обслуживание вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1988. С. 35–38.

36 *Галай Э. И.* Оптимальные параметры пневматической части тормоза электропоезда при скоростном регулировании тормозных нажатий // Совершенствование технического обслуживания, ремонта и конструкции вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1991. С. 37–42.

37 *Галай Э. И., Лисичкин Э. А., Рыжик Е. Э.* Расчет давлений в тормозных цилиндрах при действии электровоздухораспределителя // Совершенствование технического обслуживания, ремонта и конструкции вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / Бел-ИИЖТ. Гомель, 1991. С. 52–56.

38 *Галай Э. И., Горский В. М.* К вопросу измерения коэффициента сцепления при различных скоростях относительного скольжения колеса и рельса // Методы и средства торможения подвижного состава в современных и перспективных условиях эксплуатации: Тр. ВНИИЖТ. М.: Транспорт, 1991. С. 106–111.

39 *Галай Э. И., Железняков А. Д.* Исследование фрикционных рельсовых тормозов с пневматическим приводом // Вопросы совершенствования конструкций и

технического содержания вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. Днепропетровск, 1991. С. 54–57.

40 *Галай Э. И., Рудов П. К.* Исследование износа фрикционных накладок дискового тормоза дизель-поезда ДР-1 // Совершенствование конструкции и технологии изготовления вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелГУТ. Гомель, 1994. С. 49–54.

41 *Галай Э. И.* Условие безюзового торможения для дискового тормоза // Совершенствование конструкции и технологии изготовления вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелГУТ. Гомель, 1994. С. 54–57.

42 *Галай Э. И., Куровский М. В.* Система адаптивного скоростного регулирования тормозных нажатий электропоезда // Совершенствование конструкции, ремонта и обслуживания подвижного состава железных дорог. Сб. науч. статей. Гомель: БелГУТ, 1998. С. 14–19.

43 *Галай Э. И.* Концепция выбора мощности тормоза для экстренного торможения // Совершенствование конструкции, ремонта и обслуживания подвижного состава железных дорог: Сб. науч. статей / БелГУТ. Гомель. Гомель. 1998. С. 26–28.

44 *Галай Э. И., Рыжик Е. Э.* Методика расчета рациональной регулировочной характеристики авторежима // Совершенствование конструкции, ремонта и обслуживания подвижного состава железных дорог: Сб. науч. статей / БелГУТ. Гомель, 1998. С. 40–43.

45 *Галай Э. И.* Концепция адаптивного скоростного регулирования тормозных нажатий для электропоезда // Совершенствование конструкции, ремонта и обслуживания подвижного состава железных дорог: Сб. науч. статей / БелГУТ. Гомель, 1998. С. 59–64.

Статьи в материалах конференции:

46 *Eduard Galay, Elen Galay.* Power Reserve Realization of Electric Train Friction Brake // Жужел. 2000. Str. 267–270.

47 *Галай Э. И.* Теплообмен с окружающей средой при наполнении рабочей камеры воздухораспределителя сжатым воздухом // Надежность машин и технических систем: Труды Международ. науч.-техн. конф. / Минск: ИНДМАШ НАН Беларуси, 2001. С. 89.

48 *Галай Э. И.* Определение параметров тормозного процесса пассажирского вагона // Надежность машин и технических систем: Труды Международ. науч.-техн. конф. / Минск: ИНДМАШ НАН Беларуси, 2001. С. 90.

49 *Галай Э. И.* Имитационное моделирование тормозных процессов // Актуальные проблемы развития транспортных систем и строительного комплекса: Труды Международ. науч.-практ. конф. / Гомель: БелГУТ, 2001 С. 59–61.

50 *Галай Э. И., Галай Е. Э.* Демпфирование поршня тормозного цилиндра // Актуальные проблемы развития транспортных систем и строительного комплекса: Труды Международ. науч.-практ. конф. / Гомель: БелГУТ, 2001. С. 58–59.

51 *Галай Э. И.* Тепловая задача при фрикционном торможении // Трибофатика: Труды 4-го Международ. Симпозиума (ISTF 4) / Тернополь, 2002. Том 2. С. 709–713.

52 *Галай Э. И., Рудов П. К., Куровский М. В.* Скоростное регулирование тормозных нажатий для электропоездов // Безопасность движения поездов: Труды III науч.-практ. конф. / Москва: МИИТ, 2002. С. II-7.

Тезисы докладов:

53 *Галай Э. И.* Физическое моделирование проскальзывания колеса по рельсу при измерении коэффициентов сцепления // Пути технического перевооружения и модернизации железнодорожного транспорта: Тез. Докл. XVI науч.-техн. конф. / Гомель: БИИЖТ, 1989. С. 38-39.

54 *Галай Э. И.* Оценка эффективности тормоза поезда по параметрам переходного процесса развития тормозной силы // Актуальные проблемы развития железнодорожного транспорта: Тез. докл. II-ой Международ. науч.-техн. конф. / Москва: МИИТ, 1996.

55 *Галай Э. И.* Новая система регулирования тормозной силы электропоезда в зависимости от скорости // Проблемы механики железнодорожного транспорта. Динамика, надежность и безопасность подвижного состава: Тез. Докл. IX Международ. конф. / Днепропетровск: ДИИТ, 1996. С. 12-13.

56 *Галай Э. И.* Адаптивное скоростное регулирование тормозных нажатий электропоезда: Тез. докл. VII Международ. конф. ВУГУ. Луганск. 1997. С. 28–29.

57 *Иноземцев В. Г., Галай Э. И.* Концепция безопасного движения – основа методики выбора мощности тормозных систем подвижного состава // Проблемы безопасности на транспорте: Тез. докл. Международ. науч.-практ. конф. / Гомель: БелГУТ, 1997. С. 54–55.

58 *Галай Э. И., Иноземцев В. Г.* Повышать безопасность движения мотор-вагонного подвижного состава // Проблемы безопасности на транспорте: Тез. докл. Международ. науч.-практ. конф. / Гомель: БелГУТ, 1997. С. 55.

59 *Галай Э. И.* Реализация повышенной эффективности экстренного торможения электропоезда // Железнодорожный транспорт сегодня и завтра: Тез. докл. Международ. науч.-техн. конф. / Екатеринбург: УРЭМИИТ, 1998. С. 47.

60 *Галай Э. И.* Метод псевдопараллельных тепловых потоков при расчетах температурного режима фрикционных тормозов: Тез. докл. Международ. науч.-теорет. конф. «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». Ростов-на-Дону, 1999. С. 56.

61 *Галай Э. И.* Влияние населенности вагонов и типа тормозных колодок на параметры тормозного процесса электропоезда // Проблемы безопасности на транспорте: Тез. докл. Международ. науч.-практ. конф. / Гомель: БелГУТ, 2002. С. 68-69.

62 *Галай Э. И.* Оптимальное распределение удельных давлений по площади фрикционной накладке дискового тормоза // Износостойкость машин: тез. докл. Всесоюзной науч.-техн. конф. / Брянск: БИТМ, 1991. С. 65-66.

Депонированные материалы:

63 *Галай Э. И.* Методика расчета допускаемых тормозных нажатий для колодочных и дисковых тормозов / БелИИЖТ. Гомель, 1984. 8 с. Деп. в ЦНИИТЭИ МПС № 2580 // Указатель ВИНТИ “Депонированные научные работы”. 1984. № 9. С. 72.

64 *Галай Э. И.* Резервы увеличения мощности фрикционных колодочных тормозов /БелИИЖТ. Гомель. 1986. 8 с. Деп. в ЦНИИТЭИ МПС № 3347 // Указатель ВИНТИ «Депонированные работы». 1986. № 2. С. 109.

65 *Галай Э. И.* Скоростное регулирование тормозных нажатий на подвижном составе с ЭПТ / БелИИЖТ. Гомель. 1985. 10 с. Деп. В ЦНИИТЭИ МПС № 3457 // РЖ ВИНТИ «Железнодорожный транспорт». 1986. № 6. Реф. 6В61-86.

66 *Галай Э. И., Рудов П. К.* Регулирование тормозной силы пассажирских вагонов с использованием тензометрических датчиков загрузки / БелИИЖТ. Гомель, 1989. Деп. в ЦНИИТЭИ МПС № 4845 // РЖ ВИНТИ «Железнодорожный транспорт». 1989. № 9. Реф. 9Б105.

РЕЗЮМЕ

Галай Эдуард Иванович. Повышение эффективности электропневматических тормозов поезда. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация».

Ключевые слова: поезд, тормоз, регулирование, скорость, замедление, воздух, давление, фрикционный, теплота.

Разработана и математически обоснована теория автоматического регулирования тормозной силы фрикционных тормозов пассажирского подвижного состава в зависимости от скорости. Цель регулирования заключается в повышении эффективности экстренного торможения и обеспечении постоянной величины замедления поезда при торможении.

Для выбора оптимальных параметров торможения получены временные зависимости давления воздуха в рабочей камере и тормозном цилиндре $p_{pk}(t)$ и $p_{ц}(t)$, позволяющие учитывать стохастичность ряда параметров пневматической системы, в том числе термодинамические характеристики воздуха. Величина давления в тормозных цилиндрах автоматически регулируется по принципу обратной связи, причем продолжительность управляющих воздействий не превышает долей секунды.

Разработан метод «псевдопараллельных тепловых потоков» для расчета температурного поля тормозной колодки и колеса при нелинейном изменении плотности теплового потока, заключающийся в замене общего потока на конечное число элементарных постоянных тепловых потоков, включаемых последовательно через малые (не обязательно одинаковые) промежутки времени. Полученные приращения температур от действия элементарных потоков затем суммируются с использованием принципа суперпозиции.

Установлено, что для тормозов мотор-вагонных поездов конвективный теплообмен поверхности катания колеса с окружающей средой не оказывает существенного влияния на температурный режим фрикционной пары «колодка–колесо» при остановочных торможениях пассажирского подвижного состава со скоростей до 130 км/ч.

Внедрение системы скоростного регулирования на электропоездах с чугунными тормозными колодками позволяет повысить тормозную эффективность при экстренном торможении или обеспечить постоянную величину замедления электропоезда до полной остановки. При торможении с максимальной скорости 130 км/ч сокращение тормозного пути составляет примерно 20 %, со скорости 50 км/ч – около 15 %. Величина замедления составляет около 0,7–1,0 м/с² и остается практически постоянной за весь процесс торможения.

РЭЗЮМЭ

Галай Эдуард Івановіч. Павелічэнне эфектыўнасці электрапнеўматычных тармазоў цягніка. Дысертация на атрыманне вучонай ступені доктара тэхнічных навук па спецыяльнасці 05.22.07 «Рухомы састаў чыгуначнага транспарту, цяга паяздоў і электрыфікацыя».

Ключавыя словы: цягнік, тормаз, электрапнеўматыка, рэгуляванне, хуткасць, запаволенне, паветра, ціск, фрыкцыйны, цеплата.

Атрымала матэматычнае абгрунтаванне распрацаваная аўтарам тэорыя аўтаматычнага рэгулявання тармазной сілы фрыкцыйных тармазоў пасажырскага рухомага саставу ў залежнасці ад хуткасці цягніка. Мэтаю рэгулявання з'яўляецца павышэнне эфектыўнасці экстраннага тармажэння і забеспячэнне пастаяннай велічыні замаруджвання цягніка пад час тармажэння.

Для выбару аптымальных параметраў тармажэння атрыманы часавыя залежнасці ціску ў рабочай камеры і тармазным цыліндры $p_{pk}(t)$ і $p_{ц}(t)$, якія дазваляюць улічваць стахастычнасць некаторых параметраў пнеўматычнай сістэмы, у тым ліку тэрмадынамічныя характарыстыкі паветра. Велічыня ціску ў тармазных сілоўніках рэгулюецца аўтаматычна па прынцыпу адваротнай сувязі, пры гэтым працяг кіруючых уздзеянняў не перавышае доляў сякунды.

Распрацаваны метады «псеўдапаралельных цеплавых патокаў» для разлікаў тэмпературнага поля тармазной калодкі і кола пры нелінейнай змене шчыльнасці цеплавога патоку на канечны лік элементарных пастаянных цеплавых патокаў, уключаемых паслядоўна праз малыя (не абавязкова аднолькавыя) прамежкі часу. Атрыманыя прырашчэнні тэмператур ад дзеяння элементарных патокаў затым сумуюцца адно з другім з выкарастаннем прынцыпа суперпазіцыі.

Вызначана, што для тармазоў матор-вагонных цягнікоў канвекцыйны цеплаабмен паверхні кола з акружаючым асяроддзем не робіць істотнага ўплыву на тэмпературны рэжым фрыкцыйнай пары «калодка – кола» пад час прыпыначных тармажэнняў пасажырскага рухомага саставу з хуткасці да 130 км/гадз.

Укараненне сістэмы хуткаснага рэгулявання на электрацягніках з чугуннымі тармазнымі калодкамі дазваляе павысіць тармазную эфектыўнасць пры экстранным тармажэнні ці забяспечыць пастаянную велічыню замаруджвання электрацягніка да канчатковага спынення. Пад час тармажэння з максімальнай хуткасці 130 км/гадз скарачэнне шляху тармажэння складае прыкладна 20 %, з хуткасці 50 км/гадз – каля 15 %. Велічыня запаволення складае каля 0,7–1 м/с² і застаецца прыкладна пастаяннаю за увесь працэс тармажэння.

ABSTRACT

Galai Eduard Ivanovich. Increase of electric pneumatic train brake effectiveness. Doctoral dissertation on specialty 05.22.07 « Railway rolling stock, train haulage and electrification».

Key words: train, brake, regulation, speed, deceleration, air, pressure, friction.

It was developed and mathematically substantiated a theory of automatic regulation of passenger rolling stock friction brake depending on speed. The aim of regulation is effectiveness increase of emergency braking and provision of constant deceleration value during braking.

For selection of optimal braking parameters there were obtained time dependences of air pressure in the operating chamber and braking cylinder $p_{\text{PK}}(t)$ and $p_{\text{II}}(t)$ which allow to take into consideration stochasticity of some pneumatic system parameters, in this number air thermodynamic characteristics. The pressure value in braking cylinders is automatically regulated according to feedback principle and durability of controlling actions doesn't exceed second fractures.

There was developed the method of «pseudoparallel heat flows» for calculation of brake shoe and wheel temperature fields under non-linear heat flow change resulting in replacement of general flow into terminal number of elementary constant heat flows, consequently triggered in little (but not obligatory equal) time intervals. Obtained temperature increments from elementary flows action are summarized using the superposition principle.

It was found out that for motor unit brakes the convective heat exchange of wheel rolling surface with environment has no sufficient influence on temperature regime of friction pair «brake shoe – wheel» at stopping braking of passenger rolling stock from speeds up to 130 km/h.

Introduction of speed regulation system on electric trains with cast iron brake shoes allows to increase braking efficiency at emergency braking or provide constant deceleration value of electric train till full stop. At braking from maximum speed of 130 km/h the decrease of braking distance is about 20 per cent, from the speed of 50 km/h – about 15 per cent. Deceleration value equals about 0,7–1,0 m/sec² and is practically constant during whole braking process.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1 *Галай Э. И.* Методика расчета допускаемых тормозных нажатий для колодочных и дисковых тормозов / БелИИЖТ. Гомель, 1994. 8 с. Деп. в ЦНИИТЭИ МПС № 2580 // Указатель ВИНТИ «Депонированные научные работы». 1984. № 9. С. 72.

2 Патент РБ. Способ регулирования силы нажатия тормоза железнодорожного транспортного средства / *Галай Э. И.* № 107 С2 // Афіцыйны бюлетэнь дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. 1994. № 2.

3 *Галай Э. И.* Резервы колодочных тормозов // Железнодорожный транспорт. 1988. № 11. С. 56–58.

4 *Галай Э. И.* Проблемы повышения эффективности фрикционных тормозов // Локомотив. 1992. № 4. С. 32–34.

5 *Галай Э. И.* Повышение эффективности фрикционных колодочных тормозов // Динамика и прочность вагонов: Межвуз. сб. науч. тр./ МИИТ. Вып. 780. М.: 1986. С. 125–132.

6 *Галай Э. И.* Резервы повышения эффективности фрикционных тормозов / БелИИЖТ. Гомель. 1986. 8 с. Деп. в ЦНИИТЭИ МПС № 3347 // Указатель ВИНТИ «Депонированные работы». 1986. № 2. С. 109.

7 Патент РБ. Воздухораспределитель тормоза железнодорожного транспортного средства № 1353С1 / *Галай Э. И.* Заявл. 21.02.1994. Опубл. 16.09.1996 // Афіцыйны бюлетэнь Дзярж. Пат. Ведамства Рэсп. Беларусь. 1996. № 3(10). С. 124.

8 *Галай Э. И., Лисичкин Э. А., Рыжик Е. Э.* Расчет давлений в тормозных цилиндрах при действии электровоздухораспределителя // Совершенствование технического обслуживания, ремонта и конструкции вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1991. С. 52–56.

9 *Галай Э. И.* Тормоза локомотивов и вагонов: проблемы и перспективы. Учебное пособие: Ч. 1. Повышение эффективности фрикционных тормозов. – Гомель: БелИИЖТ, 1992. 71 с.; Ч. 2. Фрикционные узлы тормозов. Гомель: БелИИЖТ, 1993. 69 с.

10 *Балакин В. А., Галай Э. И.* Тепловой режим фрикционного тормоза электропоезда при скоростном регулировании силы нажатия колодок // Трение и износ. 1997. № 5. С. 636–642.

11 *Галай Э. И.* Метод псевдопараллельных тепловых потоков при расчетах температурного режима фрикционных тормозов: Тез. докл. Международ. науч.-теорет. конф. «Проблемы и перспективы развития железнодорож. транспорта». Ростов-на-Дону, 1999. С. 56.

12 *Галай Э. И.* Методика расчета нормативов плотности тормозной сети грузового поезда // Повышение эффективности технического обслуживания и ремонта вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1984. С. 56–61.

13 *Галай Э. И., Горский В. М.* К вопросу измерения коэффициента сцепления при различных скоростях относительного скольжения колеса и рельса // Методы и средства торможения подвижного состава в современных и перспективных условиях эксплуатации: Тр. ВНИИЖТ. М.: Транспорт, 1991. С. 106–111.

14 *Галай Э. И., Балакин В. А.* Расчет приращения температуры в ободу колеса железнодорожного подвижного состава при торможении // Трение и износ. 2000. № 3. С. 365–367.

15 *Eduard Galay, Elen Galay*. Power Reserve Realization of Electric Train Friction Brake // *Жужел*. 2000. Str. 267–270.

16 А. с. 1620351 СССР Электровоздухораспределитель тормоза железнодорожного транспортного средства / *Галай Э. И., Рудов П. К.* // *БИ* № 2. 1991. № 2.

17 *Galay E.* Konzeption der Ausnutzung der Guterwagen mit den nach VIG Genormten Bremsen auf Belorussischen Eisenbahnen (BZ) // *Eisenbahntechnische Rundschau* 7-8/95. P. 589–590.

18 *Галай Э. И.* Адаптивное скоростное регулирование тормозных нажатий электропоезда: Тез. докл. VII Международ. конф. ВУГУ. Луганск. 1997. С. 28–29.

19 *Галай Э. И., Куровский М. В.* Система адаптивного скоростного регулирования тормозных нажатий электропоезда // Совершенствование конструкции, ремонта и обслуживания подвижного состава железных дорог. Сб. науч. статей. Гомель: БелГУТ, 1998. С. 14–19.

20 *Балакин В. А., Галай Э. И.* Расчет температурных полей в дисковом тормозе железнодорожного подвижного состава // *Трение и износ*. 1998. № 3. С. 323–330.

21 *Галай Э. И.* Скоростное регулирование тормозных нажатий на подвижном составе с ЭПТ / БелИИЖТ. Гомель. 1985. 10 с. Деп. В ЦНИИТЭИ МПС № 3457 // РЖ ВИНТИ «Железнодорожный транспорт». 1986. № 6. Реф. 6В61-86.

22 *Галай Э. И., Рудов П. К.* Регулирование тормозной силы пассажирских вагонов с использованием тензометрических датчиков загрузки / БелИИЖТ. Гомель, 1989. Деп. в ЦНИИТЭИ МПС № 4845 // РЖ ВИНТИ «Железнодорожный транспорт». 1989. № 9. Реф. 9Б105.

23 Пат. 4769 В60Т 8/58 Автоматический регулятор грузовых режимов торможения / *Галай Э. И., Лукашик В. Г., Рыжик Е. Э.* Заявл. 08.07.1997; Опубл. 30.12.2002 // *Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь – 2002 –*

24 *Галай Э. И.* Теплообмен с окружающей средой при наполнении рабочей камеры воздухораспределителя сжатым воздухом // *Надежность машин и технических систем: Труды Международ. науч.-техн. конф. / Минск: ИНДМАШ НАН Беларуси, 2001. С. 89.*

25 А. с. СССР № 1689160. Способ регулирования силы нажатия тормоза железнодорожного транспортного средства / *Галай Э. И.* // *БИ*. 1991. № 41.

26 А. с. СССР № 1798230. Устройство для передачи усилия на фрикционную накладку дискового тормоза / *Галай Э. И., Горский В. М.* // *БИ*. 1993. № 8.

27 *Галай Э. И.* Определение действительного тормозного пути // *Повышение эффективности технического обслуживания и ремонта вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1982. С. 8–10.*

28 *Галай Э. И., Балакин В. А.* Тепловой режим железнодорожного фрикционного тормоза большой мощности в переходном периоде нарастания тормозной силы // *Трение и износ*. 1999. № 2. С. 137-143.

29 *Галай Э. И.* Многоступенчатое скоростное регулирование тормозной силы // *Повышение эффективности технического обслуживания и ремонта грузовых вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1987. С.64–68.*

30 *Галай Э. И., Казаков С. Г., Шилович А. В.* Аналитическое исследование движения поезда с электропневматическими тормозами в период нарастания тормозной силы // *Повышение эффективности технического обслуживания и*

ремонта грузовых вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1987. С. 22–28.

31 *Галай Э. И.* Основные параметры системы скоростного регулирования тормозных нажатий // Ремонт и техническое обслуживание вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1988. С. 35–38.

32 *Галай Э. И.* Оптимальные параметры пневматической части тормоза электропоезда при скоростном регулировании тормозных нажатий // Совершенствование технического обслуживания, ремонта и конструкции вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелИИЖТ. Гомель, 1991. С. 37–42.

33 *Галай Э. И., Железняков А. Д.* Исследование фрикционных рельсовых тормозов с пневматическим приводом // Вопросы совершенствования конструкций и технического содержания вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. Днепропетровск, 1991. С. 54–57.

34 *Галай Э. И., Балакин В. А.* Испытания и тепловой расчет колодочных тормозов железнодорожного подвижного состава при торможении // Трение и износ. 1999. № 5. С. 480–488.

35 *Галай Э. И., Рудов П. К.* Исследование износа фрикционных накладок дискового тормоза дизель-поезда ДР-1 // Совершенствование конструкции и технологии изготовления вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелГУТ. Гомель, 1994. С. 49–54.

36 *Галай Э. И.* Условие безбюзового торможения для дискового тормоза // Совершенствование конструкции и технологии изготовления вагонов: Межвуз. сб. науч. тр. / БелГУТ. Гомель, 1994. С. 54–57.

37 *Галай Э. И.* Регулирование тормозной силы на грузовом вагоне // Локомотив. 1994. № 12. С. 32–36.

38 *Галай Э. И., Иноземцев В. Г.* Повышать безопасность движения мотор-вагонного подвижного состава // Проблемы безопасности на транспорте: Тез. докл. науч.-практ. конф. / Гомель: БелГУТ, 1997. С. 55.

39 *Галай Э. И.* Определение параметров тормозного процесса пассажирского вагона // Надежность машин и технических систем: Материалы Международ. науч.-техн. конф. / Минск: ИНДМАШ НАН Беларуси, 2001. С. 90.

40 *Галай Э. И., Рыжик Е. Э.* Методика расчета рациональной регулировочной характеристики авторежима // Совершенствование конструкции, ремонта и обслуживания подвижного состава железных дорог: Сб. науч. статей / БелГУТ. Гомель, 1998. С. 40–43.

41 *Галай Э. И.* Концепция адаптивного скоростного регулирования тормозных нажатий для электропоезда // Совершенствование конструкции, ремонта и обслуживания подвижного состава железных дорог: Сб. науч. статей / БелГУТ. Гомель, 1998. С. 59–64.

42 *Галай Э. И.* Тармазы цягікоў: Вучэбны дапаможнік для ВНУ. Гомель: БелДУТ, 1999. 100 с.

43 *Галай Э. И.* Энергоснабжение самоходных машин для ремонта вагонов // Железнодорожный транспорт. 1973. № 1. С. 64–66.

44 *Галай Э. И.* Улучшать техническое состояние тормозов // Железнодорожный транспорт. 1989. № 3. С. 44–45.

45 *Галай Э. И.* Тормоза вагонов: особенности конструкции // Электрическая и тепловозная тяга. 1991. № 7. С. 33–35.

46 *Галай Э. И.* Композиционные материалы для тормозных колодок // Локомотив. 1993. № 4. С. 41–43.

47 *Галай Э. И.* Тормозное оборудование вагонов // Локомотив. 1996. № 2. С. 31–34.

48 *Галай Э. И.* Реализация повышенной эффективности экстренного торможения электропоезда // Железнодорожный транспорт сегодня и завтра: Тез. докл. Международ. науч.-техн. конф. / Екатеринбург: УРЭМИИТ, 1998. С. 47.

49 *Галай Э. И.* Тормоза вагонов: особенности эксплуатации // Локомотив. 1992. № 4. С. 32 – 34.

50 **Воздухораспределитель тормоза железнодорожного транспортного средства / Галай Э. И., Камкичев К. К., Тамков Н. Л. Афіцыйны бюлетэнь № 2 (9), 1996. С. 21.**

51 *Иноземцев В. Г., Галай Э. И.* Концепция безопасного движения – основа методики выбора мощности тормозных систем подвижного состава // Проблемы безопасности на транспорте: Тез. докл. Международ. науч.-практ. конф. / Гомель: БелГУТ, 1997. С. 54–55.

52 *Галай Э. И.* Имитационное моделирование тормозных процессов // Актуальные проблемы развития транспортных систем и строительного комплекса: Труды Международ. науч.-практ. конф. / Гомель: БелГУТ, 2001 С. 59–61.

53 *Галай Э. И., Галай Е. Э.* Демпфирование поршня тормозного цилиндра // Актуальные проблемы развития транспортных систем и строительного комплекса: Труды Международ. науч.-практ. конф. / Гомель: БелГУТ, 2001. С. 58–59.

54 *Галай Э. И.* Концепция использования на Белорусской железной дороге грузовых вагонов с тормозами, спроектированными по нормам VІС (МСЖД) // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. 2000. № 1. С. 20–24.

55 *Галай Э. И., Каверин В. П., Колядко И. А.* Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1991. 320 с.

56 *Галай Э. И.* Повышение критической мощности фрикционных пневматических тормозов // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. 2001. № 2. С. 86–89.

57 Пат. 4989 В 60Т 8/58.13/36 тормозная система железнодорожного транспортного средства / *Галай Э. И., Рудов П. К.* Заявл. 15.04.1997; Опубл. 30.12.2002 // Афіцыйны бюлетэнь/ Дзярж. Пат. Ведамства Рэсп. Беларусь.

58 *Галай Э. И.* Повышение эффективности электропневматических тормозов поезда. – Гомель: БелГУТ, 2002.– 182 с.