

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

На правах рукописи



Курзина Ангелина Михайловна

СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ ИЗНОСА ГРЕБНЕЙ
КОЛЕСНЫХ ПАР ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Филиппов Виктор Николаевич

Москва 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ОБЗОР ЗАРУБЕЖНЫХ И ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ПРОБЛЕМАМ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ «КОЛЕСО-РЕЛЬС»	14
1.1 Обзор работ по исследованию взаимодействия пути и подвижного состава	14
1.2 Анализ конструктивных решений тележек грузовых вагонов, направленных на улучшение взаимодействия колеса и рельса	25
1.3 Анализ конструктивных и технологических решений отдельных элементов тележки, способствующих снижению износа гребней колесных пар	38
1.3.1 Применение лубрикации	38
1.3.2 Конструктивные изменения колес	43
1.3.3 Конструктивные решения узлов опирания кузова на тележки	44
1.4 Анализ современных конструкционных материалов для снижения поперечных сил в контакте «колесо-рельс»	54
Выводы по первому разделу	61
2 РАЗРАБОТКА МЕТОДИК И ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПЕРСПЕКТИВНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ПЯТНИК-ПОДПЯТНИК»	63
2.1 Экспериментальные исследования коэффициента трения скольжения различных сопрягаемых поверхностей	63
2.2 Методика экспериментальных исследований истираемости полимерных композиционных материалов	68
2.3 Методика экспериментальных исследований твердости и ударной вязкости полимерных композиционных материалов	71
2.4 Методика экспериментальных исследований упруго-гистерезисных свойств эластичных полимерных материалов	74
Выводы по второму разделу	78
3 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ, ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИИ ВСТАВКИ В ТРИБОСОПРЯЖЕНИЕ «ПЯТНИК-ПОДПЯТНИК»	80
3.1 Результаты экспериментальных исследований материалов трибосопряжения «пятник-подпятник»	80
3.2 Выбор материалов и конструкции вставки в трибосопряжение «пятник-подпятник»	102

	Выводы по третьему разделу	105
4	ВЛИЯНИЕ АНТИФРИКЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ПЯТНИК-ПОДПЯТНИК» С ИЗНОСОСТОЙКОЙ, КОМПОЗИТНОЙ СЭНДВИЧ-ПРОКЛАДКОЙ НА МОМЕНТ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА.....	107
	4.1 Расчет момента сил трения повороту тележки грузового вагона	107
	4.2 Анализ влияния антифрикционных характеристик трибосопряжения «пятник-подпятник» с износостойкой композитной сэндвич-прокладкой на момент сил сопротивления повороту тележки грузового вагона	111
	Выводы по четвертому разделу	118
5	ОЦЕНКА АМОРТИЗАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ПОЛИМЕРНОГО ЭЛАСТИЧНОГО ЭЛЕМЕНТА ДВУХКОМПОНЕНТНОЙ СЭНДВИЧ-ПРОКЛАДКИ, УСТАНОВЛИВАЕМОЙ В ПОДПЯТНИКОВУЮ ЗОНУ, НА ОСНОВЕ МНОВАРИАНТНЫХ РАСЧЕТОВ МНОГОМАССОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ (ВАГОН – ПУТЬ).....	119
	5.1 Обобщенная модель и расчетная схема взаимодействия ходовых частей вагона с верхним строением железнодорожного пути с учетом установки в подпятниковую зону композитной двухкомпонентной сэндвич-прокладки	119
	5.2 Анализ результатов многовариантных расчетов многомассовой колебательной системы (вагон – путь) с использованием вариации упруго-гистерезисных свойств композитной двухкомпонентной сэндвич-прокладки, установленной в подпятниковой зоне	126
	Выводы по пятому разделу	139
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	141
	СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	143
	СЛОВАРЬ ТЕРМИНОВ.....	145
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	148

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Стратегия динамичного развития отечественного железнодорожного транспорта, активно реализуемая в настоящее время, предусматривает рост интенсивности движения в различных регионах, который обеспечивается за счет увеличения осевых и погонных нагрузок, а также скоростей движения поездов. Ужесточение условий эксплуатации приводит к увеличению интенсивности износа узлов и элементов вагонов, что значительно повышает расходы, связанные с заменой деталей или восстановлением изношенных поверхностей.

Особое влияние условия эксплуатации оказывают на фрикционно-механическую систему «колесо-рельс», работа которой всегда сопровождается трением рабочих поверхностей. Сверхнормативный износ системы угрожает безопасности движения, увеличивает энергозатраты на тягу поездов, значительно повышает эксплуатационные расходы. Для обеспечения гарантированного уровня безопасности движения необходимо преждевременно производить перекладку рельсов, замену и ремонт колесных пар подвижного состава.

Статистический анализ, приведенный в работе [1] показал, что стоимость ремонта колесных пар в расчете от общей стоимости капитального ремонта подвижного состава составляет (10-15) %, а расход металла - 40 % от общего расхода металла при ремонте подвижного состава. При этом, одной из основных причин переточки колесных пар до сих пор остается износ гребней и остроконечный накат.

В июле 2016 года более 100 цистерн с увеличенным объемом котла одной из перевозочных компаний были забракованы после прохождения расстояния менее 2000 км по причине тонкого гребня, неравномерного проката по кругу катания, превышения суммарного зазора ЭПА, сверхнормативного износа фрикционного клина, хотя расчетный срок эксплуатации колесных пар соответствует расстоянию - 10000 км. Усугубляющим неисправности фактором

является повышение ~100 мм положения центра тяжести кузова, что способствует увеличению интенсивности боковой качки, а, следовательно, и уровня горизонтальных сил, действующих на колесные пары.

Всего в 2016 году из-за износа гребней отправлено в ремонт более 350 тыс. вагонов [2], что составляет 42 % от общей отцепки вагонов по сети в текущий отцепочный ремонт с отцепкой от транзитных и прибывших в разборку поездов или сформированных составов (ТР-2) и более 69 % отцепок вагонов по неисправностям колёсных пар. При этом, стоимость ремонта достигала 28 тыс. руб, а суммарные расходы владельцев подвижного состава на этот вид ремонта за первое полугодие 2017 года составили более 4,6 млрд руб.

Планы вагонного хозяйства по снижению количества случаев текущего отцепочного ремонта до настоящего времени не реализованы. Согласно анализу ПКБ ЦВ [3] за 10 месяцев 2020 года количество отцепок в ТР-2 на сети РЖД увеличилось на 6 %. Причем, основной причиной отцепки по-прежнему остаются неисправности колесной пары - 67,4 % случаев, которые, в свою очередь, делятся на отцепки по причине тонкого гребня - 54,1 %, выщербины обода колеса - 31,5 %, неисправности буксового узла - 5,9 %. На долю остальных видов отцепок приходятся неисправности: тележки - 20,9 %, автотормозов - 4,1 %, автосцепки - 3,1 %, кузова - 3 %, рамы - 0,8 %, прочие причины - 0,7 %.

Поэтому снижение эксплуатационных расходов, связанных с неисправностями колесных пар, при обязательном условии обеспечения высокой гарантии безопасности движения, является весьма актуальной задачей для вагонного хозяйства железных дорог России.

Скорость износа колес и рельсов зависит от плана пути, поэтому, чем меньше радиус кривой, тем больше силовое воздействие между гребнями колес и боковыми поверхностями головки рельса, а значит и величина износа. Следовательно, необходимо улучшить вписывание подвижного состава в кривые разного радиуса, которое во многом зависит от величины противокрутящего момента, возникающего при повороте тележки вокруг оси пятника.

Поэтому становится очевидной потребность принятия новых технических решений по улучшению взаимодействия пары трения «колес-рельс», снижения уровня поперечных сил в зоне контакта особенно в кривых участках пути, с учетом дальнейшего увеличения вибронегруженного состояния ходовых частей вагона и минимизации эксплуатационных расходов.

Из вышеизложенного вытекает **актуальность** работы, которая заключается в необходимости разработки новых конструктивных решений, обеспечивающих в течение межремонтного периода снижение интенсивности износа гребней колес грузовых вагонов путем уменьшения момента сопротивления повороту тележки вокруг оси пятника.

Степень разработанности темы исследования. Теоретической базой взаимодействия системы «колесо-рельс», являются фундаментальные труды отечественных ученых: А.А. Холодецкого, А.С. Раевского, Н.П. Петрова, К.Ю. Цеглинского, А.М. Годыцкого-Цвирко, Н.Е. Жуковского, С.П. Тимошенко, а также зарубежных: П. Аппеля, В. Клингеля, Г. Юбелакера, Ф. Картера, Г. Марье, Х. Хеймана.

Основной задачей исследований являлось описание и установление закономерностей взаимодействия подвижного состава с верхним строением железнодорожного пути при движении в прямых и кривых участках пути с учетом наличия большого количества нелинейных связей в зонах соприкосновения колес и рельсовых нитей, местах соединений колесных пар с боковыми рамами тележек, опорных узлах кузова вагона в условиях передачи сил тяги и торможения.

Теоретические методы расчета сил в кривых с учетом действия поперечных и продольных сил, сил сухого трения, возникающих при относительном перемещении кузова и опорных элементов тележки, моделирование различных расчетных схем динамического взаимодействия подвижного состава и железнодорожного пути, учитывающих упругость и случайные отступления пути в плане и по уровню, зависимость от сил тяги или торможения, процессы качения и проскальзывания колес в режимах выбега и торможения, геометрические

параметры тележек, представлены в работах Г.М. Шахунянца, М.Ф. Вериги, С.В. Вершинского, А.Я. Когана, В.Ф. Яковлева, В.Б. Медея, В.М. Богданова, Л.О. Грачевой, А.А. Камаева, В.Д. Хусидова, В.Н. Филиппова, Г.И. Петрова, С.В. Беспалько, Е.П. Королькова, А.Н. Савоськина, Ю.С. Ромена, В.С. Коссова, В.Ф. Ушкалова, А.В. Смольянинова, А.П. Буйносова, Ю.М. Черкашина, О.П. Ершкова, С.М. Захарова, В.Н. Данилова, Ю. П. Бороненко и др.

Основным способом передачи нагрузки от кузова вагона на тележки в серийно выпускаемых с середины прошлого века и до настоящего времени отечественных и зарубежных конструкциях грузовых вагонов является опирание кузова на плоскую поверхность подпятника, а при отклонениях кузова – на боковые скользуны, что не позволяет свободно вращаться колесным парам при прохождении кривых и неровностей пути, оказывает существенное влияние на величину горизонтальных поперечных сил, способствует интенсивному износу гребней.

Проведенные в 70-80-х годах учеными МИИТ теоретические и экспериментальные исследования показали необходимость снижения момента сил сухого трения в пятниковом узле, возникающие при повороте типовой тележки относительно кузова.

Поэтому для уменьшения дефектов поверхности катания и гребня колесных пар, наряду с повсеместным введением лубрикации колес и рельсов, проводили конструкционные изменения схемы опирания кузова, подпятниковых зон, боковых скользунов, колес, установку дополнительных поперечных упругих связей (тяг, демпферов, шарниров, люлечных подвесок).

Модернизации ходовых частей с целью снижения боковых рамных сил при прохождении вагоном кривых участков пути посвящены работы ведущих отечественных университетов: МИИТ, ПГУПС, УрГУПС, БГТУ, научно-исследовательских институтов: ВНИКТИ, ВНИИЖТ, НВЦ Вагоны, проектно-конструкторских бюро ОАО «РЖД», а также заводских лабораторий: ОАО «ВНИИТрасмаш», ОАО «Ижорские заводы», ООО «Вагонмаш», ОАО «Демиховский машиностроительный завод» и др. Однако в них не достаточно

уделялось внимание обоснованному выбору соответствующих конструкционных материалов трибосопряжения опорных зон тележки на основе проведения всесторонних исследований ряда предполагаемых материалов, сравнения и анализа полученных свойств.

В настоящее время перспективными конструкционными антифрикционными материалами являются различные виды полимерных композитов, которые для получения комплекса необходимых эксплуатационных свойств подвергают модификации.

Теоретические исследования в области модификации полимерных композитов развили С.Д. Разумовский, Н.С. Ениколопов, А.М. Кочнев, П.А. Ребиндер, Г.Е. Заиков, О.И. Тужиков, Ю.С. Липатов, А.Н. Озерин, Д.О. Завражин, А.А. Попов, В.Ф. Каблов, Ц.Сяопин, Х.К. Кву, Р. Дагостино и другие.

Анализ накопленного научного опыта по исследованию взаимодействия подвижного состава и пути, способов устранения влияния конструктивных, и технологических факторов неблагоприятно влияющих на динамику процесса, способствующих интенсивному износу колес и рельсо, показал, что одним из перспективных способов решения данной проблемы является снижение уровня поперечных сил в зоне контакта колеса и рельса путем уменьшения противокрутящего момента в трибосопряжении «пятник-подпятник», особенно при прохождении вагоном кривых разного радиуса, путем применения износостойких элементов и покрытий из материалов с низким коэффициентом трения и высокой прочностью. Однако до настоящего времени не удалось получить технических решений, способных сохранить работоспособность таких элементов или покрытий в течение всего межремонтного периода эксплуатации вагона.

В связи, с чем необходимо провести более глубокие теоретические и экспериментальные исследования современных конструкционных материалов для трибосопряжения «пятник-подпятник», и на основе сравнения их свойств предложить наиболее рациональный вариант. Верификацию и доработку новых

технических решений целесообразно провести по результатам анализа возникающих при различных схемах опирания и загрузки вагона моментов сил сопротивления повороту тележки грузового вагона, а также распределению реактивных сил и отклонений многомассовой колебательной системы «вагон-путь» с учетом предлагаемых элементов в сравнении с типовым вариантом.

Цель и задачи исследования. Целью исследований является разработка способа снижения интенсивности износа гребней колес грузовых вагонов путем уменьшения момента сопротивления повороту тележки вокруг оси пятника, за счет применения в трибосопряжении современных композиционных материалов с высокими антифрикционными и износостойкими свойствами, способные сохранять свою работоспособность в течение межремонтного периода.

Цель работы обуславливает необходимость решения следующих задач:

- разработка методов экспериментальных исследований материалов и элементов трибосопряжения «пятник-подпятник»;
- выбор рациональных параметров физико-механических свойств износостойкой композитной сэндвич-прокладки трибосопряжения «пятник-подпятник»;
- оценка влияния антифрикционных характеристик трибосопряжения «пятник-подпятник» с износостойкой композитной сэндвич-прокладкой на величину момента сил сопротивления повороту тележки грузового вагона при разных схемах опирания кузова, в груженом и порожнем режиме;
- выбор рациональных параметров амортизирующего полимерного элемента на основе анализа динамических процессов, возникающих в многомассовой колебательной системе «вагон-путь» при проведении многовариантных расчетов математической модели, а также упруго-гистерезисных свойств и ресурсных характеристик современных демпфирующих композиционных материалов.

Научная новизна работы состоит в:

- разработке методов экспериментальных исследований материалов и элементов трибосопряжения «пятник-подпятник», получении характеристик, не

указанных в литературных и справочных данных, выборе рациональных физико-механических свойств и геометрических параметров износостойкой композитной сэндвич-прокладки трибосопряжения «пятник-подпятник»;

- разработке способов снижения противокрутящего момента, препятствующего повороту тележки вокруг оси пятника, уменьшения динамических нагрузок на подпятник, демпфирования колебаний кузова вагона путем применения износостойкой антифрикционной композитной двухкомпонентной сэндвич-прокладки трибосопряжения «пятник-подпятник»;

- разработке математической модели многомассовой системы «вагон-путь» с учетом установки в трибосопряжение «пятник-подпятник» износостойкой композитной сэндвич-прокладки и программы расчета, позволяющих оценить уровень снижения реактивных сил в элементах ходовых частей вагонов и демпфирования колебаний, выбрать рациональные упруго-гистерезисные и геометрические параметры демпфирующего элемента сэндвич-прокладки.

Теоретическая и практическая значимость работы:

- разработаны новые методы экспериментальных исследований материалов и элементов трибосопряжения «пятник-подпятник», получены характеристики физико-механических и упруго-гистерезисных свойств, не указанные в литературных и справочных данных;

- выбраны рациональные характеристики физико-механических и упруго-гистерезисных свойств, а также геометрических параметров износостойкой композитной сэндвич-прокладки трибосопряжения «пятник-подпятник»;

- разработаны программы расчета величины противокрутящего момента в зависимости от схем опирания кузова, загрузки вагона, антифрикционных характеристик трибосопряжения «пятник-подпятник», а также многомассовой системы «вагон-путь» с учетом установки в трибосопряжение «пятник-подпятник» износостойкой композитной сэндвич-прокладки для оценки величины снижения реактивных сил в элементах ходовых частей вагонов и демпфирования колебаний, выбора рациональных упруго-гистерезисных и геометрических параметров демпфирующего элемента сэндвич-прокладки;

- предложен способ трибосопряжения «пятник-подпятник» через износостойкую композитную сэндвич-прокладку, антифрикционные свойства которой позволяют значительно снизить противокрутящий момент, препятствующий повороту тележки вокруг оси пятника, а упруго-гистерезисные свойства демпфирующего элемента – снизить величину реактивных сил на элементах ходовых частей вагона, что позволит продлить срок службы антифрикционного элемента сэндвича, и, следовательно, уменьшить интенсивность износа гребней колесных пар грузового вагона в течение длительного времени;

- рекомендована установка износостойкой композитной сэндвич-прокладки в зону подпятника наддрессорной балки проектируемой платформы для перевозки контейнеров.

Методология и методы исследования. Решение поставленных задач осуществлялось проведением экспериментальных исследований фрикционных, прочностных, упруго-гистерезисных свойств и ресурсных характеристик полимерных композиционных материалов для трибосопряжения «пятник-подпятник» на основе анализа существующих методов и разработки новых подходов, учитывающих условия эксплуатации изделия, а также теоретических исследований, базирующихся на классических уравнениях теоретической и аналитической механики (Даламбера-Лагранжа), аналитических и численных методов интегрирования дифференциальных уравнений методом Эйлера, математической статистики и теории вероятности, а также анализе результатов отечественных и зарубежных научно-исследовательских работ по данной тематике.

Положения, выносимые на защиту:

- методы экспериментальных исследований материалов и элементов трибосопряжения «пятник-подпятник», характеристики фрикционных, прочностных, упруго-гистерезисных, ресурсных свойств композиционных полимерных материалов;

- способ трибосопряжения «пятник-подпятник» через износостойкую композитную сэндвич-прокладку;

- методы расчета величины противокрутящего момента в зависимости от схем опирания кузова, загрузки вагона, антифрикционных характеристик трибосопряжения «пятник-подпятник», а также многомассовой системы «вагон-путь» с учетом установки в трибосопряжение «пятник-подпятник» износостойкой композитной сэндвич-прокладки;

- рациональные характеристики физико-механических и упруго-гистерезисных свойств, геометрических параметров износостойкой композитной сэндвич-прокладки трибосопряжения «пятник-подпятник» на основе экспериментальных данных и результатов расчета противокрутящего момента, реактивных сил и отклонений в элементах многомассовой колебательной системы «вагон-путь».

Степень достоверности и апробация результатов и основных выводов подтверждается использованием поверенных средств измерений и аттестованного испытательного оборудования, аттестованных и верифицированных методик экспериментальных исследований, апробированных и широко используемых в инженерной практике программных продуктов, достаточным объемом экспериментальных данных, использованием классических положений теоретической механики и теории динамических колебаний вагона, теории вероятности и математической статистики, достаточной сходимостью полученных результатов с имеющимися данными российских и зарубежных исследователей.

Апробация результатов. Основные положения диссертационной работы докладывались, обсуждены и одобрены: на XVII, XVIII научно-практических конференциях «Безопасность движения поездов» в 2016, 2017 годах, Москва, МГУПС (МИИТ); на заседаниях кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Института транспортной техники и систем управления, Москва, РУТ (МИИТ) в 2019 и 2020 годах; на VII, IX Международных конференциях «Деформация и разрушение материалов и наноматериалов» в 2017 и 2019 годах, Москва, ИМЕТ

РАН; на Международных Научных чтениях им. чл.-корр. РАН И.А. Одингга «Механические свойства современных конструкционных материалов», Москва, ИМЕТ РАН в 2020 году; на International conference «Materials science of the future: research, development, scientific training», Nizhny Novgorod, Russia в 2019 году; на 20-й Международной научно-технической конференции «Якість, стандартизація, контроль: теорія та практика», Киев, АТМ України в 2020 году, на 10-й Международной научной конференции «Topical issues of modern science and education», Lisbon,

Основные положения диссертационной работы опубликованы в 14 печатных работах, в том числе в 2 изданиях, рекомендованных ВАК Российской Федерации, и 4 изданиях, индексируемых и реферируемых в SCOPUS, Web of Science.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка литературы. Работа изложена на 170 страницах в том числе: 140 страниц основного текста, 94 рисунка, 12 таблиц. Список литературы содержит 211 наименований.

1 ОБЗОР ЗАРУБЕЖНЫХ И ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ПРОБЛЕМАМ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ «КОЛЕСО-РЕЛЬС»

1.1 Обзор работ по исследованию взаимодействия пути и подвижного состава

Динамичное развитие железнодорожного транспорта неразрывно связано с увеличением интенсивности движения, которое сопровождается повышением осевых и погонных нагрузок, а также скоростей движения грузовых поездов. При этом обеспечить движения грузовых поездов в различных климатических зонах необходимо при минимизации эксплуатационных расходов. Следовательно, при ужесточении условий эксплуатации железных дорог необходимо добиваться снижения величины износов узлов и элементов вагонов и верхнего строения железнодорожного пути.

В настоящее время в России наиболее распространены конструкции грузовых вагонов с тележками 18-100 (рисунок 1.1), которые имеют целый ряд узлов сухого трения: «пятник-подпятник», боковые скользящие, фрикционные клинья наддрессорной балки и т.д.

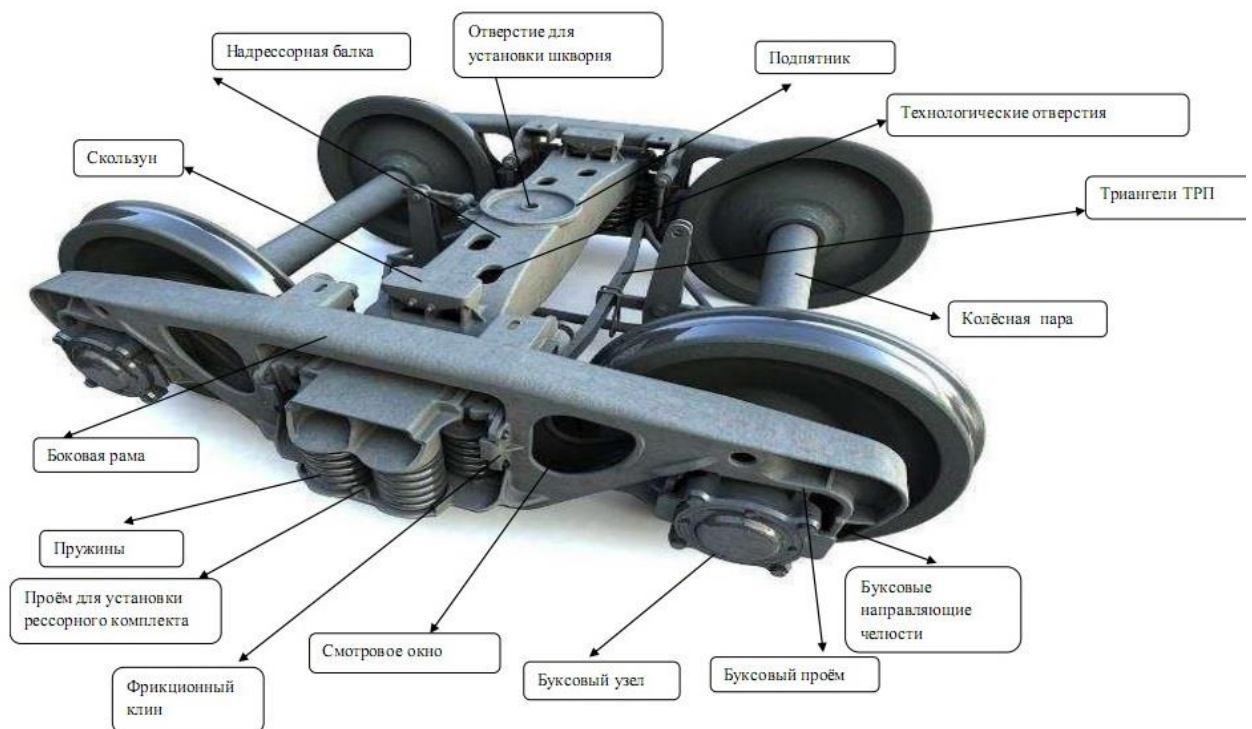


Рисунок 1.1 – Грузовая тележка модели 18-100

Вписывание тележек в кривые сопровождается силовым воздействием (трением) между гребнями колес и боковыми поверхностями головки рельса, что приводит к износу колес и рельсов, интенсивность которого растет с уменьшением площади контакта. Сужение колеи с 1524 на 1520 мм, увеличение нагрузки на ось, излишнее возвышение наружного рельса в кривых по комфорту, внедрение рельсов тяжёлых типов и железобетонных шпал, изменение профиля рельсов и ряд других факторов усилило давление гребня на рельс и, соответственно, значительно повысило интенсивность изнашивания гребня и боковой поверхности рельса.

Поэтому основной причиной отцепки вагонов в ремонт до настоящего времени остаются неисправности колесной пары (~70 %), более половины, которых происходит по причине тонкого гребня.

Трение во фрикционных узлах увеличивает потери энергии при движении локомотива [4, 5, 6], при этом затраты локомотива на работу по преодолению сил трения составляют не менее 68 % от энергопотребления на тягу поездов [7]. При этом энергия проскальзывания колес относительно рельсов составляет от 1 до 4% энергопотребления на тягу поездов [8]. Для среднесетевых условий движения по расчетам ВНИИЖТ доля потерь энергии в системе "колесо-рельс" от общих энергозатрат на тягу поездов составляет от 4 до 16 % в зависимости от реализуемого коэффициента трения.

Поэтому становится очевидной необходимость принятия новых технических решений по улучшению взаимодействия пары трения «колесо-рельс» на основе глубокого системного анализа отечественного и зарубежного опыта исследований. Н.А. Панькин заметил, что «многие исследователи стремятся выдать свои аналитические объяснения проблемы за окончательные, а их первопричинность, при внимательном анализе причинности, становится в большинстве случаев следствием» [9].

Теоретической базой взаимодействия «колесо-рельс», являются фундаментальные труды отечественных ученых: А.А. Холодецкого [10, 11], А.С.Раевского, Н.П. Петрова [12], К.Ю. Цеглинского [13, 14], А.М. Годыцкого-

Цвирко [15], Н.Е. Жуковского [16], С.П. Тимошенко [17], а также зарубежных: П.Аппеля [18, 19], В. Клингеля [20], Г. Юбелакера [21], Ф. Картера [22], Г. Марье [23], Х. Хеймана [24], И. Калкера [25].

В ходе исследований давления колес на рельсы, прочности рельсов и устойчивости железнодорожного пути Н.П. Петров [12] впервые выдвинул гипотезу об идентичности формы упругой линии изгиба рельса при статическом и динамическом воздействии, что способствовало решению ряда последующих задач по взаимодействию подвижного состава и пути.

Н.Е. Жуковский [16] изложил принципы определения частот свободных колебаний надрессорной части железнодорожного экипажа, описал процесс трения железнодорожных колес о рельсы, выявил причины проскальзывания колес.

В своих трудах С.П. Тимошенко [17] описал свободные и вынужденные колебания железнодорожного экипажа с двумя степенями свободы.

Исследуя причины извилистого движения колесной пары, вызванные коничной формой колес, В. Клингель впервые вывел уравнение качения одиночной колесной пары и длину волны виляния [20]. В последствии Х. Хейман разработал графо-аналитический метод вписывания экипажа в кривую, определил направляющие силы и длину волны виляния двухосного экипажа с жесткой установкой колесных пар в раме [24].

В 1926 году Ф.Картер [22] на основе экспериментальных исследований И. Бухли [26] и Г. Захса [27] впервые выдвинул гипотезу о наличии зоны упругого скольжения колес - псевдоскольжения (крипа). В результате движение колесных пар было описано дифференциальными уравнениями и получены зависимости коэффициентов продольного и поперечного трения от действия продольных и поперечных касательных сил, а также коэффициент крипа (коэффициент пропорциональности).

При описании контактирования колеса с рельсом в трехмерной постановке, И. Калкер [25] впервые показал, что кроме продольных и поперечных сил в пятне

контакта действует также и момент (спин), который возникает вследствие сопротивления повороту колес в точке контакта.

Роль трения в гашении различных видов колебаний колебаний, подробно изучил Г. Марье [23].

Наиболее сложным является описание взаимодействия подвижного состава и пути в кривых вследствие наличия большого числа различных нелинейных явлений в зонах взаимодействия колес и рельсовых нитей, соединения колесных пар и рам тележек, опорных узлах кузова.

На основе работ С.Н. Смирнова, в которых указано, что центром поворота экипажа является пересечение его продольной оси и перпендикуляра, опущенного из центра кривой [28], А.А. Холодецкий разработал принципы наименьшего сопротивления повороту экипажа в кривых [10, 11].

Г. Юбелакер [21] разработал теоретический метод расчета сил в кривых, рассматривая путь как абсолютно жесткий, а К.Ю. Цеглинский [13] в своих моделях учел действие поперечных и продольных составляющих сил трения в опорных точках колес и упругость пути.

Большой вклад в исследования взаимодействия подвижного состава и пути, колеса и рельса внесли отечественные ученые: Г.М. Шахунянц [29], М.Ф. Вериго [30-34], С.В. Вершинский [35], А.Я. Коган [36, 37], В.Ф. Яковлев [38-40], В.Б. Медель [41, 42], В.М. Богданов [43-46], Л.О. Грачева [47, 48], А.А. Камаев [49, 50], В.Д. Хусидов [51, 52], В.Н. Филиппов [53-57], Г.И. Петров [58-63], А.А. Хохлов [64], Е.П. Корольков [65, 66], А.Н. Савоськин [67], Ю.С. Ромен [68, 69], Г.П. Бурчак [70], В.С. Коссов [71-76], В.Ф. Ушкалов [77], Ю.М. Черкашин [78], О.П. Ершков [79, 80], В.С. Лысюк [81], С.М. Захаров [82], В.Н. Данилов [83], Ю. П. Бороненко [84], А.В. Смольянинов [85, 86], А.П. Буйносов [87, 88], М.А. Левинзон [89], Т.Г. Яковлева [90], В.Д. Данович [91-93] и др.

Моделированию различных расчетных схем динамического взаимодействия железнодорожного пути и подвижного состава посвящено большое количество работ, в которых представили его в виде упрощенных схем (приведенных масс и жесткостей элементов вагона, колеса и пути) в зависимости от вида

возмущающих факторов и целей исследования.

В работах А.Я. Когана [36, 37] выведены частотные характеристики и импульсные переходные функции, разработана нелинейная модель качения колесной пары по пути с наличием неровностей на пути и колесах экипажа, люфтов между рельсом и подрельсовым основанием, выбоин на поверхности катания рельсов при движении в прямых и кривых.

Аналитическое описание входа в кривую двухосного экипажа выполнено А.Д. де Патером [94], в результате чего составлены «две системы дифференциальных уравнений, описывающих продольные (быстро затухающие) и боковые колебания экипажа при входе в кривую». На основе этих исследований К.Т. Мюллер [95] описал процесс «входа в кривую трехосного экипажа с жестко закрепленными колесными парами и цилиндрическими бандажами, при котором набегание на рельс учитывается только для первой колесной пары, а экипаж представляется как плоская система, при этом силы трения между колесом и рельсом определяются по теории крипа».

В работах В.Б. Медея [41,42] представлен координатный метод вписывания железнодорожных экипажей в кривые, благодаря которому траекторию движения экипажа можно задать любой формой в плоской системе координат с учетом зависимости сил трения в системе «колесо-рельс» от сил тяги или торможения, а также упругости рельсовых нитей.

В своих работах В.Ф. Яковлев [38, 39] уточнил существующие расчетные схемы посредством учета нелинейных односторонних связей и переменных масс, которые позволили описать динамические процессы в течение всего периода взаимодействия. Анализ расчетных моделей и экспериментальных исследований в эксплуатационных условиях [40] позволил ввести классификацию геометрических неровностей рельсовых путей по уровню сил и ускорений, а также учесть их влияние на составляющие элементы системы «колесо-рельс» и контактную зону.

М.Ф. Вериге подробно изучил проблемы взаимодействия необрессоренных масс вагона и пути, рассмотрел «процессы качения и проскальзывания колес в

режимах выбега и торможения, предполагая, что из-за разности радиусов кругов катания одно из колес имеет постоянный упругий контакт, а другое проскальзывает» [30, 33]. На основе проведенного анализа некоторых существующих математических моделей, разработанных применительно к грузовым вагонам на тележках ЦНИИ-ХЗ, в работах [31, 32, 34] сформулированы общие требования к математическим моделям железнодорожных экипажей для расчета динамических процессов и бокового износа колес и рельсов.

М.Ф. Вериге [30-34] предложены методы уменьшения бокового износа рельсов и гребней колес в кривых малого радиуса путем лубрикации, уменьшения поперечных сил, передаваемых колесами на рельсы, и углов набегания колес.

О.П. Ершовым [79, 80] разработан обобщенный графоаналитический способ расчетов вписывания подвижного состава в кривые с учетом продольных и боковых сил, зависящих от поперечных составляющих сил трения. Однако все классические модели автора не учитывали момент трения, возникающий от поворота кузова относительно тележки вагона.

Решением вопроса «оценки влияния геометрических параметров тележки и пути на износ контактируемых поверхностей колес и рельсов в кривых и прямых участках пути» занимался Е.П. Корольков [65, 66], который впервые ввел понятие «плотности скольжения поверхности катания и гребня», разработал «математическую модель движения тележки с радиальной установкой колесных пар без использования гипотезы Картера». На основе нового понятия «плотность скольжения» им выведен ряд аналитических зависимостей, оценивающих влияние параметров тележки, профиля колеса и пути на износ контактируемых поверхностей. На основе теоретических и экспериментальных исследований проведена оценка «влияния сужения колеи на износ поверхности катания колес, а также рост мощности сил скольжения». Разработанные автором «формулы подсчета удельных мощностей сил скольжения» позволили оценить изменение сил сопротивления в зависимости от геометрических параметров тележки и пути. Применение новых профилей колес, разработанных автором, для магистральных железных дорог и метрополитена «увеличили пробег между переточками в 2-3

раза, уменьшили боковой износ рельсов в кривых, а также сопротивление движению экипажей».

В.С. Коссовым [71-76] на основе больших теоретических и экспериментальных исследований разработал «методику взаимодействия ходовых частей локомотива и пути с учетом упругого скольжения колес, профилей колес и рельсов, трибологического состояния контактных поверхностей рельсов».

Разработанные в настоящее время математические модели учитывают при боковых колебаниях железнодорожных экипажей различные возмущения со стороны рельсового пути: детерминированные или случайные, некоррелированные вертикальные и горизонтальные неровности пути.

Так, для определения устойчивости возмущенного движения вагона и динамических показателей ряда вагонов В.Д. Данович [91, 92] использовал «две модели возмущений в вертикальной плоскости: детерминированные и случайные, и одну в - горизонтальной: случайные неровности левой и правой рельсовых нитей (в виде спектральной плотности отклонения оси пути от прямой)». Для определенного класса задач при исследовании динамики экипажей при скоростях, не превышающих 140 км/ч, путь может быть смоделирован в виде отдельных инерционных упруго-вязких опор [93].

В.Н. Филиппов [54] развил теоретические методы исследования «вынужденных пространственных колебаний многоосных вагонов как существенно нелинейных систем с переменной структурой» по уточненным на основе обширных экспериментальных данных моделям пути.

Изначально, многие авторы, занимавшиеся теоретическими исследованиями динамики грузовых вагонов, рассматривали одиночную колесную пару, либо двухосную тележку, у которой связь кузова с тележками принимали в виде точки, т.е. не учитывали плоские поверхности пятника и подпятника и возникающий момент трения между ними.

При формировании расчетной модели двухосной тележки грузового вагона выделялись три основных варианта идеализации:

- тележка имеет жесткую раму, образованную боковыми балками и колесными парами, конфигурация в плане которой неизменна [35, 96, 97];

- тележка имеет жесткую раму, которая связана с колесными парами как в вертикальной плоскости, так и в плане через упругие элементы [64];

- тележка состоит из отдельных жестких тел: колесных пар и боковых балок, соединенные между собой через упругие элементы с линейной связью [98].

При разработке методики исследования вынужденных колебаний восьмиосных вагонов В.Н. Филипповым был сделан вывод о необходимости учета в расчетных моделях кромочного опирания пятников и подпятников в продольно-вертикальной и поперечной плоскостях, которые возникают при проходе горбов сортировочных горок или других вертикальных неровностей пути, а также кривых участков разного радиуса, имеющих возвышение наружного рельса.

Кромочное опирание пятников на подпятниках в поперечной плоскости вносит дополнительные коррективы в распределении вертикальных нагрузок между колесами одной колесной пары, что было подтверждено при взвешивании типовых восьмиосных полувагонов и цистерн на стенде Экспериментального кольца ВНИИЖТ на ст. Щербинка. Результаты замеров показали, что максимальное отклонение величины вертикальной нагрузки на колесо от номинальной величины может достигать 7,5% и 12,5%.

Еще большая разность вертикальных нагрузок на колеса зарегистрирована в ходе экспериментальных исследований МИИТ при частичном опирании кузова вагона или соединительной балки на один из скользунов при движении по несимметричным неровностям пути. Нагрузка на скользящий в этом случае достигает 75% от номинальной статической нагрузки на рессорный комплект двухосной тележки.

Поэтому в работе В.Н. Филиппова расчетная модель двухосной тележки принята с жесткой рамой и неизменяемой в плане конфигурацией положения колесных пар, а надрессорная балка имела возможность линейных перемещений

относительно рамы тележки вдоль осей z и y и углового поворота β относительно продольной оси x .

В своей модели автор учел силы сухого трения, возникающие при относительном перемещении элементов ходовых частей грузовых вагонов (в том числе угловых поворотах), а именно – в гасителях колебаний рессорного подвешивания, в пятнике и на скользящих, препятствующих повороту тележки относительно кузова и соединительной балки; наличие плоских опорных поверхностей пятников и подпятников; возможность «заклинивания»; ограничения по возможным относительным перемещениям в пределах зазоров; нелинейные зависимости поверхностей катания колесных пар и сил трения, возникающие при проскальзывании колес по рельсам (рисунок 1.2).

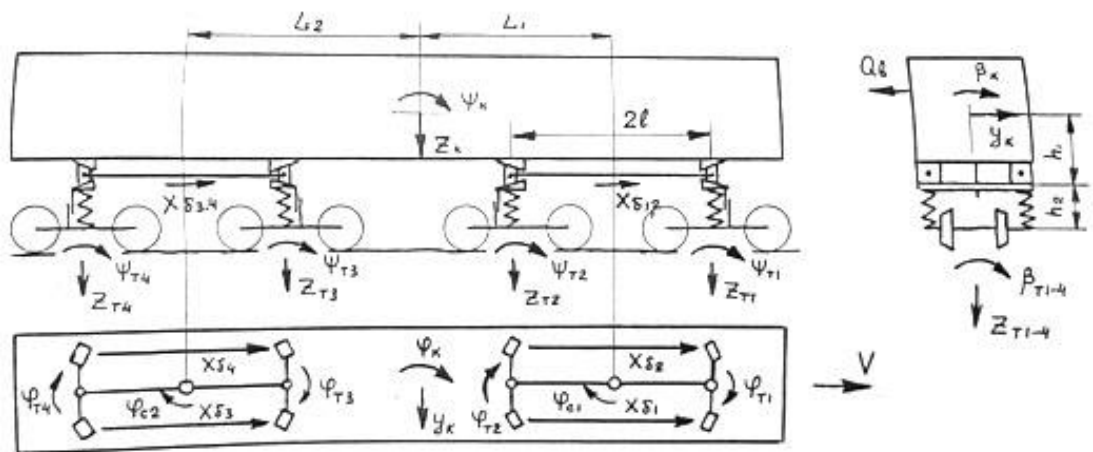


Рисунок 1.2 - Расчетная модель восьмиосного вагона с типовой схемой опирания [54]

Значения моментов горизонтальных сил сухого трения ($M_{тр}$), возникающих при относительных поворотах тележек, соединительных балок и кузова восьмиосного вагона при кромочном опирании на пятник предложено определять по следующим формулам:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{\text{трI}}(t) = P_I \mu_1 D + (P_{\text{сIп}} + P_{\text{сIл}}) \mu_2 b_2 ; \\ M_{\text{трII}}(t) = P_{II} \mu_1 D + (P_{\text{сIIп}} + P_{\text{сIIл}}) \mu_2 b_2 ; \\ M_{\text{тр1}}(t) = P_{\text{т1}} \mu_1 d + (P_{1\text{п}} + P_{1\text{л}}) \mu_2 b_1 ; \\ M_{\text{тр2}}(t) = P_{\text{т2}} \mu_1 d + (P_{2\text{п}} + P_{2\text{л}}) \mu_2 b_1 ; \\ M_{\text{тр3}}(t) = P_{\text{т3}} \mu_1 d + (P_{3\text{п}} + P_{3\text{л}}) \mu_2 b_1 ; \\ M_{\text{тр4}}(t) = P_{\text{т4}} \mu_1 d + (P_{4\text{п}} + P_{4\text{л}}) \mu_2 b_1 , \end{array} \right. \quad (1.1)$$

где μ_1, μ_2 – величины коэффициентов сухого трения, учитывающие возможность применения разных пар трения в пятниках и на скользунах;

$2D, 2d$ – диаметры центрального и крайнего пятников;

$2b_1, 2b_2$ – геометрические размеры (расстояния между скользунами);

P_I, P_{II} – вертикальные силы на центральных пятниках соединительных балок;

$P_{\text{т1}}, P_{\text{т2}}, P_{\text{т3}}, P_{\text{т4}}$ – вертикальные силы на подпятниках двухосных тележек;

$P_{\text{сIп}}, P_{\text{сIл}}, P_{\text{сIIп}}, P_{\text{сIIл}}, P_{1\text{п}}, P_{1\text{л}}, P_{2\text{п}}, P_{2\text{л}}, P_{3\text{п}}, P_{3\text{л}}, P_{4\text{п}}, P_{4\text{л}}$ – вертикальные силы на правом и левом скользунах в шкворневых сечениях кузова и двухосных тележках.

Анализ динамических качеств восьмиосных вагонов и интенсивности износа ходовых частей в различных условиях эксплуатации на основе разработанной расчетной модели представлены в работах [54, 55].

Аналогичный подход, как показано в работах [56, 57] необходимо применять для четырехосных и шестиосных вагонов.

Под руководством Г.И. Петрова [58-63] разработаны и проанализированы математические модели, учитывающие «качение, подскользывание и скольжение обода и гребня колеса по боковой грани головки рельса, влияние отступлений геометрии пути на динамику грузового вагона».

Учеными МИИТа и ВНИИЖТа разработаны большое количество уточненных имитационных математических моделей, позволяющих более подробно проанализировать динамику взаимодействия грузовых вагонов и пути, на основе которой проводить экспертную оценку причин схода вагонов с рельсов [31, 34, 52-63].

Основы методов численного интегрирования дифференциальных уравнений

для решения задач динамики подвижного состава во взаимодействии с железнодорожным путем с помощью компьютерного моделирования заложил В.Д. Хусидов [51, 52]. Под его руководством была разработана «система моделирования движения пассажирских вагонов по прямым, кривым участкам пути и стрелочным переводам», с помощью которой устанавливают причины сходов и аварий подвижного состава.

В настоящее время моделирование различных процессов, возникающих в системе «колесо-рельс», возможно с помощью современного метода компьютерного моделирования динамики и кинематики плоских и пространственных механических систем – «Универсальный механизм» (УМ), разработанного на базе пакета прикладных программ под руководством Д.Ю. Погорелова [99, 100], который позволяет выполнять «многовариантные расчеты в соответствии с заданным планом численных экспериментов, решать задачи оптимизации, прогнозирования, оценки чувствительности модели к изменению условий эксплуатации».

Таким образом, анализ накопленного научного опыта по исследованию взаимодействия подвижного состава и железнодорожного пути позволил выявить множество проблем, неблагоприятно влияющих на динамику процесса, способствующих интенсивному износу колес и рельсов, которые необходимо решать с помощью различных теоретических и экспериментальных методов, опираясь на достигнутые результаты, но с учетом существующих и перспективных моделей подвижного состава, современных условий их эксплуатации: увеличения погонных и осевых нагрузок, скоростей движения, расширения полигона эксплуатации преимущественно в северных и восточных регионах с резко континентальным климатом и горно-перевальных участках с кривыми малого радиуса.

1.2 Анализ конструктивных решений тележек грузовых вагонов, направленных на улучшение взаимодействия колеса и рельса

Основным способом передачи нагрузки от кузова в серийно выпускаемых с середины прошлого века и до настоящего времени тележках грузовых вагонов опирание кузова на плоскую поверхность подпятника тележки с зазорами в скользунах или постоянного контакта, а также непосредственной жесткой связью рамы с колесными парами. Классическими примерами таких конструкций являются отечественная тележка модели 18-100 (рисунок 1.1), а также зарубежные тележки типа Barber S-2 [101] (рисунок 1.3) и типа Моушн Контрол [101] (рисунок 1.4).



Рисунок 1.3 – Тележки Barber S-2 образца 1940 г. и современного типа

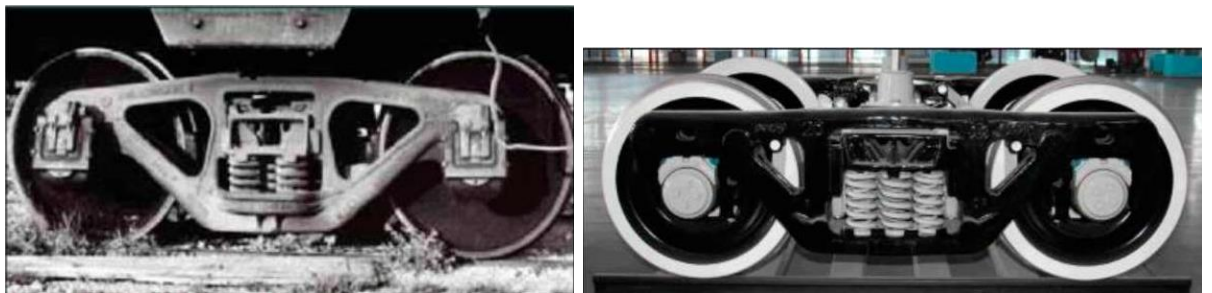


Рисунок 1.4 – Тележки ASF F-3 Ride (1940 г.) и современного типа Моушн Контрол (модель 18-98360)

Такие конструкции не позволяют свободно вращаться колесным парам при прохождении кривых участков пути, что оказывает существенное влияние на величину горизонтальных поперечных сил, процесс виляния колёсных пар, приводит к повышенному износу гребня колеса.

Зарубежный опыт создания грузовых тележек [102], который послужил основой для проектирования отечественных вариантов, показал наличие различных способов передачи нагрузки от кузова на ходовые части, а также от надрессорной балки на раму тележки, а также устройства буксовой связи.

Наряду с вариантами жесткой связи рамы с колесными парами и наличием узлов сухого трения (рисунки 1.5-1.10) существовали модели с балансирами (рисунки 1.12-1.13), гибкими связями (рисунок 1.11), уравновешенные с буксовыми челюстями (рисунок 1.14) и наружными боковыми скользящими (рисунок 1.15), с люлечным рессорным подвешиванием (рисунок 1.16) [102].

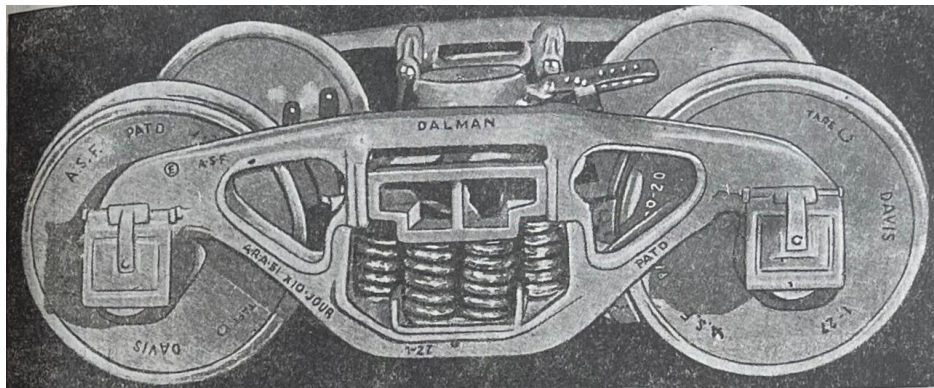


Рисунок 1.5 - Тележка типа Дальман для товарных вагонов

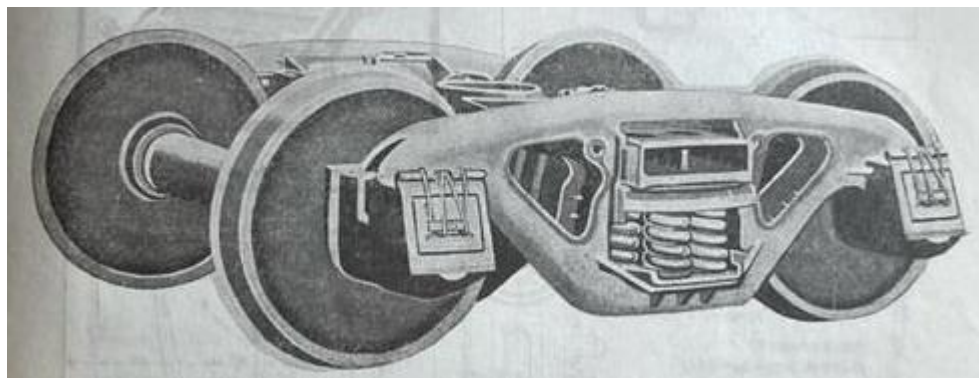


Рисунок 1.6 - Тележка Беттендорф типа Дальман для товарных вагонов с роликами Барбер с поперечным перемещением

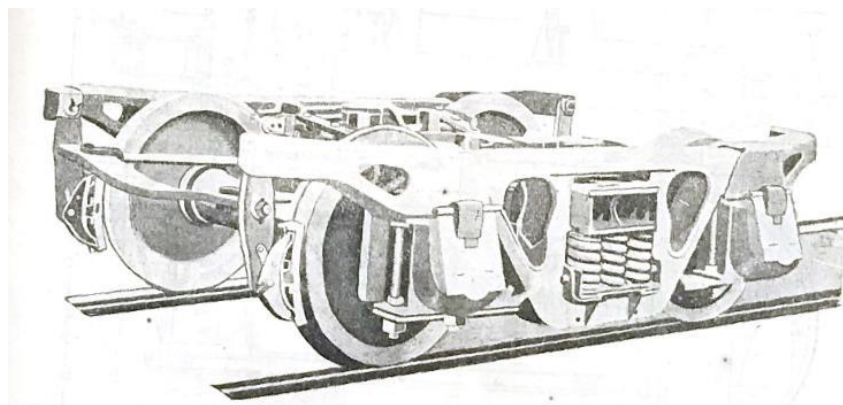


Рисунок 1.7 - Большегрузная двухосная тележка для гондолы Букейе

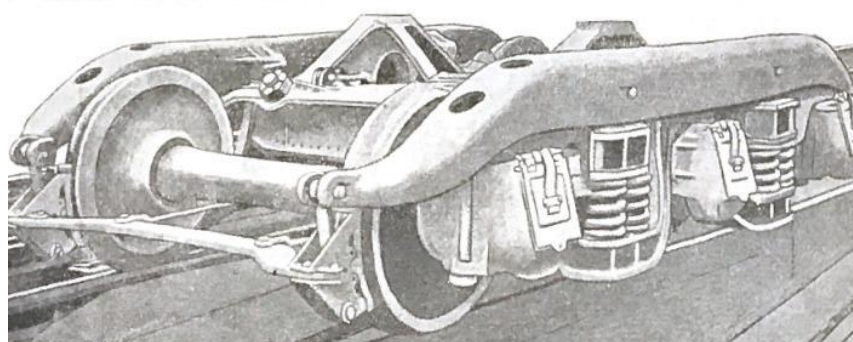


Рисунок 1.8 - Трехосная тележка Пенсильванской ж.д. для товарных вагонов

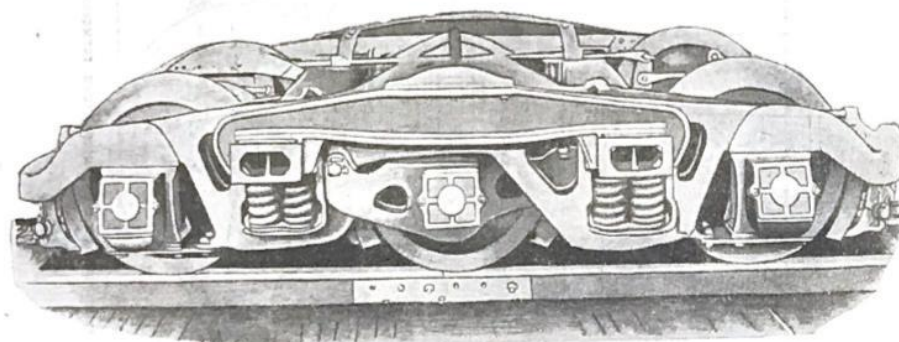


Рисунок 1.9 - Трехосная тележка Букейе для товарных вагонов

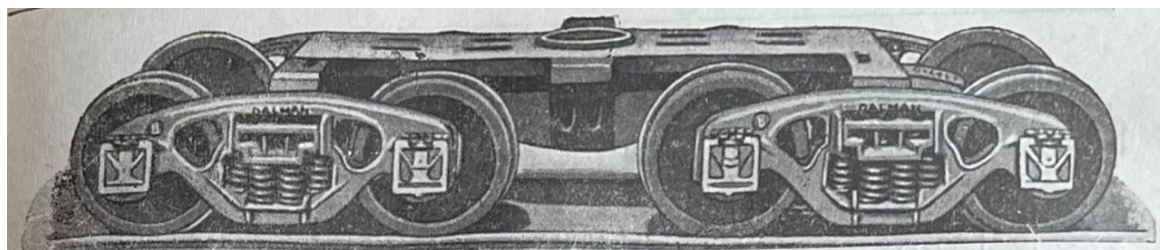


Рисунок 1.10 - Четырехосная тележка Букейе платформы ж.д. Чикаго, Мильвоки, С.-Поль и Тихоокеанская

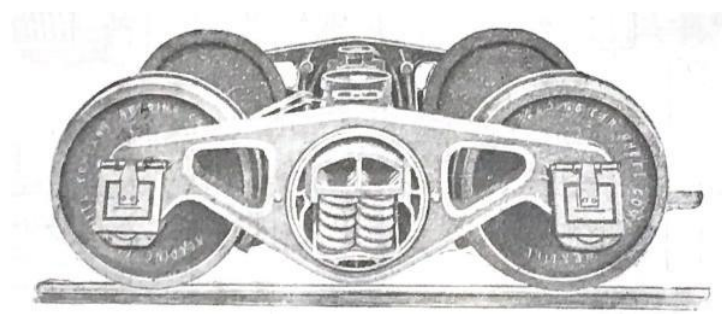


Рисунок 1.11 - Стандартная гибкая тележка типа Тейлор для товарных вагонов

Применение балансиров, предназначенных для передачи и равномерного распределения нагрузки от боковых рам на шейки оси колесных пар, а также уравновешенных тележек, не решило проблемы улучшения поворотов колесных пар при прохождении тележками кривых участков пути, а значит и снижения износа гребней колесных пар.

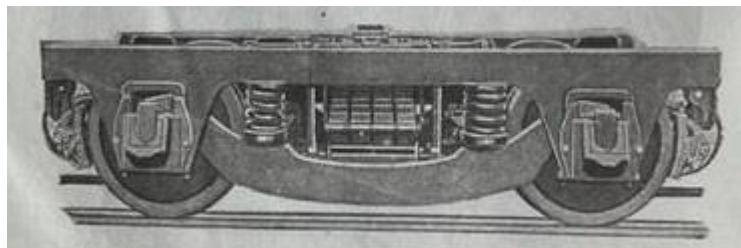


Рисунок 1.12 - Двухосная тележка Коммонвелт с балансиром и буксовыми челюстями

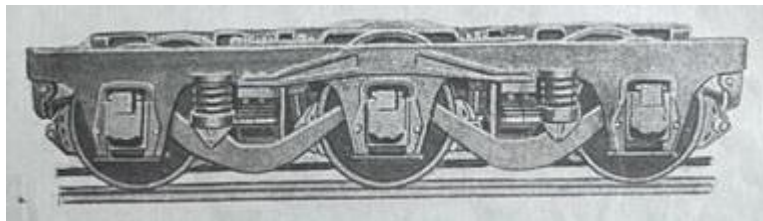


Рисунок 1.13 - Трехосная тележка Коммонвелт с балансиром и буксовыми челюстями

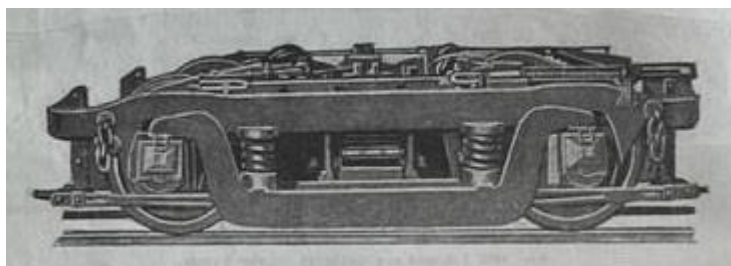


Рисунок 1.14 - Двухосная уравновешенная тележка Коммонвелт с буксовыми челюстями

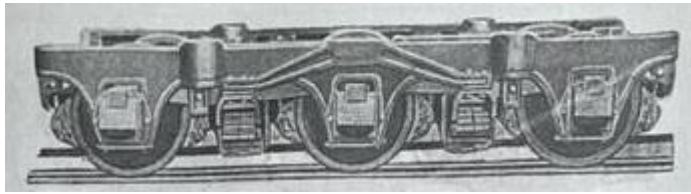


Рисунок 1.15 - Трехосная уравновешенная тележка Коммонвелт с наружными боковыми скользящими

Тележки с люлочным подвешиванием создавали в основном для тягового подвижного состава, рефрижераторных, пассажирских вагонов и не предполагали перевозку тяжелых грузов.

Люлочное подвешивание передавало вес кузова на раму тележки, а также способствовало плавному повороту кузова относительно тележек при вписывании в кривые участки пути. Однако величина статического прогиба таких вариантов была ограничена, что не обеспечивает повышения плавности хода транспортного средства.

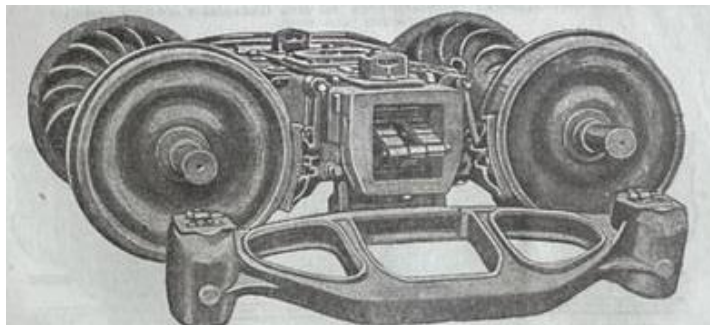


Рисунок 1.16 - Тележка Беттендорф с люлочным подвешиванием и стальными литыми поперечными балками для бригадных вагонов

Для уменьшения момента сопротивления повороту типовых тележек зарубежные конструкторы пошли по пути модернизации отдельных узлов сухого трения: установка роликов Барбер над рессорным комплектом для поперечного перемещения тележек (рисунок 1.17), применение вариантов опирания кузова вагона через шаровой подпятник (рисунок 1.18), подпятники с установленными по диаметру шариками (рисунок 1.19), а также сферической металлической прокладкой, в которую периодически заливали смазку [102].

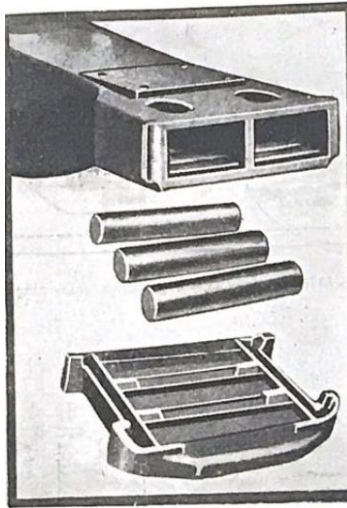


Рисунок 1.17 – Устройство Барбер для поперечного перемещения тележек

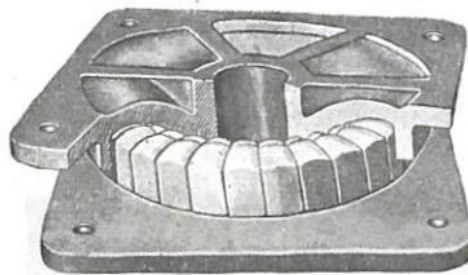


Рисунок 1.18 - Шаровой подпятник типа Вудс

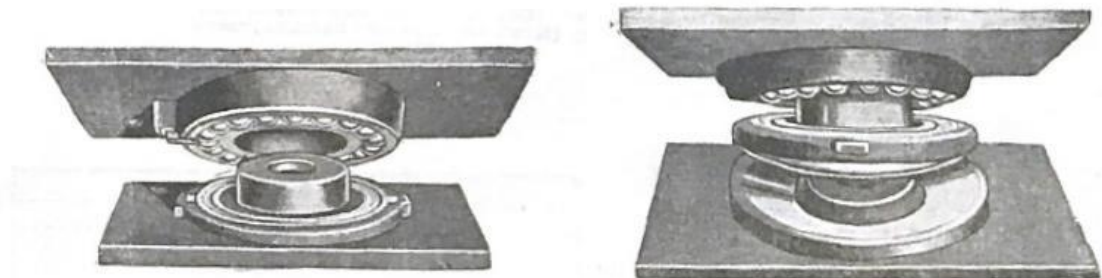


Рисунок 1.19 - Подпятник на шариковых подшипниках, простой и уравнивающийся типа Симингтон

Следует отметить, что шариковые варианты исполнения подпятника не обладали достаточной прочностью, под действием динамических нагрузок быстро выходили из строя, поэтому в нашей стране особого применения не нашли. Сферическая форма подпятника и использование различных разделительных прокладок, а также смазочных композиций, наоборот, нашли широкое распространение во многих технических решениях.

Другим узлом сухого трения, подвергшимся модернизации, стали места опирания кузова вагона на боковые скользуны, предназначенные «для ограничения угловых перемещений между кузовом вагона и тележкой относительно продольной оси пути». В результате чего появились варианты одно (рисунки 1.20-1.21) и двухроликовых (рисунок 1.22), самовозвращающихся (рисунок 1.20б), поглощающих (рисунок 1.23) боковых скользунов [102]. Роликовые (катковые) модели после некоторой модернизации применяют до настоящего времени, а в качестве поглощающего материала используют различные варианты эластомеров.

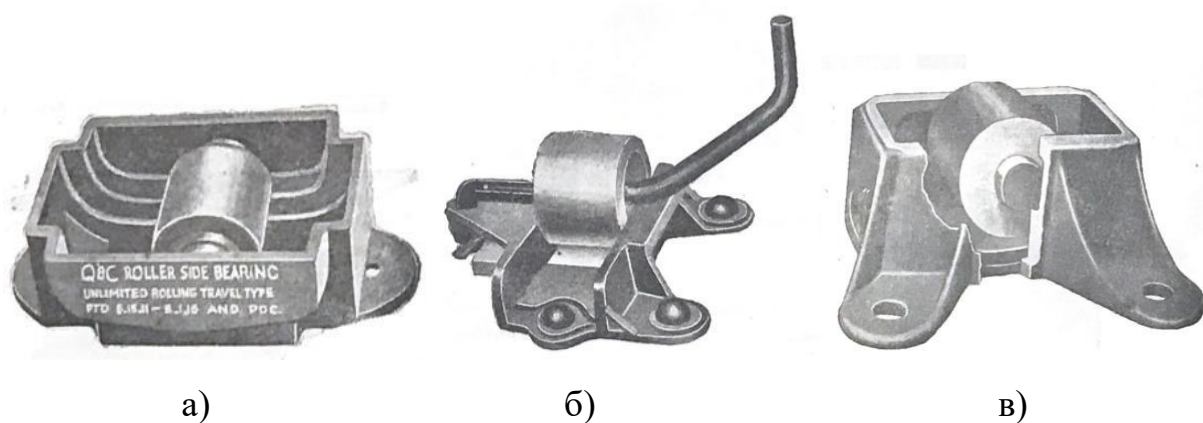


Рисунок 1.20 – Варианты однороликовых боковых скользунов:

- а) Роликовый скользящий с неограниченным ходом и кожухом из электростали*
- б) Самовозвращающийся роликовый боковой скользящий типа С.Гудвин*
- в) Роликовый боковой скользящий типа Вудс*

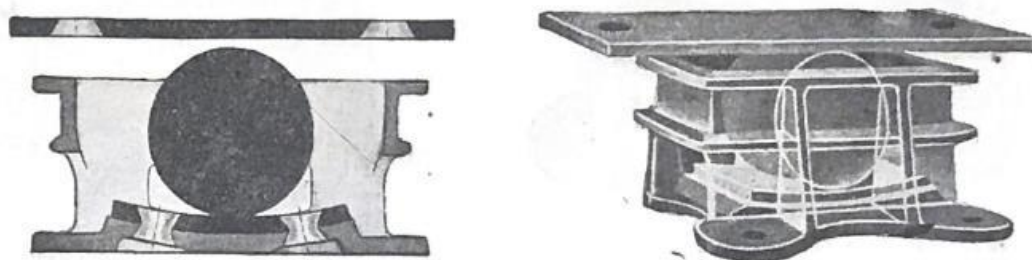


Рисунок 1.21 – Боковой скользящий типа Стукки

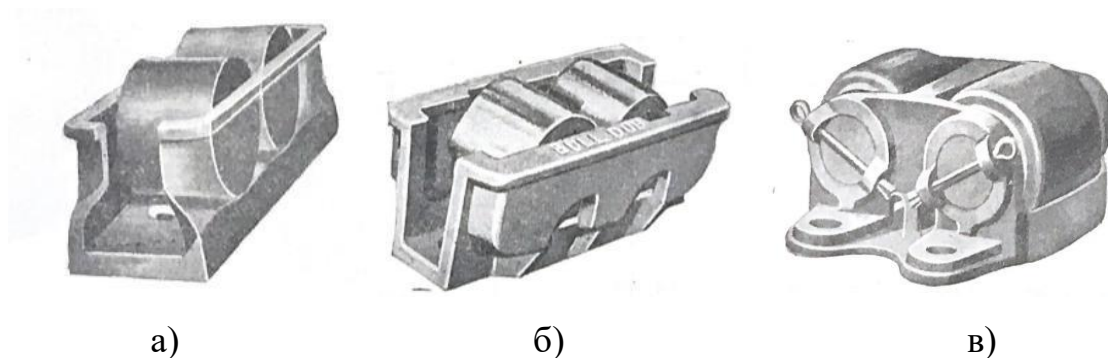


Рисунок 1.22 – Варианты двухроликовых боковых скользящих:

- а) *Стальной двухроликовый боковой скользящий типа Стукки*
- б) *Боковой скользящий типа Бульдог Вайн*
- в) *Двухроликовый боковой скользящий типа Экономия*



Рисунок 1.23 – Поглощающий боковой скользящий типа Буффало

Отечественные ученые всегда с интересом относились к разработкам зарубежных специалистов, улучшали и адаптировали перспективные идеи к эксплуатационным условиям нашей страны.

Поэтому основные конструкционные изменения ходовых частей грузовых вагонов, направленные на снижение воздействия боковых поперечных осей пути сил на колесо, особенно в кривых, проводили по следующим направлениям:

- модернизация узлов сухого трения (подпятниковых зон, боковых скользящих и т.д.) существующих и вновь создаваемых тележек без изменения прототипа;
- изменение конструкции, технологии изготовления колес;
- изменение традиционной схемы опирания кузова;
- введение дополнительных поперечных упругих связей (тяг, демпферов, шарниров, люлочных подвесок и т.д.);
- введение систем смазки.

Большим техническим прорывом в улучшение вписывания восьмиосных грузовых вагонов в кривые участки пути стало создание под руководством В.Н. Филиппова (МИИТ) новых типов ходовых частей с опиранием на скользуны двухосных тележек (рисунок 1.24), исключающих момент трения на центральных пятниках соединительных балок ($M_{трI}$ и $M_{трII}$) [54]. Регулировка величины момента трения достигалась установкой между роликом и катком - втулок из антифрикционных материалов, а также применением скользящей опоры с парой трения чугун по стали или опоры качения с плоским шариковым подшипником.

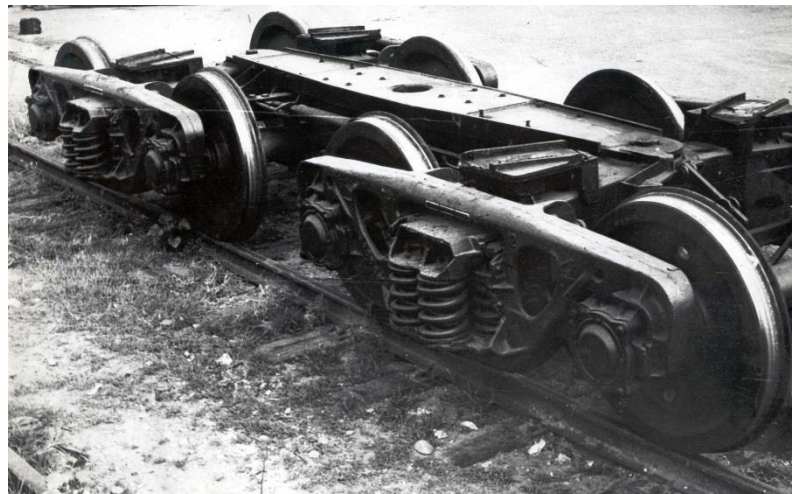


Рисунок 1.24 - Четырехосная тележка с опиранием на скользуны двухосных тележек, разработанная МИИТ [24]

Модернизация ходовых частей обеспечила снижение боковых рамных сил при прохождении вагоном кривых участков пути, а также максимальных значений горизонтальной рамной силы по сравнению с типовым вариантом.

Однако следует отметить, что для уменьшения коэффициента трения автором предложена только одна пара трения «сталь-чугун» со справочным значением коэффициента трения, хотя расчеты проведены для различных коэффициентов - от 0 и выше.

Кафедрой «Вагоны» МИИТ совместно с ФГУП «ЦКБ ТМ» и ОАО «Алтайвагон» разработана тележка модели 18-9945 (рисунок 1.25), в которой за счет применения принципа отдельного гашения колебаний в вертикальной и

поперечных плоскостях, а также увеличенного статического прогиба рессорного подвешивания значительно улучшены динамические характеристики [103].

В конструкцию тележки добавлена специальная связь в виде перекрещивающихся стержней с упругой заделкой, что позволило снизить забегание боковых рам друг относительно друга при проходе вертикальных неровностей пути, а также введены новые упругие связи между надрессорной балкой и боковыми рамами тележки в виде продольных поводков и пружинно-фрикционных амортизаторов.



Рисунок 1.25 - Тележка модели 18-9945

Модернизация узлов сухого трения предложена АО «ВНИКТИ» в трехэлементной тележке нового поколения модели 26.В.503(рисунок 1.26), в которой применены упругие полиуретановые элементы буксовых адаптеров, способствующие самоцентрированию колесных пар относительно боковых рам, наборные конусообразные полиуретановые боковые скользуны с накладками из композита на основе фторопласта, запрессованная закаленная втулка из стали 40Х и плавающая прокладка в подпятнике [103].



Рисунок 1.26 - Тележка модели 26.В.503

В другой модели АО «ВНИКТИ» [104] предложена усовершенствованная конструкция люлечного подвешивания грузового вагона, которое может обеспечить снижение поперечного ускорения кузова вагона при прохождении кривых участков пути, включающем «шкворневую балку, боковые упоры, установленные на концах шкворневой балки, четыре люлечных подвески, наклоненные к продольной оси симметрии тележки, закрепленные на поперечных балках рамы тележки и удерживающие шкворневую балку». Для уменьшения частоты поперечных колебаний люлечного подвешивания при прохождении вагоном кривых участков пути, а значит и интенсивности соударений колес с рельсами, введены гидравлические амортизаторы с обеих сторон шкворневой балки, концы которых закреплены на шкворневой балке и на раме тележки.

Другой вариант двухосной скоростной тележки с люлечным центральным подвешиванием для вагона-платформы (рисунок 1.27), предназначенной для эксплуатации в скоростных грузовых поездах постоянного формирования или почтово-багажного поезда с тягой пассажирским или грузовым локомотивами на железнодорожных путях общего и необщего пользования с колеей 1520 мм со скоростями до 160 км/ч, предложен ОАО «Демиховский машиностроительный завод» [105]. В центральном рессорном подвешивании установлены вертикальные и горизонтальные гасители колебаний, осуществляющие раздельное гашение горизонтальных и вертикальных колебаний центрального рессорного подвешивания, что обеспечивает плавный поворот кузова относительно тележек при вписывании в кривые участки пути.

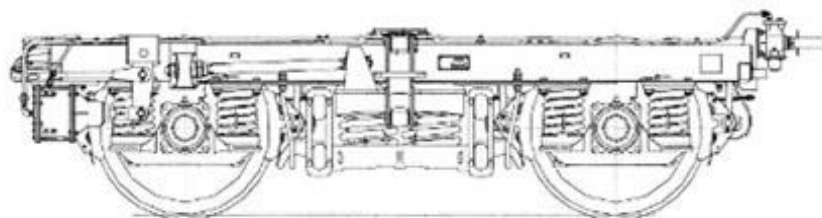


Рисунок 1.27 – Тележка с люлечным центральным подвешиванием для вагона-платформы

ОАО «ВНИИТрасмаш» совместно с ОАО «НВЦ "Вагоны» для использования под универсальными и специализированными грузовыми вагонами, эксплуатируемыми со скоростями движения 140 км/ч и осевой нагрузкой 20 т, разработали тележку модели Р.20.140 (рисунок 1.28), имеющую двойное рессорное подвешивание, Н-образную раму, которая соединена через балансиры с колёсными парами [106-109].



Рисунок 1.28 - Тележка модели Р.20.140 скоростного грузового вагона с торсионами и люлечным подвешиванием

В буксовом подвешивании тележки установлены торсион, вертикальная пружина и резинометаллические амортизаторы, которые при совместной работе реализуют билинейную статическую силовую характеристику, что позволило уменьшить неподдресоренную массу тележки и увеличить статический прогиб.

За счет введения центрального люлечного безрессорного подвешивания обеспечивается снижение боковых динамических сил. Предусмотренное в тележке опирание кузова на сферический пятник и упругие скользуны уменьшает момент сил трения в скользунах, снижает износ гребней колёс в кривых участках пути, а также повышает надёжность и долговечность опорных узлов вагона.

ОАО НВЦ «Вагоны» совместно с ОАО «Азовмаш» спроектирована тележка с самоцентрирующимися колёсными парами (рисунок 1.29), в которой применено центральное билинейное подвешивание и установлены фрикционные клиновые гасители колебаний пространственного действия [106-109].

Боковые рамы тележки связаны с колесными парами посредством «упругой связи через шевронные амортизаторы типа «Меги», что обеспечивает параллельность осей колёсных пар, возможность их самоустановки при прохождении кривых участков пути». Гашение колебаний обеспечивается за счёт диссипации кинетической энергии в полимерном материале.

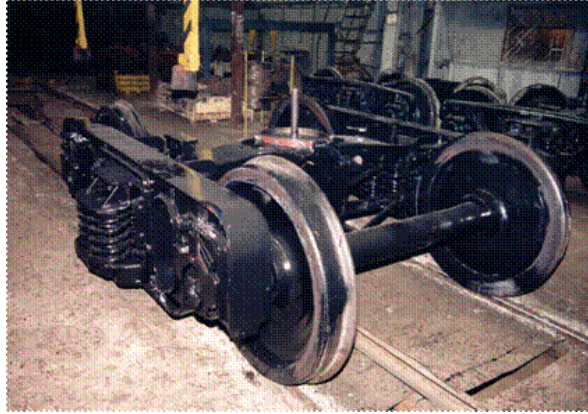


Рисунок 1.29 - Тележка модели 18-1711 с самоцентрирующимися колесными парами

ОАО НВЦ «Вагоны» совместно с ОАО «ВНИИТрансмаш» и ОАО «Ижорские заводы» разработана универсальная тележка для подкатки под четырёхосные грузовые вагоны с осевой нагрузкой 25 тс и скоростью движения до 120 км/ч (рисунок 1.30), имеющая буксовое подвешивание, Н-образную сварную раму с упруго-демпфирующими скользунами и сферическим подпятником [106-109].

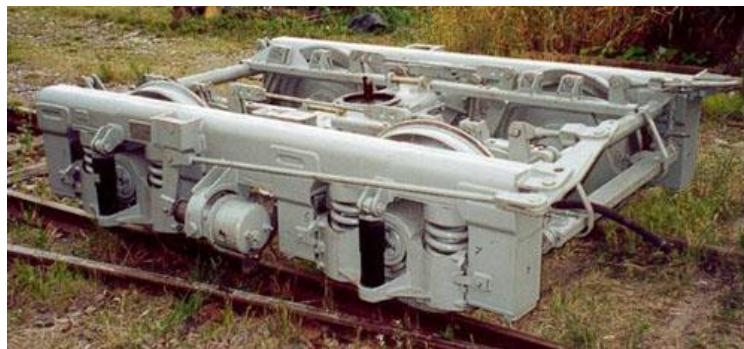


Рисунок 1.30 - Тележка модели P.25.120 для грузовых вагонов с осевой нагрузкой 25тс надбуксовым подвешиванием

Повышение надёжности и долговечности узла соединения тележки с кузовом вагона обеспечивается за счёт установки сферического подпятника и упругодемпфирующих скользунов.

Характеристики скользунов, а также обеспечение параллельности колесных пар улучшают вписывание вагонов в кривых участках пути, снижает износ гребней колёс и рельсов.

Таким образом, в настоящее время разработано ряд моделей тележек грузовых вагонов, обеспечивающих снижение боковых сил на гребни колес при вписывании вагонов в кривые участки пути. Однако основная часть грузовых вагонов, эксплуатируемых на сети железных дорог России, имеют типовые тележки, в конструкцию отдельных элементов которых необходимо внести изменения в части уменьшения противокрутящего момента, создающегося парами трения, путем тщательного анализа и подбора современных конструкционных материалов. Такие материалы впоследствии можно применять в вновь проектируемых конструкциях тележек.

1.3 Анализ конструктивных и технологических решений отдельных элементов тележки, способствующих снижению износа гребней колесных пар

1.3.1 Применение лубрикации

Необходимость снижения износа колес и рельсов на железных дорогах России возникла в 50-х годах прошлого века в связи с переходом подвижного состава на новые виды тяги [110], а в дальнейшем – с применением рельсов тяжелого типа - Р65, Р75 с большой погонной массой, железобетонных шпал, переводом грузовых вагонов с подшипников скольжения на роликовые буксы, увеличивающие сопротивление повороту колесной пары относительно боковины, переходом с чугунных на композиционные тормозные колодки, изменением ширины рельсовой колеи со стандарта 1524 мм на стандарт в 1520 мм, рассогласованием скоростей движения и возвышения наружного рельса в кривых,

твёрдости поверхностей колеса и рельса, существенным изменением режимов движения поездов [43-46, 111].

Все работы, проводимые исследователями по снижению износа, основаны на второй триаде трения И.В. Крагельского, А.В. Чичинадзе [112, 113]: «Уровень трения и износа определяется конструкцией, свойствами материала и условиями эксплуатации узла трения».

В общем случае все применяемые способы по снижению износа в системе «колесо-рельс» можно разделить на следующие группы [114]:

- применение третьего тела – смазки;
- конструктивные изменения элементов;
- изменение физико-механических свойств материалов;
- изменение условий эксплуатации.

Теоретические основы трения и износа заложены в трудах И.В. Крагельского [112], сформулировавшего молекулярно-механическую теорию трения и усталостного изнашивания, Ю.М. Лужнова [115-119], изучившего влияние окружающих условий эксплуатации и загрязнения поверхностей пар трения на величину коэффициента сцепления, А.В. Чичинадзе [113], создавшего теорию тепловой динамики и моделирования трения и износа, А.Л. Голубенко [120], сопоставившего результаты расчета сил крипа по методикам Ф. Картера и Д. Калкера.

Соппротивление движению поездов в кривых происходит главным образом вследствие трения в месте контакта гребней колес с внутренней гранью головки наружного рельса, и частично за счет скольжения по рельсу одного из колес колесной пары из-за неравенства, проходимого колесами пути.

В.С. Лысюк в своих работах подробно проанализирован механизм возникновения повышенного бокового износа рельсов и колес в кривых участках пути, дал рекомендации по предотвращению сходоов колес с рельсов, снижению интенсивности бокового износа рельсов и гребней колес [75, 76].

Одним из способов снижения износа колес и рельсов является уменьшение силы трения в контакте путем лубрикации (внедрения третьего тела - смазки)

гребней колес и боковой поверхности наружного рельса.

Понятие третьего тела введено в трибологию И.В. Крагельским [112, 121], концепция которого впоследствии была применена для расчета распределения касательных сил в зоне контакта колеса и рельса [113, 114].

В 80-х годах по заказу МПС СССР ВНИИЖТом разработан комплекс мероприятий, направленных на снижение износа в системе «колесо-рельс» [1], в том числе создание гребнесмазывателей, напольных лубрикаторов и новых видов смазочных материалов.

В результате в 1990 г. появилась технология смазывания рельсов с использованием пасты РП, наносимой с помощью специальной конструкции рельсосмазывателя, апробированная на участке Шкотово - Партизанск Дальневосточной железной дороге.

Специалистами РГУПС и ВНИИЖТ создан экологически чистый смазочный материал на силикатно-масляной основе с добавкой графита, разработана технология контактно-ротационного стержневого гребнерельсосмазывания «ГРС-РАПС». Наличие термопластичного адгезива в основе стержневых твердых термопластичных смазочных материалов позволило увеличить срок до повторного нанесения, обеспечить активный переход смазочного материала с колеса на рельс и обратно, следовательно, защиту от износа не только гребней колес подвижного состава, но и боковой поверхности головки рельса в кривых участках пути и элементах стрелочных переводов [124, 125]. В последствии предложены улучшенная технология нанесения смазки с помощью модернизированной «ГРС-РАПС», а также применение технологии металлоплакирования рабочих поверхностей [126].

Учеными ИрГУПС предложено для процесса лубрикации пары «колесо-рельс» применение новых смазочных композиций на основе низкомолекулярного полиэтилена и природного полимера лингина [127].

Таким образом, введение лубрикации зоны контакта гребней колес с боковой поверхностью головок рельсов позволило снизить интенсивность износа гребней колес подвижного состава ниже уровня 0,5 мм на 10 тыс. км пробега [44].

Специалистами ВНИКТИ совместно с БГТУ проведено математическое моделирование работы колесных пар подвижного состава в кривых участках пути с учетом различных трибологических состояний контактных поверхностей колеса и рельса для определения уровня силовых воздействий и способов их снижения [128].

Анализ результатов расчетов показал необходимость введения комбинированной лубрикации «одновременного нанесения смазочных покрытий на боковую грань головки наружного рельса (лубриканта) и на поверхность катания головки внутреннего рельса (модификатора трения)», которая позволяет снизить на 30-40 % уровень бокового воздействия от колес подвижного состава на рельсы в кривых и стрелочных переводах [129, 130, 131]. Впоследствии для практического применения комбинированной лубрикации ВНИКТИ разработал специальную конструкцию рельсосмазывателя и применяемые в ней смазочные материалы - лубрикант и модификатор трения.

Эксплуатационный мониторинг применения лубрикации на железных дорогах Северной Америки показал, что гребнесмазывание более эффективно снижает износ гребней колес подвижного состава, чем рельсов. Также было отмечено, что «уменьшение коэффициента трения только на боковой грани головки наружного рельса снижает суммарный момент от сил, действующих в контакте колесо-рельс и препятствующих повороту тележки грузового вагона при вписывании в кривую, но при этом увеличивает поперечные силы, действующие на внутренний рельс» [132]. Следовательно, необходимо применять одновременно с лубрикацией и другие способы снижения момента сопротивления.

Проведенные на железной дороге США (Norfolk Southern) испытания показали, что при прохождении одной колесной пары кривой малого радиуса величина поперечных сил, действующих на рельсы, достигает 90 кН и более. Нанесение смазки на поверхность катания головки внутреннего рельса является эффективной мерой, приводит к существенному снижению действующих поперечных сил, износа рельсов и расхода топлива на тягу [133].

Таким образом, введение лубрикации оказало некоторое положительное влияние на процесс взаимодействия колеса и рельса, однако статистические данные российских железных дорог за последние 5 лет показывают, что несмотря на повсеместное применение лубрикации количество обточек колесных пар и замены рельсов практически не снижается.

Ряд отечественных ученых: В.С. Лысюк [75, 76], Ю.М. Лужнов [116-118] и др. заметили, что «смазка боковых граней рельсов и гребней колес локомотивов частично уменьшила остроту вопроса, но в целом проблему износа на сети дорог не решила, причем отрицательный эффект проявляется с некоторой задержкой во времени, который обусловлен изменением физико-химических свойств поверхностных слоев колес и рельсов».

Следует также отметить, что снижению эффективности применения лубрикации способствует проведение мероприятий по повышению коэффициента сцепления колеса с рельсом при движении большегрузных составов за счет ввода песка в зону контакта.

Еще И.П. Исаев в своей работе [134] предположил, что «состояние опорной поверхности в зоне контакта колеса и рельса значительно изменяется при подсыпке песка вследствие разрушения коллоидных пленок в зоне контакта и увеличения силы сцепления между колесом и рельсом за счет присутствия твердых абразивных частиц, внедряющихся в поверхности контактирующих тел».

В последствии эксплуатационный мониторинг грузонапряженных направлений (Череповецкая дистанция пути Северной железной дороги, Слюдянская дистанция пути Восточно-Сибирской железной дороги, перевальные участки Южно-Уральской железной дороги) выявил рост интенсивности износа рельсов и колес вследствие одновременного применения лубрикации и «песочниц» (специальных систем подачи песка), которые увеличивают силы тяги локомотива. Разбрасываемый под колеса локомотивов песок удерживается на поверхности рельсов и колес смазкой, что приводит в зоне контакта к эффекту «наждака».

Для снижения износа гребней колес и связанных с ним эксплуатационных

затрат необходимо оптимизировать взаимодействие колеса и рельса путем обдуманного комплексного применения различных технологических и конструктивных решений.

1.3.2 Конструктивные изменения колес

Известно, что для прохождения кривых участков пути, в виду того, что наружный рельс имеет большую длину, чем внутренний, поверхность катания колеса должна иметь коническую форму. Причем, каждому радиусу кривой может соответствовать только одна конусность, которая может обеспечить отсутствие скольжения. Так как кривые участки пути железных дорог имеют различные радиусы, то выбор формы поверхности катания колес является достаточно сложным вопросом.

Комплексные исследования ВНИИЖТ, проведенные в 50-х годах прошлого века, привели к созданию нового профиля рельса и объединенного профиля колеса для всего подвижного состава, позволяющие применять единый технологический процесс, станочное оборудование и измерительный инструмент, унифицировать производство запасных частей для ремонтного оборудования. В перспективе с ростом скоростей движения, осевых и погонных нагрузок предполагалось внедрение цельнокатанных колес для всего подвижного состава. Однако инициатива не была одобрена Главным Управлением вагонного хозяйства МПС, поэтому переход на объединенный профиль колес не был осуществлен, несмотря на высказанные положительные рекомендации к внедрению этого предложения на научно-техническом совете МПС в 1958 году.

А.П. Буйносов [135, 136] предложил применять профиль бандажей колесных пар в зависимости от типа подвижного состава и условий эксплуатации. Для этого автором разработана «методика определения профиля бандажей колесных пар, эффективных для различных серий локомотивов и участков обращения». Анализ результатов исследований влияния перекаса и разности

диаметров на износ гребней бандажей колесных пар локомотивов позволил установить допустимые значения геометрических параметров.

Е.П. Корольковым [59, 60] для магистральных железных дорог и метрополитена предложен криволинейный профиль поверхности катания железнодорожных колес на основе нового уравнения криволинейного профиля, который позволил «увеличить пробег между переточками в 2-3 раза, уменьшить боковой износ рельсов в кривых, сопротивление движению экипажей, тем самым снизить расход топлива и электроэнергии».

Однако сравнительные эксплуатационные испытания на Забайкальской ж.д. грузового состава с разными профилями колес показали одинаковый износ гребней на всех колесах. Следовательно, профиль колеса не значительно влияет на интенсивность износа.

А.В. Шилером [137-141] разработаны блочные колесные пары (жесткие и гибкие с упругими прокладками обода), в которых устранены «паразитное» проскальзывание колес по рельсу в продольном и поперечном направлениях, а также разность диаметров кругов катания колес в колесной паре, что привело к увеличению коэффициента сцепления в 2-3 раза по сравнению со стандартной колесной парой.

1.3.3 Конструктивные решения узлов опирания кузова на тележки

Одним из способов снижения износа гребней колесных пар, как было сказано выше, является модернизация узлов опирания кузова на тележки: подпятниковых узлов и боковых скользунов.

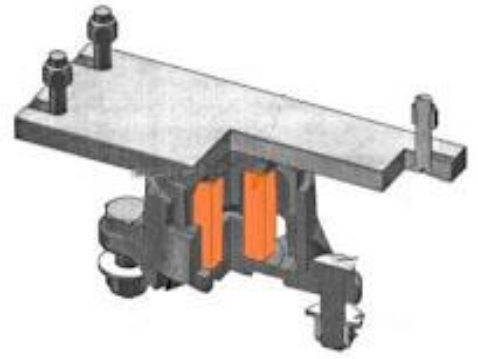
Конструкция бокового скользуна претерпела множественные изменения. В результате были разработаны конструкции боковых скользунов зазорного типа и постоянного контакта: упругих с неметаллическим упругим элементом (рисунки 1.31-1.32) или винтовой пружиной (рисунок 1.33), катковых и упруго-катковых (рисунок 1.34), с износостойкими накладками (рисунок 1.35) и др.



а)



б)



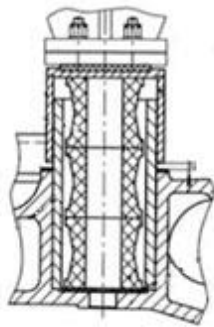
в)

Рисунок 1.31 - Конструкции упругих боковых скользунов [142]:

а) ПКБ ЦВ ОАО «РЖД»;

б) ССВ компании «А.Стакки»;

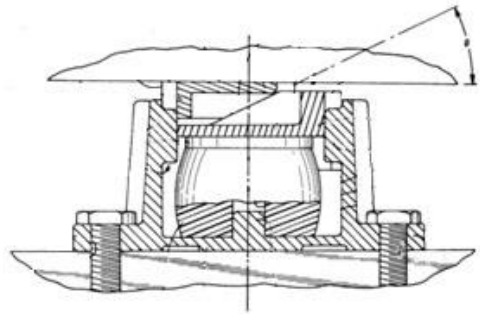
в) № ВМ 003.000 компании ООО «Вагонмаш»



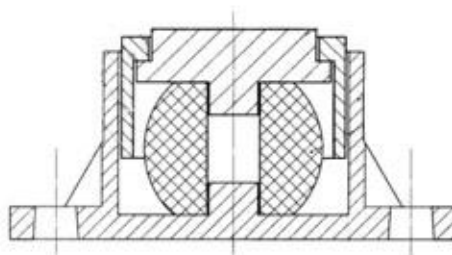
а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.32 - Конструкции упругих боковых скользунов:

а) Скользун № ВМ 003.000 [142];

б) Скользун тележки модели 18-194-1 [142];

в) Скользун Майнер Энтерпрайзис [143];

г) Скользун опорный RU 2 698 261 C1 [144]

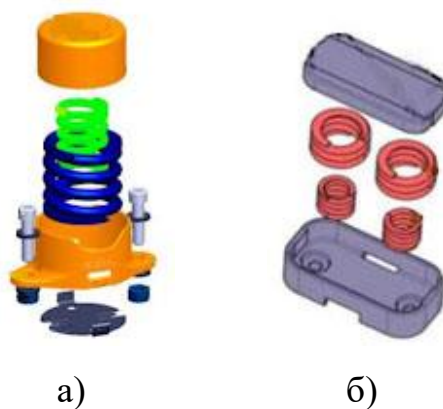


Рисунок 1.33 - Конструкции боковых скользунов с винтовыми пружинами [142]:

а) № NM78217 (Preload Plus) компании «Amstedrail»;
б) № 4536-07.00.03.000 (SBR 20)

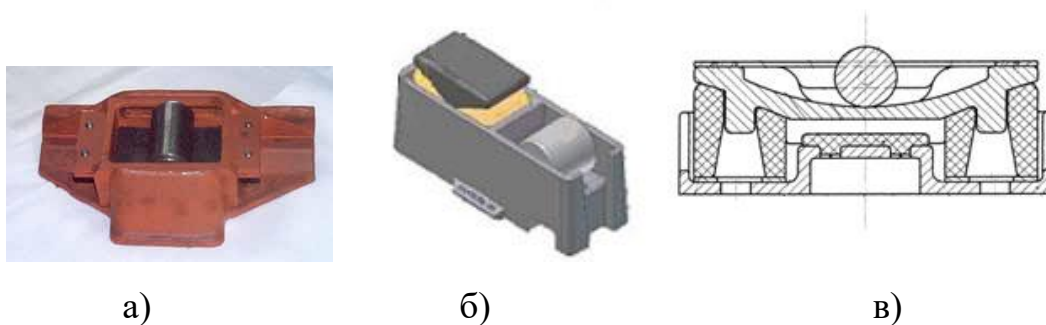


Рисунок 1.34 - Конструкции катковых и упруго-катковых боковых скользунов:

а) Скользун кафедры "Вагоны и вагонное хозяйство" ПГУПС [145, 146]; б) ISB-12С компании «А.Стакки» [142] в) Скользун ОАО "Научно-производственная корпорация" Уралвагонзавод" [147]

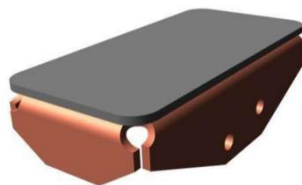


Рисунок 1.35 - Конструкция колпака бокового скользуна с износостойкой накладкой

Работа пятникового узла грузового вагона, особенно при движении в кривых, оказывает значительное влияние на ходовые качества вагона. Сопряжение «пятник-подпятник» при вписывании вагона в кривую превращается во фрикцион, а при нагрузке 50 т и более, в ней возникает довольно значительный противокрутящий момент, препятствующий повороту тележки вокруг оси пятника. Для преодоления этого противокрутящего момента в месте контакта колеса и боковой поверхности головки рельса в процессе поворота тележки возникают большие динамические нагрузки.

Поэтому для снижения момента сил сухого трения в пятниковом узле, возникающих при повороте типовой четырехосной тележки В.Н. Филипповым разработаны ходовые части восьмиосных вагонов с опиранием на буксы колесных пар [54]. Регулировка величины момента трения достигалась установкой между валиком и катком - втулок из антифрикционных материалов, а также применением скользящей опоры с парой трения чугун по стали или опоры качения с плоским шариковым подшипником (рисунок 1.36).



а)



б)

Рисунок 1.36 – Общий вид пружинной опоры (а), шариковой опоры (б)

Модернизация ходовых частей обеспечила снижение боковых рамных сил при прохождении вагоном кривых участков пути, а также максимальных значений горизонтальной рамной силы по сравнению с типовым вариантом.

Однако автором рассмотрена только одна пара трения «сталь-чугун» со справочным значением коэффициента трения.

С бурным развитием современного материаловедения появились новые конструкционные материалы (композиционные, гибридные), которые целесообразно рассмотреть в качестве пар трения в опорных зонах кузова грузового вагона.

В настоящее время для снижения износа взаимодействующих поверхностей узла «пятник-подпятник» грузового вагона применяют разделительные прокладки из марганцовистой стали со смазкой для снижения износа опорных поверхностей узла «пятник-подпятник». Однако закладываемая в трибосопряжение смазка быстро выдавливается и узел фактически работает в условиях сухого трения, что приводит к неравномерному износу и разрушению прокладки, а также поверхности пятника и подпятника, усугубляемому попаданием абразива из балластной пыли в узел трения, увеличению момента сопротивления, препятствующему нормальному вписыванию тележки вагона в кривые, повышению износа колес, рельсов, вибрационных нагрузок на кузов и тележки вагона.

При любых возможных схемах опирания кузова вагона уменьшение момента сил трения возможно путем уменьшения коэффициента трения между трущимися поверхностями, который во многом зависит от фрикционных характеристик материала сопряжения.

В работе [148] рассмотрено влияние технического состояния узлов опирания грузовых вагонов на сопротивление повороту тележек. Исследование работы опорных устройств грузовых вагонов в порожнем и гружёном состоянии при различных зазорах в скользунах, и разной степени износа и состояния пятниковых узлов показало, что «момент сопротивления повороту двухосных тележек порожнего грузового вагона лежит в пределах от 0,9 до 16 кН·м, а под нагрузкой может иметь величины от 2,4 до 33 кН·м, в зависимости от степени износа подпятника». Внесение смазки в трибосопряжение уменьшает момент сопротивления примерно в 5 раз. Однако необходимы постоянный контроль и

периодическое внесение смазки, что ведет к увеличению расходов на техническое обслуживание узла.

Работы по модернизации пятникового узла изначально были направлены на увеличение его ресурса, за счет повышения износостойкости. Разумной идеей являлось внедрение дополнительного элемента между пятником и подпятником, который легко заменить при ремонте.

Такая конструкция, содержащая пятник кузова и подпятник надрессорной балки тележки, сопряженные с промежуточным элементом, была предложена Днепропетровским заводом металлургического оборудования. При этом обеспечивался беззазорный контакт при взаимном перемещении кузова и тележки, что в условиях эксплуатации уменьшило удельные давления и ударные нагрузки, обусловленные замыканием зазоров в узле соединения кузова с тележкой вагона. Основными недостатками данной конструкции являлись преждевременный излом шкворня из-за больших зазоров, сложность самой конструкции, а также необходимость внесения существенных изменений в конструкцию пятника и подпятника по сравнению с типовым вариантом.

С целью повышения эксплуатационной надежности и долговечности МИИТом совместно с ПО «ЖДАНОВТЯЖМАШ» предложена конструкция пятника (рисунок 1.37) в виде «круглой пластины переменного поперечного сечения с цилиндрическим заглублением в центре ее наружной поверхности» [149].

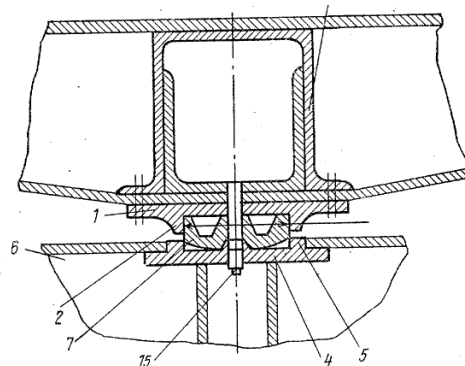


Рисунок 1.37 – Пятник конструкции МИИТ и ПО «ЖДАНОВТЯЖМАШ»:

- 1 – пятник в виде фланца; 2 – цилиндрический опорный выступ; 3 – рама;
4 – плоский пятник; 5 – кольцевой бурт; 6 – соединительная балка; 7 –
цилиндрический опорный вкладыш.*

Вкладыш устанавливался в цилиндрическое углубление пятника, который крепился к раме вагона болтами. При этом в технологическом процессе предусмотрено изготовление пятника и подпятника из износостойких материалов, а вкладыша из материалов с достаточно низкой износостойкостью, который по мере необходимости заменяли. К недостаткам данной конструкции следует отнести сложность изготовления вкладыша и самой конструкции.

В ходе исследований по повышению износостойкости подпятника Н.Н. Воронин [150] установил, что в паре трения «сталь 30ХГСА-металл, наплавленный порошковой проволокой ПП-ТН250», в два с лишним раза уменьшается износ подпятникового узла, чем у серийной пары: сталь 15Л-сталь 20Л. Такую пару трения предложено реализовать в подпятниковом узле. Однако в настоящее время появились новые конструкционные антифрикционные материалы с более низким коэффициентом трения, в том числе полимерные композиты, которые являются более технологичными, менее трудоемкими и материалоемкими, а значит дешевыми в изготовлении, эксплуатации и ремонте.

Специалистами Уральского государственного университета путей сообщения (УРГУПС) разработана конструкция пятникового узла (рисунок 1.38) через утопленную заподлицо с зеркалом подпятника износостойкую прокладку, выполненную меньшим диаметром с целью уменьшения износа зеркала подпятника, исключения выдавливания и быстрого разрушения материала прокладки [151].

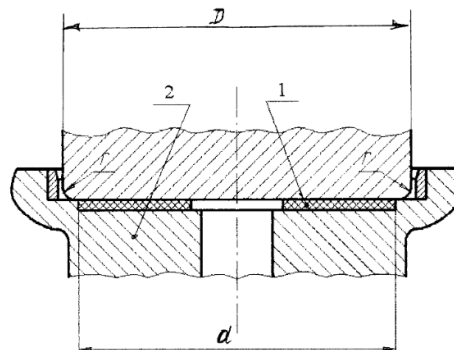


Рисунок 1.38 – Пятниковый узел конструкции УРГУПС:

- 1 - износостойкая прокладка
- 2 – углубление зеркала подпятника

К недостаткам данной конструкции можно отнести необходимость изменения подпятникового места типовых надрессорных балок, а также увеличение коэффициента трения при перевалке кузова вследствие опирания на металлический бурт подпятника.

Следовательно, выше перечисленные технические решения трибосопряжения пятник-подпятник имеют свои недостатки и не решают в полной мере проблему повышения антифрикционных свойств пары трения, для уменьшения противокрутящего момента при вписывании вагонов в кривые участки пути.

Работы ряда исследователей посвящены изменению формы пятника с плоской на сферическую, которая способствует уменьшению горизонтальных сил, действующих на колесную пару. Такая конструкция, имеющая сферическую форму контакта пяты кузова и подпятника, предложена АО «ВНИКТИ» и ОАО «Ижорские заводы» [152, 153].

МИИТом предложен вариант применения шкворня в виде полого кольца с упругим С-образным поперечным сечением и наклонными гранями, а пятник и подпятник – с коническими выступами [154].

Основным недостатком конструкций являлись: недостаточная стойкость к продольным ударным нагрузкам, большие конструктивные изменения и невозможность применения в базовых конструкциях.

Поэтому появились новые технические решения, заключающиеся в ведение в зону контакта пятник-подпятник третьего тела.

Ученые АО «ВНИКТИ» разработали конструкцию, предусматривающую установку между пятой и подпятником перфорированного по всей поверхности диска из твердого материала, покрытого со всех сторон консистентным или сыпучим смазочным материалом (рисунок 1.39), а также уплотняющего кольца из упругого эластичного материала, контактирующего с внутренней конусной поверхностью пяты [155].

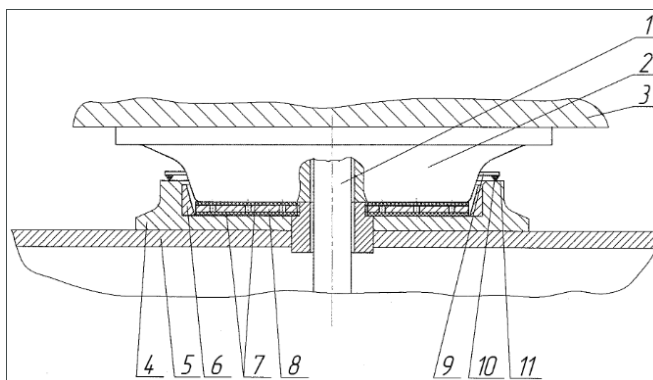


Рисунок 1.39 – Пятниковый узел конструкции АО «ВНИКТИ»:

1 – шкворень; 2 – пята; 3 – кузов; 4 – подпятник; 5 - надрессорная балка; 6 - перфорированный диск; 7 - износостойкое кольцо; 8 – выемка; 9 - внутренняя поверхность; 10 - внутренний бурт; 11 - уплотняющее кольцо

Данная конструкция способствовала повышению износостойкости пятниковой опоры и межремонтного срока службы, однако увеличивала эксплуатационные расходы, связанные с периодическим введением в зону контакта смазочных материалов.

В Ростовском университете железнодорожного транспорта для опорных поверхностей подпятниковой зоны предложены «прокладки с канавками и отверстиями, заполненными многокомпонентной твердой смазкой, состоящей из эпоксидной смолы, отвердителя и смеси антифрикционных наполнителей (порошок ПТФЭ, концентрат на основе графита и дисульфида молибдена и т.д.)» [156].

Разработанные специальные покрытия, состоящие из двух компонентов: «прочного каркаса, выдерживающего эксплуатационные нагрузки, и полимерного поверхностного слоя с антифрикционной составляющей», обеспечили существенное снижение коэффициента трения и интенсивности износа в процессе фрикционного взаимодействия пятника и подпятника.

В результате трибологических испытаний на машине трения СМТ-1 по схеме «ролик-ролик» со 100% проскальзыванием при скорости вращения нижнего ролика 20 об/мин и нагрузке 1500 Н износ стали 20Л по модифицированной стали 30ХГСА уменьшился в 1,6 раза, а коэффициент трения снизился на 20% по сравнению с исходными материалами.

Однако максимальная толщина такого покрытия на поверхностях пятника и подпятника составляет не более 200 мкм (0,2 мм), поэтому периодичность его нанесения должна быть не менее двух раз в год, что невозможно сделать без разбора узла.

В последнее время появились технические решения трибосопряжения пятник-подпятник через отдельные полимерные элементы.

"АФСТ ЭДВАНСД ФРАЙТ КАР ТЕКНОЛОДЖИ ЛИМИТЕД" совместно с ПГУПС разработана износостойкая защита подпятника надressорной балки (рисунок 1.40), содержащая кольцо, наружный диаметр которого совпадает с диаметром подпятника, привариваемое кольцевым швом к бурту подпятника, и неметаллический плоский вкладыш, диаметр которого равен внутреннему диаметру кольца, устанавливаемый на опорную поверхность (зеркало) подпятника [157]. Такие прокладки применяют в тележках Barber. Использование полимерного элемента позволяет уменьшить коэффициент трения в трибосопряжении «пятник-подпятник», однако в эксплуатации под воздействием ударных динамических нагрузок, вызванных неровностями пути, происходит его разрушение.

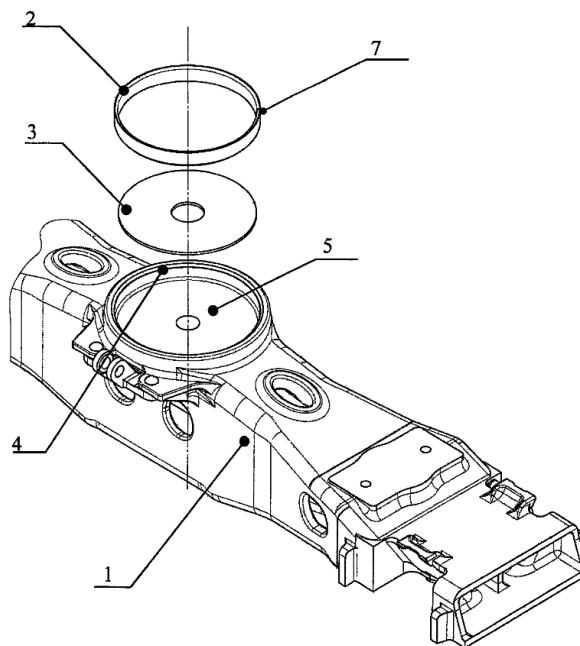


Рисунок 1.40 – Износостойкая защита подпятника:

1 – надressорная балка; 2 – внутреннее кольцо; 3 - неметаллический плоский вкладыш;
4 - бурт подпятника; 5 - опорная поверхность (зеркало) подпятника; 7 - поперечный
разрез кольца

Таким образом, одним из перспективных способов снижения интенсивности износа гребней колесных пар грузовых вагонов является снижение момента сопротивления, возникающего в узлах опирания кузова на тележки, в том числе, применение в узле «пятник-подпятник» износостойких элементов и покрытий из материалов с низким коэффициентом трения и высокой прочностью. Однако до настоящего времени не удалось получить технических решений, способных сохранить работоспособность в течение всего межремонтного периода вагона. Во многом успех зависит от более глубокого изучения свойств современных конструкционных материалов для трибосопряжения «пятник-подпятник» путем сравнения и выбора рационального варианта.

1.4 Анализ современных конструкционных материалов для снижения поперечных сил в контакте «колесо-рельс»

Для обеспечения эффективной работы пары трения «пятник-подпятник» применяемые материалы трибосопряжения должны удовлетворять определенным требованиям, прежде всего по ряду физико-механических свойств, а также по прочности и долговечности.

В настоящее время перспективными конструкционными материалами являются различные виды полимерных композитов, которые для получения комплекса необходимых эксплуатационных свойств подвергают модификации для устранения нежелательных свойств, сохранения и придания новых полезных свойств.

Большой вклад в развитие различных направлений модификации полимеров внесли отечественные ученые: А.М. Кочнев, П.П. Кобеко, Н.С. Ениколопов, А.П. Александров, С.С. Медведев, С.Н. Ушаков, Х.Ш. Яхъев, С.Д. Разумовский, Г.Е. Заиков, О.И. Тужиков, А.Н. Озерин, Д.О. Завражин, А.А. Попов, а также зарубежные: К. Циглер, Р. Дагостино, Д. Натт, Ц. Сяопин, Х.К. Кву и другие.

В настоящее время наибольшее распространение получила композитная модификация, основанная на образовании двух или многокомпонентных смесей

полимеров с неорганическими или органическими модифицирующими добавками (волокнами, чешуйками, шариками и гранулами), гибридная модификация и многослойная (создание «сэндвичей» из различных материалов).

Известны следующие виды модификаций полимеров:

- физическая модификация, основанная на изменении физических свойств полимеров путем преобразования их надмолекулярной структуры при различных физических воздействиях (механических, высокочастотных, ультразвуковых и т.п.) без изменения химического строения макромолекул, изменения температурно-временных режимов структурообразования полимера из расплава, введением в полимерную матрицу различных добавок и др.;

- химическая модификация, основанная на полимераналогичных превращениях, внутри - и межмолекулярной циклизации линейных полимеров, блоксополимеризации, привитой сополимеризации, поперечным соединением линейных макромолекул;

- смешанная (физико-химическая) модификация полимеров путем целенаправленного введения в их состав различных добавок в виде наполнителей, пластификаторов, стабилизаторов, противостарителей, красителей и т.п.

Используя основу и различные армирующие вещества, получают конструкционные полимерные композитные материалы, которые превосходят по технологическим показателям сплавы из металлов, дерево, гранит.

Основой искусственных конструкционных материалов служат термопластичные и термореактивные полимеры, которые получают из углеродных радикалов линейной и циклической структуры:

- полиэтилен;
- полистирол;
- поливинилхлорид;
- полипропилен;
- полиамид;
- пенополиуретан;
- смолы;

- полиматричный пластик АБС.

В результате модифицирования основы получены следующие группы композитных материалов:

- стеклопластики из термореактивных смол и термопластичных полимеров;
- углепластики, в состав которых входят волокна углерода, полученные искусственным путем;
- органопластики из термопластических полимеров и смол, наполненных жгутами из нитей, ткани, бумаги;
- полимеры с порошковым наполнителем: минеральным, древесной мукой, растительными и синтетическими волокнами, тальком и др.;
- текстолиты - полотна ткани, пропитанные смолой, или полимерами, прессованные под давлением при повышенной температуре.

Среди всех разновидностей модифицированных пластмасс наилучшими антифрикционными свойствами обладают стеклонаполненные и модифицированные дисульфидом молибдена полиамиды б.

Полиамиды - это синтетические материалы, относящиеся к термопластичным полимерам.

Алифатические полиамиды являются многофункциональными конструкционными материалами, обладающие высокой прочностью, имеющие низкий коэффициент трения в паре с любыми металлами, хорошо и быстро прирабатывающимися к контртелу. Износ пар трения с деталями из полиамидов снижается в 1,5 - 2 раза. При этом трудоемкость, а следовательно, и затраты на их изготовление в двое меньше по сравнению с изделиями из металла.

Стеклонаполненные полиамиды являются композитными материалами, в состав которых входят полиамидные смолы и структурированные стеклянные нити, что придает им высокую степень прочности, жесткости, износостойкости, устойчивости к ударам и иным механическим повреждениям, деформационную теплостойкость, химическую инертность, масло- и бензостойкость, диэлектрические свойства.

Разные модификации стеклонаполненного полиамида, как правило, различаются по процентному соотношению стекловолокна в полимерной матрице, которое находится в пределах 10-50 %. Оптимальное соотношение определяется из условий эксплуатации и на основе анализа комплекса физико-механических свойств.

В настоящее время продолжены работы по улучшению эксплуатационных свойств стеклонаполненных полиамидов. Так в работе [158] представлены новые полимерные композиции с высокими эксплуатационными характеристиками на основе биобазированного полиамида ПА1010 наполненного стеклянным, углеродным и комбинацией углеродных и целлюлозных волокон. Для композиции полиамида ПА1010 со стеклянными волокнами найдена технологическая добавка, монтанный воск с гидроксильными группами, позволяющая в процессе экструзии и литья под давлением увеличивать содержание волокон в композиции с длиной выше критической, что приводит к повышению эксплуатационных характеристик.

Исследованные в работах [159-161] полимерные композиты на основе алифатического и ароматического полиамидов (фенилона С-1 и ПА-6), армированные полиимидными волокнами (аримид-Т) показали хорошие теплофизические, физико-механические и трибологические свойства, которыми можно варьировать в зависимости от массового содержания наполнителя. На основе полученных результатов авторами сформулированы закономерности протекания процессов физико-химического взаимодействия на границе раздела фаз «полимер - волокнистый наполнитель» и их влияние на структуру композитов.

В работе [162] исследованы триботехнические свойства полимерного композита на основе отходов упаковочных пленок из полиамида, модифицированного дисперсными силикатными наполнителями - пылью летучих зол и органокремнеземом. Автором установлено, что «модифицирование вторичного полиамида высокодисперсными силикатными наполнителями обеспечивает снижение износа полимерного композита на (15-20) % в сравнении с немодифицированным материалом, а в диапазоне давлений до 30 Н/см

коэффициент трения материала обладает стабильностью при длительной работе в паре трения «сталь – полимерный композит».

В работе [163] изучены свойства «полимерных композитов на основе фенилона С-2, наполненных диоксидами кремния различной структуры, химического состава и морфологии». Результаты исследований показали, что их «теплостойкость достигает 573 °К, температурный коэффициент линейного расширения - $3 \cdot 10^{-5} 1/^\circ \text{C}$, предел упругости при сжатии - 280 МПа, а коэффициент трения - 0,18 (при работе в условиях без смазки) и 0,031 (при смазке маслом Индустриальным)». По износостойкости данные полимерные композиционные материалы находятся на уровне или превосходят наилучшие аналоги, которые используются в узлах машин и механизмов.

Введение в состав ароматических полиамидов мелкодисперсных порошков металла (алюминия, карбонильного никеля, титана, меди, бронзы) [164, 165] позволяет наряду с увеличением почти в полтора раза прочностных характеристик, увеличить в 2,5 - 4 раза износостойкость [166]. При этом, наилучшей износостойкостью обладают полимерные композиты с карбонильным никелем, что объясняется наличием в данном наполнителе углерода, выполняющего в условиях сухого трения роль твердой смазки.

Использование различных модификаций капролона (блочного полиамида б) позволяет значительно расширить границы применения материала и повысить ресурс работы изделий из него.

Полиамид б блочный представляет собой литой полиамид б (капролон) с улучшенной кристаллической структурой за счёт добавления в материал дисульфида молибдена (MoS_2), присутствие которого приводит к увеличению твёрдости изделий (при обеспечении превосходной обрабатываемости) и одновременно улучшению механических и антифрикционных свойств, термостойкости. MoS_2 обеспечивает сухое самосмазывание, что способствует повышению износостойкости материала. Данная модификация капролона обладает низким водопоглощением и максимальной температурой непрерывной эксплуатации +105 °С, что позволяет его применять на открытом воздухе в

различных регионах нашей страны. Износ пар трения, состоящих из капролоновых деталей, снижается в 1,5-2 раза и, соответственно на столько же повышается их ресурс [167].

Представленные модификации материалов из термопластичных пластмасс могут обеспечить снижение коэффициента трения в трибосопряжении «пятник-подпятник», однако, для определения возможности их эксплуатации в таком нагруженном узле в течение межремонтного периода необходимо провести комплексное экспериментальное исследование их физико-механических свойств.

Снижению вибронегруженности узлов вагонов способствуют применение различных прокладок из демпфирующих материалов. В настоящее время наибольшее распространение получили композиционные материалы на основе резиновой смеси и термоэластопласты.

Перспективным способом композитной модификации является образование многокомпонентных смесей полимеров с неорганическими или органическими модифицирующими добавками определенной геометрии (волокна, чешуйки, шарики и др.) [168]. Модификацию длинными волокнами и лентами или короткими, диспергирующимися в непрерывной матрице, выполняют с целью усиления основной матрицы.

Таким способом получают различные резиноволокнистые композиты, к преимуществам которых можно отнести анизотропию механических свойств, возможность регулирования модулей жесткости, сочетание жесткости и гибкости материала в перпендикулярных направлениях, повышенное сопротивление разрушению при ограниченных деформациях, что обуславливает стабильность размеров изделий при длительном действии напряжений.

В работах [169-174] исследован механизм деформации и разрушения резиноволокнистых композитов и выявлены локальные участки перенапряжений, являющиеся очагами разрушения. Авторами отмечено, что «нарушение контакта между матрицей, обладающей высокой деформативной способностью, и практически недеформируемым наполнителем – волокнами - начинается с образования вакуолей у концов и перегибов волокон». С увеличением содержания

волокна распределение напряжений становится более однородным, а чувствительность сетки к действию напряжения возрастает. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили, что процесс разрушения композита начинается в наиболее напряженной области вблизи поверхности волокна.

Также получила широкое распространение химическая модификация каучуков на стадии их переработки [175], при которой «реакционноспособные соединения (модификаторы), введенные в состав резиновой смеси реагируют с макромолекулами эластомеров с образованием в их структуре небольшого количества функциональных групп, способных в последующем образовывать специфические валентные, межмолекулярные и адсорбционные связи с различными компонентами резины». При этом эффективность модификатора определяется склонностью к полимеризации или поликонденсации [176].

Введение в композиционный материал резорциновой смолы, применяемой в качестве адгезионной добавки, способствует повышению деформационно-прочностных свойств и долговечности наполненных композитов, благодаря улучшению смачиваемости наполнителя [177].

В работах Kwo Han Kio [178], занимавшимся изучением гибридных материалов, показано, что термоэластопласты, в основе которых находится натуральный эпоксицированный каучук, обладают высокими показателями маслостойкости, газонепроницаемости, стойкости к старению на воздухе, а при введении в них сополимера стирола и акрилонитрила показывают высокие прочностные характеристики: сопротивлению к раздиру и растяжению.

Среди демпфирующих полимерных материалов перспективными являются новые композиционные материалы – резинопласты, в которых в качестве матрицы используется термопластичный полимер, а наполнителем являются частицы резины (величиной до сотен микрон), полученные при измельчении отходов резинотехнических изделий.

Другим перспективным направлением в области создания полимерных демпфирующих материалов является разработка сэндвич-материалов из

нескольких компонентов, разнообразные свойства которых сочетаются в одном изделии. Так, для рельсовых креплений высоконагруженной угольной линии компания Pandrol совместно с Dupon Engineering Polimers разработала комбинированную «ошипованную» амортизирующую прокладку, верхний слой которой представляет собой вкладыш из термопласта Hytrel 6358, а нижний вкладыш из термопласта Hytrel EP2 [179].

Таким образом, в трибологических узлах грузовых вагонов целесообразно применять современные полимерные композиционные материалы, обладающие низкой себестоимостью производства, позволяющие широко варьировать своими физико-механическими свойствами путем модификации, гибридизации существующих материалов, а также конструирования сэндвичей.

Выводы по первому разделу

1. Анализ накопленного научного опыта по исследованию взаимодействия подвижного состава и железнодорожного пути позволил выявить множество проблем, неблагоприятно влияющих на динамику процесса, способствующих интенсивному износу колес и рельсов.

2. Разработанные в настоящее время модели тележек грузовых вагонов не обеспечивают в должной мере снижение боковых сил на гребни колес, особенно при прохождении вагоном кривых участков пути. Одной из основных проблем являются конструкции узлов опирания кузова на тележки, в которых создается значительный противокрутящий момент.

3. Одним из перспективных способов решения данной проблемы является применение в трибосопряжении «пятник-подпятник» износостойких элементов и покрытий из материалов с низким коэффициентом трения и высокой прочностью. Однако до настоящего времени не удалось получить технических решений, способных сохранить работоспособность дополнительного элемента или покрытия в течение всего межремонтного периода вагона.

4. В связи, с чем необходимо провести более глубокие теоретические и экспериментальные исследования современных конструкционных материалов для трибосопряжения «пятник-подпятник» и на основе сравнения их свойств предложить наиболее рациональный вариант, одиночный или составной из материалов, свойства которых дополняют друг друга. Верификацию предложенных вариантов необходимо провести по анализу результатов расчетов моментов сил сопротивления повороту тележки грузового вагона и распределению реактивных сил и отклонений многомассовой колебательной системы «вагон-путь».

2 РАЗРАБОТКА МЕТОДИК И ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПЕРСПЕКТИВНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ПЯТНИК-ПОДПЯТНИК»

2.1 Экспериментальные исследования коэффициента трения скольжения различных сопрягаемых поверхностей

Величина противокрутящего момента, препятствующего повороту тележки вокруг оси пятника, определяется силой трения, возникающей в паре скольжения. Известно, что сила трения скольжения зависит от сил молекулярного сцепления материалов соприкасаемых поверхностей, неровностей контактирующих поверхностей, силы нормальной реакции опоры и не зависит от площади соприкосновения тел [180]. Сила трения направлена по касательной к контактирующим поверхностям в сторону противоположную вектору скорости их относительного перемещения.

Изучением энергопотерь, износостойкости, динамических характеристик механизмов с парами скольжения занимается научно-техническая дисциплина – трибология [181], в основу которой положены работы французских учёных Кулона, Амонтона, а также русского учёного И.И. Артоболевского [182] и других.

Различают следующие виды трения:

- Трение покоя, определяемое силами молекулярного сцепления материала тел, в момент, когда оба тела находятся в состоянии относительного покоя или готовятся к началу относительного движения.
- Трение скольжения - при наличии относительного движения поверхностей.
- Трение качения - при наличии относительного вращательного движения поверхностей.
- Трение верчения - при взаимодействии торцевых поверхностей.

В зависимости от наличия или отсутствия различных видов смазок различают:

- Сухое трение, при котором между соприкасающимися поверхностями нет смазки. Оно обусловлено деформацией выступов шероховатых поверхностей и молекулярным сцеплением материалов.
- Жидкостное трение, при котором трущиеся поверхности полностью разделены слоем смазки, а сопротивление движению определяется сдвигом слоев смазки (внутреннее вязкостное трение).

Возможны и промежуточные виды трения - полусухое или полужидкостное, а также граничное трение, при котором слой смазки очень тонкий, порядка 0,1мм.

В технических расчетах сила трения определяется долей нормальной составляющей реакции давлению трущихся поверхностей:

$$F = \mu \cdot N, \quad (2.1)$$

где N – нормальная составляющая реакции трущихся поверхностей;

μ – коэффициент трения.

Коэффициент трения является совокупной характеристикой пары соприкасающихся материалов и не зависит от площади соприкосновения тел. Его можно определить только экспериментально для определенных пар соприкасающихся веществ. Некоторые из них приведены в справочных таблицах. Однако в настоящее время разработаны новые материалы с антифрикционными свойствами, в том числе полимерные, для которых значения коэффициентов трения не определены.

Жидкостное трение, а также промежуточные виды трения - полусухое или полужидкостное, граничное, в работе не рассматривались, т.к. внесение смазки в трибосопряжение «пятник-подпятник» ведет к увеличению эксплуатационных расходов, поэтому акцент был сделан на выборе материала с высокими антифрикционными свойствами.

Основными способами определения коэффициентов трения являются движение по горизонтальной поверхности и вниз по наклонной плоскости.

Вследствие того, что трибосопряжение «пятник-подпятник» находится в горизонтальной плоскости, коэффициент трения определяли при горизонтальном расположении соприкасаемых поверхностей.

При не больших относительных скоростях движения сила трения скольжения мало отличается от максимальной силы трения покоя, поэтому приближенно, её можно считать постоянной и равной максимальной силе трения покоя.

Экспериментальная установка (рисунки 2.1-2.4) представляла собой металлическую плиту, прикрепленную к поперечному столу с прямолинейной поверхностью, на которую закрепляли один из образцов и устанавливали темплет рельса, массой 18 кг. Для определения коэффициента трения между двумя полимерными материалами к рельсу приклеивали полиамидный образец. Стрелкование и движение рельса по плите осуществлялось путем нагружения рельса грузами (разновесами) через роликовый блок, в который для исключения дополнительного трения между тросом и роликом закладывали смазку.

Далее подбирали массу груза, под действием которой отрезок рельса стрелковывается с места и проходит расстояние 5 см в сторону ролика.

Коэффициент трения (μ) определяют по формуле:

$$\mu = \frac{M_{гр}}{M_p}, \quad (2.2)$$

где $M_{гр}$ - масса груза, под действием которой отрезок рельса стрелковывается с места и проходит расстояние 5 см в сторону ролика, кг;

M_p - масса отрезка рельса, кг.

Величина перемещения измерялась индикатором.



Рисунок 2.1 – Определение коэффициента трения между парой трения
«металл - полиамид»



Рисунок 2.2 – Определение коэффициента трения между парой трения«
металл - эластомер»



Рисунок 2.3 – Определение коэффициента трения между парой трения
«полиамид - эластомер»



Рисунок 2.4 – Определение коэффициента трения между парой трения
«металл-металл»

Разработанная экспериментальная установка позволяет определить реальные коэффициенты трения скольжения взаимодействующих материалов при горизонтальном расположении соприкасаемых поверхностей, которые можно использовать при расчете момента сопротивления повороту тележки вагона.

2.2 Методика экспериментальных исследований истираемости полимерных композиционных материалов

К фрикционным характеристикам материала кроме коэффициента трения относится износостойкость (истираемость). Истираемость - способность материала изменяться в объёме и массе под действием истирающих усилий, которая зависит от свойств испытуемого полимерного материала и контртела. Следовательно, истираемость характеризует стойкость материала к абразивному износу и оценивается потерей массы материала, отнесенной к единице его площади, или уменьшением толщины материала. Чем выше истираемость, тем менее износостоек материал.

Интенсивность износа зависит от скорости разрушения соприкасающихся поверхностей при их взаимном перемещении, и силы, необходимой для преодоления адгезионных связей и многократной деформации пластмасс в области контакта их с микровыступами (шероховатостью) контртела.

Процесс постепенного разрушения полимерного материала в результате трения происходит также за счет разрыва межатомных связей под воздействием теплового движения, следовательно, является термофлуктуационным.

Метод испытания пластмасс на абразивный износ шлифовальной шкуркой, изложенный в ГОСТ 11012-2017 [183], основан на перемещении пластмассового образца вдоль образующей вращающегося цилиндра.

Однако данная схема нагружения не воспроизводит реальные процессы, происходящие в трибосопряжении «пятник-подпятник». В связи, с чем была разработана методика определения истираемости с вертикальным фиксируемым

прижимом образцов с одновременным вращением образцов вокруг своей оси и шлифовального круга, к которому они прижаты.

В качестве испытательного оборудования использовали шлифовально-полировальный комплекс, предназначенный для пробоподготовки материалов к исследованию микроструктуры (рисунок 2.5).



Рисунок 2.5 – Испытательное оборудование для определения истираемости полимерных образцов

Оборудование обеспечивало скорость вращения диска и держателя 150 об/мин, с прилагаемым фиксированным усилием на образец 25Н. В качестве истирающего материала использовали абразивную шкурку SiC.

Образцы для испытаний вырезали в форме куба со сторонами поверхности истирания 10 мм, высотой (7-8) мм.

Перед началом испытаний вычисляли площадь поверхности и объем образцов, определяли их массу взвешиванием на лабораторных весах с точностью до 0,001г, а также проводили притирку шкурки эталоном из цинка марки ЦВ с твердостью 34 ± 2 HV.

Истираемость эталона определяли по разности массы эталона до и после истирания в течение 10 с, округляя результат до 0,001 г.

Коэффициент истирающей способности абразивной бумаги (К), который должен находиться в пределах (0,9-1,4) вычисляли по формуле:

$$K=0,014 / И, \quad (2.3)$$

где И – истираемость эталона, г.

Образцы фиксировали в медных шайбах сплавом Вуда на прессе (рисунок 2.6), устанавливали в держатели комплекса, проводили предварительную притирку образцов в течение 1 минуты.



Рисунок 2.6 – Оборудование для запрессовки образцов

Общее время истирания составляло 75 минут и состояло из трех циклов по 25 минут.

В процессе испытания продукты износа удалялись с помощью встроенной в комплекс системы подачи охлаждающей жидкости.

После проведения испытаний образцы выплавляли из сплава Вуда, очищали от остатков продуктов износа и взвешивали.

Истираемость материала по уменьшению толщины образца Δh , мм, рассчитывали по формуле:

$$\Delta h = \frac{m_1 - m_2}{\gamma \cdot S} K \cdot 10^4, \quad (2.4)$$

где m_1, m_2 – масса образца до и после испытаний, г;

S – площадь истирания, см²;

γ – плотность слоя износа материала, г/см³, определяемая как отношение массы образца к объему.

Таким образом, разработанная схема нагружения образцов позволяет воспроизвести реальные процессы, происходящие в трибосопряжении «пятник-подпятник» (истираемость материала при вращательном движении образца и контртела), а метод расчета показателя обеспечивает требования к точности результата и не противоречит ГОСТ 11012-2017 [183].

2.3 Методика экспериментальных исследований твердости и ударной вязкости полимерных композиционных материалов

Как известно, выбор материала для изготовления конкретного изделия определяется его эксплуатационными условиями. К основным критериальным характеристикам полимерных материалов для трибосопряжения «пятник-подпятник» относятся прочность, твердость, жесткость.

Твердость полимеров характеризует свойство твердого полимерного тела противодействовать внедрению в него другого тела, при котором возникают местные пластические и квазипластичные деформации, сопровождающиеся при дальнейшем увеличении давления локальным разрушением. Как правило, твердость находится в прямопропорциональной зависимости с жесткостью.

Для определения твердости пластмасс существует несколько методов: Бриннелля, Роквелла, Шора D, вдавливания шарика. Различаются они формой внедряемого индентора, прилагаемой нагрузкой, временем выдержки.

Для определения твердости износостойкой прокладки для трибосопряжения «пятник-подпятник» выбран метод вдавливания шарика (ГОСТ 4670-2015 [184]), который позволяет одновременно учитывать остаточную и упругую деформацию.

Метод основан на вдавливании отполированного и закаленного шарикового индентора диаметром 5 мм под действием заданной нагрузки в поверхность образца для испытания. Глубину вдавливания измеряют под нагрузкой. Площадь поверхности отпечатка рассчитывают по его глубине, а твердость при вдавливании шарика - как отношение приложенной нагрузки к площади поверхности отпечатка.

При проведении испытаний образцов пластмассы для трибосопряжения «пятник-подпятник» значение испытательной нагрузки составляло 961 Н. Образцы для испытаний представляли собой плоскопараллельные пластины толщиной 7 мм. Глубину отпечатка измеряли по показаниям встроенных индикаторов часового типа (рисунок 2.7) через 30 с после приложения нагрузки.



Рисунок 2.7 – Оборудование для определения твердости жестких полимеров

Целью испытаний на прочность при ударе материала для трибосопряжения «пятник-подпятник» является определение стойкости к быстрому поглощению энергии при прохождении вагоном по различным неровностям пути.

Для исследования свойств определенных материалов при заданных ударных напряжениях, оценки хрупкости или ударной вязкости образцов применяются методы Изода [185] и Шарпи [186], основным отличием которых является способ установки испытуемого образца. При испытании по методу Изода образец зажимают в тисках, а по методу Шарпи - свободно устанавливают на опору в горизонтальном положении.

В рамках данной работы использовали метод Шарпи в соответствии с ГОСТ 4647-2015 [186].

Образцы для испытаний вырезали в виде пластин размером 90 x 10 x 7 мм без надреза.

Испытания проводили на ударном маятниковом копре с потенциальной энергией маятника 150 Дж (рисунок 2.8).



Рисунок 2.8 – Оборудование для определения ударной вязкости жестких полимеров и вид образцов после испытаний

Разность высоты падения и высоты возврата маятника определяет энергию, затраченную на разрушение испытуемого образца.

Ударная вязкость вычисляется как отношение энергии удара, поглощенной испытуемым образцом к площади поперечного сечения образца.

Для оценки возможности применения материала при низких температурах (склонности к хладноломкости) дополнительно проводили испытание при температуре $(-60.2) ^\circ\text{C}$. Для этого образцы выдерживали при температуре $(-60.2) ^\circ\text{C}$ в температурной камере в течение одного часа. Время, прошедшее с момента

извлечения образцов из температурной камеры до начала испытания, не превышало 30 с.

Таким образом, для определения твердости износостойкой прокладки для трибосопряжения «пятник-подпятник» выбран метод вдавливания шарика, который позволяет одновременно учитывать остаточную и упругую деформацию, которые характеризуют склонность материала к развитию остаточной деформации и возможность восстановления. Для оценки стойкости к быстрому поглощению энергии при прохождении вагоном по различным неровностям пути, в том числе при низких температурах, - ударной вязкости и хладноломкости – применен метод Шарпи.

2.4 Методика экспериментальных исследований упруго-гистерезисных свойств эластичных полимерных материалов

Условия эксплуатации элементов вагона, расположенных под кузовом, предполагают работу под действием сжимающих статических и динамических (циклических и ударных) нагрузок в широком диапазоне амплитуд нагрузок, частот и температур окружающего воздуха.

Поэтому, для обеспечения работоспособности износостойкой прокладки в трибосопряжении «пятник-подпятник» в течение межремонтного периода необходимо ввести дополнительное демпфирование ударных динамических нагрузок, которое может обеспечить эластомерный элемент.

Эффективность демпфирования различных полимерных материалов можно определить путем сравнительного анализа упруго-гистерезисных свойств.

С этой целью проведены экспериментальные исследования упруго-гистерезисных свойств эластомерных материалов (динамической жесткости, коэффициента жесткости, механических потерь за цикл, коэффициента механических потерь (относительного гистерезиса) и полезной упругости) в диапазоне температур эксплуатации.

Основным параметром упруго-гистерезисных свойств материалов является жёсткость вязкоупругой связи [187-189], определяемая как секущая к нагрузочной ветви диаграммы сжатия образца. Для сопоставления различных демпфирующих материалов используют относительный коэффициент - коэффициент жёсткости, независимый от геометрии образца, и представляющий собой отношение статической жёсткости к динамической при разных температурных воздействиях.

Кроме жесткостных целесообразно рассмотреть и энергетические параметры амортизаторов. Известно, что работа деформации демпфирующего элемента затрачивается на преодоление упругих сил и сил внутреннего трения, которые сопровождаются механическими потерями, диссипирующимися в материале. Долю рассеянной энергии упругой деформации или затраченной работы амортизирующего элемента за цикл деформации характеризуют механические потери, определяемые площадью петли гистерезиса [190]. Мерой эластичности демпфирующего материала является величина коэффициента механических потерь (относительный гистерезис), вычисляемый как отношение площади петли гистерезиса к площади, заключенной между кривой напряжения и осью абсцисс (осью деформации). Упругость материала характеризуется показателем полезная упругость (доля возвращенной работы от затраченной на деформирование образца), вычисляемая как отношение механических потерь за цикл (площадь гистерезиса) к полной энергии деформации цикла (площадь, ограниченная нагрузочной ветвью нагружения).

Для выбора показателей упруго-гистерезисных свойств эластомерного элемента трибосопряжения «пятник-подпятник» разработана специальная методика [191, 192].

Перед испытанием образцы из полимерных материалов подвергали предварительной нормализации и кондиционированию [193, 194] при температуре $(23 \pm 5)^\circ\text{C}$ в течение 1 часа.

Определение параметров упруго-гистерезисных свойств при сжатии проводили на испытательной машине с максимальным статическим усилием на штоке гидроцилиндра 400 кН и погрешностью измерения нагрузки менее 1 %.

Образцы располагали между нижней металлической плитой и верхней в форме пятника. Сборку помещали в центр нижней траверсы испытательной машины так, чтобы продольная ось образца совпадала с направлением сжимающей силы (рисунок 2.9).



Рисунок 2.9 – Испытания эластомерных материалов для определения упруго-гистерезисных свойств

В связи с тем, что разрабатываемый амортизирующий элемент будет находиться в предварительно сжатом состоянии под действием тары кузова вагона, то статические и динамические характеристики определяли в диапазоне от минимального усилия (20 ± 2) кН. Для моделирования разной загрузки вагона верхний предел нагрузочного цикла соответствовал (90 ± 2) кН и (180 ± 2) кН.

При статических испытаниях скорость сближения нижней и верхней траверс испытательной машины соответствовала (120 ± 10) кН/мин. При циклических испытаниях частота приложения нагрузки составляла (4 ± 1) Гц и (10 ± 1) Гц.

Перемещения (деформацию) контролировали индуктивными (при температуре $+23$ °С) и тензорезисторными (при температуре -20 °С и -40 °С)

датчиками перемещений с точностью $\pm 0,001$ мм (1 мкм), установленными по периметру опорной плиты. В расчет характеристик брали средние значения перемещений по всем датчикам.

При определении низкотемпературных параметров сборку предварительно помещали в температурную камеру и выдерживали при заданной температуре не менее 4 часов.

Статический гистерезис снимали с третьего нагрузочного цикла, а динамический гистерезис – после (10 ± 1) с воздействия циклической нагрузкой с заданной амплитудой и частотами 4 Гц и 10 Гц.

По результатам испытаний для каждого типа материала строили диаграммы нагружения и снятия нагрузки, представляющие собой «петлю» гистерезиса.

На основании полученных данных и графических построений вычисляли соответствующие жесткостные и энергетические характеристики:

- Статическую жесткость

$$C_{stat} = \frac{F_{max} - F_{min}}{z_{max} - z_{min}}, \quad (2.5)$$

где F_{max} , F_{min} – максимальная (90 кН, 180 кН) и минимальная (20 кН) нагрузки при статическом нагружении, кН;

z_{max} , z_{min} – толщина образца (среднее значение по всем датчикам) при соответствующих нагрузках, мм;

- Динамическую секущую жесткость

$$C_{dinc} = \frac{F_{max} - F_{min}}{z_{max} - z_{min}}, \quad (2.6)$$

где F_{max} , F_{min} – максимальная (90кН, 180 кН) и минимальная (20 кН) нагрузки в цикле динамического нагружения, кН;

z_{max} , z_{min} – толщина образца (среднее значение по всем датчикам) при соответствующих нагрузках, мм;

- Коэффициент жесткости

$$K = \frac{C_{din}}{C_{stat}}; \quad (2.7)$$

- Механические потери (площадь петли гистерезиса);
- Коэффициент механических потерь (относительный гистерезис), вычисляемый как отношение площади петли гистерезиса к площади, заключенной между кривой напряжения и осью абсцисс (осью деформации);
- Полезную упругость, вычисляемую как отношение площади гистерезиса к полной энергии деформации цикла (площадь, ограниченная нагрузочной ветвью нагружения).

Разработанная методика экспериментальных исследований упруго-гистерезисных свойств позволяет с высокой степенью точности при различном температурном воздействии, определить статические и динамические показатели жесткости полимерных материалов с учетом действующих в подпятниковой зоне нагрузок и перспективной скорости движения грузового вагона, рассчитать относительные коэффициенты жесткости при разных температурах, а также энергетические параметры: механические потери, полезную упругость, относительный гистерезис.

Выводы по второму разделу

1. Разработанная экспериментальная установка позволяет определить реальные коэффициенты трения скольжения при горизонтальном расположении соприкасаемых поверхностей для пар трения: металл-металл; металл-полиамид; металл-эластомер и др., не указанные в справочных данных.

2. Разработанный метод определения истираемости полимерных материалов позволяет воспроизвести реальные процессы, происходящие в трибосопряжении «пятник-подпятник» (истираемость материала при вращательном движении образца и контртела), а способ расчета показателя обеспечивает требования к точности результата в соответствии с ГОСТ 11012-2017.

3. Выбранный метод определения твердости износостойкой прокладки для трибосопряжения «пятник-подпятник» (метод вдавливания шарика) позволяет одновременно учитывать остаточную и упругую деформацию, которые

характеризуют склонность материала к развитию остаточной деформации и возможность восстановления. Для оценки стойкости к быстрому поглощению энергии при прохождении вагоном по различным неровностям пути, особенно при низких температурах, - ударной вязкости и хладноломкости – применен метод Шарпи.

4. Разработанная методика экспериментальных исследований упруго-гистерезисных свойств полимерных эластичных материалов позволяет с высокой степенью точности при различных температурных воздействиях определить статические и динамические показатели жесткости полимерных материалов с учетом действующих в подпятниковой зоне нагрузок и перспективной скорости движения грузового вагона, рассчитать относительные коэффициенты жесткости при разных температурах, а также энергетические параметры: механические потери, полезную упругость, относительный гистерезис.

5. Все представленные экспериментальные методики исследований аттестованы и прошли процедуру внедрения в испытательном центре Российского университета транспорта (РУТ).

3 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ, ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИИ ВСТАВКИ В ТРИБОСОПРЯЖЕНИЕ «ПЯТНИК-ПОДПЯТНИК»

3.1 Результаты экспериментальных исследований материалов трибосопряжения «пятник-подпятник»

С целью определения фактических значений коэффициента трения скольжения для предполагаемых материалов трибосопряжения «пятник-подпятник» в настоящей работе проведены экспериментальные исследования следующих пар трения:

- металл – металл;
- металл - полиамид 6 с добавлением (15-30)% стекловолокна (далее металл-полиамид);
- металл - термопластичный полиуретан повышенной плотности, наполненный молекулярным газом (далее металл-эластомер ТПУ);
- металл - резиновый композит с высокомолекулярным противостарителем сэвиленом в количестве (3-5)% от общей массы (далее металл-резиновый эластомер);
- полиамид 6 с добавлением (15-30)% стекловолокна - термопластичный полиуретан повышенной плотности, наполненный молекулярным газом (далее полиамид-эластомер ТПУ);
- полиамид 6 с добавлением (15-30)% стекловолокна - резиновый композит с высокомолекулярным противостарителем сэвиленом в количестве (3-5)% от общей массы (далее полиамид-резиновый эластомер).

Результаты определения коэффициентов трения скольжения при горизонтальном расположении соприкасаемых поверхностей (таблица 3.1, рисунок 3.1) на разработанной экспериментальной установке показали следующее :

- наименьший коэффициент трения скольжения (0,11) зафиксирован в паре трения «металл - полиамид, наполненный (15-30)% стекловолокна»;
- наибольший коэффициент трения скольжения (0,51) зафиксирован в паре трения «металл – резиновый эластомер»;
- в парах трения «металл – металл», «металл – эластомер (термопластичный полиуретан повышенной плотности, наполненный молекулярным газом)» и «полиамид (15-30% стекловолокна) - эластомер (термопластичный полиуретан повышенной плотности, наполненный молекулярным газом)» значения коэффициента трения сопоставимы и составляют 0,32.

Сходимость результатов пяти измерений коэффициента трения каждой пары оценивали по следующим статистическим показателям:

- Среднеквадратическое (стандартное) отклонение, определяемое как квадратный корень из дисперсии случайной величины, являющееся показателем рассеивания значений случайной величины относительно её математического ожидания. Большее значение среднеквадратического отклонения показывает больший разброс значений в представленном множестве со средней величиной множества; меньшее значение, соответственно, показывает, что значения в множестве сгруппированы вокруг среднего значения.

- Коэффициент вариации, представляющий собой меру разброса данных относительно самих значений, выражаемый в процентах, по которому производят сравнение однородности разных явлений.

Среднеквадратические отклонения полученных коэффициентов трения не превышают 0,0049, значит мера разброса данных вокруг средней величины незначительная, а прецизионность результатов измерений высокая.

Значения коэффициента вариации не превышают 3,57%. Следовательно, данные совокупности являются однородными, а результаты эксперимента - достоверными, имеют высокую сходимость.

Таблица 3.1 – Результаты определения коэффициентов трения скольжения различных пар трения

Пара трения	Фактические значения коэффициента трения скольжения	Среднее значение	СКО	Коэффициент вариации, %
Металл-металл	0,32	0,32	0,0049	1,55
	0,32			
	0,31			
	0,32			
	0,31			
Металл-полиамид	0,11	0,11	0,0040	3,57
	0,12			
	0,11			
	0,11			
	0,11			
Металл-эластомер ТПУ	0,32	0,32	0,0049	1,51
	0,33			
	0,32			
	0,33			
	0,32			
Металл-резиновый эластомер	0,50	0,51	0,0049	0,97
	0,51			
	0,51			
	0,51			
	0,50			
Полиамид-эластомер ТПУ	0,33	0,32	0,0040	1,24
	0,32			
	0,32			
	0,32			
	0,32			
Полиамид - резиновый эластомер	0,47	0,46	0,0049	1,06
	0,47			
	0,46			
	0,46			
	0,46			

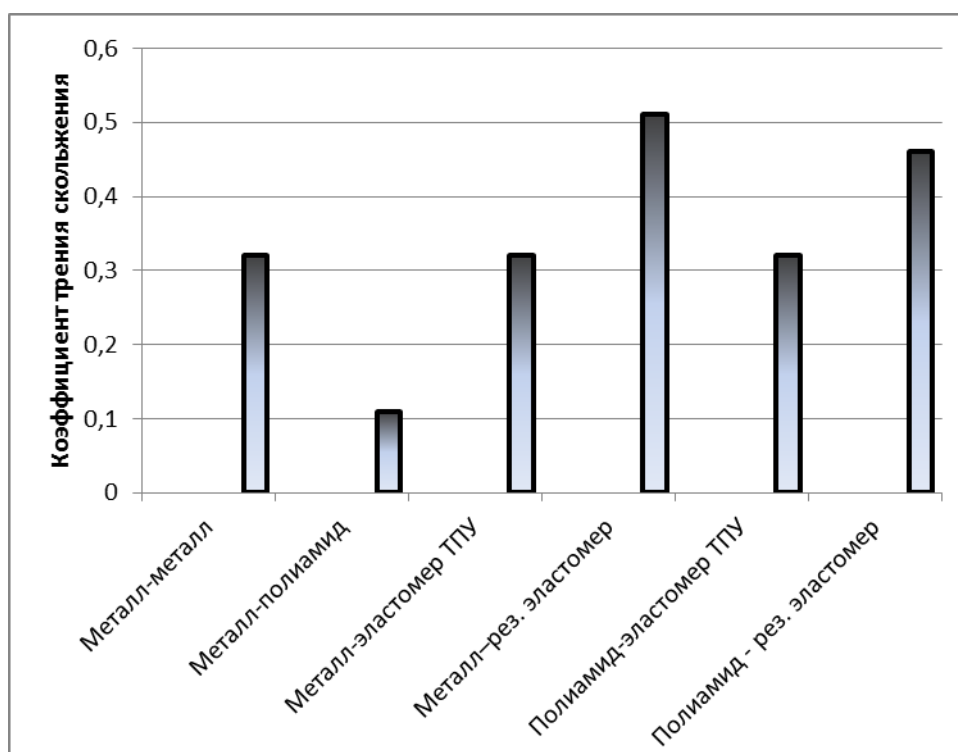


Рисунок 3.1 – Распределение коэффициента трения скольжения в зависимости от пары трения

Следовательно, рациональной парой трения в трибосопряжении «пятник-подпятник» для уменьшения противокрутящего момента сопротивления является металл - полиамид 6 с добавлением (15-30) % стекловолокна.

Новизна исследований заключается в том, что в ходе экспериментов были получены фактические коэффициенты трения скольжения с высокой степенью точности и достоверности для пар материалов не указанных в справочных данных.

В связи с тем, что материал трибосопряжения «пятник-подпятник» должен обладать высокой стойкостью к абразивному износу, проведены экспериментальные исследования различных модификаций (ударопрочных, стеклонаполненных, литых) полиамида 6 на истираемость по разработанной методике, предусматривающей вертикальный фиксируемый прижим образцов с одновременным вращением образцов вокруг своей оси и шлифовального круга, к которому они прижаты.

Результаты определения истираемости образцов (таблица 3.2, рисунок 3.2) показали:

- самый высокий показатель истираемости (2,50 мм) имеет ударопрочный полиамид марки ПА6-2У;
- другие ударопрочные марки полиамида: ПА6-ЛУ-1, ПА6-УМ1, а также не модифицированный ПА6, имеют средние показатели истираемости (1,30 мм -1,45 мм) среди всех образцов;
- стеклонаполненные полиамиды ПА6-5М, ПА6-8М, а также Капролон с добавлением MoS_2 , имеют показатели истираемости (0,80 мм -1,00 мм) в ~1,5 ниже, чем ударопрочные.

Среднеквадратические отклонения истираемости образцов не превышают 0,0206, значит мера разброса данных вокруг средней величины незначительная, а прецизионность результатов измерений высокая.

Значения коэффициента вариации не превышают 2,05 %. Следовательно, данные совокупности являются однородными, а результаты эксперимента - достоверными, имеют высокую сходимость.

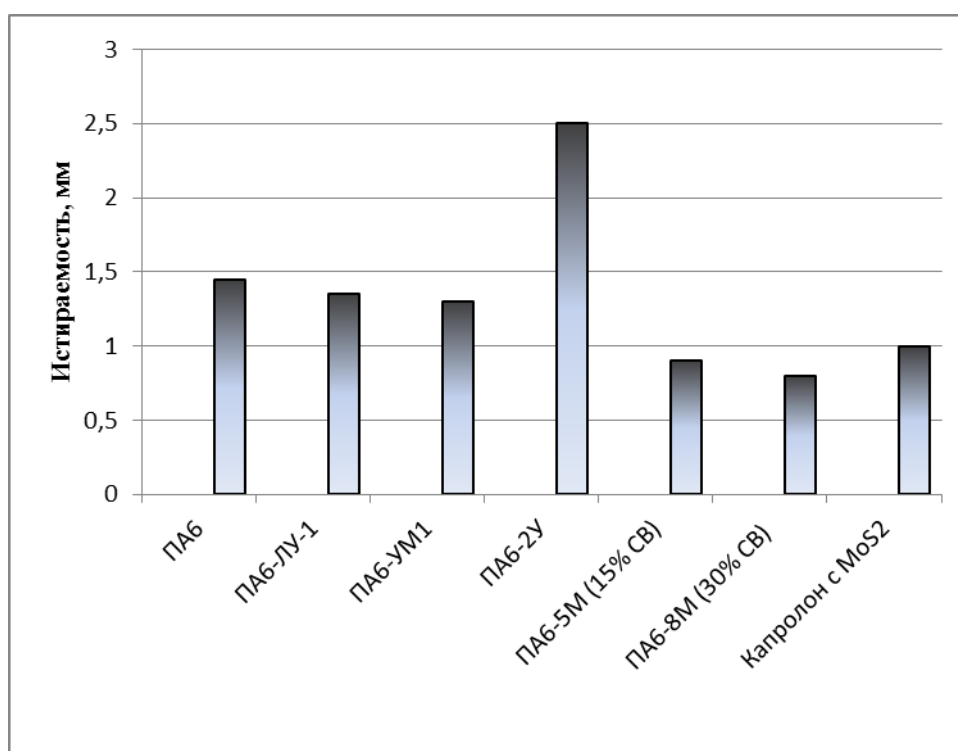


Рисунок 3.2 – Распределение истираемости образцов в зависимости модификации полиамида б

Таблица 3.2 – Результаты определения истираемости по уменьшению толщины различных марок полиамидных материалов

Марка материала	Фактические значения истираемости, мм	Среднее значение, мм	СКО	Коэффициент вариации, %
ПА6	1,45	1,45	0,0102	0,71
	1,43			
	1,46			
	1,45			
	1,44			
ПА6-ЛУ-1	1,35	1,35	0,0167	1,24
	1,38			
	1,33			
	1,34			
	1,35			
ПА6-УМ1	1,30	1,30	0,0133	1,02
	1,28			
	1,32			
	1,30			
	1,29			
ПА6-2У	2,50	2,50	0,0098	0,39
	2,52			
	2,49			
	2,50			
	2,50			
ПА6-5М (15% стекловолокна)	0,91	0,90	0,0141	1,57
	0,92			
	0,88			
	0,90			
	0,89			
ПА6-8М (30% стекловолокна)	0,82	0,80	0,0147	1,83
	0,78			
	0,81			
	0,81			
	0,79			
Капролон с добавлением MoS ₂	1,02	1,00	0,0206	2,05
	0,98			
	1,03			
	0,98			
	1,01			

Следовательно, наилучшую износостойкость имеют стеклонаполненные полиамиды 6 и Капролон с добавлением MoS_2 , что положительно скажется на долговечности вставки из данных материалов в трибосопряжение «пятник-подпятник».

Другими немаловажными показателями материала вставки с точки зрения работоспособности и безотказности в эксплуатационных условиях являются твердость и ударная вязкость. Эти характеристики были определены на образцах той же группы полиамидов.

Результаты определения твердости вдавливания шарика образцов (таблица 3.3, рисунок 3.3) показали:

- самую высокую твердость (330 Н/мм^2) имеет стеклонаполненный полиамид марки ПА6-8М (30% стекловолокна), несколько ниже твердость у полиамида марки ПА6-5М (15% стекловолокна);

- ударопрочные марки полиамида: ПА6-ЛУ-1, ПА6-УМ1, ПА6-2У, имеют показатели твердости (166 Н/мм^2 - 186 Н/мм^2) в $\sim 1,84$ раза ниже стеклонаполненных;

- самую низкую твердость (130 Н/мм^2) показал не модифицированный ПА6.

Среднеквадратические отклонения твердости вдавливания шарика образцов не превышают 5,88, значит мера разброса данных вокруг средней величины незначительная, а прецизионность результатов измерений высокая.

Значения коэффициента вариации не превышают 1,88%. Следовательно, данные совокупности являются однородными, а результаты эксперимента - достоверными, имеют высокую сходимость.

Таблица 3.3 – Результаты определения твердости вдавливания шарика различных марок полиамидных материалов

Марка материала	Фактические значения твердости, Н/мм ²	Среднее значение, Н/мм ²	СКО	Коэффициент вариации, %
ПА6	128	130	2,45	1,88
	133			
	133			
	128			
	128			
ПА6-ЛУ-1	164	166	2,94	1,77
	164			
	170			
	170			
	164			
ПА6-УМ1	188	186	2,94	1,58
	182			
	188			
	188			
	182			
ПА6-2У	175	174	2,00	1,15
	175			
	170			
	175			
	175			
ПА6-5М (15% стекловолокна)	308	315	5,88	1,87
	308			
	320			
	320			
	320			
ПА6-8М (30% стекловолокна)	333	330	5,20	1,57
	320			
	333			
	333			
	333			
Капролон с добавлением MoS ₂	202	200	3,20	1,60
	202			
	202			
	202			
	194			

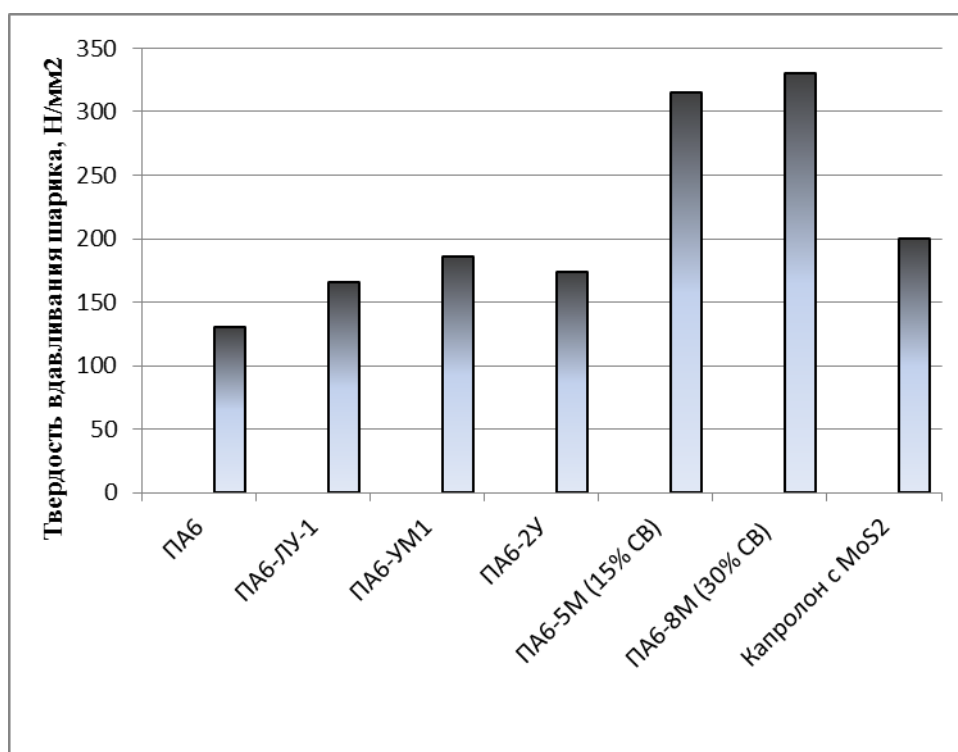


Рисунок 3.3 – Распределение твердости образцов в зависимости модификации полиамида 6

Следовательно, наибольшую твердость имеют стеклонаполненные полиамиды 6, причем, твердость возрастает с увеличением процентного содержания стекловолокна в материале, что, предпочтительно учитывая действующие на подпятник нагрузки.

Результаты определения ударной вязкости по Шарпи на образцах без надреза при температуре $(23 \pm 2)^\circ \text{C}$ (таблица 3.4) показали следующее:

- ударопрочные марки полиамида: ПА6-ЛУ-1, ПА6-УМ1, ПА6-2У, а также не наполненный полиамид 6, не разрушаются под ударом маятника с потенциальной энергией 150 Дж;

- стеклонаполненные полиамиды ПА6-5М, ПА6-8М имеют показатели ударной вязкости (56-64 кДж/м²), которые уменьшаются при увеличении процентного содержания стекловолокна в их составе;

- показатель ударной вязкости Капролона с добавлением MoS₂ составляет 110,75 кДж/м².

Таблица 3.4 – Результаты определения ударной вязкости по Шарпи на образцах без надреза при температуре $(23\pm 2)^\circ\text{C}$ различных марок полиамидных материалов

Марка материала	Фактические значения ударной вязкости, кДж/м ²	Среднее значение, кДж/м ²	СКО	Коэффициент вариации, %
ПА6	Без разрушения	Без разрушения	-	-
	Без разрушения			
	Без разрушения			
	Без разрушения			
	Без разрушения			
ПА6-ЛУ-1	Без разрушения	Без разрушения	-	-
	Без разрушения			
	Без разрушения			
	Без разрушения			
	Без разрушения			
ПА6-УМ1	Без разрушения	Без разрушения	-	-
	Без разрушения			
	Без разрушения			
	Без разрушения			
	Без разрушения			
ПА6-2У	Без разрушения	Без разрушения	-	-
	Без разрушения			
	Без разрушения			
	Без разрушения			
	Без разрушения			
ПА6-5М (15% стекловолокна)	61,25	64,00	2,55	3,98
	63,75			
	66,25			
	61,25			
	67,50			
ПА6-8М (30% стекловолокна)	57,50	55,75	1,27	2,29
	55,00			
	56,25			
	53,75			
	56,25			
Капролон с добавлением MoS ₂	112,50	110,75	2,32	2,09
	113,75			
	108,75			
	107,50			
	111,25			

Следовательно, показатели ударной вязкости стеклонаполненных полиамидов 6 при температуре 23 ± 2 °С значительно ниже ударопрочных.

Среднеквадратические отклонения ударной вязкости образцов при температуре 23 ± 2 °С не превышают 2,55, значит мера разброса данных вокруг средней величины незначительная, а прецизионность результатов измерений высокая.

Значения коэффициента вариации не превышают 3,98%. Следовательно, данные совокупности являются однородными, а результаты эксперимента - достоверными, имеют высокую сходимость.

Результаты определения ударной вязкости по Шарпи на образцах без надреза при температуре (-60_{-2}) °С (таблица 3.5) показали следующее:

- наибольшую ударную вязкость (135 кДж/м²) показал полиамид марки ПА6-2У;

- другие ударопрочные марки полиамида: ПА6-ЛУ-1, ПА6-УМ1 обладают ударной вязкостью - $(78,0-110,5)$ кДж/м²;

- показатель ударной вязкости Капролона с добавлением MoS₂ ниже, чем у ударопрочных полиамидов и составляет $55,5$ кДж/м²;

- ударная вязкость стеклонаполненных полиамидов ПА6-5М, ПА6-8М, ниже 50 кДж/м².

Среднеквадратические отклонения ударной вязкости образцов при температуре (-60_{-2}) °С не превышают 2,81, значит мера разброса данных вокруг средней величины незначительная, а прецизионность результатов измерений высокая.

Значения коэффициента вариации не превышают 3,60 %. Следовательно, данные совокупности являются однородными, а результаты эксперимента - достоверными, имеют высокую сходимость.

Следовательно, показатели ударной вязкости стеклонаполненных полиамидов 6 при температуре (-60_{-2}) °С значительно ниже ударопрочных, поэтому они нуждаются в дополнительном демпфировании возникающих при эксплуатации ударных воздействий.

Таблица 3.5 – Результаты определения ударной вязкости по Шарпи на образцах без надреза при температуре (-60,2)°С различных марок полиамидных материалов

Марка материала	Фактические значения ударной вязкости, кДж/м ²	Среднее значение, кДж/м ²	СКО	Коэффициент вариации, %
ПА6	77,50	78,00	2,81	3,60
	75,00			
	81,25			
	81,25			
	75,00			
ПА6-ЛУ-1	93,75	97,00	2,18	2,25
	96,25			
	98,75			
	96,25			
	100,00			
ПА6-УМ1	113,75	110,50	2,18	1,97
	111,25			
	111,25			
	108,75			
	107,50			
ПА6-2У	137,50	135,75	1,87	1,38
	135,00			
	136,25			
	132,50			
	137,50			
ПА6-5М (15% стекловолокна)	Менее 50	-	-	-
ПА6-8М (30% стекловолокна)	Менее 50	-	-	-
Капролон с добавлением MoS ₂	58,75	55,50	1,87	3,37
	53,75			
	55,00			
	53,75			
	56,25			

Материалы для экспериментальных исследований упруго-гистерезисных свойств демпфирующего элемента вставки в трибосопряжение «пятник-подпятник» выбраны по результатам проведенных комплексных исследований полимерных материалов различных типов [195-197]. В связи с тем, что основной функцией эластомерного элемента вставки является демпфирование, возникающих динамических (циклических и ударных) нагрузок в широком диапазоне температур окружающего воздуха, то в армировании материала с целью придания дополнительной жесткости нет необходимости. Поэтому в качестве материалов для исследования упруго-гистерезисных свойств полимерной эластичной прокладки в трибосопряжении «пятник-подпятник» выбраны:

- морозостойкий резиновый композит с добавлением противостарителя сэвилена в количестве (3-5) % от общей массы (далее резиновый эластомер);
- термопластичный полиуретан повышенной плотности, наполненный молекулярным газом (далее эластомер ТПУ).

Результаты исследования упруго-гистерезисных свойств резинового эластомера (таблица 3.6, рисунки 3.5-3.8) показали следующее:

- статическая, динамическая жесткости при температуре +23 °С, а также динамическая жесткость при температуре –40 °С, повышаются в ~1,4 раза при увеличении диапазона амплитуды нагрузок с (20-90) кН до (20-180) кН;

- коэффициенты жесткости при температурах +23 °С и –40 °С, а также относительный гистерезис и полезная упругость при увеличении диапазона амплитуды нагрузок, с учетом допускаемой погрешности эксперимента практически не изменяются, следовательно, являются постоянными для каждого материала и не зависят от внешних факторов;

- механические потери за цикл деформации при температурах +23 °С и –40 °С при увеличении диапазона амплитуды нагрузок повышаются в 3,57 раза;

- аналогичным образом изменяются параметры упруго-гистерезисных свойств резинового эластомера толщиной 7 мм при увеличении диапазона амплитуды нагрузок с (20-90) кН до (20-180) кН.

- статическая, динамическая жесткости при температуре +23 °С, а также динамическая жесткость при температуре -40 °С, повышаются в ~2 раза при уменьшении толщины материала в 2 раза, т.е. обратно пропорционально толщине, что было получено также и на других типах материалов [196, 197];

- коэффициенты жесткости при температурах +23 °С и -40 °С, а также относительный гистерезис и полезная упругость при уменьшении толщины материала в 2 раза, практически не изменяются, следовательно, являются постоянными для каждого материала и не зависят от толщины, что было доказано и на других типах материалов [199];

- механические потери за цикл деформации при температурах +23 °С и -40 °С при уменьшении толщины материала в 2 раза, снижаются прямо пропорционально уменьшению толщины;

- с понижением температуры до -40 °С резиновый эластомер продолжает работать в области высокоэластической деформации и выполнять свои демпфирующие функции;

- значение частоты в низкочастотном диапазоне (4-10) Гц не оказывает существенного влияния на параметры упруго-гистерезисных свойств эластомеров

Таблица 3.6 - Упруго-гистерезисные свойства образцов резинового эластомера толщиной 7 мм и 14 мм при амплитудах нагрузок (20-90) кН, частоте 10 Гц и (20-180) кН, частоте 4 Гц, температурах +23 °С и –40 °С

Характеристика	Толщина 14 мм		Толщина 7 мм	
	(20-90) кН, 10 Гц	(20-180) кН, 4 Гц	(20-90) кН, 10 Гц	(20-180) кН, 4 Гц
Статическая жесткость, кН/мм, при температуре: +23 °С	72,05	99,96	144,11	192,96
Динамическая секущая жесткость, кН/мм, при температуре: +23 °С	154,4	209,06	308,79	418,11
–40 °С	296,07	409,84	592,15	791,14
Коэффициент жесткости при температуре: +23 °С	2,14	2,09	2,14	2,17
–40 °С	4,11	4,10	4,11	4,10
Коэффициент механических потерь (относительный гистерезис) при температуре: +23 °С	2,86	2,89	2,86	2,89
–40 °С	2,18	2,20	2,18	2,20
Полезная упругость, %, при температуре: +23 °С	33,27	34,39	33,27	34,39
–40 °С	44,69	44,75	44,69	44,75
Механические потери за цикл, Дж/см ³ , при температуре: +23 °С	16,64	59,37	8,32	29,68
–40 °С	12,68	45,27	6,34	22,63

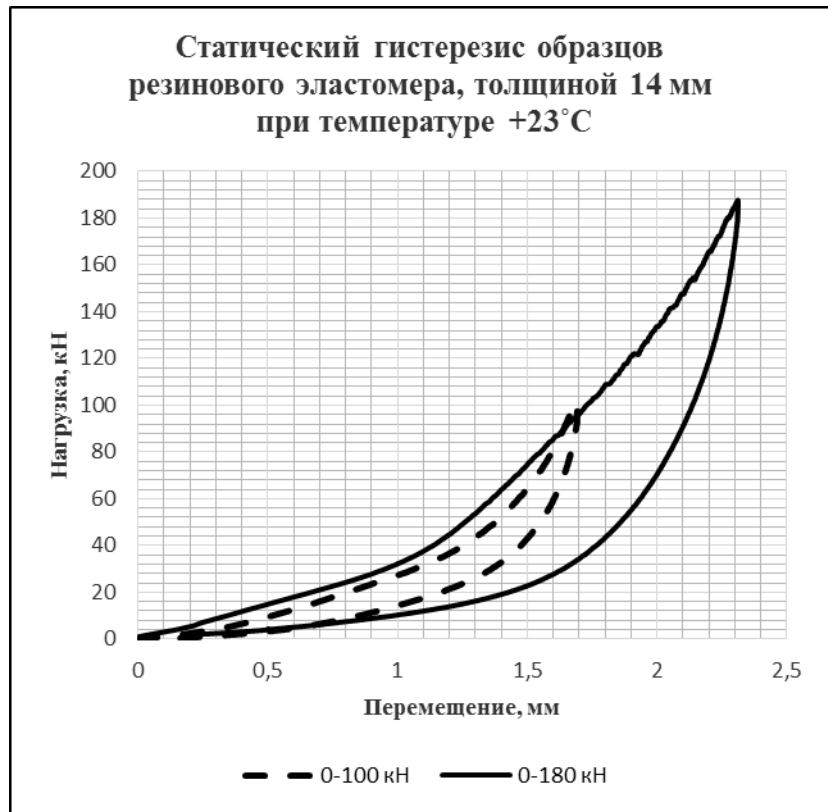


Рисунок 3.4 – Диаграмма статического сжатия резинового эластомера толщиной 14 мм при температуре +23 °С с различной амплитудой нагрузок

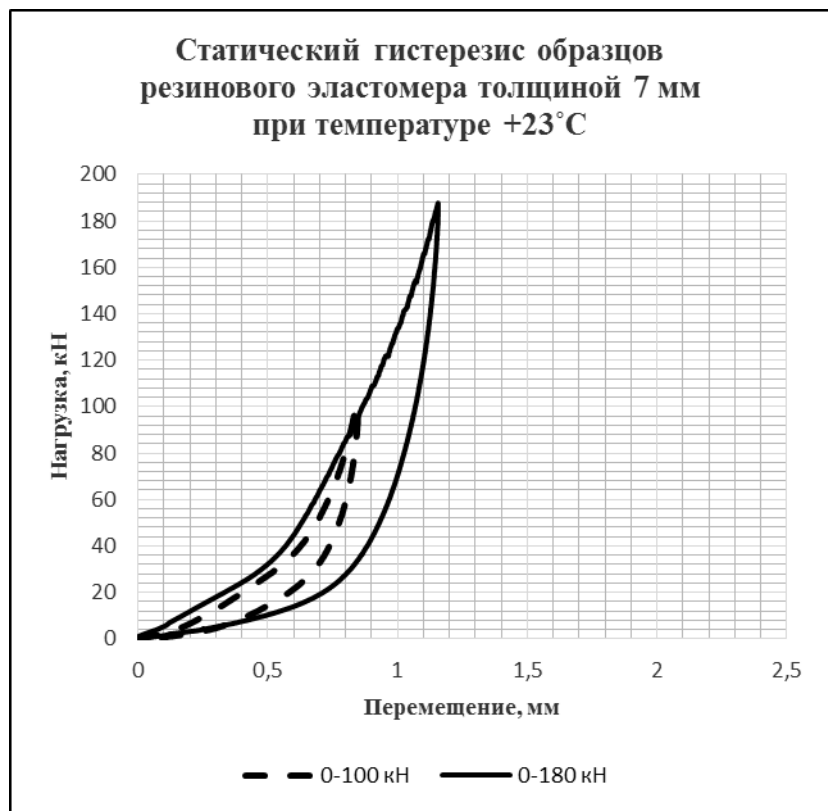


Рисунок 3.5 - Диаграмма статического сжатия резинового эластомера толщиной 7 мм при температуре +23 °С с различной амплитудой нагрузок

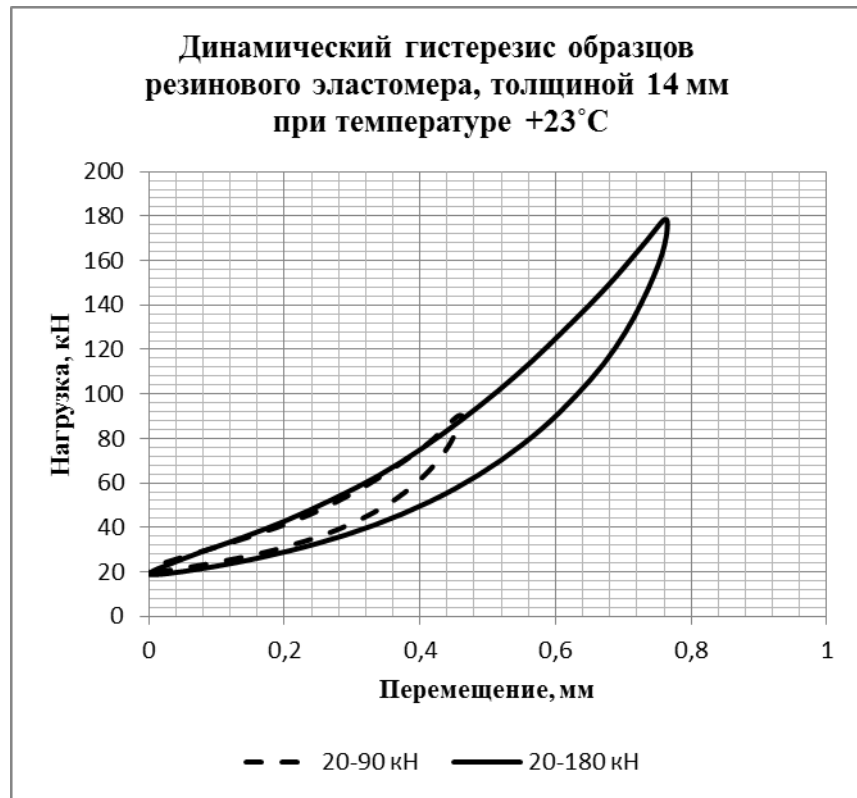


Рисунок 3.6 – Диаграмма динамического сжатия резинового эластомера толщиной 14 мм при температуре +23 °С с различной амплитудой нагрузок

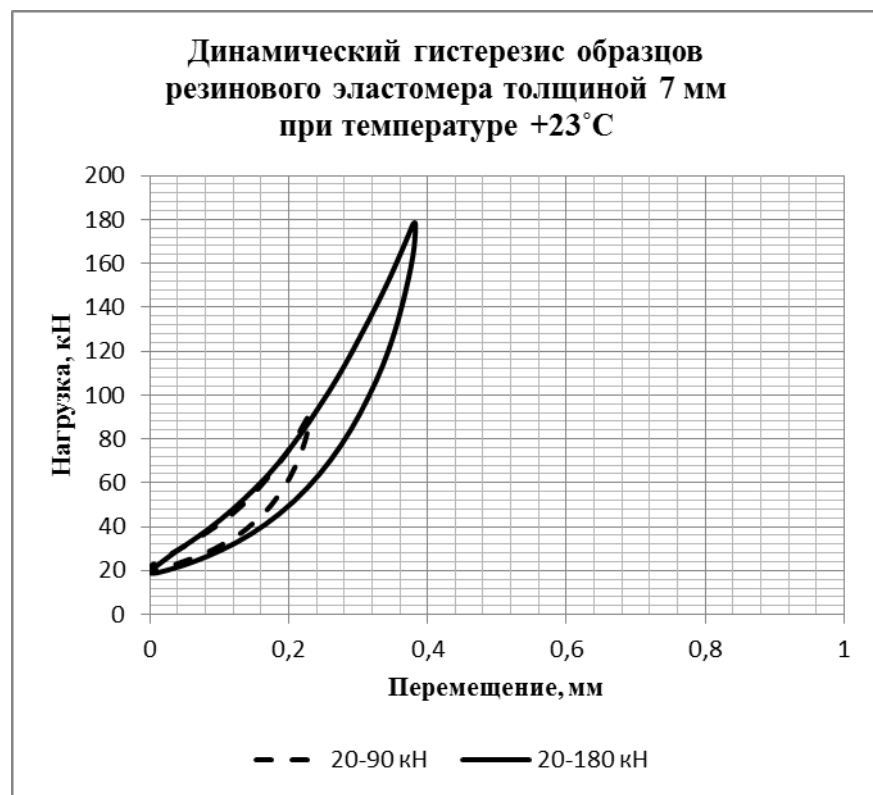


Рисунок 3.7 - Диаграмма динамического сжатия резинового эластомера толщиной 7 мм при температуре +23 °С с различной амплитудой нагрузок

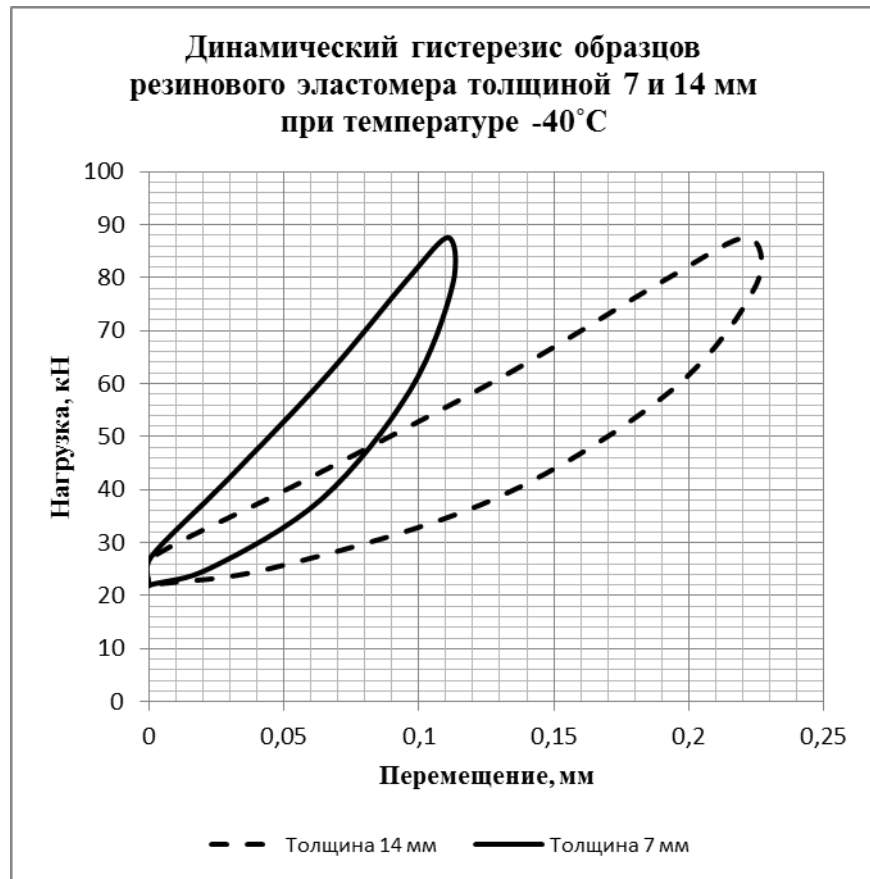


Рисунок 3.8 – Диаграмма динамического сжатия резинового эластомера толщиной 7 мм и 14 мм при температуре -40 °С с частотой 10 Гц

Результаты экспериментальных исследований упруго-гистерезисных свойств эластомера ТПУ (рисунки 3.9, 3.10) показали, что его статическая жесткость (142 кН/мм) при температуре +23 °С практически соответствует жесткости резинового эластомера (144,1 кН/мм), а с понижением температуры до -40 °С она существенно не повышается и составляет 148 кН/мм, что также характерно для резинового эластомера. Следовательно, эластомер ТПУ по упруго-гистерезисным свойствам является аналогом резинового эластомера.

Следует также отметить, что полученные на исследованных эластомерных материалах коэффициенты жесткости находятся в допустимых пределах в соответствии с европейскими нормами для амортизирующих материалов верхнего строения железнодорожного пути [198], следовательно, сами материалы имеют хорошую демпфирующую способность при динамических нагрузках и могут применяться для элементов вагона.

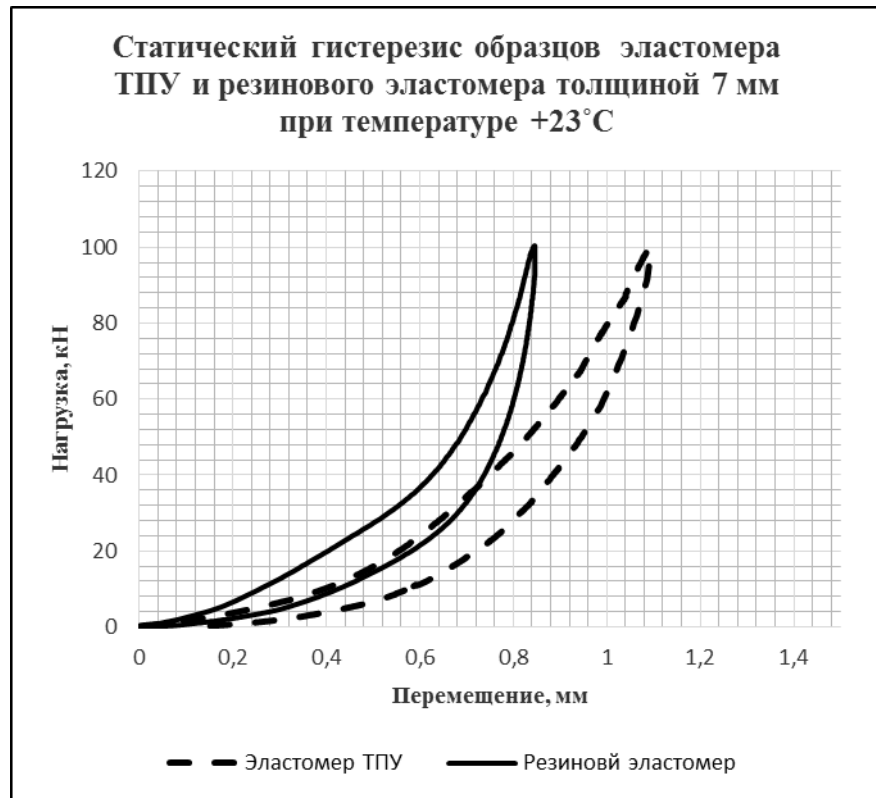


Рисунок 3.9 – Диаграмма статического сжатия резинового эластомера и эластомера ТПУ толщиной 7 мм при температуре +23 °С

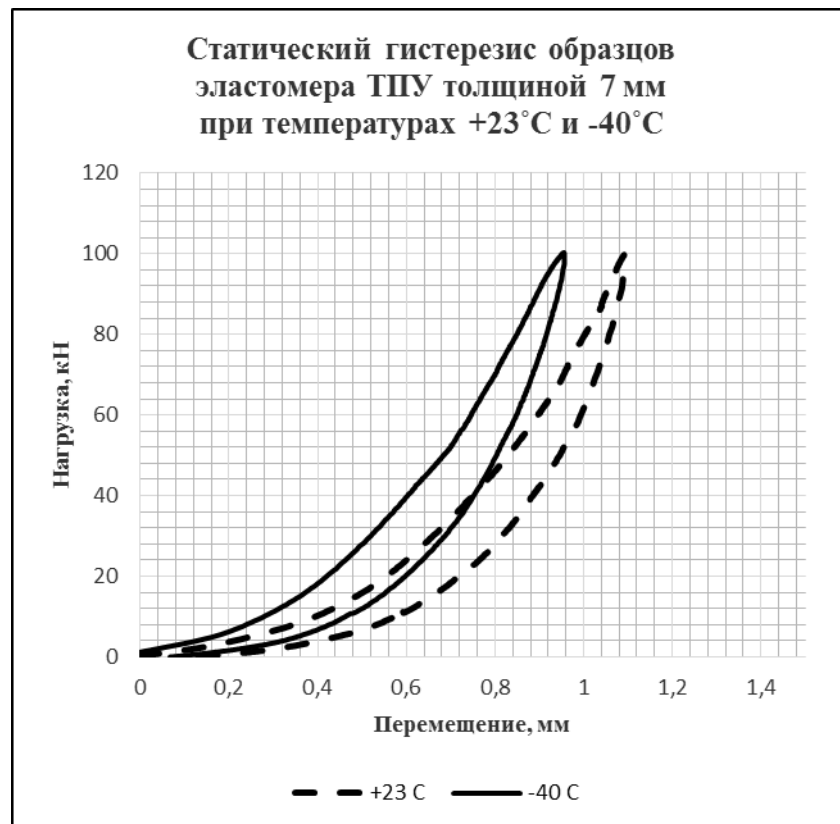


Рисунок 3.10 – Диаграмма статического сжатия эластомера ТПУ толщиной 7 мм при температурах +23 °С и -40 °С

Оценка работоспособности эластомерных композитов в течение межремонтного периода проведена по результатам ресурсных испытаний данных материалов в составе узла рельсового скрепления в соответствии с нормативным документом ОАО «РЖД» СТО РЖД 08.016 «Рельсовые скрепления. Методика стендовых испытаний».

Испытание скрепления и его элементов на ресурс заключалось в регулярном нагружении узла скрепления наклонной поперечной силой, приложенной к головке отрезка рельса, закреплённого на подрельсовой площадке шпалы посредством испытываемого узла скрепления, причем, вертикальная составляющая соответствовала 10 кН, а горизонтальная – 5 кН на каждый узел.

Испытания проводили в условиях циклического температурного воздействия окружающей среды, моделирующих сезонные изменения в эксплуатации. В процессе испытаний периодически осуществляли термоциклы (воздействие циклов нагревания – охлаждения) узлов скрепления в диапазоне температур от минус 40 °С до плюс 40 °С. График реализации во время испытаний одного термоцикла, моделирующего сезонные изменения температуры во время эксплуатации, приведен на рисунке 3.11.

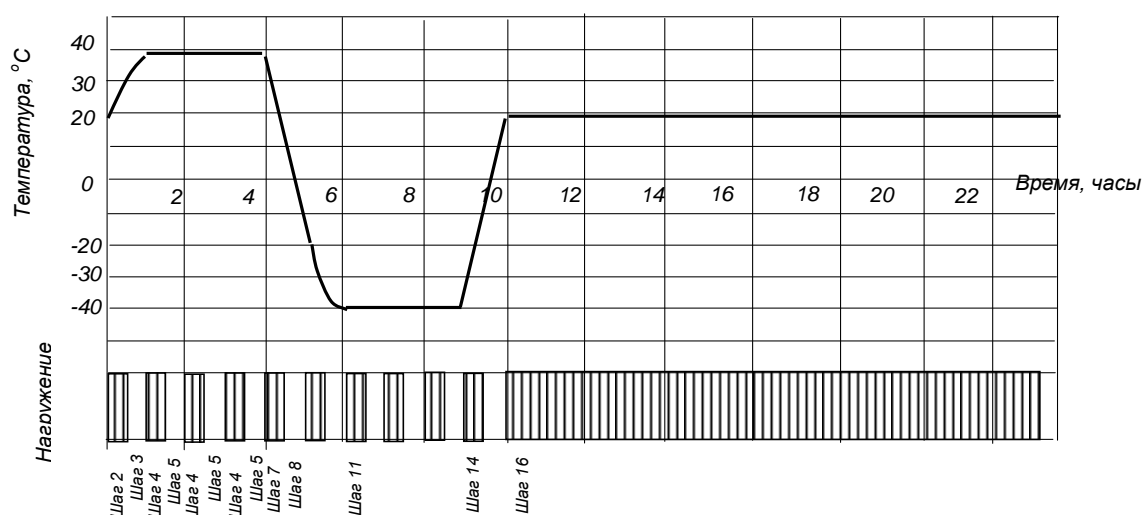


Рисунок 3.11 – Цикл изменения температуры на контактах рельса и шпалы с прокладкой-амортизатором и в других контрольных точках во время испытаний скреплений на ресурс и циклы регулярного нагружения

В качестве испытательного оборудования применяли разработанный РУТ (МИИТ) стенд для ресурсных испытаний [199] и пульсатор ЦДМ Пу-200 (рисунки 3.12-3.14).

Температурное воздействие комбинировали с механическим регулярным нагружением. В процессе испытаний на базе 5 млн. циклов нагружений реализовывали 15 термоциклов. Общая база испытаний составила 10 млн. циклов нагружений.

Анализ работоспособности эластомерных материалов оценивали по изменению основных характеристик, определенных до и после испытаний: толщины амортизатора и статической жесткости.



Рисунок 3.12 – Ресурсные испытания полиуретанового эластомера с иммитацией краевого опирания на стенде РУТ (МИИТ)



Рисунок 3.13 – Ресурсные испытания резинового эластомера на испытательной машине ЦДМ Пу-200 (цикл нагрева)



Рисунок 3.14 – Ресурсные испытания резинового эластомера на испытательной машине ЦДМ Пу-200 (цикл охлаждения)

Результаты анализа показали, что уменьшение толщины амортизаторов не превысило 8%, а увеличение статической жесткости не превысило 10%. Следовательно, демпфирующие свойства эластомерных элементов после регулярного циклического нагружения в сочетании с термоциклированием остаются в допустимых пределах, что подтверждает возможность их применения в элементах вагона в течение длительного времени.

3.2 Выбор материалов и конструкции вставки в трибосопряжение« пятник-подпятник»

В соответствии с условиями эксплуатации вставка в трибосопряжение« пятник-подпятник» должна обладать низким коэффициентом трения для снижения противокрутящего момента, высокими показателями износостойкости, прочности, твердости, жесткости, обеспечивающими ее безотказность в течение межремонтного периода.

Однако совместить в одном материале все необходимые эксплуатационные и технологические требования не всегда представляется возможным или является экономически нецелесообразным. Поэтому, рациональным решением данной задачи может быть создание конструкций из различных совокупностей материалов, так называемых «сэндвичей», что было предложено в работах [200-203].

Целесообразность применения полимеров в качестве конструкционных материалов определяется высокопроизводительными способами производства, низкой себестоимостью, широкими возможностями варьирования физико-механическими свойствами путем модифицирования, уменьшением массы изделия, увеличением его долговечности и др. В результате внедрения полимеров высвобождаются ресурсы металла, а благодаря уменьшению отходов при переработке и возможности вторичной переработки существенно повышается коэффициент использования материалов, который примерно в 2 раза выше, чем для металлов.

Анализ результатов экспериментальных исследований различных полимерных материалов показал, что наименьший коэффициент трения скольжения 0,11 достигается в трибосопряжении «металл - полиамид 6 с добавлением (15-30) % стекловолокна». Следовательно, верхним элементом сэндвича, устанавливаемого в подпятник, должен быть стеклонаполненный полиамид 6 или аналогичный ему по фрикционным свойствам литой полиамид 6 с добавлением MoS_2 .

Кроме того, наилучшей износостойкостью обладают также стеклонаполненные полиамиды 6 и Капролон с добавлением MoS_2 , что положительно скажется на долговечности вставки из данных материалов в трибосопряжении «пятник-подпятник».

Следует отметить, что и наибольшую твердость имеют стеклонаполненные полиамиды 6, которая возрастает с увеличением процентного содержания стекловолокна в материале, и является предпочтительным преимуществом при выборе материала, учитывая действующие на подпятник нагрузки.

Однако, показатели ударной вязкости стеклонаполненных полиамидов 6 при температурах $+23\text{ }^\circ\text{C}$ и $-60\text{ }^\circ\text{C}$ значительно ниже ударопрочных.

Следовательно, стеклонаполненные полиамиды нуждаются в дополнительном демпфировании возникающих при эксплуатации ударных воздействий. Поэтому требуется введение в трибосопряжении «пятник-подпятник» амортизирующего элемента.

Таковыми элементами по результатам экспериментальных исследований упруго-гистерезисных свойств могут служить:

- морозостойкий резиновый композит с добавлением противостарителя сэвилена в количестве (3-5) % от общей массы (далее резиновый эластомер);
- термопластичный полиуретан повышенной плотности, наполненный молекулярным газом(далее эластомер ТПУ).

Данные эластомеры показали высокие упруго-гистерезисные свойства при положительных и отрицательных ($-40\text{ }^\circ\text{C}$) температурах, что положительно скажется на степени демпфирования ударных нагрузок в различных климатических зонах эксплуатации.

Коэффициенты жесткости данных материалов находятся в допустимых пределах в соответствии с европейскими нормами для амортизирующих материалов верхнего строения железнодорожного пути [198], что подтверждает возможность их применения в качестве демпферов элементов вагона.

Таким образом, дополнительная вставка в подпятниковую зону наддрессорной балки должна состоять из двухкомпонентного сэндвича верхним элементом которого является кольцевая полиамидная износостойкая вставка (капролон с добавлением дисульфида молибдена или полиамид 6 с добавлением (15-30) % стекловолокна), а нижним - кольцевая полимерная эластичная прокладка из резинового композита с высокомолекулярным противостарителем – сэвиленом или термопластичного полиуретана повышенной плотности, наполненного молекулярным газом (рисунок 3.15) [214]. Наружный диаметр вставки должен соответствовать внутреннему диаметру подпятника с учетом минусового допуска на размер, а диаметр центрального отверстия – наружному диаметру шкворня с учетом плюсового допуска на размер. Для установки под сферический пятник возможно исполнение верхней поверхности кольцевой полиамидной износостойкой вставки в форме полусферы.

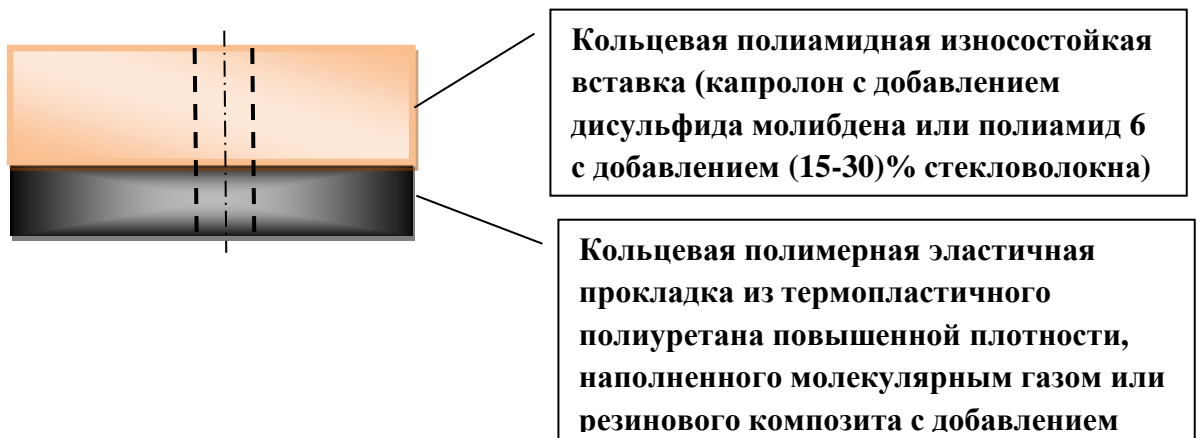


Рисунок 3.15 – Схема разработанного варианта антифрикционной износостойкой вставки в виде двухкомпонентного сэндвича

Разработанный вариант антифрикционной износостойкой вставки в подпятник наддрессорной балки грузового вагона обеспечит низкий коэффициент трения 0,11, высокую износостойкость и жесткость за счет верхнего слоя, и демпфирование ударных нагрузок при прохождении вагоном различных неровностей пути за счет нижнего эластомерного слоя.

Выводы по третьему разделу

1. Рациональной парой трения в трибосопряжении «пятник-подпятник» для уменьшения противокрутящего момента сопротивления является металл - полиамид 6 с добавлением (15-30) % стекловолокна(или аналогом литым полиамидом 6 (капролоном) с добавлением MoS_2), коэффициент трения которой 0,11, что в ~ 3 раза ниже коэффициента трения пары «металл-металл».

2. Новизной проведенных исследований являются полученные экспериментально фактические коэффициенты трения скольжения с высокой степенью точности и достоверности для пар трения материалов, не указанных в справочных данных.

3. Анализ экспериментальных исследований физико-механических свойств различных полимерных материалов показал, что наибольшей износостойкостью и твердостью обладают стеклонаполненные полиамиды 6 и Капролон с добавлением MoS_2 , что положительно скажется на работоспособности и долговечности вставки из данных материалов в трибосопряжение «пятник-подпятник».

4. Для демпфирования ударных нагрузок, воздействующих на износостойкую вставку при эксплуатации, по результатам анализа упруго-гистерезисных свойств предложены морозостойкие эластомеры: резиновый композит с добавлением противостарителя сэвилена в количестве (3-5) % от общей массы и термопластичный полиуретан повышенной плотности, наполненный молекулярным газом.

6. Демпфирующие свойства эластомерных элементов после регулярного циклического нагружения в сочетании с термоциклированием на базе 10 млн циклов остаются в допустимых пределах(падение не более 8-10 %), что подтверждает возможность их применения в элементах вагона в течение длительного времени.

5. Разработан вариант антифрикционной износостойкой вставки в подпятник надрессорной балки грузового вагона в виде сэндвича, имеющий

верхний компонент с низким коэффициентом трения (0,11) и нижний эластомерный компонент для демпфирования ударных нагрузок при прохождении вагоном различных неровностей пути.

4 ВЛИЯНИЕ АНТИФРИКЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ПЯТНИК-ПОДПЯТНИК» С ИЗНОСОСТОЙКОЙ, КОМПОЗИТНОЙ СЭНДВИЧ-ПРОКЛАДКОЙ НА МОМЕНТ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВОРОТУ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

4.1 Расчет момента сил трения повороту тележки грузового вагона

Наиболее опасным стационарным режимом движения вагона с точки зрения возможности схода его колёсных пар с рельсов является прохождение вагоном кривых участков пути малого радиуса.

Известно, что прохождение тележкой кривого участка пути сопровождается проскальзыванием, т.к. внутреннее колесо проходит меньший путь, чем наружное. Уменьшение эффекта проскальзывания достигается за счет переменного диаметра поверхности катания колеса. В момент вхождения тележки в кривую радиусом R (рисунок 4.1), первая по направлению движения колесная пара своим наружным колесом набегаёт на внутреннюю грань наружного рельса, вследствие чего между гребнем колеса и рельсом возникает усилие Y_1 , которое заставляет поворачиваться тележку. При этом, место контакта колеса и рельса смещается от центрального положения вперед на небольшое расстояние (ε), которое определяется по формуле:

$$\varepsilon = (r+t) \cdot \operatorname{tg}(\beta) \cdot \operatorname{tg}(\psi), \quad (4.1)$$

где r - радиуса колеса;

β - угла наклона бандажа;

ψ - угол набегания колесной пары.

Аналогичный процесс происходит со 2-ой по ходу движения колесной парой только уже с внутренним колесом. Направляющие силы создают момент, который заставляет поворачивать тележку в плане. Условием безопасного прохождения вагоном кривого участка пути является превышение момента

поворота над моментом сопротивления повороту тележки. Момент сопротивления повороту или противокрутящий момент складывается из момента сопротивления в узле пятник-подпятник и в случае опирания на скользуны - в скользунах, а также сил трения, возникающих в точках контакта колеса и рельса.

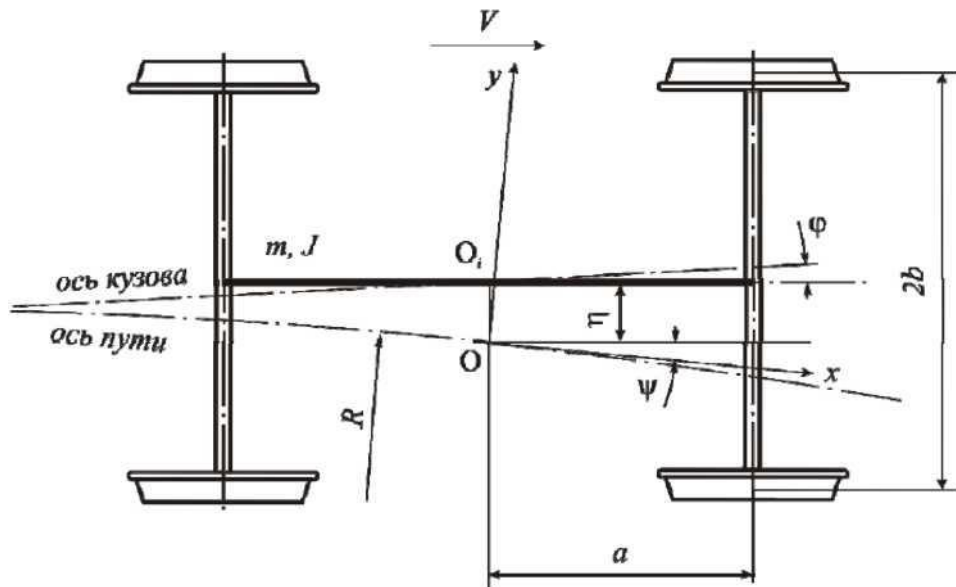


Рисунок 4.1 – Расчетная схема движения тележки грузового вагона в кривых

Для решения задач по снижению динамических нагрузок между гребнями колес и боковыми поверхностями головки рельса при вписывании вагона в кривые необходимо знать параметры, влияющие на величину противокрутящего момента.

В диссертационной работе В.Н. Филиппова [34] приведен расчет моментов горизонтальных сил сухого трения ($M_{тр}$), возникающих при относительных поворотах тележек, соединительных балок и кузова восьмиосного вагона при кромочном опирании на пятник с учетом сил сухого трения, позволяющий применить разные пары трения в пятниках и на скользунах (формула 1.1).

В работе ученых УрГУПС [85-86, 204-205] рассмотрено влияние параметров боковых скользунов постоянного контакта на момент сопротивления повороту тележки шестиосного грузового вагона, разработана методика выбора конструктивных параметров боковых скользунов постоянного контакта,

обеспечивающих нормативные эксплуатационные динамические характеристики грузовых вагонов.

В соответствии с методикой нагрузка от кузова вагона N , приходящаяся на одну тележку, рассчитывается по формуле:

$$N = \frac{T \cdot g - n \cdot m_t \cdot g}{n}, \quad (4.2)$$

где T – тара вагона, кг;

P – грузоподъемность, кг;

n – количество тележек;

m_t – масса одной тележки, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

При этом, максимально допустимая доля нагрузки в соответствии с нормативными документами, приходящаяся на один боковой скользящий $N_{ск}$ от общей нагрузки на тележку [85, 86] составит:

$$N_{ск} = \frac{0,85N}{2} \quad (4.3)$$

Доля нагрузки, приходящейся на подпятник N_n , от общей нагрузки на одну тележку:

$$N_n = 0,15 N \quad (4.4)$$

В общем виде:

$$N_n = (1-k) \cdot N, \quad (4.5)$$

где k – доля нагрузки, приходящейся на боковые скользящие.

Для двухосной тележки:

$$N_{ск} = \frac{kN}{2} \quad (4.6)$$

Противокрутящий момент, возникающий в процессе поворота при отсутствии перевалки кузова на боковые скользящие (опирание кузова только на подпятник), определяют аналогично моменту трения на кольцевой пяте винтовых домкратов:

$$M_{ням} = \frac{1}{3} \cdot N \cdot \mu_n \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}, \quad (4.7)$$

$$M_{\text{пям}} = \frac{2}{3} \cdot N \mu_n \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}, \quad (4.8)$$

где μ_n – коэффициент трения пятника по подпятнику;

R – наружный радиус опорной поверхности подпятника, м;

r – внутренний радиус опорной поверхности подпятника, м.

При опирании кузова на подпятник и боковые скользуны суммарный момент сопротивления состоит из момента сил в узле «пятник-подпятник» и момента сил трения в боковых скользунах:

$$\Sigma M(F) = M^*_{\text{пям}} + 2F_{\text{ск}} \cdot b_{\text{ск}}, \quad (4.9)$$

где $M^*_{\text{пям}}$ – момент сил трения, возникающий от доли нагрузки кузова, приходящейся на подпятник тележки, Нм;

$F_{\text{ск}}$ – сила трения, возникающая между боковыми скользунами кузова с одной стороны вагона, Н;

$b_{\text{ск}}$ – расстояние от центра подпятника до центра бокового скользуна, м.

$$M^*_{\text{пям}} = \frac{2}{3} N (1-k) \cdot \mu_n \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \quad (4.10)$$

Величину силы трения, возникающую на опорных поверхностях боковых скользунов кузова вагона, можно рассчитать по формуле:

$$F_{\text{ск}} = \frac{k \cdot N \cdot \mu_{\text{ск}}}{2}, \quad (4.11)$$

где $\mu_{\text{ск}}$ – коэффициент трения на опорных поверхностях боковых скользунов.

Тогда, формулу расчета момент сопротивления, возникающий в процессе поворота кузова вагона, в общем случае можно записать в следующем виде:

$$\Sigma M(F) = \frac{2}{3} N (1-k) \cdot \mu_n \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} + k \cdot N \cdot \mu_{\text{ск}} \cdot b_{\text{ск}} \quad (4.12)$$

Для расчета момента сопротивления разработана программа в системе *Borland C++ Builder*, ввод исходных данных в которую осуществляется в диалоговом режиме.

4.2 Анализ влияния антифрикционных характеристик трибосопряжения «пятник-подпятник» с износостойкой композитной сэндвич-прокладкой на момент сил сопротивления повороту тележки грузового вагона

На основе представленных в разделе 4.1 зависимостей и экспериментально полученных значений коэффициентов трения скольжения различных пар материалов (раздел 3.1) проведены расчеты моментов сил сопротивления повороту двухосной тележки грузового вагона для разных схем опирания кузова в груженом и порожнем режиме работы.

В качестве исходных данных для расчета выбраны следующие характеристики четырехосного полувагона:

$$P = 35000 \text{ кг}, 69500 \text{ кг}, 75000 \text{ кг}$$

$$T = 24000 \text{ кг}$$

$$m_t = 4680 \text{ кг}$$

$$n = 2$$

$$b_{ск} = 0,762 \text{ м}$$

$$R = 0,152 \text{ м}$$

$$r = 0,04 \text{ м}$$

Суммарный момент сопротивления повороту одной тележки грузового вагона зависит от доли вертикальной нагрузки кузова, приходящейся на подпятник и перераспределение ее между подпятником и скользунном, коэффициентов трения на трибосопрягаемых поверхностях, приведенного радиуса трения, расстояния от центра пятника до центра скользуна (плеча действия силы).

Результаты расчетов (таблица 4.1, рисунок 4.2) показали, что в случае применения предлагаемой износостойкой композитной сэндвич-прокладки с

коэффициентом трения 0,11 между пятником и кольцевой износостойкой вставкой уменьшается момент сопротивления повороту при опирании полностью на подпятник в 2,91 раза.

Таблица 4.1 – Расчетные значения момента сопротивления повороту в зависимости от коэффициента трения в подпятнике при схеме опирания только на подпятник

Характеристика	Численное значение характеристики		
	Грузоподъемность вагона, кг	35000	69500
Тара вагона, кг	24000	24000	24000
Коэффициент трения подпятника 0,32			
Σ Момент сопротивления порожнего вагона, кН/м	2,46	2,46	2,46
Σ Момент сопротивления груженого вагона, кН/м	4,30	10,09	11,01
Коэффициент трения подпятника 0,25			
Σ Момент сопротивления порожнего вагона, кН/м	1,92	1,92	1,92
Σ Момент сопротивления груженого вагона, кН/м	3,36	7,88	8,60
Коэффициент трения подпятника 0,11			
Σ Момент сопротивления порожнего вагона, кН/м	0,84	0,84	0,84
Σ Момент сопротивления груженого вагона, кН/м	1,48	3,47	3,79

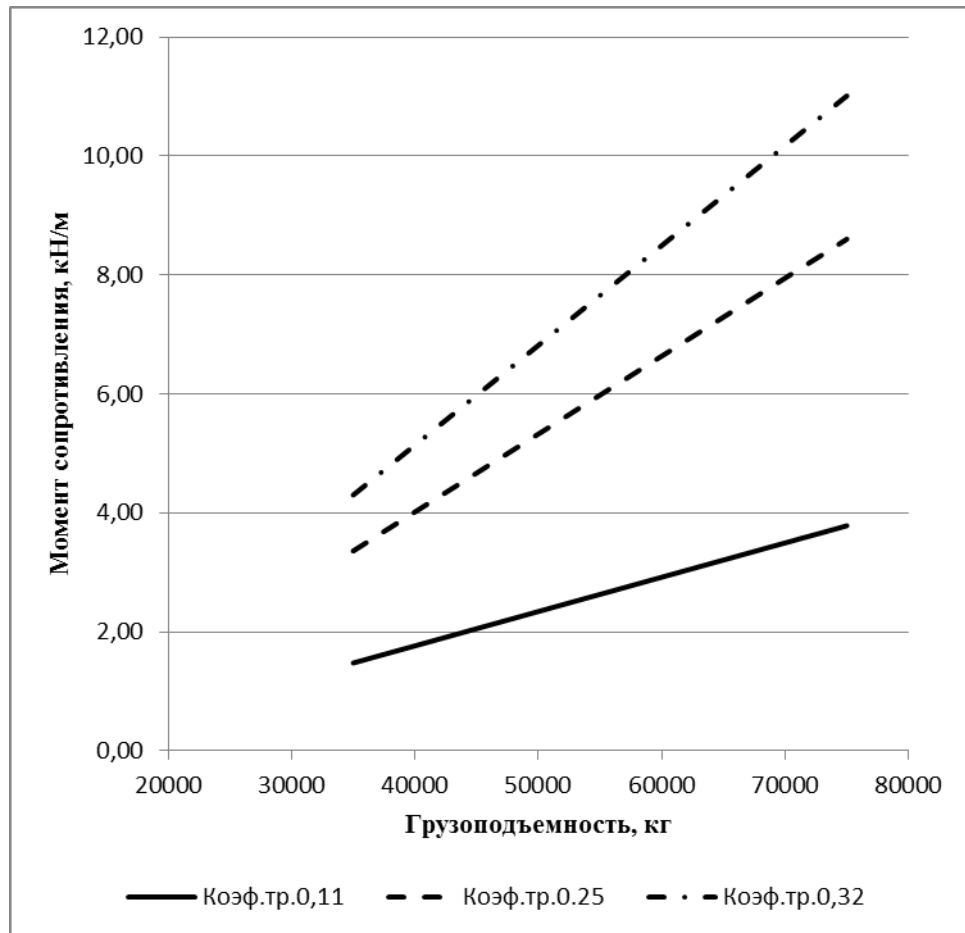


Рисунок 4.2 - Зависимость момента сил сопротивления повороту тележки от грузоподъемности для схемы опирания только на подпятник

Если коэффициент трения на скользяне принять 0,32 (полученный экспериментально для трибосопряжения «металл-металл»), то интенсивность снижения момента сопротивления повороту уменьшается в зависимости от увеличения доли нагрузки, приходящейся на боковой скользян (рисунки 4.3, 4.4, 4.5). Причем, с увеличением грузоподъемности вагона интенсивность снижения момента сопротивления повороту также падает.

Следовательно, для уменьшения износа гребней на участках кривых малого радиуса целесообразно одновременно снижать коэффициент трения на подпятнике и на скользяне.

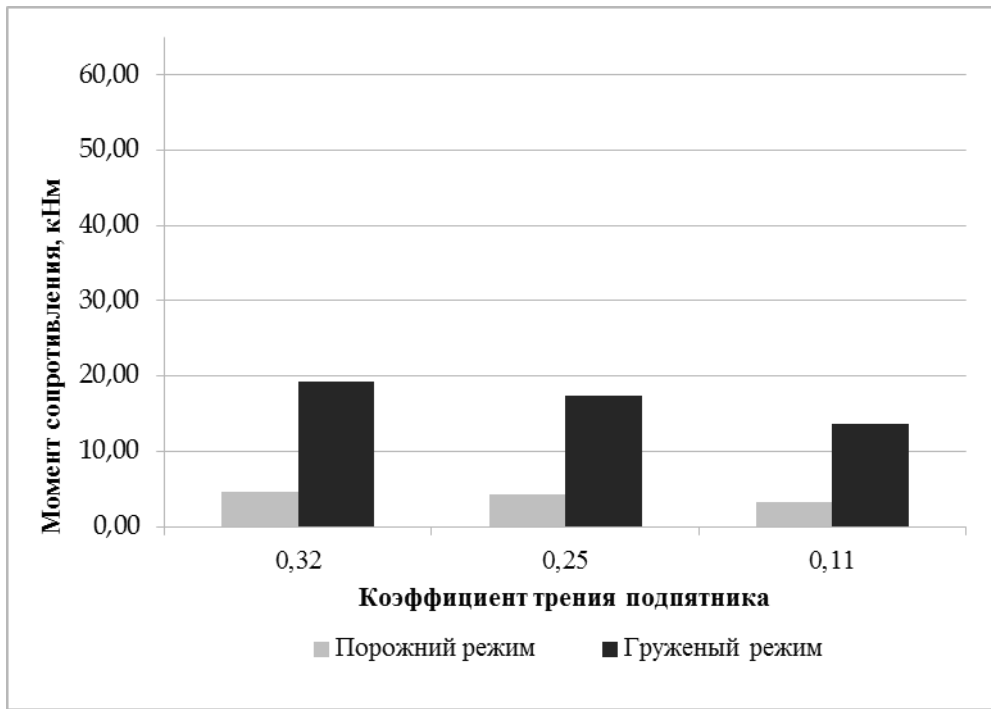


Рисунок 4.3 - Зависимость момента сил сопротивления повороту тележки от величины коэффициента трения на подпятнике для схемы опирания на подпятник – 85 % и скользун – 15 % (коэффициент трения на скользуне 0,32)

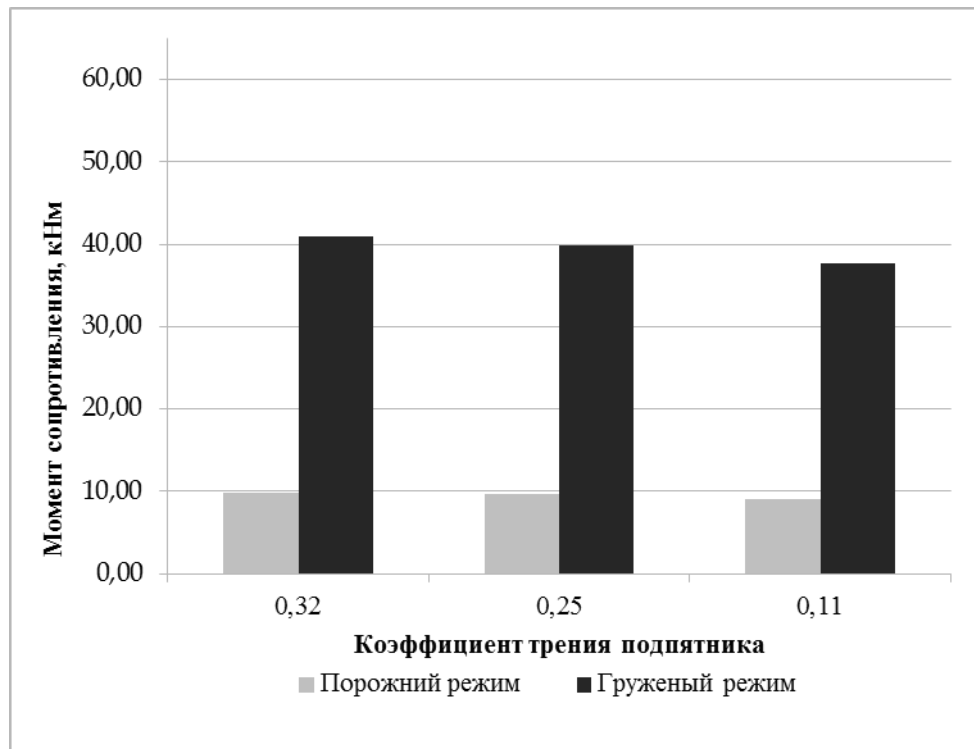


Рисунок 4.4 - Зависимость момента сил сопротивления повороту тележки от величины коэффициента трения на подпятнике для схемы опирания на подпятник - 50% и скользун – 50 % (коэффициент трения на скользуне 0,32)

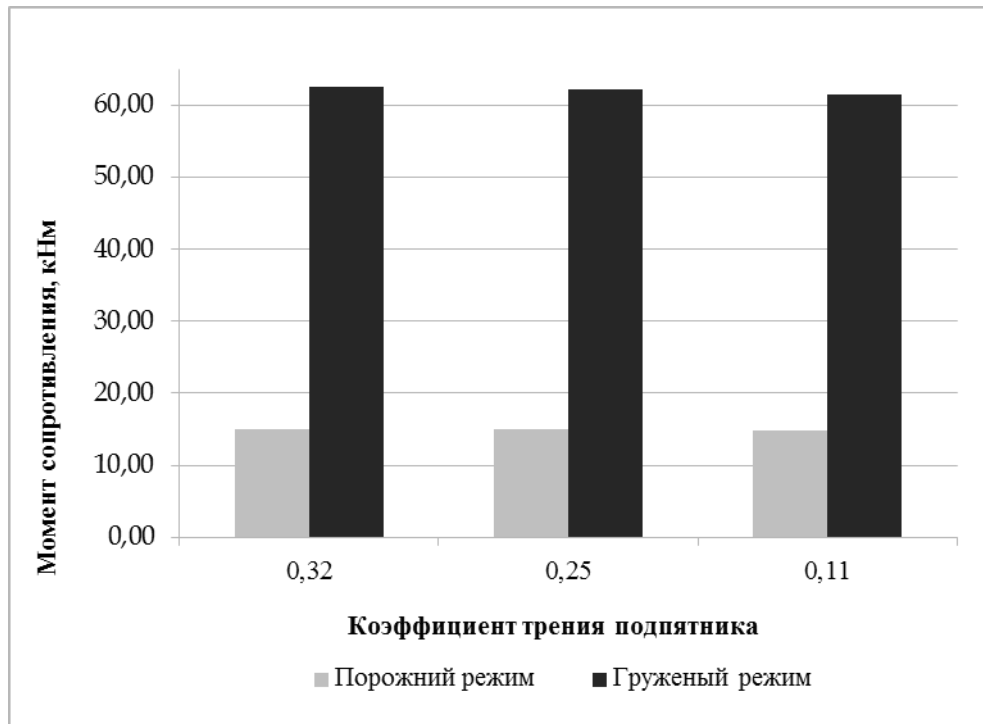


Рисунок 4.5 - Зависимость момента сил сопротивления повороту тележки от величины коэффициента трения на подпятнике для схемы опирания на подпятник – 15 % и скользун – 85 % (коэффициент трения на скользуне 0,32)

Варьирование коэффициентом трения на подпятнике и скользуне показало, что при уменьшении коэффициента трения на боковом скользуне до 0,11 (рисунок 4.7) по сравнению с типовым вариантом 0,32 (рисунок 4.6) в случае восприятия им 85% вертикальной нагрузки, приходящейся на одну тележку, общий момент сопротивления снижается в 2,86 раза.

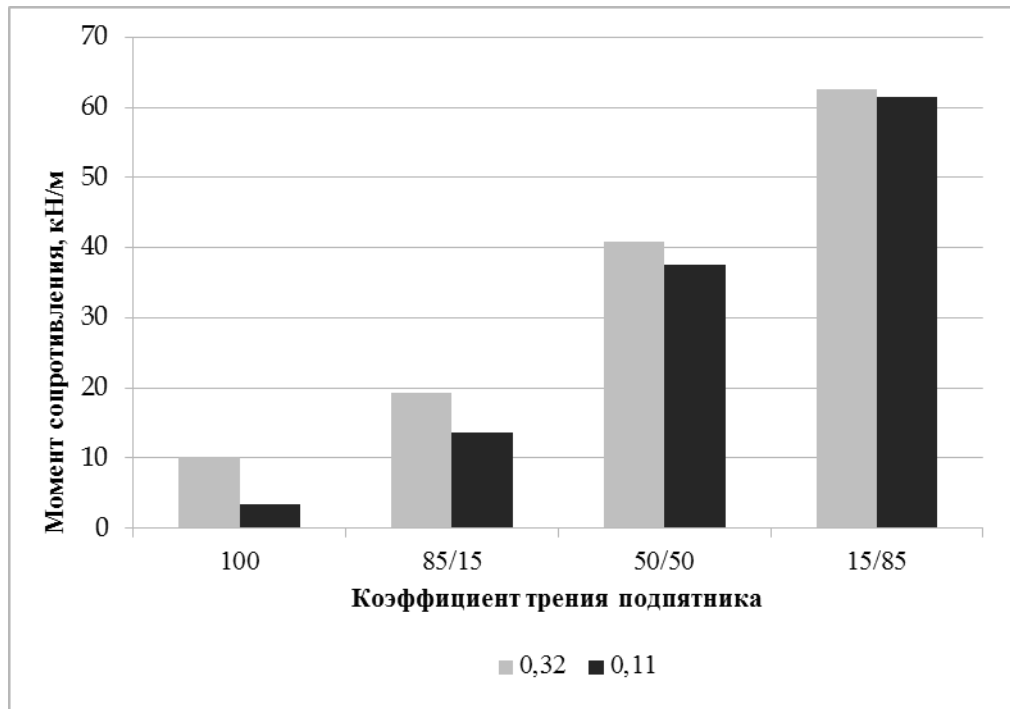


Рисунок 4.6 - Зависимость момента сил сопротивления повороту тележки от величины коэффициента трения на подпятнике (коэффициент трения скользяна 0,32) при разных схемах опирания в грузежном режиме

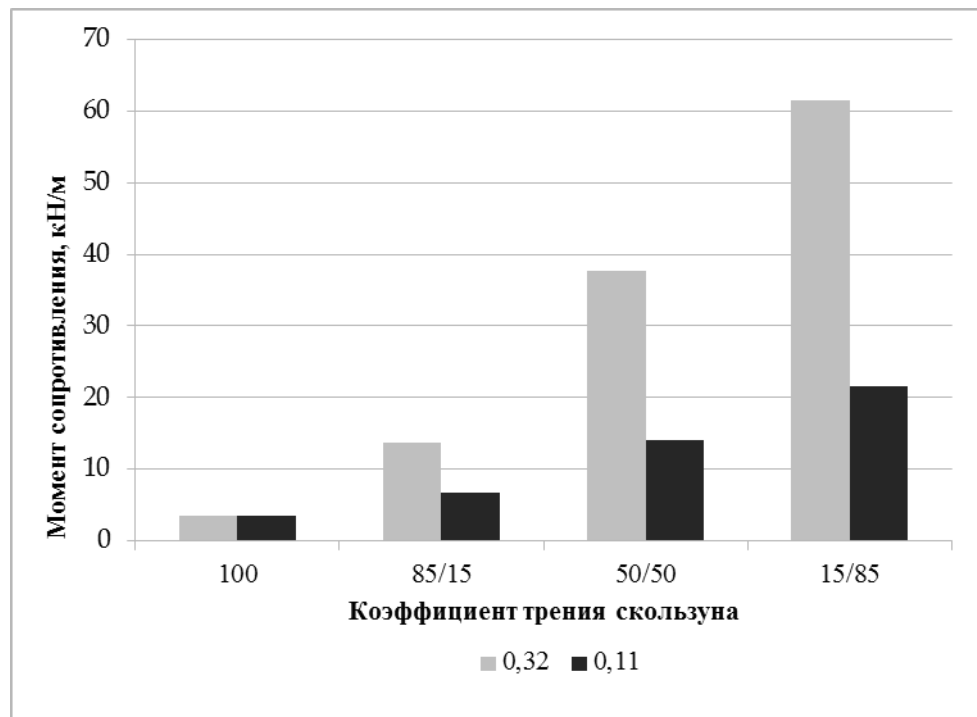


Рисунок 4.7 - Зависимость момента сил сопротивления повороту тележки от величины коэффициента трения на скользяне (коэффициент трения подпятника 0,11) при разных схемах опирания в грузежном режиме

Следовательно, снижение общего момента сопротивления повороту тележки при прохождении кривых разного радиуса достигается одновременным снижением коэффициента трения на подпятнике и боковом скользуне. Так, величина коэффициента трения 0,11 на сопрягаемых поверхностях подпятниковой зоны и бокового скользуна снижает в 2,91 раза момент сопротивления повороту тележки при всех возможных схемах опирания кузова вагона (рисунок 4.8).

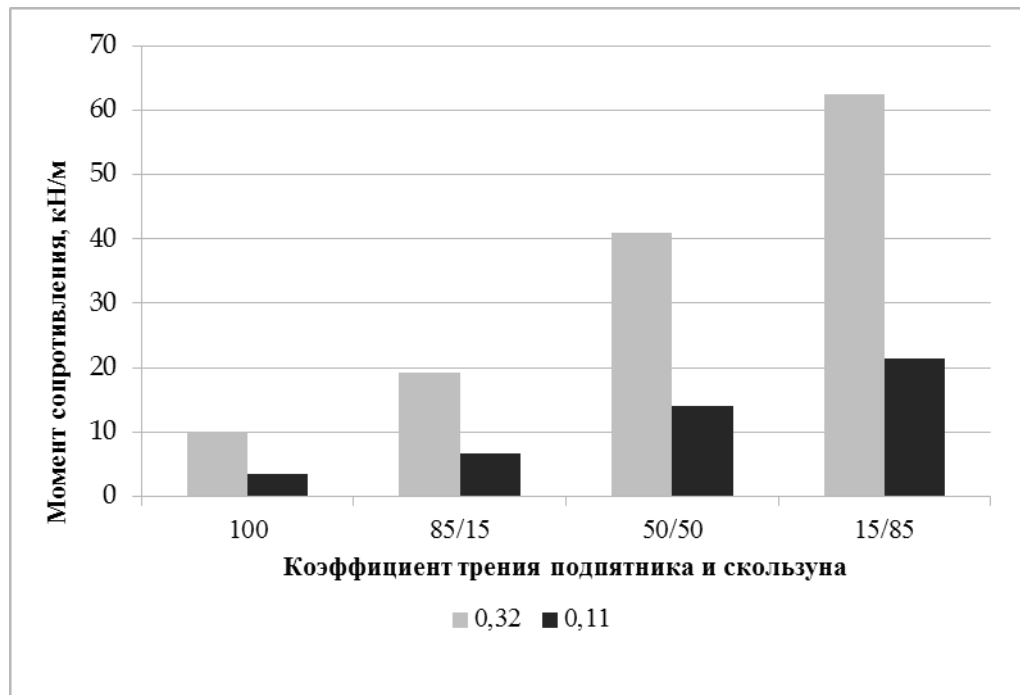


Рисунок 4.8 - Зависимость момента сил сопротивления повороту тележки от величины коэффициента трения на скользуне и подпятнике при разных схемах опирания в груженом режиме

Условием минимального износа гребней колес и головки рельса при прохождении вагоном кривых разного радиуса является не превышение общего момента сопротивления повороту кузова над моментом, возникающим от горизонтальной поперечной силы со стороны рельса, который составляет 29,4 кН/м от горизонтальной силы величиной 3 тонны.

Данному условию удовлетворяют все схемы опирания с коэффициентом трения на подпятнике и скользуне – 0,11 и при других коэффициентах трения в случае восприятия боковым скользуном не более 15% вертикальной нагрузки.

Выводы по четвертому разделу

1. Анализ результатов расчета противокрутящего момента(момента сопротивления), возникающего при повороте тележки вокруг оси пятника, показал, что в случае применения предлагаемой износостойкой композитной сэндвич-прокладки с коэффициентом трения 0,11 между пятником и кольцевой износостойкой вставкой уменьшается момент сопротивления повороту при опирании кузова на подпятник в 2,91 раза.

2. Условием минимального износа гребней колес и рельса при прохождении вагоном кривых разного радиуса является не превышение общего момента сопротивления повороту кузова над моментом, возникающим от горизонтальной поперечной силы со стороны рельса, который составляет 29,4 кН/м от горизонтальной силы величиной 3 тонны. Данному условию удовлетворяют все схемы опирания с коэффициентом трения на подпятнике и скользуне равным 0,11, а также при других коэффициентах трения на боковом скользуне, в случае восприятия им не более 15% вертикальной нагрузки.

3. Для уменьшения износа гребней в кривых участках пути целесообразно одновременно снижать коэффициент трения на подпятнике и скользуне. Причем, интенсивность износа гребней будет уменьшаться пропорционально снижению противокрутящего момента.

5 ОЦЕНКА АМОРТИЗАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ПОЛИМЕРНОГО ЭЛАСТИЧНОГО ЭЛЕМЕНТА ДВУХКОМПОНЕНТНОЙ СЭНДВИЧ-ПРОКЛАДКИ, УСТАНОВЛИВАЕМОЙ В ПОДПЯТНИКОВУЮ ЗОНУ, НА ОСНОВЕ МНГОВАРИАНТНЫХ РАСЧЕТОВ МНОГОМАССОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ (ВАГОН – ПУТЬ)

5.1 Обобщенная модель и расчетная схема взаимодействия ходовых частей вагона с верхним строением железнодорожного пути с учетом установки в подпятниковую зону композитной двухкомпонентной сэндвич-прокладки

Для оценки амортизационных свойств полимерного эластичного элемента двухкомпонентной сэндвич-прокладки, устанавливаемой в подпятниковую зону разработана математическая модель многомассовой колебательной системы «вагон-путь», в которой все элементы вагона разделены на группы.

Отличительной особенностью модели от других известных моделей [206] является возможность введения вязкоупругих связей между жесткими телами в виде аппроксимаций экспериментально полученных динамических упруго-гистерезисных характеристик материалов (нелинейные зависимости) с учетом влияния температурных факторов, частоты и амплитуды колебаний [207]. В разработанной модели уточнены параметры отдельных элементов и связей между ними в соответствии с современными характеристиками.

Принятые допущения в модели:

- Все элементы вагона разделены на группы и отдельно не учитывались.
- Элементы представлены в виде абсолютно твердых тел, соединенных между собой упругими или вязкоупругими связями. Хотя неподрессоренные части вагона упругие, но в виду их относительно большой жесткости в расчетах принимаем их абсолютно твердыми.

- Не учитывали переменную массу необрессоренных частей вагона при движении.

- Использовали приведенные массы подрессоренных и неподрессоренных частей вагона, шпалы и железнодорожного пути.

Обобщенная модель и расчетная схема взаимодействия четырехосного вагона и железнодорожного пути показаны на рисунке 5.1.

Для описания движения тел в пространстве использовали принцип Даламбера, в соответствии с которым отбрасываемые связи между телами заменяют реакциями, прикладывают силы инерции и моменты сил инерции [34, 208]. При этом, приложенные к каждой точке системы активные силы, реакции связей и силы инерции в любой момент времени образуют уравновешенную систему сходящихся сил.



Рисунок 5.1 – Обобщенная модель (а) и расчетная схема (б) взаимодействия четырехосного вагона и железнодорожного пути

Согласно принципу Даламбера система дифференциальных уравнений примет следующий вид:

$$\begin{cases} M_1 \ddot{z}_1 + R_1 = 0; \\ M_2 \ddot{z}_2 + R_2 - R_1 = 0; \\ M_3 \ddot{z}_3 + R_3 - R_2 = 0; \\ M_4 \ddot{z}_4 + R_4 - R_3 = 0. \end{cases} \quad (4.13)$$

Направление реакций связей на расчетной схеме принимают таким образом, как бы они действовали при положительной деформации упругих и упруго-вязких элементов, т.е. за положительную деформацию принята деформация сжатия. В соответствии с этим уравнения реакций связей, составленные для любого малого промежутка времени, в течение которого предполагается, что силы инерции, внешние силы и реакции, являются постоянными величинами, примут следующий вид:

$$\begin{cases} R_1 = C_1 (z_1 - z_2) + \beta_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2); \\ R_2 = C_2 [1 + \varphi_2 \text{sign} (\dot{z}_2 - \dot{z}_3)] (z_2 - z_3); \\ R_3 = C_3 (z_3 - z_4); \\ R_4 = C_4 [1 + \varphi_4 \text{sign} (\dot{z}_4)] \cdot z_4 + \beta_4 \cdot \dot{z}_4. \end{cases} \quad (4.14)$$

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 = -\frac{C_1}{m_1} (z_1 - z_2) - \frac{\beta_1}{m_1} (\dot{z}_1 - \dot{z}_2); \\ \ddot{z}_2 = \frac{C_1}{m_2} (z_1 - z_2) + \frac{\beta_1}{m_2} (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - \frac{C_2}{m_2} [1 + \varphi_2 \text{sign} (\dot{z}_2 - \dot{z}_3)] \cdot (z_1 - z_2); \\ \ddot{z}_3 = \frac{C_2}{m_3} [1 + \varphi_2 \text{sign} (\dot{z}_2 - \dot{z}_3)] \cdot (z_2 - z_3) - C_3 (z_3 - z_4); \\ \ddot{z}_4 = \frac{C_3}{m_4} (z_3 - z_4) - \frac{C_4}{m_4} [1 + \varphi_4 \text{sign} (\dot{z}_4)] \cdot z_4 - \frac{\beta_4}{m_4} \cdot \dot{z}_4. \end{cases} \quad (4.15)$$

В случае имитации удара колеса по рельсу начальные условия примут следующий вид:

$$t=0: z_1=z_2=z_3=z_4=0;$$

$$\dot{z}_1=\dot{z}_2=V_0; \dot{z}_3=\dot{z}_4=0.$$

Для решения дифференциальных уравнений в программе применен известный метод численного интегрирования - метод Эйлера (кусочно-линейной аппроксимации данных).

В расчетах, учитывающих установку демпфирующего полимерного элемента, взят достаточно маленький шаг – 1/100 секунды для хорошей сходимости результатов, т.к. порядок жесткости между элементами разный.

Ввод исходных данных осуществляли в диалоговом режиме. Из экспериментальных динамических гистерезисов выделяли упругую силу и силу трения (рисунки 5.2-5.7).

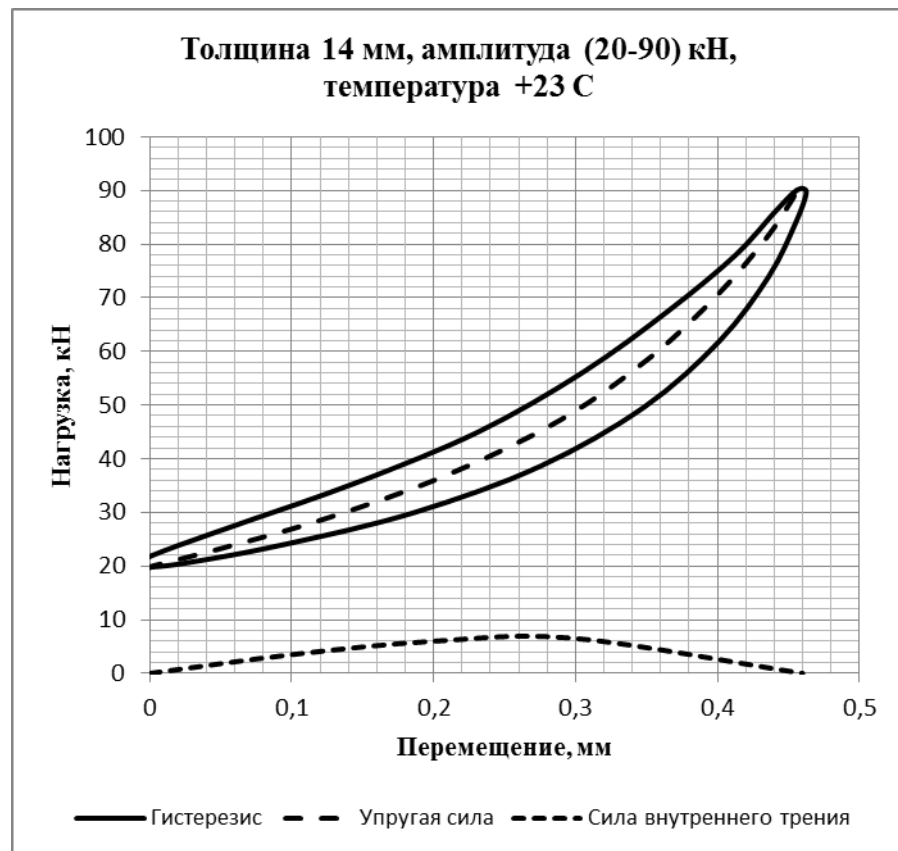


Рисунок 5.2 - Характеристики эластомерного элемента толщиной 14 мм при амплитуде нагрузок (20-90) кН, частоте 10 Гц и температуре +23 °С

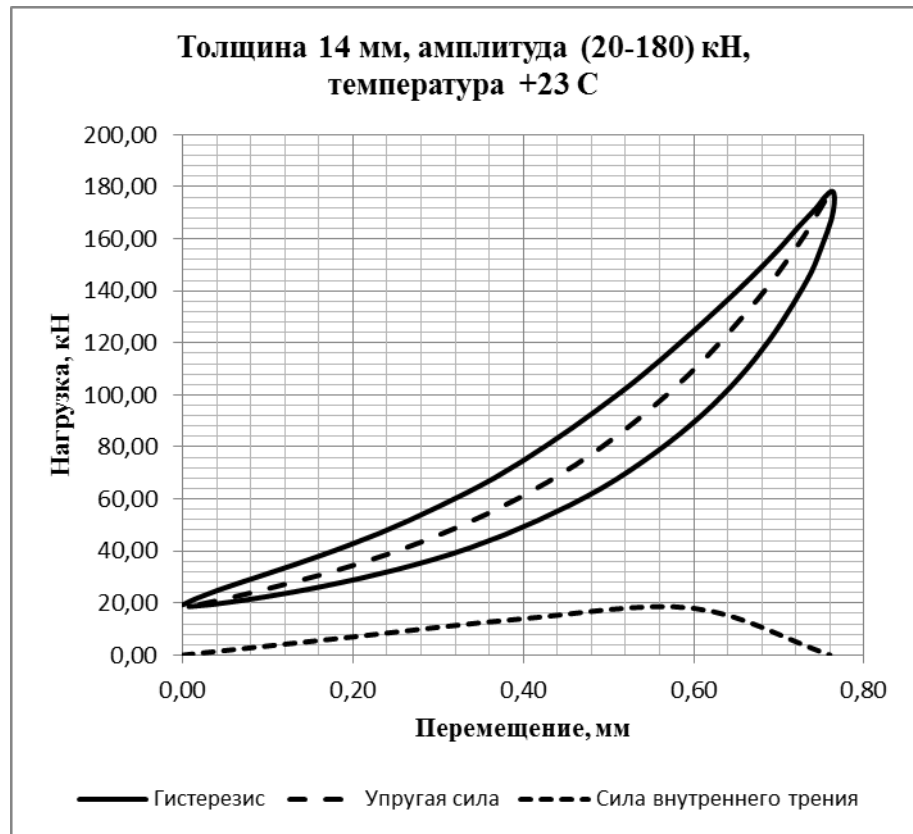


Рисунок 5.3 - Характеристики эластомерного элемента толщиной 14 мм при амплитуде нагрузок (20-180) кН, частоте 4 Гц и температуре +23 °С

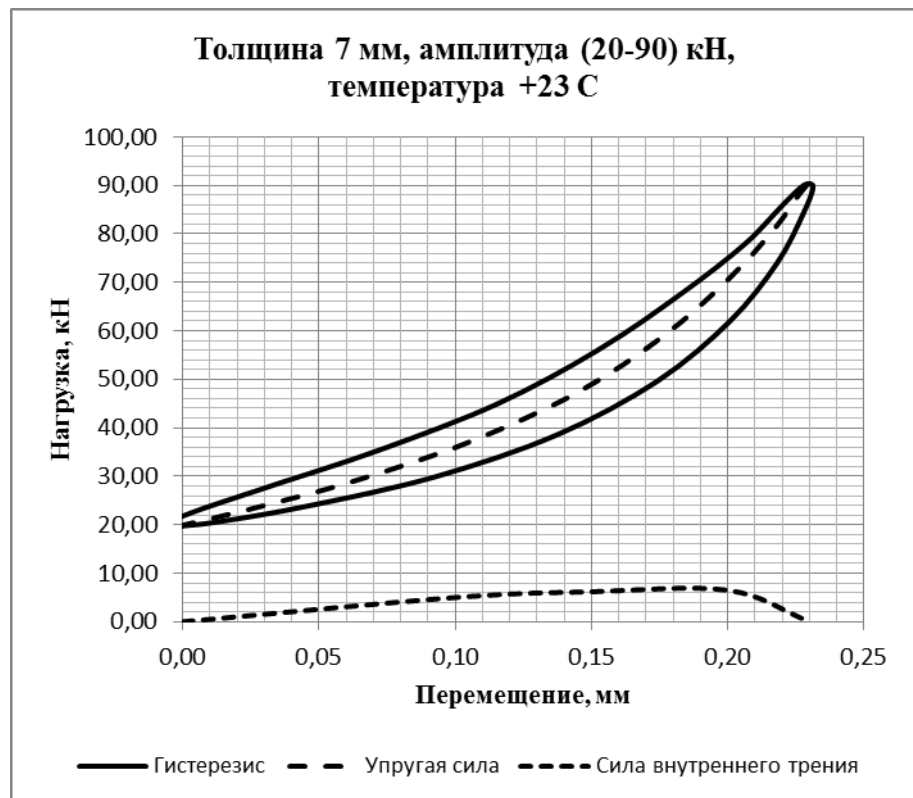


Рисунок 5.4 - Характеристики эластомерного элемента толщиной 7 мм при амплитуде нагрузок (20-90) кН, частоте 10 Гц и температуре +23 °С

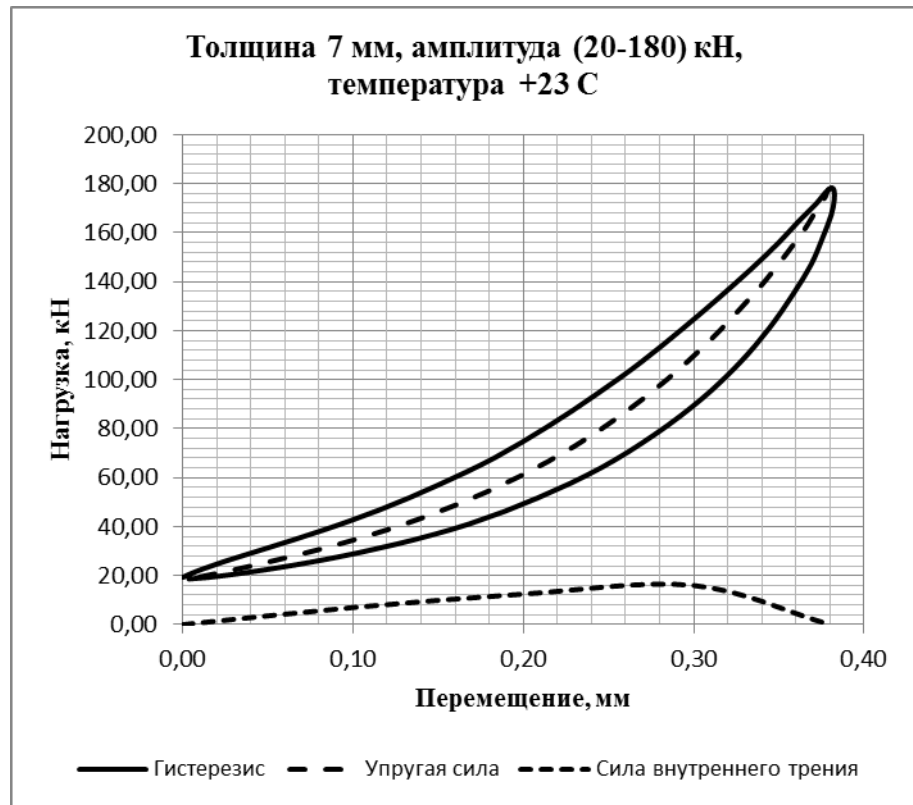


Рисунок 5.5 - Характеристики эластомерного элемента толщиной 7 мм при амплитуде нагрузок (20-180) кН, частоте 4 Гц и температуре +23 °С

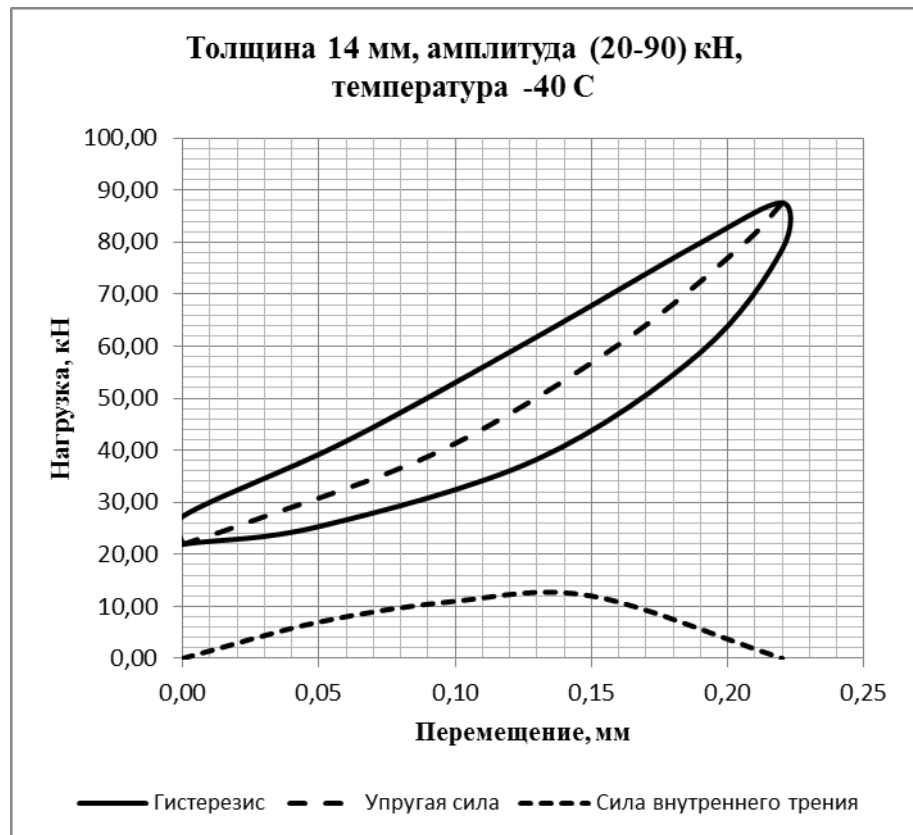


Рисунок 5.6 - Характеристики эластомерного элемента толщиной 14 мм при амплитуде нагрузок (20-90) кН и температуре -40 °С

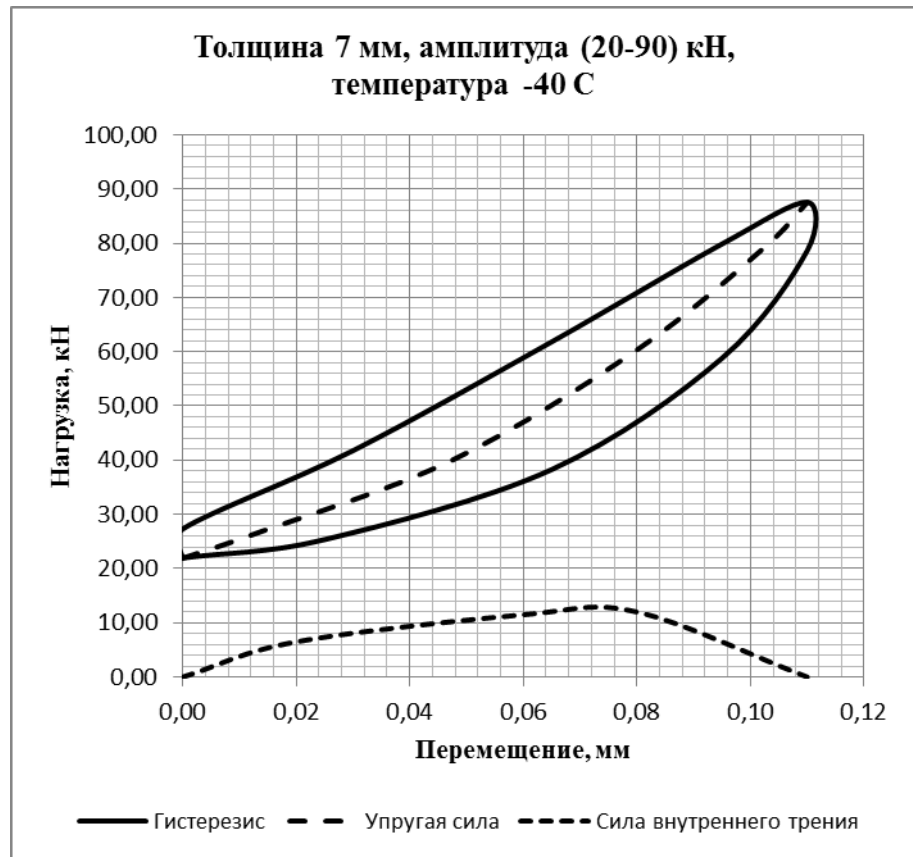


Рисунок 5.7 - Характеристики трения эластомерного элемента толщиной 7 мм при амплитуде нагрузок (20-90) кН, частоте 10 Гц и температуре -40 °С

В работах [212, 213] показано, что рациональные параметры упруго-гистерезисных свойств амортизирующих элементов для конкретных условий эксплуатации можно установить на основе анализа многовариантных расчетов многомассовой колебательной системы (вагон – путь), исходными данными к которым являются аппроксимации экспериментально полученных динамических упруго-гистерезисных характеристик эластомерных материалов с учетом влияния частоты и амплитуды колебаний, а также температурных воздействий.

5.2 Анализ результатов многовариантных расчетов многомассовой колебательной системы (вагон – путь) с использованием вариации упруго-гистерезисных свойств композитной двухкомпонентной сэндвич-прокладки, установленной в подпятниковой зоне

По разработанной программе проведены многовариантные расчеты математической модели многомассовой колебательной системы «вагон-путь» с использованием различных вариаций упруго-гистерезисных свойств композитной двухкомпонентной сэндвич-прокладки, установленной в подпятниковой зоне грузового вагона.

В каждом варианте расчета варьировали параметрами жесткости [200, 201, 210] и внутреннего трения эластомерного элемента сэндвича, определенными при различных амплитудах нагрузки и температурах.

Массы (M_i), жесткости (C_i) элементов системы выбирали из справочных данных, а жесткость эластомерного элемента (C_1) сэндвич-прокладки и силу внутреннего трения (β_1) задавали, аппроксимируя полученные экспериментально гистерезисы.

Имитировали удар колеса по рельсу.

Визуализация результатов расчета: зависимости реакций во времени и силовые характеристики связи в подпятниковом узле при температурах 23 °С и - 40 °С с учетом работы эластомера разной толщины под воздействием сжимающих нагрузок с амплитудой (20-90) кН и (20-180) кН, характеризующих различную загрузку вагона, представлены на рисунках 5.8-5.13. Для определения целесообразности установки демпфирующего элемента дополнительно проведен расчет для типового сопряжения (металл-металл) подпятниковой зоны (рисунке 5.14).

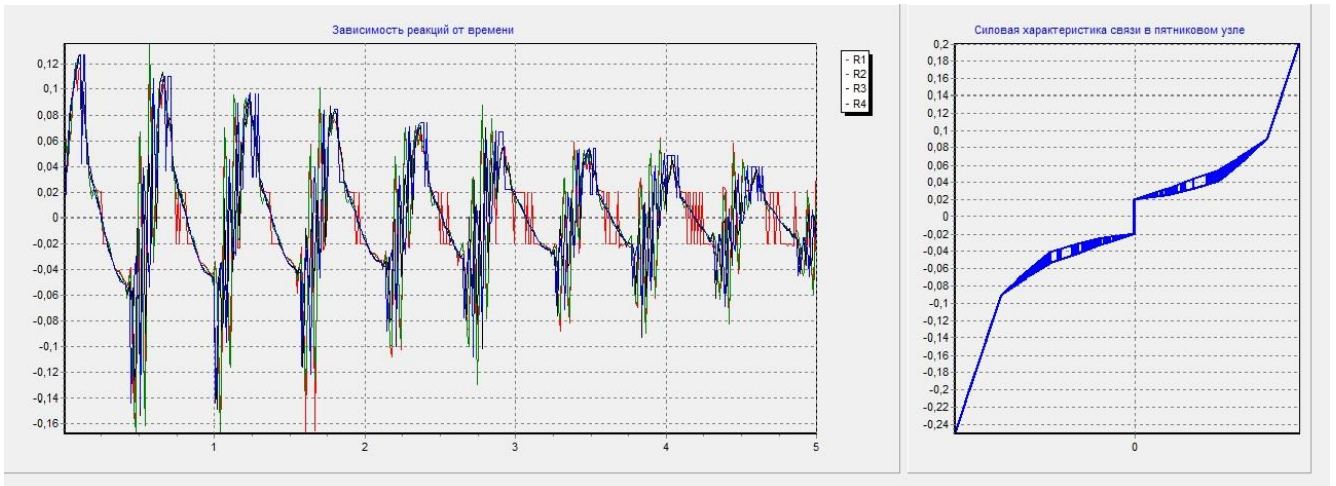


Рисунок 5.8 – Зависимость реакций от времени и силовая характеристика связи в подпятниковом узле, в случае установки эластомерного элемента толщиной 14 мм при температуре +23 °С, подвергнутого циклическому силовому воздействию с амплитудой нагрузок (20-90) кН

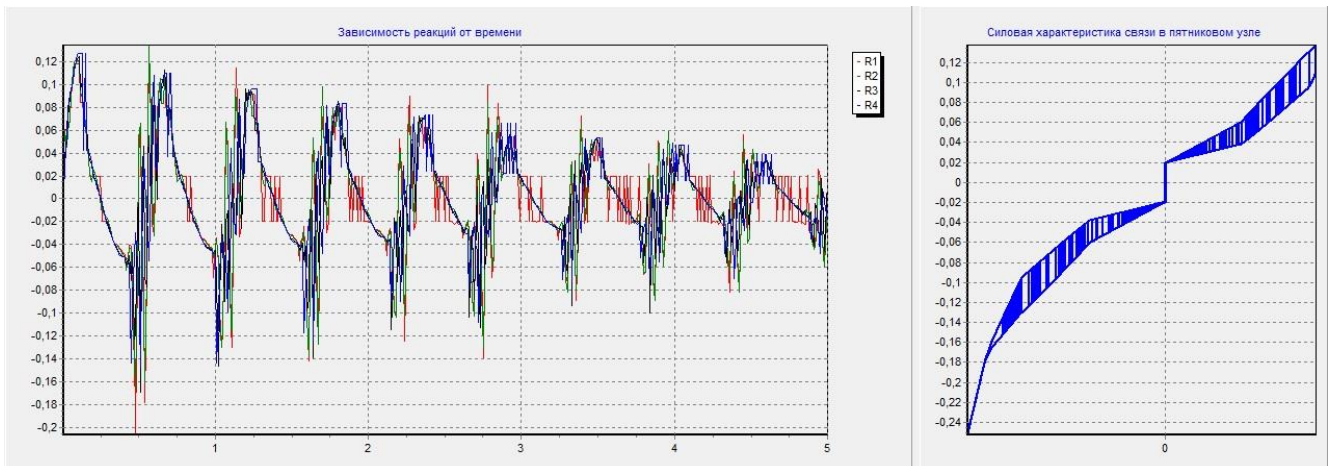


Рисунок 5.9 - Зависимость реакций от времени и силовая характеристика связи в подпятниковом узле, в случае установки эластомерного элемента толщиной 14 мм при температуре +23 °С, подвергнутого циклическому силовому воздействию с амплитудой нагрузок (20-180) кН

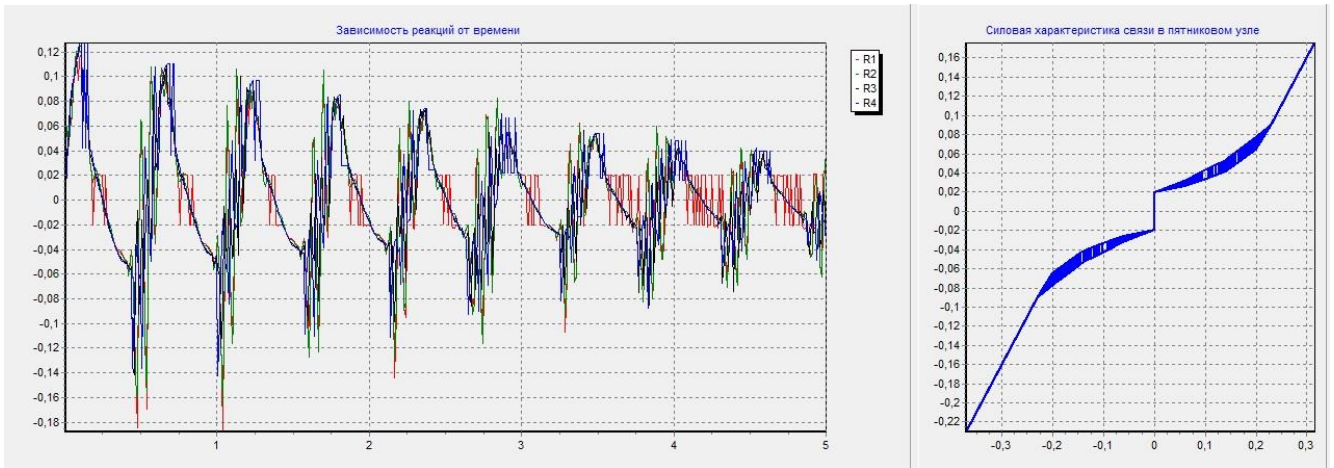


Рисунок 5.10 - Зависимость реакций от времени и силовая характеристика связи в подпятниковом узле, в случае установки эластомерного элемента толщиной 7 мм при температуре +23 °С, подвергнутого циклическому силовому воздействию с амплитудой нагрузок (20-90) кН

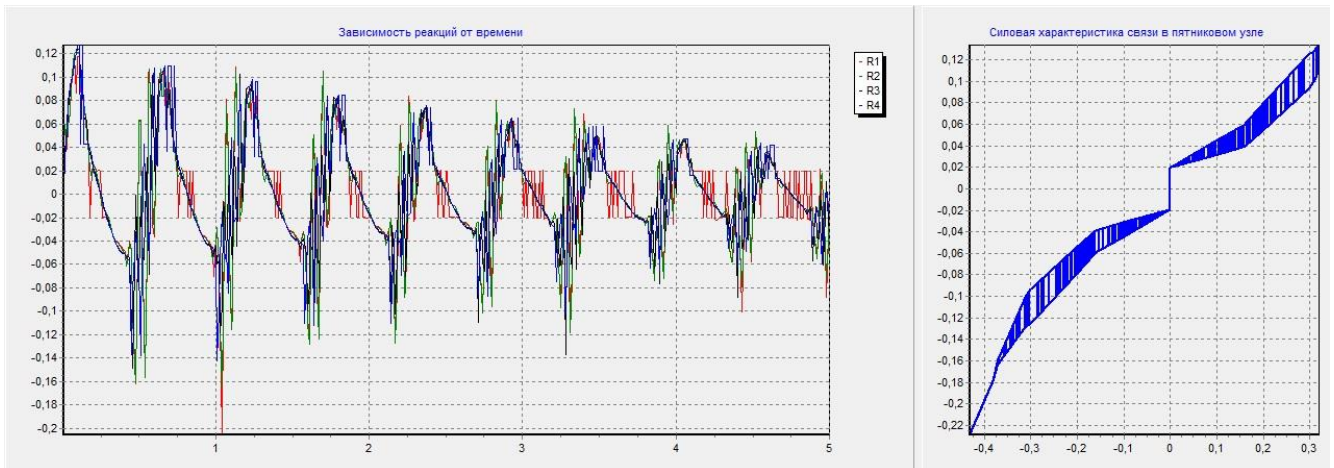


Рисунок 5.11 - Зависимость реакций от времени и силовая характеристика связи в подпятниковом узле, в случае установки эластомерного элемента толщиной 7 мм при температуре +23 °С, подвергнутого циклическому силовому воздействию с амплитудой нагрузок (20-180) кН

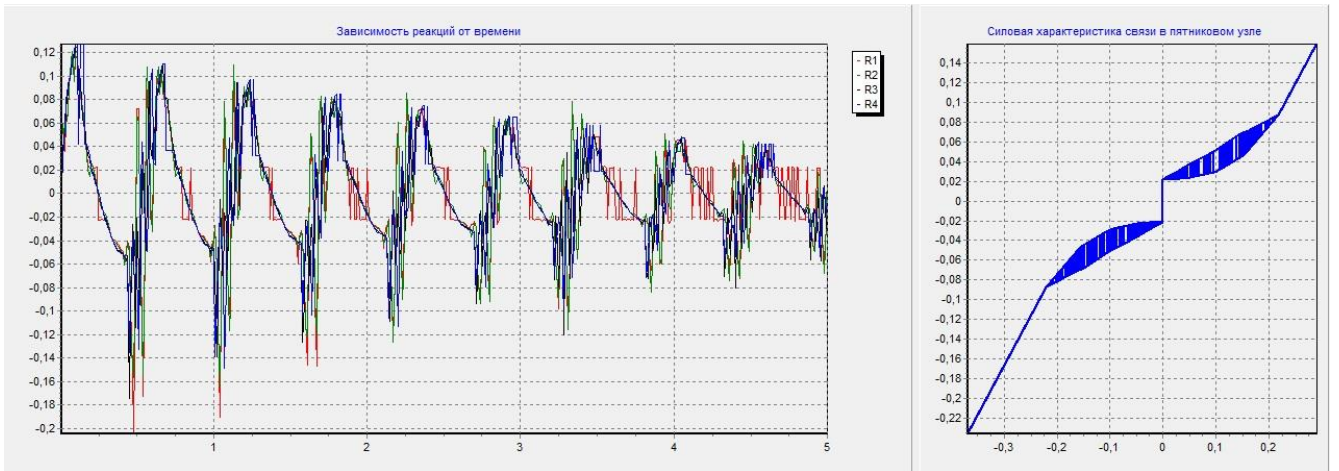


Рисунок 5.12 - Зависимость реакций от времени и силовая характеристика связи в подпятниковом узле, в случае установки эластомерного элемента толщиной 14 мм при температуре $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, подвергнутого циклическому силовому воздействию с амплитудой нагрузок (20-90) кН

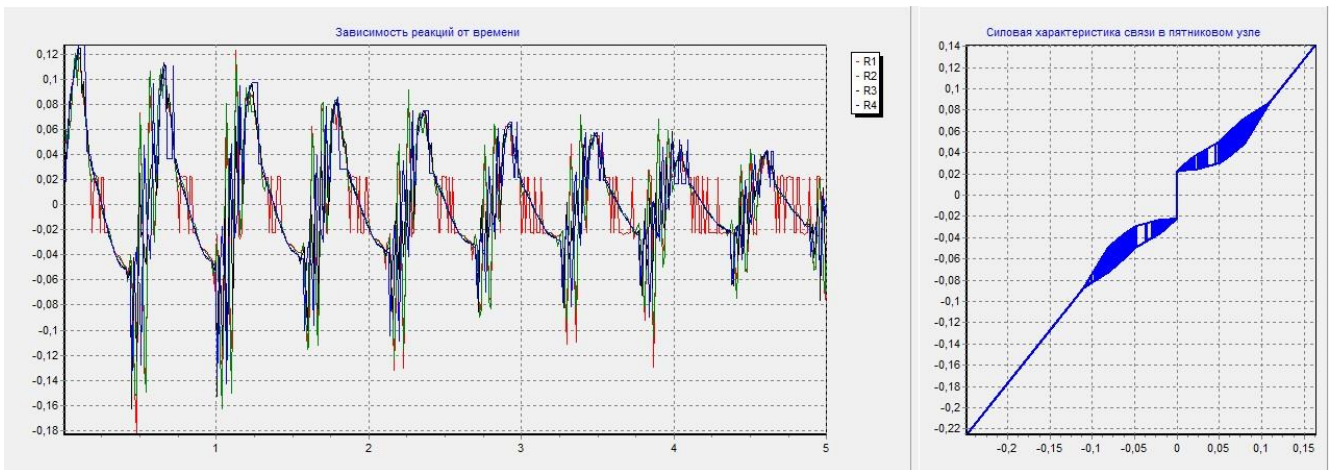


Рисунок 5.13 - Зависимость реакций от времени и силовая характеристика связи в подпятниковом узле, в случае установки эластомерного элемента толщиной 7 мм при температуре $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, подвергнутого циклическому силовому воздействию с амплитудой нагрузок (20-90) кН

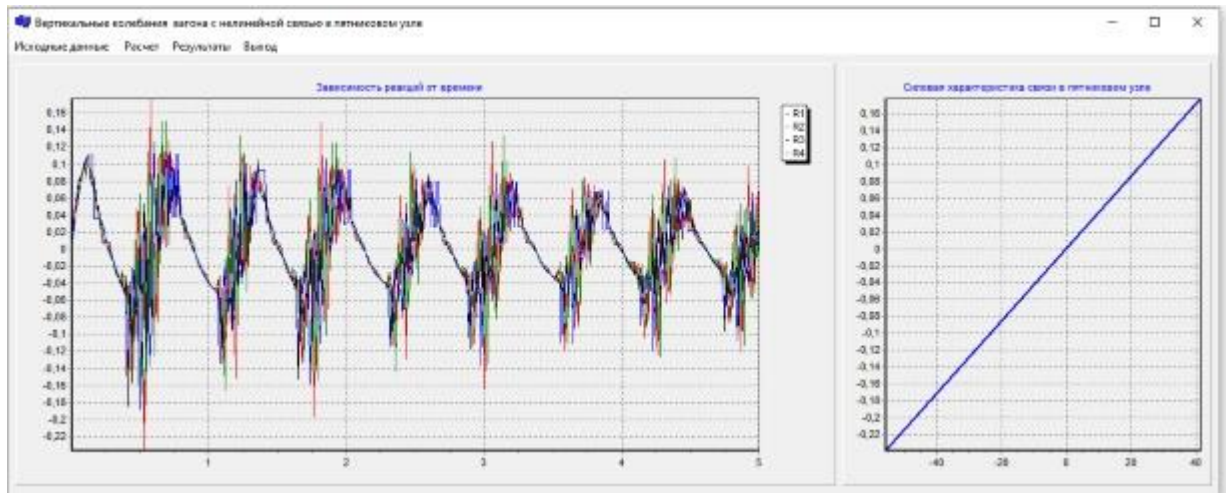
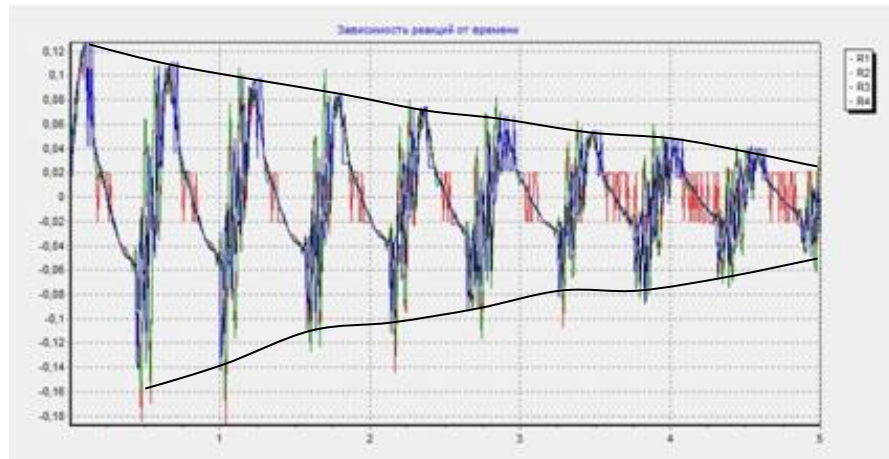


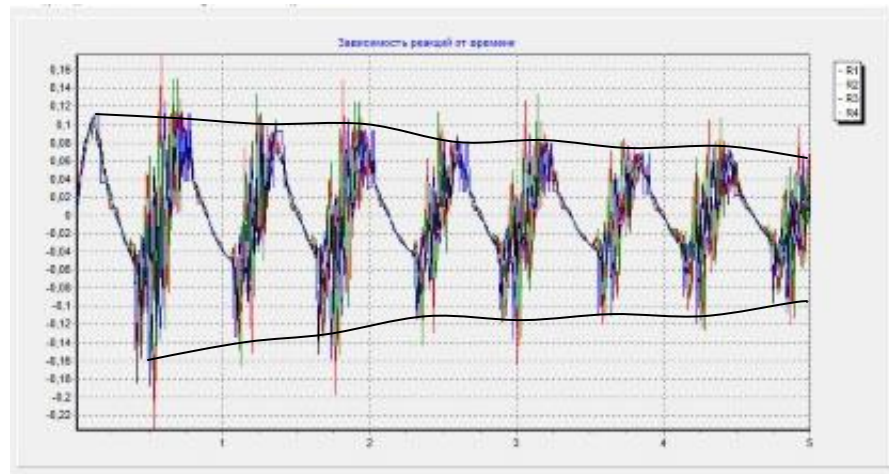
Рисунок 5.14 - Зависимость реакций от времени и силовая характеристика связи в подпятниковом узле, в случае отсутствия полимерного элемента (сопряжение «металл-металл») при температуре +23 °С

Визуализация результатов показала, что затухание колебаний элементов системы при наличии в подпятниковой зоне эластомерного элемента происходит со значительно большей интенсивностью (рисунки 5.8-5.13, 5.15 а), чем при его отсутствии (рисунки 5.14, 5.15б). При этом амплитуда колебаний элементов многомассовой системы при наличии эластомерной прокладки уменьшилась через 5 с после удара колеса по рельсу в 3 раза, а при его отсутствии – только в 1,5 раза (рисунок 5.15). Следовательно, эластомерный элемент диссипировал часть кинетической энергии колебательного движения. Вследствие чего силовая характеристика эластомерного элемента представляет собой гистерезис (рисунок 5.16б), площадь которого характеризует механические потери, затрачиваемые им на рассеивание колебаний при каждом ударе колеса по рельсу. С увеличением амплитуды нагрузки петля гистерезиса имеет большую площадь, следовательно, механические потери растут (рисунок 5.16 в).

Температурное воздействие не оказывает существенного влияния на интенсивность затухания колебаний, следовательно, выбранный материал демпфирующего элемента обеспечивает гашение колебаний вплоть до температуры -40 °С, которая находится выше его температуры стеклования.

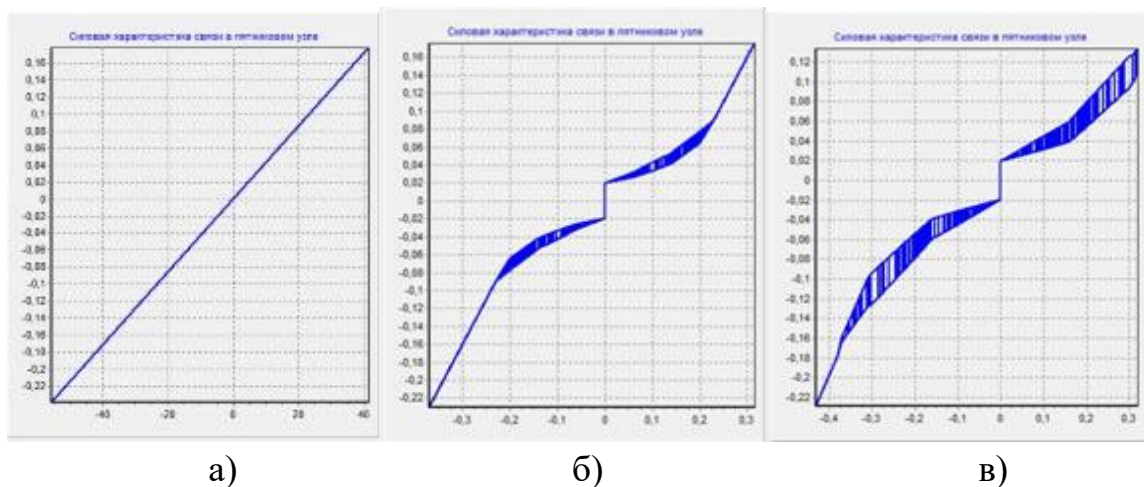


а)



б)

Рисунок 5.15 - Зависимость реакций от времени и силовая характеристика связи в подпятниковом узле, в случае наличия (а) и отсутствия (б) эластомерного элемента при температуре $+23\text{ }^{\circ}\text{C}$



а)

б)

в)

Рисунок 5.16 - Силовая характеристика связи в подпятниковом узле без эластомерного элемента (а), при наличии эластомерного элемента, диапазон нагрузок (20-90) кН (б) и диапазон нагрузок (20-180) кН (в)

Частота колебаний в низкочастотном диапазоне (3-10) Гц не оказывает существенного влияния на величину гистерезиса.

Результаты многовариантных расчетов реактивных сил и отклонений в элементах многомассовой колебательной системы представлены в таблицах 5.1-5.5 и на рисунках 5.15-5.20.

Таблица 5.1 – Распределение реактивных сил (кН) элементов многомассовой колебательной системы в зависимости температуры, амплитуды нагрузок и толщины эластомера

Элементы системы	Температура +23° С		Температура -40°С	
	Толщина 14 мм	Толщина 7 мм	Толщина 14 мм	Толщина 7 мм
	Амплитуда нагрузок (20-90) кН		Амплитуда нагрузок (20-180) кН	
Подрессоренная масса вагона	201,022	175,731	159,067	141,213
Надрессорная балка	136,466	137,199	137,248	137,800
Неподрессоренная масса вагона	126,943	126,844	126,012	126,67
Обод колеса, рельс	127,378	127,519	127,472	127,575

Таблица 5.2 – Распределение реактивных сил (кН) элементов многомассовой колебательной системы при температуре +23°С в зависимости от амплитуды нагрузок и толщины эластомера

Элементы системы	Температура +23°С			
	Толщина 14 мм		Толщина 7 мм	
	Амплитуда нагрузок (20-90) кН	Амплитуда нагрузок (20-180) кН	Амплитуда нагрузок (20-90) кН	Амплитуда нагрузок (20-180) кН
Подрессоренная масса вагона	201,022	137,455	175,731	133,787
Надрессорная балка	136,466	134,893	137,199	136,849
Неподрессоренная масса вагона	126,943	125,775	126,844	126,848
Обод колеса, рельс	127,378	127,363	127,519	127,554

Таблица 5.3 – Распределение отклонений (мм) элементов многомассовой колебательной системы в зависимости температуры, амплитуды нагрузок и толщины эластомера

Элементы системы	Температура +23° С		Температура -40° С	
	Толщина 14 мм	Толщина 7 мм	Толщина 14 мм	Толщина 7 мм
	Амплитуда нагрузок (20-90) кН		Амплитуда нагрузок (20-180) кН	
Подрессоренная масса вагона	68,086	67,931	67,915	67,845
Надрессорная балка	67,6	67,674	67,666	67,706
Неподрессоренная масса вагона	42,499	42,548	42,533	42,566
Обод колеса, рельс	42,378	42,426	42,411	42,444

Таблица 5.4 – Распределение отклонений (мм) элементов многомассовой колебательной системы при температуре +23° С в зависимости от амплитуды нагрузок и толщины эластомера

Элементы системы	Температура +23° С			
	Толщина 14 мм		Толщина 7 мм	
	Амплитуда нагрузок (20-90) кН	Амплитуда нагрузок (20-180) кН	Амплитуда нагрузок (20-90) кН	Амплитуда нагрузок (20-180) кН
Подрессоренная масса вагона	68,086	68,088	67,931	67,933
Надрессорная балка	67,6	67,536	67,674	67,65
Неподрессоренная масса вагона	42,499	42,499	42,548	42,558
Обод колеса, рельс	42,378	42,378	42,426	42,437

Таблица 5.5 – Распределение реактивных сил (кН) и отклонений (мм) элементов многомассовой колебательной системы в случае отсутствия полимерного элемента в подпятниковой зоне(сопряжение «металл-металл»)

Элементы системы	Величина реактивных сил, кН	Величина отклонений, мм
Подрессоренная масса вагона	178,068	81,885
Надрессорная балка	192,021	64,634
Неподрессоренная масса вагона	144,504	39,640
Обод колеса, рельс	125,782	39,649

На рисунках 5.17-5.22 введены следующие сокращения и обозначения: ПМВ - подрессоренная масса вагона(кузов); НМВ - неподрессоренная масса вагона (боковая рама, букса, колесная пара); в наименовании столбцов диаграммы первое цифровое выражение – толщина демпфирующего элемента; второе – амплитуда нагрузок; третье – температура.

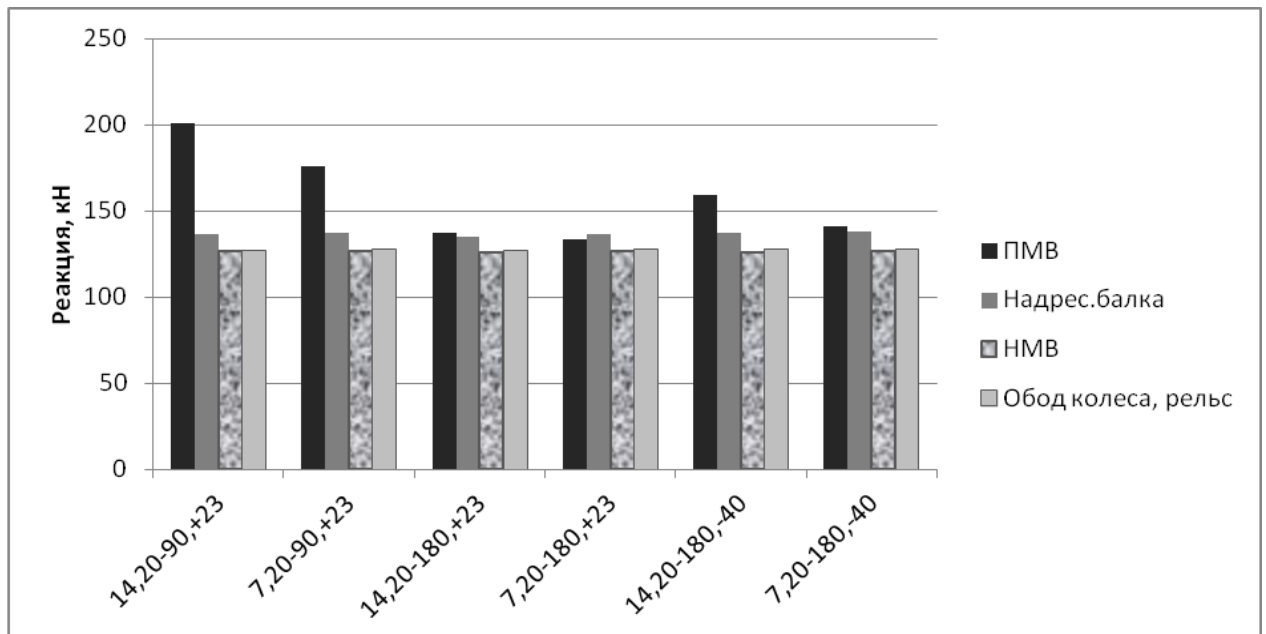


Рисунок 5.17 – Зависимость реактивных сил в элементах системы от толщины демпфирующего элемента подпятниковой зоны, амплитуды нагрузок и температуры

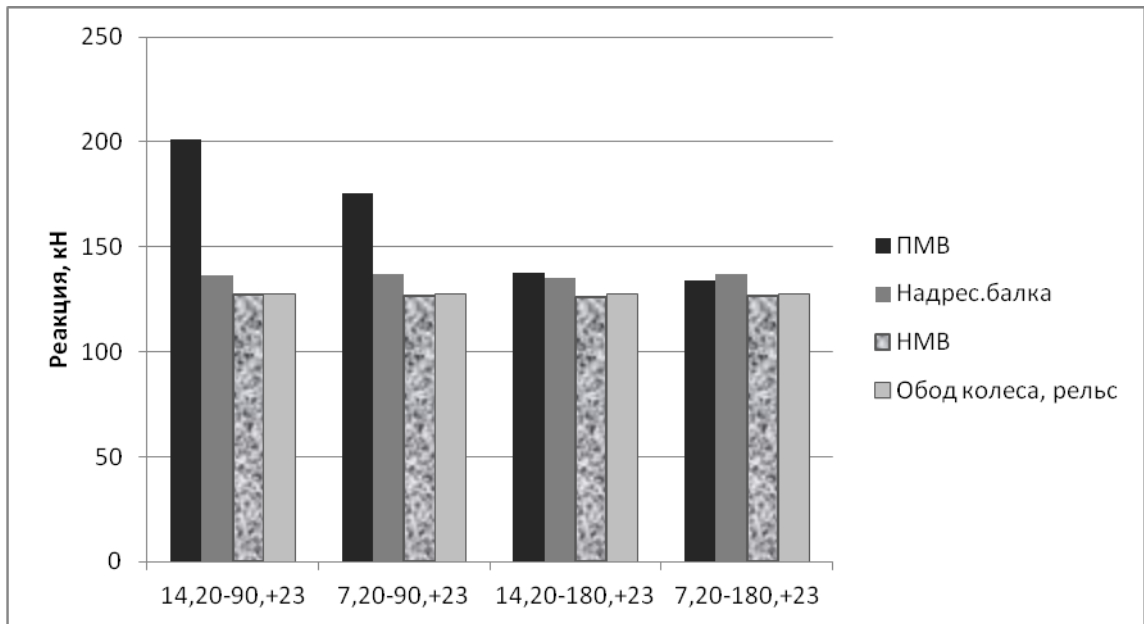


Рисунок 5.18 – Распределение реактивных сил в элементах системы при температуре +23 °С в зависимости от толщины демпфирующего элемента подпятниковой зоны и амплитуды нагрузок

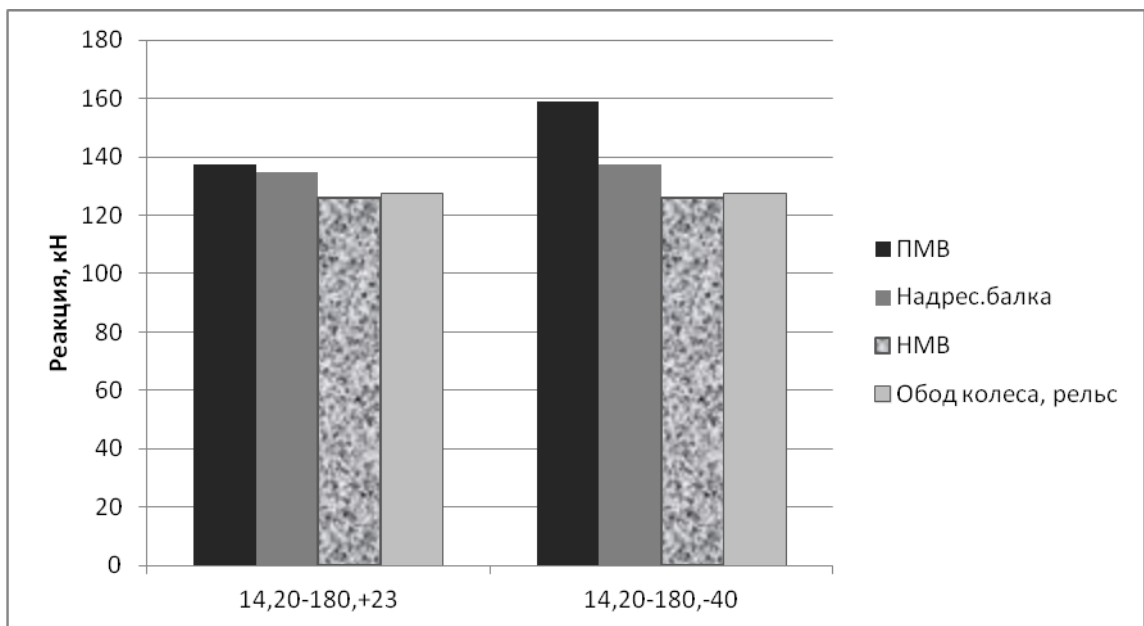


Рисунок 5.19 – Распределение реактивных сил в элементах системы при наличии демпфирующего элемента толщиной 14 мм в подпятниковой зоне в зависимости от температуры

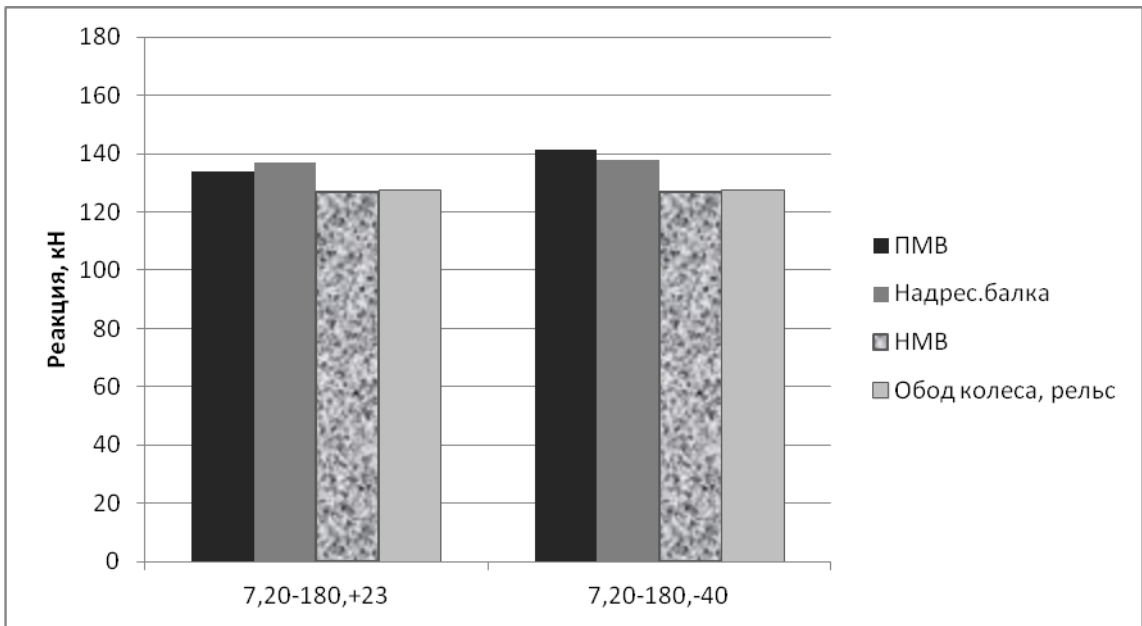


Рисунок 5.20 – Распределение реактивных сил в элементах системы при наличии демпфирующего элемента толщиной 7 мм в подпятниковой зоне в зависимости от температуры

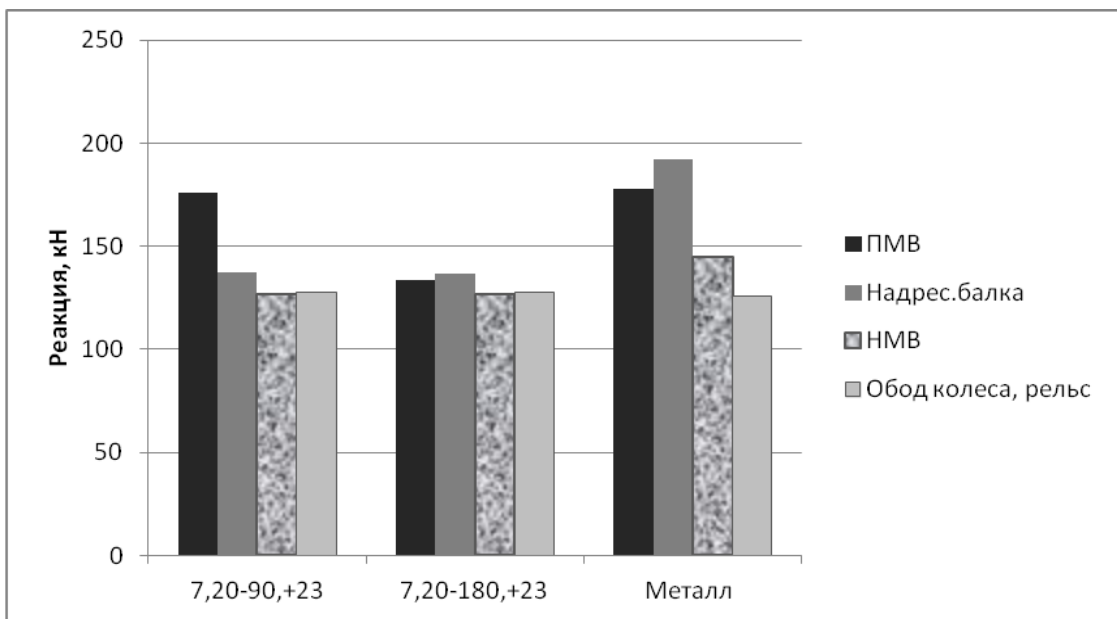


Рисунок 5.21 – Распределение реактивных сил в элементах системы при наличии демпфирующего элемента толщиной 7 мм и без него (сопряжение «металл-металл») при температуре +23 °С

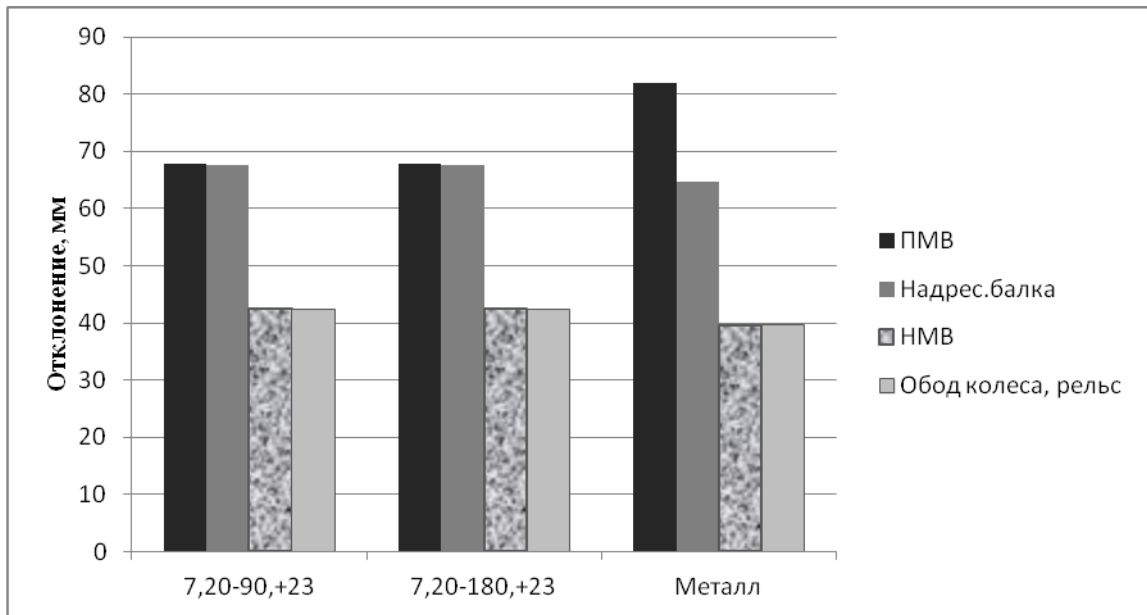


Рисунок 5.22 – Распределение отклонений в элементах системы при наличии демпфирующего элемента толщиной 7 мм и без него (сопряжение «металл-металл») при температуре +23 °С

Анализ распределения реактивных сил в элементах многомассовой колебательной системы «вагон-путь» показал, что с увеличением амплитуды колебаний до (20-180) кН при температуре +23 °С (рисунки 5.17, 5.18) вследствие меньших отклонений снижаются реактивные силы, возникающие в подрессоренной массе вагона, которые становятся сопоставимыми для демпфирующих элементов толщиной 7 мм и 14 мм. Реактивные силы в остальных элементах системы (надрессорной балке, неподдрессоренной массе вагона, ободе колеса и рельсе) практически не зависят от выбранных толщин демпфирующих элементов и амплитуды нагрузок.

При температуре -40 °С по сравнению с нормальной температурой реактивные силы (рисунки 5.19, 5.20), возникающие в подрессоренной массе вагона, увеличиваются с меньшей интенсивностью для более тонкого демпфирующего элемента (7 мм), и с большей – для элемента толщиной 14 мм.

Распределение отклонений элементов многомассовой колебательной системы в зависимости температуры и амплитуды нагрузок в случае установки в подпятниковую зону эластомера разной толщины является сопоставимым.

Интенсивность развития остаточной деформации эластомера из одного и того же материала(уменьшение его толщины) происходит пропорционально начальной толщине: чем больше начальная толщина, тем больше остаточная деформация в абсолютных величинах. Учитывая тот факт, что при прохождении вагоном кривых, вертикальных неровностей происходит перевалка кузова на край подпятника, то меньшая толщина амортизатора будет способствовать меньшей разуклонке с течением времени, что положительно скажется на динамике вагона.

Следовательно, наиболее рациональная толщина демпфирующего элемента, устанавливаемого в подпятниковую зону, для различных условий эксплуатации(порожнего и груженого режимов, положительных и отрицательных температур) составляет 7 мм.

Сравнительный анализ работы подпятникового узла при наличии демпфирующего элемента и без него показал [211], что при отсутствии амортизатора (рисунок 5.21) значительно возрастают реактивные силы в надрессорной балке - на ~55 кН (40 %), чуть с меньшей интенсивностью – в надрессоренной массе вагона - на ~18 кН (14 %). Реактивные силы на ободе колеса и рельсе можно считать сопоставимыми.

Распределение отклонений в элементах системы при наличии демпфирующего элемента толщиной 7 мм и без него(сопряжение «металл-металл») показало(рисунок 5.22) следующее: наличие амортизатора снижает на 14 мм (в 1,2) раза отклонения надрессоренной массы вагона, что приведет к уменьшению динамических ударных воздействий на кольцевую полиамидную износостойкую вставку, а также снижению влияния кузова вагона при уменьшении коэффициента трения между сопрягаемыми поверхностями пятника и подпятника.

Вследствие того, что демпфирующие свойства предлагаемых эластомерных элементов после регулярного циклического нагружения в сочетании с

термоциклированием, остаются в допустимых пределах, то положительный эффект от их применения в элементах вагона будет наблюдаться в течение длительного времени.

Выводы по пятому разделу

1. Разработанная модель и программа расчета многомассовой колебательной системы «вагон-путь» позволяет достаточно точно определить реактивные силы и отклонения в элементах системы в случае применения полимерного амортизирующего элемента в подпятниковой зоне, выбрать его рациональный вариант.

2. Исходными данными к программе являются аппроксимации экспериментально полученных динамических упруго-гистерезисных характеристик материалов с учетом влияния амплитуды нагрузок, частоты воздействий и температурных факторов, возникающих в подпятниковой зоне, что позволяет достаточно точно оценить работу эластомерного элемента в различных эксплуатационных условиях.

3. Наиболее рациональной толщиной демпфирующего элемента, устанавливаемого в подпятниковую зону, для различных условий эксплуатации (порожного и груженого режимов, положительных и отрицательных температур) является толщина 7 мм.

4. Применение предложенного полимерного амортизатора в подпятниковой зоне, по сравнению с типовой схемой (трибосопряжение «металл-металл»), позволит на ~55 кН (в 1,4 раза) снизить реактивные силы в надрессорной балке, а в недрессоренной массе вагона – на ~18 кН (в 1,14 раз).

5. Применение предложенного полимерного амортизатора с высокими демпфирующими свойствами, стойкими к термическому старению под нагрузкой, снижает на 14 мм (в 1,2 раза) отклонения поддрессоренной массы вагона, что приведет к уменьшению динамических ударных воздействий на кольцевую полиамидную износостойкую вставку, а также снижению влияния кузова вагона

при уменьшении коэффициента трения между сопрягаемыми поверхностями пятника и подпятника.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации решена актуальная научно-техническая проблема, связанная с разработкой новых технических решений для уменьшения интенсивности износа гребней колесных пар грузового вагона. Получены следующие результаты:

1. Предложен способ трибосопряжения «пятник-подпятник» через антифрикционную износостойкую композитную сэндвич-прокладку, состоящую из верхнего компонента – модифицированного полиамида 6 с низким коэффициентом трения и нижнего эластомерного компонента для демпфирования ударных нагрузок при прохождении вагоном различных неровностей пути, которое позволит уменьшить противокрутящий момент, препятствующий повороту тележки вокруг оси пятника в 2,91 раза, как в груженом, так и в порожнем режиме, тем самым улучшить вписывание тележек в кривые и снизить интенсивность износа гребней колес, которая будет уменьшаться пропорционально снижению противокрутящего момента.

2. Обоснована целесообразность применения аналогичных технических решений, снижающих коэффициент трения на скользуне до 0,11. В связи с чем перспективой дальнейших исследований является разработка способа снижения противокрутящего момента на скользуне за счет применения износостойких антифрикционных накладок с амортизирующим слоем.

3. Предложено применение в составе сэндвича полимерной эластичной вставки из морозостойкого резинового композита или термопластичного полиуретана рациональной жесткости, которая позволит уменьшить уровень динамических ударных воздействий на кольцевую износостойкую вставку, особенно при прохождении по неровностям пути, увеличить ее долговечность, а также снизить величину реактивных сил, действующих на надрессорную балку на ~55 кН (в 1,4 раза), неподрессоренную массу вагона - на ~18 кН (в 1,14 раз), уменьшить влияние кузова вагона при уменьшении коэффициента трения между сопрягаемыми поверхностями пятника и подпятника.

4. Разработаны методики экспериментальных исследований физико-механических свойств полимерных композиционных материалов (истираемости, коэффициента трения, упруго-гистерезисных свойств), которые позволяют определить реальные характеристики материалов и выбрать рациональные параметры дополнительных элементов, снижающих интенсивность износа узлов сухого трения вагонов.

5. Рекомендована, на основании проведенных исследований, к установке в зону подпятника надрессорной балки проектируемой платформы для перевозки контейнеров износостойкая композитная сэндвич-прокладка.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

В настоящей диссертации применяются следующие обозначения и сокращения:

АТМ Украины - Ассоциация технологов-машиностроителей Украины

БГТУ – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный технический университет»

ВНИИЖТ – Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта»

ВНИКТИ - Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава»

ИМЕТ РАН – Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт металлургии и материаловедения им. А.А. Байкова Российской академии наук

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

МГУПС – Московский государственный университет путей сообщения

МИИТ – Московский институт инженеров железнодорожного транспорта

МПС – Министерство путей сообщения

НТС – Научно-технический совет

ПО «ЖДАНОВТЯЖМАШ» - Производственное объединение «ЖДАНОВТЯЖМАШ»

ПГУПС – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I»

РГУПС - Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Ростовский государственный университет путей сообщения»

РЖД - Открытое акционерное общество «Российские железные дороги»

РУТ (МИИТ) - Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Российский университет транспорта»

СКО - Среднеквадратическое (стандартное) отклонение

ТР-2 - Текущий отцепочный ремонт вагона с отцепкой от транзитных и прибывших в разборку поездов или сформированных составов

ТПУ – Термопластичный полиуретан

УРГУПС - Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уральский государственный университет путей сообщения»

Элементы многомассовой колебательной системы «вагон-путь»:

ПМВ - Подрессоренная масса вагона (кузов)

Надрес.балка – Надрессорная балка

НМВ - Неподрессоренная масса вагона (боковая рама, букса, колесная пара)

СЛОВАРЬ ТЕРМИНОВ

В настоящей диссертации применены следующие термины с соответствующими определениями:

вязкоупругость: Проявление материалом одновременно упругих (подчиняющихся закону Гука) и вязких (подчиняющихся уравнению Ньютона) свойств, характеризующееся зависимостью деформации от времени, температуры, нагрузки и скорости внешнего воздействия.

деформация: Изменение линейных размеров или формы объекта под действием механического напряжения.

жѐсткость: Способность конструктивных элементов сопротивляться деформации при внешнем воздействии.

изнашивание: Процесс разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела и (или) накопления его остаточной деформации при трении, проявляющийся в постепенном изменении размеров и (или) формы тела.

износ: Результат изнашивания, определяемый в установленных единицах.

износостойкость: Свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения, оцениваемое величиной, обратной скорости изнашивания или интенсивности изнашивания.

истираемость: Способность материала изменяться в объѐме и массе под действием истирающих усилий.

каучук: Эластомер, который может быть или уже преобразован в состояние, при котором он, в основном, является нерастворимым (но может набухать) в кипящем растворителе, таком как метилэтилкетон и азеотропная смесь этанола и толуола.

колебательная система: Система, способная совершать свободные колебания.

кондиционирование образцов: Выдержка образцов в определенных условиях окружающей среды в течение определенного периода времени.

композит (композитный материал, композиционный материал):

Сплошной продукт, состоящий из двух или более материалов, отличных друг от друга по форме и/или фазовому состоянию и/или химическому составу и/или свойствам, скрепленных, как правило, физической связью и имеющих границу раздела между обязательным материалом (матрицей) и ее наполнителями, включая армирующие наполнители.

коэффициент механических потерь (относительный гистерезис): Доля рассеиваемой в виде механических потерь энергии, которая затрачивается на деформацию за цикл.

коэффициент трения: Отношение силы трения двух тел к нормальной силе, прижимающей эти тела друг к другу.

лубликация: смазывание контакта гребень колеса - боковая поверхность головки рельса.

модификация полимеров: Направленное изменение физико-химических, механических и/или химических свойств полимеров.

наполнитель: Относительно инертный материал, соединенный с термореактивным или термопластичным полимером до начала процесса отверждения, стеклования или кристаллизации, для изменения или придания требуемых свойств полимеру и/или матрице полимерного композита или для снижения стоимости конечной продукции.

нормализация (предварительное кондиционирование): Предварительная обработка образцов при определенных условиях окружающей среды с целью устранения или частичного снижения влияния предшествующего состояния материала преимущественно в отношении температуры и влажности.

образец для испытаний (образец): Часть пробы, непосредственно подвергаемая эксперименту при испытаниях.

остаточная деформация: Деформация, остающаяся после полного устранения нагрузки.

повторяемость (сходимость): Степень близости друг к другу независимых результатов измерений, полученных одним и тем же методом на идентичных

объектах в одинаковых условиях (один и тот же оператор, одно и то же оборудование, одна и та же лаборатория) в пределах небольшого промежутка времени.

полезная упругость: Доля возвращенной энергии за цикл деформации.

полимер: Вещество, состоящее из молекул, характеризующихся многократным повторением одного или нескольких атомов или групп атомов (составных звеньев), соединенных между собой в количестве, достаточном для проявления комплекса свойств, который остается практически неизменным при добавлении или удалении одного или нескольких составных звеньев.

сила трения: Сила сопротивления при относительном перемещении одного тела по поверхности другого под действием внешней силы, тангенциально направленная к общей границе между этими телами.

сополимер: Полимер, полученный из двух или более видов мономера.

сэндвич: Материал, имеющий многослойную структуру.

температура кристаллизации полимера: Температура, при которой происходит возникновение дальнего порядка во взаимном расположении сегментов макромолекул.

термопластичный эластомер: Полимерный материал, сочетающий свойства эластомеров при температуре эксплуатации со способностью при повышенных температурах обратимо переходить в пластическое или вязкотекучее состояние и перерабатываться в изделия из расплава по технологиям и на оборудовании для изготовления термопластов.

трибосопряжение: Две функционально связанные детали.

ударная вязкость: Способность материала поглощать механическую энергию в процессе деформации и разрушения под действием ударной нагрузки.

хладноломкость: Свойство некоторых металлов значительно снижать вязкость при пониженных температурах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колесин, Ю.В. Анализ причин интенсивного износа бандажей колесных пар тягового подвижного состава с целью увеличения срока их службы [Текст] / Ю.В. Колесин, В.В. Неглинский. // Отчет по научноисследовательской работе. ВНИИЖТ. - М.: 1986.
2. Гончаров, С. Миллиметр стоит дорого. [Текст] / С. Гончаров. // Гудок. - № 145.-23.08.2017.-2 полоса.
3. На 6% увеличилось количество отцепок в ТР-2 на сети РЖД за 10 месяцев 2020 года [Электронный ресурс] // Информационное Агентство РЖД-Партнер.РУ: официальный сайт. 13 ноября 2020.- Режим доступа: <https://news.rambler.ru/incidents/45232929-na-6-uvelichilos-kolichestvo-ottsepok-v-tr-2-na-seti-rzhd-za-10-mesyatsev-goda> (дата обращения 25.11.2020).
4. Романова, А.Т. Мероприятия по сокращению энергозатрат, связанных с преодолением сил трения [Текст] / А.Т. Романова, Г.П. Мокриденко // Сб. докладов международной конференции по экономии энергоресурсов и смазочных материалов. - Гардоньи. Венгрия, 1990. - С.82-87.
5. Романова, А.Т. Взаимозависимость показателей экономической эффективности работы железнодорожного транспорта и затрат, связанных с работой по преодолению сил трения // "INSYCONT 94": Труды IV международной конференции по трибологии. - Краков: Польша, 1994. - С.252-259.
6. Романова, А.Т. Влияние триботехнических потерь на экономические показатели железнодорожного транспорта России [Текст] / А.Т. Романова, Ю.М. Лужнов, А.В. Чичинадзе // Материалы научно-практической конференции «Ресурсосберегающие технологии на железнодорожном транспорте». - М.: МГУПС (МИИТ), 1998. – С. 45-50.
7. Романова, А.Т. Экономическое прогнозирование топливно-энергетического баланса железнодорожного транспорта в условиях научно-

технического прогресса и ограничений на ресурсы [Текст]: дис. д-ра экон. наук: 08.00.05 / Романова Алина Терентьевна. - М., 1995. - 350 с.

8. Мугинштейн, Л.А. Технические и экономические проблемы сцепления колесных пар локомотивов с рельсами [Текст] / Л.А. Мугинштейн // Труды международной конференции «Проблемы взаимодействия колеса и рельса» ШНА '99. - М.: 1999. - С. 307-312.

9. Панькин, Н.А. Причины интенсивного износа гребней и рельсов и пути его устранения. - Железнодорожный транспорт. – 1991, №11. - с.57-59.

10. Холодецкий, А.А. К вопросу о влиянии скорости и неправильного вида колес на динамические прогибы рельсов. - М., 1915. - 93 с.

11. Холодецкий, А.А. Исследование влияния внешних сил на верхнее строение пути // Инженер. - 1898. - № 9. - С. 177-202.

12. Петров, Н.П. Давление колес на рельсы железных дорог, прочность рельсов и устойчивость пути [Текст] - Петроград, 1915. - 327 с.

13. Цеглинский, К.Ю. Железнодорожный путь в кривых [Текст] - М., 1903. - 155 с.

14. Цеглинский, К.Ю. Курс железных дорог [Текст] // Общие сведения о железных дорогах. Подвижной состав и условия прохождения его по рельсовой колее. Проектирование железнодорожной линии. - М. - 1913. Т. 1, вып. 1. - 263 с.

15. Годыцкий-Цвирко, А.М. Взаимодействие пути и подвижного состава железных дорог [Текст] - М.: Гострансиздат, 1931. - 215 с.

16. Жуковский, Н.Е. Трение бандажей железнодорожных колес о рельсы [Текст] // Собр. соч. - М.-Л.: Госиздат, 1950. - Т. 7. - С. 426-478.

17. Тимошенко, С.П. К вопросу о вибрациях рельсов. О динамических напряжениях в рельсах [Текст] / С.П. Тимошенко // Вестник инженеров.– 1915, – т. 1, N 4. – С. 143-152.

18. Аппель, П. Теоретическая механика, т. I. [Текст] / П.Аппель. - Физматгиз», 1960. - 515 с.

19. Аппель, П. Теоретическая механика, т. II. [Текст] / П.Аппель. - Физматгиз», 1960. - 487 с.

20. Klingel H. Uber den Lauf der Eisenbahnwagen auf gerader Bahn. Organ fur die Fortschritte des Eisenbahnwagens in technischer Beziehung [Текст] // Neue Folge. XX Band. - 1883. - № 4. - S. 113-123.
21. Uebelacker G. Untersuchungen uber die Bewegung von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrummungen [Текст] // C.W. Kreidel's Verlag. - 1903. – 26 s.
22. Carter, F.W. On the action of locomotive driving wheel [Текст] /F.W. Carter //Proc. Roy. Soc. -Ser. A. - 1926. - V. 112. - S. 151-157.
23. Марье, Г. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / Перевод под редакцией Н.А. Бредихина, Н.Т. Митюшина и Ф.В. Пугачевского. - М.: Гос- желдориздат, 1933. - 338 с.
24. Хейман, Х. Направление железнодорожных экипажей рельсовой колеи [Текст] - М.: Трансжелдориздат, 1957, - 416 с.
25. Калкер, И.И. Обзор теории локального скольжения в области упругого контакта с сухим трением [Текст] / Калкер И.И., де Патер А.Д. // Прикладная механика. - 1971. - Т. 7. - Вып. 5. - С. 9-20.
26. Bychly I. Führung und Lau des Lokomotivrades im Gleis [Текст] // Schweizerische Bauzeitung. - 1923. - V. 32. - № 2. - S. 119-125.
27. Sachs G. Versuche uber die Reibung fester Korper [Текст] // Zeitschri fur angewandte Math und Mech. - 1924. - Bd. 4. - №. 1.
28. Ершков, О.П. Расчеты поперечных горизонтальных сил в кривых [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М.,1966. - Вып. 301.-235 с.
29. Шахунянц, Г.М. Расчеты верхнего строения пути [Текст] - М.: Трансжелдориздат, 1959. - 261 с.
30. Вериго, М.Ф. Вертикальные силы, действующие на путь при прохождении подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М.: Трансжелдориздат. - 1955. - Вып.97. -228 с.
31. Вериго, М.Ф. Анализ методов математического моделирования динамических процессов в исследованиях интенсивности развития бокового износа рельсов и гребней колес [Текст] / М.Ф. Вериго // Вестник Всесоюз. н.-и.

ин-та ж.-д. транспорта. - М., 1997. - № 6. - С. 24-32.

32. Вериго, М.Ф. К вопросу о процессах взаимодействия необрессоренных масс и пути [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган // Вестник Всесоюз. н.-и. ин-та ж.д. транспорта. - Москва, 1969. - Вып.6. - С.22-25.

33. Вериго М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган; под общ. ред. М.Ф. Вериго. - М.: Транспорт, 1986. - 559 с.

34. Вериго, М.Ф. Имитационное моделирование сил взаимодействия экипажа и пути [Текст] / М.Ф. Вериго, Г.И. Петров, В.Д. Хусидов // Бюллетень ОСЖД. - Варшава, 1993. - № 4. - С. 3-8.

35. Вершинский, С.В. Динамика вагона [Текст] / С.В Вершинский., В.Н. Данилов, И.И. Челноков. - М.: Транспорт, 1978. - 352 с.

36. Коган, А.Я. Вертикальные динамические силы, действующие на путь [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М.: Транспорт, - Вып. 402, 1969. - 205 с.

37. Коган, А.Я. Поперечные горизонтальные силы, действующие на железнодорожный путь в прямых участках [Текст] / Коган А.Я. [и др.]. // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М.: Транспорт, 1979. - Вып. 619. - 88 с.

38. Яковлев, В.Ф. Исследование сил взаимодействия, деформаций и напряжений в зоне контакта железнодорожных колес и рельсов [Текст]: автореф. дис. д- ра техн. наук. - Л., 1964. - 31 с.

39. Яковлев, В.Ф. Исследование сил взаимодействия колеса и рельса с учетом нелинейных односторонних связей и переменных масс [Текст] / В.Ф. Яковлев. - Л.: Труды ЛИИЖТа, 1964. - Вып.233. - С. 122.

40. Яковлев, В.Ф. О параметрах расчетной схемы сил взаимодействия в контакте колеса и рельса [Текст] / В.Ф. Яковлев. - Л.: Труды ЛИИЖТа, 1964. - Вып.222. - С. 123.

41. Медель, В.Б. Исследования движения железнодорожных экипажей в кривых [Текст] //Тр. Томского электромех. ин-та ж.-д. трансп. - 1956. Вып. 20. -

207 с.

42. Медель, В.Б. Основные уравнения динамики подвижного состава железных дорог [Текст] // Науч. труды Моск. эл.-мех. ин-та инж. ж.-д. транспорта. - М.: Трансжелдориздат, 1948. - Вып. 55. -143 с.

43. Богданов, В.М. Снижение интенсивности износа гребней колес и бокового износа рельсов [Текст] // Железнодорожный транспорт. - 1992 - №12. - С. 30-34.

44. Богданов, В.М. Проблемы износа колес и рельсов. Возможные способы борьбы [Текст] / В.М. Богданов, Ю.А. Евдокимов, В.Н. Кашников, Я.А. Майба // Железнодорожный транспорт. - 1996. - №12. - С. 30-31.

45. Богданов, В.М. Об износе колес и рельсов / В.М. Богданов, Л.И. Бартенева // Железнодорожный транспорт. - 1999. - №7. - С. 48-50.

46. Богданов, В.М. Современные проблемы системы колесо - рельс [Текст] /В.М. Богданов, С.М. Захаров // Железные дороги мира. - 2004. - № 1. - С. 57-62.

47. Грачева, Л.О. Взаимодействие вагонов и железнодорожного пути [Текст]// Науч. тр. ВНИИЖТ.- М.: Транспорт, 1968,- Вып. 356. – 207 с.

48. Грачева, Л.О. Причины интенсивного износа гребней колес и бокового износа рельсов и оценка безопасности от схода в кривых участках пути [Текст] / Л.О.Грачева., Л.Н.Косарев // Сб. науч. тр. ВНИИЖТ. - Москва, 1995. Проблемы повышения безопасности движения.- С. 56-66.

49. Камаев, А.А. Исследование на моделях воздействия подвижного состава на путь в кривых [Текст] // Улучшение динамических и экономических характеристик локомотивов. - М.: Машгиз, 1961. - С. 5-42.

50. Камаев, А.А. К вопросу моделирования факторов, определяющих износ колес и рельсов, на физическом стенде [Текст]/ Камаев А.А., Михальченко Г.С. [и др.]// Науч. труды Омского ин-та инж. ж.-д. транспорта.- Омск, 1975.- Т. 172. Взаимодействие подвижного состава и пути, динамика локомотивов.- С.49-53.

51. Хусидов, В.Д. Колебания грузовых вагонов при нелинейных связях

кузова с тележками [Текст] // Вестн. Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М., 1967. - № 1. - С. 26-30.

52. Хусидов, В.Д. Методика компьютерной оценки безопасности движения подвижного состава [Текст] / В.Д. Хусидов, Ю.С. Ромен Ю.С, Г.И. Петров [и др.]. – М.:МПС. - 1999. – 23 с.

53. Филиппов, В.Н. Особенности расчета, анализа и пути улучшения динамических показателей перспективных большегрузных вагонов [Текст]: дис... д-ра техн. наук: 05.22.07 /Филиппов Виктор Николаевич. - М., 1986. - 384 с.

54. Филиппов, В.Н. К вопросу улучшения динамических качеств восьмиосных вагонов [Текст] / В.Н. Филиппов, И.В. Козлов, А.В. Смольянинов // Проблемы механики железнодорожного транспорта: Межвуз. сб.научн.трудов. – К.: Наукова думка. - 1980. – С. 141-142.

55. Филиппов, В.Н. Уменьшение износа гребней колес восьмиосных цистерн на дорогах Сибири Дальнего Востока [Текст] / В.Н. Филиппов, И.В. Козлов, В.М. Меланин // Тезисы научно-технической конференции кафедр ОмИИТа. – Омск. - 1980. – С. 39.

56. Филиппов, В.Н, Методика исследования динамических качеств четырехосных вагонов с гасителями колебаний различной мощности [Текст] / В.Н. Филиппов, И.В. Козлов, В.А. Двухглазов, А.В. Смольянинов // Труды МИИТа. — М. - 1980. — Вып. 677. — С. 70–77.

57. Филиппов, В.Н. Исследование влияния размерных допусков, износов деталей гасителя колебаний тележки ЦНИИ-ХЗ-О на величину коэффициента относительного трения (в вероятностном аспекте) [Текст] / В.Н. Филиппов, А.В. Смольянинов, Г.И. Петров /// Межвузовский сборник. –М.:МИИТ. - 1981. – Вып. 647. С. 61-66.

58. Петров, Г.И. Математическая модель и методика исследования пространственных колебаний многоосных грузовых вагонов с различными схемами ходовых частей и опорных устройств [Текст] / Г.И. Петров, В.Д. Хусидов, В.Н. Филиппов. – ЦНИИТЭИтяжмаш, 1988. - № 2. - 43 с.

59. Петров, Г.И. Моделирование силовых взаимодействий надрессорной балки при построении компьютерной модели тележки вагона [Текст] / Г.И. Петров, С.В. Калетин, О.И. Паначев, С.И. Порядин, М.В. Сапетов, А.О. Иванов // МИИТ. - 2013. - XIV научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. VII-37.

60. Петров, Г.И. Численный эксперимент по оценке влияния фрикционных свойств контакта колесо-рельс на показатели износа и динамики порожнего полувагона [Текст] / Г.И. Петров, Д.В. Иванов, В.М. Кузович, М.В. Козлов, С.С. Андриянов, Н.К. Игембаев // МИИТ. - 2008. - IX научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. XIV9- XIV11.

61. Петров, Г.И. Влияние отступлений геометрии пути на динамику грузового вагона [Текст] / Г.И. Петров, Е.Г. Адильханов, Ш.А. Секерова, Н.К. Игембаев // МИИТ. - 2009. - X научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. VII-3-VII-4.

62. Петров, Г.И. Особенности моделирования силовых связей при компьютерном моделировании движения и схода колесной пары вагона с учетом качения, подкальзывания и скольжения обода и гребня колеса по боковой грани головки рельса [Текст] / Г.И. Петров, Д.В. Шпади, А.Г. Петров, С.В. Калетин, С.И. Порядин, О.И. Паначев // МИИТ. - 2015. - XVI научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов». - С. II-101 -II-106.

63. Петров, Г.И. Оценка безопасности движения вагонов при отклонениях от норм содержания ходовых частей и пути [Текст] / Г.И. Петров, А.Н. Шамаков, В.М. Богданов, В.М. Меланин, Н.В. Телегин.- Глобус, 2003. - 257 с.

64. Хохлов, А.А. Решение экспериментальных задач динамики вагонов [Текст] - М.: МИИТ, 1982. - 105 с.

65. Корольков, Е.П. Снижение износа колес железнодорожного подвижного состава при конструктивных изменениях ходовых частей [Текст]: дис... д-ра техн. наук: 05.22.07 / Корольков Евгений Павлович. - М., 1997. - 229 с.

66. Корольков, Е.П. Испытания колес с новым профилем катания [Текст] / Е.П. Корольков, Т.Н. Коршунов, В.Е. Луцев // Железнодорожный транспорт. - 1993. - №8. - С. 37-38.
67. Савоськин, А.Н. Об учете влияния характеристик экипажа и пути на возмущения, вызывающие вертикальные колебания рельсовых экипажей [Текст] // Науч. труды Моск. ин-та инж. ж.-д. транспорта. - М., 1970. - Вып. 329. - С. 14-33.
68. Ромен, Ю.С. Исследование бокового воздействия подвижного состава на путь с применением электронных вычислительных машин [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М.: Транспорт, 1969. - Вып. 385. - С. 7194.
69. Ромен, Ю.С. Методы расчетов динамических процессов в подвижном составе с учетом неровностей железнодорожного пути в эксплуатации [Текст]: автореф. дис. д-ра техн. наук. - М., 1986. - 31 с
70. Бурчак, Г.П. Моделирование возмущений в виде горизонтальной неровности оси пути для исследования извилистого движения рельсового экипажа [Текст] / Г.П. Бурчак., А.Н. Савоськин А.Н., Г.Н. Фрадкин, В.С. Коссов // Труды МИИТ. - 1997. - Вып. 912. - С. 23-28.
71. Коссов, В.С. Улучшение условий взаимодействия колес локомотивов с рельсами [Текст] // Железные дороги мира. - 2000. - № 4. - С. 22-29.
72. Коссов, В.С. Влияние лубрикации рельсов на динамические качества и износ гребней колес при движении локомотива в кривых [Текст] // Вопросы транспортного машиностроения: сб. - Брянск: БГТУ, 2000. - С. 31-39.
73. Коссов, В.С. Математическая модель пространственных колебаний грузового тепловоза для исследования движения в режиме тяги и выбега [Текст] / Коссов В.С., Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Галичев А.Г. // Труды ВНИТИ, Коломна, 1999. - Вып. 79. - С. 143-158.
74. Коссов, В.С. Методика расчетно -экспериментальных исследований триботехнической системы колесо-рельс для тягового подвижного состава [Текст] // Труды ВНИТИ. - Коломна, 1998. - Вып. 77. -С. 3-6.

75. Коссов, В.С. Снижение нагруженности ходовых частей локомотивов и пути [Текст]: дис... д-ра техн. Наук: 05.22.07 / Коссов Валерий Семенович. - Коломна, 2001. - 339 с.

76. Коссов, В.С. Результаты динамических и по воздействию на путь испытаний поездов повышенной массы и длины [Текст] / В.С. Коссов, В.А. Гапанович, А.А. Лунин, А.В. Спилов, А.В. Трифонов // Техника железных дорог (Вестник Института проблем естественных монополий: Техника железных дорог).- 2018.-№ 2. - с. 82-87.

77. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств [Текст] / Под ред. Ушкалова В.Ф. - Киев: Наук. думка, 1989. - 240 с.

78. Черкашин, Ю.М. Об устойчивости движения железнодорожного подвижного состава [Текст] / Черкашин Ю.М., Шестаков А.Л. // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М., 1982. - Вып. 649. - С. 42-49.

79. Ершков, О.П. Расчет рельса на действие боковых сил в кривых [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М., 1960. - Вып. 332, - 168 с.

80. Ершков, О.П. Построение графиков удельных характеристик и графиков паспортов вписывания железнодорожных экипажей в кривых [Текст] // Науч. труды Всесоюз. н.-и. ин-та ж.-д. транспорта. - М., 1963. - Вып. 268. - С. 64-125.

81. Лысюк, В.С. Причины и механизм бокового износа рельсов и гребней колес [Текст] / В.С.Лысюк // Путь и путевое хозяйство. - 1997. - №1. - С. 33.

82. Захаров, С.М. Трибологические аспекты взаимодействия колеса и рельса [Текст] / Захаров С.М., Жаров И.А., Комаровский И.А. // Сб. докладов Межд. конф. ассоциации тяжеловесного движения «Проблемы взаимодействия колеса и рельса» (М., 1999). - Т. 1. - С. 221-228.

83. Данилов, В.Н. Железнодорожный путь и его взаимодействие с подвижным составом [Текст] - М.: Трансжелдориздат, 1961. - 111 с.

84. Voronenko Yu., Orlova A., Rudakova E. Influence of construction schemes and parameters of three-piece freight bogies on wagon stability, ride and curving

qualities (Влияние конструктивных схем и параметров трехэлементных грузовых тележек на устойчивость, качества хода и вписывания вагона в кривые) // *Vehicle System Dynamics*. - Vol.44. - 2006. - p. 402-414.

85. Давыдов, А. Н. Определение параметров боковых скользунов постоянного контакта для грузовых вагонов [Текст] / А.Н. Давыдов, А.В. Смольянинов // *Транспорт Урала*. – Екатеринбург, 2015. – №1 (44). – С. 62-66.

86. Давыдов, А.Н. Распределение вертикальной нагрузки между подпятником надрессорной балки и упругими боковыми опорами постоянного контакта [Текст] / А.Н. Давыдов // *Безопасность движения, совершенствование конструкции вагонов и ресурсосберегающие технологии в вагонном хозяйстве: Сб. науч. тр. / Под науч. ред. А.В. Смольянинова*. – Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2010. – Вып. 76 (159). – С. 63-70.

87. Буйносов А.П. Взаимодействие колеса и рельса [Текст // *Путь и путевое хозяйство*. - 1999. - №5. - С. 22-25.

88. Буйносов А. П. Основные причины интенсивного износа бандажей колесных пар подвижного состава и методы их устранения [Текст] / *Научное издание*. – Екатеринбург: Изд-во УрГУПС, 2009. – 224 с.

89. Левинзон, М.А. Теоретическое исследование причин повышенного бокового износа рельсов в кривых малого радиуса при пропуске грузовых вагонов в поездах повышенной массы [Текст] // *Сб. науч. трудов Всесоюз. н.-у. ин-та ж.-д.транспорта*. - М., 1992. Исследование прочности, устойчивости воздействия на путь и технического обслуживания вагонов в поездах повышенной массы и длины. - С. 108-112.

90. Яковлева, Т.Г. Железнодорожный путь [Текст] / Т.Г. Яковлева, Н.М. Карпущенко, С.И. Клинов, Н.Н. Пуртя, М.П. Смирнов. - М.: Транспорт, 1999. – 405 с.

91. Pater de A.D. On the Reciprocal Pressure between Two Elastic Bodies // *Proc. of Symp. on Rolling Contact Phenomena*. - Amsterdam: Ed. Bidwell, 1962. - P. 29-75.

92. Muller C. T. Dynamische Probleme des Bogenlaufes von Eisenbahnfahrzeugen [Текст] // ZEV-Glasers Annalen. - 1956. - V. 80. - № 8. - S. 233-241.

93. Данович, В.Д. Влияние способа определения сил псевдоскольжения на результаты решения задачи взаимодействия пассажирского вагона и пути [Текст] / В.Д. Данович, Т.Ф. Мокрый, Е.В. Трубицкая. - Днепропетровск, 1983. - 16 с.

94. Данович, В.Д. Пространственные колебания грузового вагона при движении по пути с дерерминированными и случайными неровностями [Текст] / В.Д. Данович, Р.С. Липовский, Р.Б. Грановский // Механика наземного транспорта. – К.: Наукова думка, 1977. –С. 37-41.

95. Данович, В.Д. Об учете инерционных свойств пути при исследовании пространственных колебаний рельсового экипажа [Текст]/ В.Д. Данович // Динамика и прочность высокоскоростного наземного транспорта. – К.: Наукова думка. - 1976. –С.148-151.

96. Лазарян, В.А. Вопросы динамики подвижного состава [Текст]/ В.А. Лазарян, М.Л. Коротенко, В.Д. Данович // сб. трудов ДИИТа. – Днепропетровск: ДИИТ. – 1967. –Вып.68. – С.42-47.

97. Соколов, М.М. Динамическая нагруженность вагона [Текст]/ М.М. Соколов, В.Д. Хусидов, Ю.Г. Минкин. – М., Транспорт. – 1981. – 207 с.

98. Коротенко, М.Л. Дифференциальные уравнения пространственных колебаний четырехосного грузового вагона с учетом конечной жесткости кузова и инерционных свойств основания [Текст] / М.Л. Коротенко, В.Д. Данович // Проблемы механики наземного транспорта: Межвуз. сб.научн.трудов. – Д., 1978. – Вып. 199/25. – С. 3-13.

99. Погорелов, Д.Ю. Универсальный механизм. Руководство пользователя [Текст] / Под ред. Д.Ю. Погорелова. – Брянск: БГТУ. - 1993. - 2008.

100. Михальченко, Г.С. Исследование пространственных колебаний рельсовых экипажей с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» [Текст] / Г.С. Михальченко, Д.Ю. Погорелов, В.А. Симонов, А.В.

Круговых, В.В. Симонов // ДГТУ. - 1996. - Тез. докл. IX Между нар. конф. - С. 107-108.

101. Орлова, А.М. Тележка модели 18-9810 по технологии Barber-S-2 [Текст] / А.М. Орлова, Е.А. Щербаков // ПГУПС. - 2009. - С. 131-132.

102. Американские железнодорожные энциклопедии: Вагоны. Перевод с английского. Под редакцией П.И. Травина // М.: Трансжелдориздат.-1937.-[2].-VI.-844 с.

103. Петров, Г.И. Этапы и перспективы развития конструкций двухосных тележек грузовых вагонов [Текст] / Г.И. Петров, В.Н. Филиппов, Н.К. Игембаев, А.Г. Петров // Железнодорожный транспорт.-2010.-№2.-с.33-36.

104. Патент № 201083 U1 RU, № заявки 2020126733. Люлочное подвешивание тележки грузового вагона [Текст] / В.А. Никонов, В.С. Коссов [и др.]; заявитель / Акционерное общество "Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава" (АО "ВНИКТИ") (RU); заявл. 2020.08.10; опубл. 2020.11.26.

105. Патент № 179384 U1 RU, № заявки 2017114957. Двухосная скоростная тележка с люлочным центральным подвешиванием для вагона-платформы [Текст] / В.Е. Гречушкин [и др.]; заявитель / Открытое Акционерное общество "Демиковский Машиностроительный завод" (ОАО "ДМЗ") (RU); заявл. 2017.04.28; опубл. 2018.05.11.

106. Бороненко, Ю.П. Обобщение накопленного опыта проектирования тележек грузовых вагонов для создания их типоразмерного ряда [Текст] / Ю.П. Бороненко, А.М. Орлова // Вюник ДНУЖТ 1меш академика В. Лазаряна. - Вип. 5. - Д: ДНУЖТ, 2004. - с. 25-30.

107. Бороненко, Ю.П. Каким быть тележкам для вагонов нового поколения? [Текст] : научное издание / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова // Вагоны и вагон. х-во. - 2005. - N 1. - С. 40-41.

108. Бороненко Ю.П., Рудакова Е.А., Орлова А.М. Инновации в тележках грузовых вагонов: реальность и перспективы // Наука и транспорт. – Сб. – 2009. - С. 14-17.

109. Boronenko Yu., Orlova A., Rudakova E. Influence of construction schemes and parameters of three-piece freight bogies on wagon stability, ride and curving qualities // Vehicle System Dynamics, Vol.44, 2006. - P. 402-414.

110. Нирконэн, В.Т. Повышенный износ колесных пар и рельсов [Текст] / В.Т. Нирконэн // Путь и путевое хозяйство. - 2009 - № 9. - с. 13-14.

111. Контактно - усталостные повреждения колес грузовых вагонов [Текст] / Под ред. Зазарова С.М. - М.: Интекст, 2004. - 160 с.

112. Крагельский, И. В. Трение и износ [Текст] / И. В. Крагельский. - М.: Машиностроение, 1968. - 123 с.

113. Чичинадзе, А. В. Основы трибологии (трение, износ, смазка) [Текст]: учебник для технических вузов. 2-е изд. переработ, и доп. / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буше и др.; под общ. ред. А. В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 2001. - 664 с.

114. Гусева, А.И. Экономическое обоснование методов управления ресурсосбережением на железнодорожном транспорте [Текст]: дис... канд. экон. наук: 08.00.05 / Гусева Алла Ивановна.- М., 2015.- 199 с.

115. Лужнов, Ю.М. Исследование причин роста числа выщербин на бандажах локомотивов на Северной железной дороге: Отчет о НИР [Текст] / Ю.М. Лужнов. - М.: МИИТ, 1976. - 42 с.

116. Лужнов, Ю.М. Теплофизические основы трибологического взаимодействия колес подвижного состава и рельсов на железнодорожном транспорте [Текст] / Ю.М. Лужнов, А.В. Чичинадзе, О.А. Говорков, А.Т. Романова // Труды международной конференции «Проблемы взаимодействия колеса и рельса» ГННА '99. - М., 1999.

117. Лужнов, Ю.М. Статистическая оценка влияния факторов на коэффициент сцепления локомотивов [Текст] / Ю.М. Лужнов, В.А. Попов, Н.А. Сазонова // Труды научно-технической конференции "Создание и техническое

обслуживание локомотивов большой мощности". - Ворошиловград: ВПИ, 1985. - С. 46.

118. Лужнов, Ю.М. Сцепление колес с рельсами (природа и закономерности) [Текст] / Ю.М. Лужнов. - М.: Интекс, 2003. - 144 с.

119. Лужнов, Ю.М. Физические основы и закономерности сцепления колес локомотивов с рельсами ресурсы [Текст]: дис. д-ра техн. наук. / Лужнов Юрий Михайлович. - М.: МИИТ, 1978. - 230 с.

120. Голубенко, А. Л. Сцепление колеса с рельсом [Текст] / А.Л. Голубенко. - К.: ВИПОЛ, 1993. - 448 с.

121. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ [Текст]/ Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. - М.: Машиностроение, 1977. - 526 с.

122. Berthitr Y. The Third Body Concept [Текст] // Proceedings of the 22nd Leeds-Lyon Symposium on Tribology «Interpretation of Tribological Phenomena-95». Tribology Series 31. Elsevier Science, - Amsterdam, 1996. - 747 p.

123. Hou K. Rheological Model of Solid Layer in Rolling Contact [Текст] / Hou K., Kalousek J., Magel E. // Wear. - 1997 - V. 211. - P. 134-140.

124. Шаповалов, В.В. Повышение эффективности лубрикации железнодорожного транспорта [Текст] / Шаповалов В.В., Евдокимов Ю.А., Богданов В.М., Майба И.Л. // Железнодорожный транспорт. - 1993. - № 7. - С. 40-41.

125. Черный, В.С. Комплексная технология рельсосмазывания [Текст] / Черный В.С., Богданов В.М., Шаповалов В.В. // :Железнодорожный транспорт. - 1999. - № 5. - С. 27-28.

126. Шаповалов, В.В. Повышение эффективности фрикционной системы «колесо - рельс». [Текст] / Шаповалов В.В., Щербак П.Н., Богданов В.М., Фейзов Э.Э., Харламов П.В., Фейзова В.А. Вестник ВНИИЖТ. – 2019.-78(3).-С.177-182.

127. Тувшинтур, Б. Применение смазки для системы «колесо-рельс». Б. Тувшинтур, Д.И. Винокуров, Г.А. Якимова, В.Е. Гозбенко [Текст] / Решение проблемы износов с использованием отходов производства. Системы. Методы. Технологии.-2015.- №3 (276). - С.23-31.

128. Трифонов, А.В. Исследования влияния трибологического состояния рельсов на взаимодействие подвижного состава и пути методом математического моделирования [Текст] / А.В. Трифонов, В.С. Коссов, Ю.А. Панин, В.А. Быков // Вестник Научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава (Вестник ВНИКТИ).- 2015. - № 97. - С. 5-15.

129. Панин, Ю.А. Снижение бокового воздействия подвижного состава на путь применением комбинированной лубрикации рельсов [Текст]: дис. канд. техн. наук. - Коломна, 2005. - 174 с.

130. Панин, Ю.А. Снижение бокового воздействия на путь как результат применения комбинированной лубрикации рельсов [Текст] / Панин Ю.А., Коссов В.С., Трифонов А.В. // Труды ВНИКТИ. - Коломна, 2005. - Вып. 85.- С. 159-166.

131. Eadie D.T., Kalouser J. Sray it on, let'em roll [Текст] // Railway Age. - 2001. - № 6. - P. 48-49.

132. Эффективность смазывания рельсов [Текст] // Железные дороги мира. - 1996. - № 6, - С. 55-62.

133. Эффективность лубрикации рельсов [Текст] // Железные дороги мира. - 2011. - № 1. - С. 65-68.

134. Исаев, И.П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами. [Текст] / Исаев И.П., Лужнов Ю.М. // Машиностроение.- Транспорт.- 1985.- 238 с.

135. Буйносов, А. П. Износ бандажей и рельсов: причины и возможности сокращения [Текст] / А. П. Буйносов // Железнодорожный транспорт. - 1994. - №10. - С. 39-41.

136. Буйносов, А.П. Методы повышения ресурса колесных пар тягового подвижного состава [Электронный ресурс]: монография / А.П. Буйносов .- М.: ФГБОУ "Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2010.- 224 с.

137. Шилер, А.В. Математическая модель динамического взаимодействия колесной пары с гибкими бандажами и рельсовой колеи / А.В. Шилер, В.В. Шилер, А.Б. Кильдибеков // Известия Петербургского университета путей сообщения. - 2013. - № 3 (36). - С. 79-90.

138. Шилер, А.В. Новая конструкция колесной пары для рельсового транспорта / А.В. Шилер, В.В. Шилер // Техника железных дорог. - 2012. - №4 (20). - С. 64 - 73.

139. Шилер, А.В. Результаты натурных статических испытаний колесной пары блочной конструкции для грузового вагона железнодорожного транспорта / А.В. Шилер, В.В. Шилер // Техника железных дорог. - 2019. - №1 (45). - С. 84 - 88.

140. Shiler A. Assembly and dynamics tests of newly designed flexible railway wheelset / A. Shiler, I. Galiev, V. Shiler // Procedia Engineering 2016 Pages 1172-1178 26th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, 2016, - pp.1171-1178.

141. Shiler A. Block design of a wheelset for railway transport/ A. Shiler, I. Galiev, V. Shiler // January 2019 MATEC Web of Conferences 265:02017. - pp. 1-6.

142. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту «Скользуны постоянного контакта» РД 32 ЦВ 116-2011, утверждено и введено в действие с 1 апреля 2012 года.

143. Патент № 2530201 С2 RU, № заявки 2011104586/11. Узел опорного скользуна с постоянным контактом для железнодорожного вагона [Текст] / О'ДОННЕЛ Уильям П. [и др.]; заявитель / Майнер Энтерпрайзис, Инк. (US); заявл. 2010.06.17; опублик. 2014.10.10.

144. Патент № 2 415 768 С2 RU, № заявки 2011104586/11. Скользун опорный [Текст] / Андреев А.А.; заявитель / Андреев А.А.; заявл. 2018.09.04; опублик. 2011.04.10.

145. Оценка динамических сил, действующих на скользуны постоянного контакта для тележек грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова и др. // Техника железных дорог. - 2012. - № 1 (17). - С. 26 - 29.

146. Роликовый скользун-демпфер 4-осного полувагона [Электронный ресурс] // Акционерное общество «НВЦ «Вагоны».: [сайт]. - Режим доступа: http://www.nvc-vagon.ru/services/advanced_developments/service1_2.html

147. Патент № 2530201 С2 RU, № заявки 2009104268/11. Боковая опора

грузового вагона [Текст] / Ефимов В.П. [и др.]; заявитель / Открытое акционерное общество "Научно-производственная корпорация "Уралвагонзавод" имени Ф.Э. Дзержинского"; заявл. 2010.06.17; опубл. 2014.10.10.

148. Ромен, Ю.С. Влияние технического состояния узлов опирания грузовых вагонов на сопротивление повороту тележек [Текст] / Ю.С. Ромен, В.М. Богданов, Л.К. Добрынин и др. // Вестник ВНИИЖТ. - М., 2000. - № 3, - С. 9-12.

149. А.с. 1425118 СССР, В 61 F 5/16 Пятниковый узел вагона [Текст] / Болотин М.М., Алексюткин Б.А., Волков Л.Г. и др.; МИИТ (СССР) и Производственное объединение "Ждановтяжмаш". - № 4074060/27-11; Заявл. 02.06.86. - Открытие. Изобрет. - 1988. - № 35.

150. Воронин, Н.Н. Разработка метода оценки ресурса пятникового узла вагона по критерию износа [Текст]: автореферат дис... канд. техн. наук: 05.22.07 / Воронин Николай Николаевич. – М., - 1999. - 16 с.

151. Патент РФ 2127682 Узел опоры кузова на тележку железнодорожного транспортного средства [Текст] / Пранов А.А., Ивашов В.А., Гейлер М.П. и др. опубл. 20.03.10. Бюл. № 19. Заяв. № 2004138580/11, 05.03.08.

152. Патент РФ 2279368 Пятниковый узел опоры кузова на тележку грузового вагона [Текст] / Кокорев А.И., Березин В.В., Лунин А.А. опубл. 10.07.06. Бюл. № 19. Заяв. № 2004138580/11, 29.12.04.

153. Патент РФ 2228276 Пятниковый узел рельсового транспортного средства [Текст] / Трунов В.А. опубл. 10.05.04. Бюл. № 32. Заяв. № 2001133492/112001133492/11, 07.12.01.

154. А.с. 1595724 СССР, В 61 F 5/16 Пятниковый узел рельсового транспортного средства [Текст] / Юдин В.А., Болотин М.М., Устич П.А. и др.; МИИТ (СССР).

155. Патент РФ 2465161 Пятниковый узел опоры кузова на тележку грузового вагона [Текст] / Чаркин В.В., Березин В.В., Панин Ю.А. и др. опубл. 27.10.12. Бюл. №30. Заяв. №2011123682/11, 14.06.11.

156. Зарифьян, А.А. Модификация контактных поверхностей пятникового узла грузовых вагонов с целью увеличения эксплуатационного ресурса [Текст] /

А.А. Зарифьян, В.И. Колесников, А.П. Сычев, И. В. Колесников, А. А Сычев // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2014. – № 2. – С. 27-33.

157. Патент РФ 103520 Износостойкая защита подпятника адрессорной балки [Текст] / Орлова А.М., Сухих И.В. опубли. 20.04.2011. Заяв. №2010144650/11, 20.11.02.

158. Механические свойства наносимого плазменным напылением покрытия из композита на основе полиамида 1010 и диоксида кремния [Текст] / Уц. Dong, Bai Bao-feng, Ma Yi-zhu, Cao Shao-kui // Wu Zhi-sha Cailiao baohu-Mater. Prot. - 2006. - 39. - № 6. - P. 15 - 17.

159. Буря, А.И. Влияние полиимидного волокна на триботехнические свойства фенилона [Текст] / А.И. Буря, Н.Т. Арламова, Э.В. Ткаченко // Материалы Междунар. научно-практ. школы - конференции «Славянтрибо -7а. Теоретические и прикладные новшества и инновации обеспечения качества и конкурентоспособности инфраструктуры сквозной логистической поддержки трибообъектов и их производства» / Под общ. ред. В.Ф. Безъязычного, В.Ю. Замятина. - Рыбинск: РГАТА, 2006. -Т.2.-С. 182- 189.

160. Буря, А.И. Исследование влияния содержания волокна ариимид-Т на прочностные и трибологические свойства органопластиков на основе полиамида-6 [Текст] / А.И.Буря, А.И. Свиреденок, О.Ю. Кузнецова, Э.В.Ткаченко // Материалы IX Международной научно-технической конференции. «Энерго - и материалосберегающие экологически чистые технологии. - Гродно. - 2011. - С. 134 - 141.

161. Буря, А.И. Создание и исследование свойств органопластиков на основе полиамидов, армированных полиимидными волокнами [Текст] /А.И. Буря, Э.В. Ткаченко, Ю.Ф. Шутилин // Вестник ВГУИТ. - 2014. - №4(62). - С. 167-171.

162. Тартаковский, З.Л. Композиты триботехнического назначения на основе отходов полимеров и дисперсных силикатных наполнителей [Текст] / З.Л. Тартаковский, В.М. Шаповалов, И.И. Злотников // Трение и износ. - 2001. -№4.-С. 392-396.

163. Сытар, В.И. Теплостойкие полимерные композиты для узлов трения [Текст] / В.И. Сытар, О.С. Кабат, А.А. Митрохин // Материалы 28-ой междунар. конф. и выставки «Композиционные материалы в промышленности» (Славполикком). -Ялта. -2008. -С. 128-129.

164. Буря, А.И. Исследование износостойкости металлополимеров на основе фенилона [Текст] / А.И. Буря, И.А. Фомичев // Тезисы докл. VI Республ. научн.-техн. конфер. «Повышение износостойкости и срока службы машин». - К.: Наукова думка, 1977. - С. 22.

165. Буря, А.И. Модифицирование фенилона [Текст] / А.И. Буря, О.Г. Приходько // Композиционные материалы. - 1981. -№ 9. - С. 25 -28.

166. Буря, А.И. Об улучшении свойств фенилона путем введения карбонильного никеля / А.И. Буря, А.Н. Трофимович, О.Г. Приходько [и др.] // Вопросы химии и химической технологии. - 1975. - Вып. 42. - С. 101-103.

167. Описание и марки полимеров - Полиамиды [Электронный ресурс] // «Полимерные материалы». - Режим доступа: <http://www.polymerbranch.com/catalogp/view/13.html>. (дата обращения: 21.01.2019).

168. Ксантос М. Типы и компоненты полимерных композитов [Электронный ресурс]: статья. 2011. URL: <http://plastinfo.ru/information/articles/365> (дата обращения: 23.01.2019).

169. Соловьев, Е.М. Получение волокнистых наполнителей резин и пути улучшения их свойств [Текст] / Е.М. Соловьев, Т.Н. Несиоловская, И.А. Кузнецова. Темат. обзор. - М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1986. - 60 с.

170. Несиоловская, Т.Н. Коротковолокнистые наполнители. Способы получения, свойства и области применения [Текст] / Т.Н. Несиоловская, Е.М. Соловьев. Темат. обзор. - М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1992. - 72 с.

171. Чайкун, А.М. Фундаментальные основы разработки рецептур эластомерных композиций для работы в условиях арктического климата [Текст] / А.М. Чайкун, Д.Н. Смирнов // Сборник трудов всероссийской научно-технической конференции «Фундаментальные и прикладные исследования в области уплотнительных, герметизирующих и огнетеплозащитных материалов».-

М.: ФГУП «ВНИИАМ». - 2019. - С. 64-77.

172. Senapati A.K., Nando G. B., Pradhan B. Characterization of short nylon fibre reinforced natural rubber composites //Int. J. Polym. Mater. - 1988. - Vol. 12. - № 2. - P. 73-92.

173. Дзюра, Е. А. Пути варьирования жесткостных свойств резиноволокнистых композитов [Текст] / Е. А. Дзюра, Л. М. Волченко, И. В. Маркова и др. // Пром-сть СК, шин и РТИ. - М. – ЦНИИТЗнефтехим. - 1986. - № 5.- С. 13-16.

174. Relaxation moduli under bending deformation for short fiber-rubber composites /Mashimo S., Nakayima M., Noquchi T. e. a. //Int. Rubber Conf. Sydney, Chatswood, 1988. - P. 1-14.

175. Руководство к практическим работам по химии полимеров: учебное пособие [Текст] / Под ред. В. С. Иванова. - Изд-во Ленинградского ун-та, 1982. - 176 с.

176. Титорский, И.А. Химическая модификация эластомеров: учебник / И.А.Титорский, Е.Э. Потапов, А.Г. Шварц. - М.: Химия, 1993. - 304 с.

177. Чагаев, С.В. Модификация наполненных композиций на основе полиолефинов и полярных полимеров резорциновыми смолами: дисс. канд. техн. наук. - Казань, 2010. - 115 с.

178. Kwo Han Kiu. Study of adhesion properties of natural rubber, epoxidied natural rubber, and ethylene-propylene diene terpolymer-based adhesives: author's abstract. Universiti Sains Malaysia, 2007. - 44 p.

179. Саржанов, Т.С. Прокладки для скреплений [Электронный ресурс, режим доступа: http://www.rusnauka.com/15.PNR_2007/Tecnic/21788.doc.htm] (дата обращения: 25.01.2019).

180. Тимофеев, Г. А. Теория механизмов и машин: учебное пособие для бакалавров / Г. А. Тимофеев. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва: Издательство Юрайт, 2013. - 351 с.

181. Трибология [Текст]: международная энциклопедия / [К. Н. Войнов и др.; под общ. ред. К. Н. Войнова]; Федеральное агентство ж.-д. трансп.,

Федеральное гос. образовательное бюджетное учреждение высш. проф. образования "Петербургский гос. ун-т путей сообщ.", Межведомственный науч. совет по трибологии при РАН, Российский нац. ком. по трибологии. - Краснодар: АНИМА, 2013. - 403 с.

182. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. -М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. -640 с.

183. ГОСТ 11012-2017 Пластмассы. Метод испытания на абразивный износ.

184. ГОСТ 4670-2015 (ISO 2039-1:2001) Пластмассы. Определение твердости. Метод вдавливания шарика.

185. ГОСТ 19109-2017 Пластмассы. Метод определения ударной вязкости по Изоду.

186. ГОСТ 4647-2015 Пластмассы. Метод определения ударной вязкости по Шарпи.

187. Дж. Ферри, Вязкоупругие свойства полимеров. Пер. с англ. М.: ИЛ, 1963. - 536с.

188. Carrascal I. A., Casado J.A., Polanco J.A., Gutiérrez-Solana F. et al. Dynamic behavior of railway fastening setting pads // Engineering Failure Analysis. 2007. V. 14. N 2. P. 364-373.

189. Knothe K. Dynamic properties of rubber rail pads // ZEV Rail Glasers Annalen. 2002. N 11. S. 496–501.

190. ГОСТ 23326-78. Резина. Методы динамических испытаний. Общие требования.

191. Курзина, Е.Г. Исследование упруго-гистерезисных свойств композиционных полимерных демпфирующих материалов для железнодорожного транспорта при низких температурах в условиях статического и динамического нагружения [Текст] / Е.Г. Курзина, А.Г. Колмаков, Ю.Н. Аксенов, А.М. Курзина, А.Ю. Богачев, А.В. Семак // Деформация и разрушение материалов. - 2019. - № 3. - С. 43–48.

192. Kurzina, E. G. Elastic Hysteretic Properties of Damping Composite Materials / E.G. Kurzina, A.G. Kolmakov, Yu.N. Aksenov, A.M. Kurzina, A.V. Semak // Russian Metallurgy (Metally). - Vol. 2019. - No. 10. - pp. 1090–1094.

193. ГОСТ ISO 23529-2013 Резина. Общие методы приготовления и кондиционирования образцов для определения физических свойств. – М.: Стандартиформ, 2014. – 14 с.

194. ГОСТ 12423-2013 Пластмассы. Условия кондиционирования и испытания образцов (проб). – М.: Стандартиформ, 2014. – 14 с.

195. Kurzina, E.G. Management of elastic and hysteresis properties of the damping polymeric composite materials / E.G. Kurzina, A.G. Kolmakov, Yu.N. Aksenov, A.Yu. Bogachev, A.M. Kurzina, A.V. Semak // International conference «Materials science of the future: research, development, scientific training». Nizhny Novgorod, Russia, 2019. - С.51-52.

196. Курзина, Е.Г. Экспериментальные исследования упругогистерезисных свойств сэндвич-амортизаторов при статическом сжатии [Текст] / Е.Г. Курзина, А.Г. Колмаков, С.А. Клименко, М.Ю. Копейкина, М.Л. Хейфец, А.М. Курзина, А.В. Семак // IX Международная конференция "Деформация и разрушение материалов и наноматериалов". Сборник материалов. - М: ИМЕТ РАН, 2019. – С. 414-418.

197. Курзина, Е.Г. Влияние температуры испытания и толщины демпфирующего слоя на показатели статической и динамической жесткости амортизаторов из полимерной композиции [Текст] / Е.Г. Курзина, А.М. Курзина, Ю.Н. Аксенов, А.В. Семак, А.Ю. Богачев // VII Международная конференция "Деформация и разрушение материалов и наноматериалов". Сборник материалов. - М: ИМЕТ РАН, 2017. – С. 11-12.

198. DBS 918 235 2006-11 Технические условия поставки. Эластичные прокладки и промежуточные пластины.

199. Кондращенко, В.И. Этапы создания шестишпального испытательного стенда ИЦТС МИИТ [Текст] / В.И. Кондращенко, Ю.Н. Аксенов, Е.Г. Курзина,

А.В. Семак, А.М. Курзина // М: МИИТ. - 2017. - XVII научно - практическая конференция “Безопасность движения поездов”. С. IV47- IV50.

200. Курзина, Е.Г. Демпфирующие композиты из материалов с различающимися упруго-гистерезисными свойствами для сэндвич-амортизаторов железнодорожного транспорта [Текст] / Е.Г. Курзина, А.Г. Колмаков, В.Н. Филиппов, А.В. Семак, А.М. Курзина // Материаловедение. – 2020. - №1. С. 25-32.

201. Kurzina, E. G. Damping Composites from Materials with Different Elastic Hysteresis Properties for Sandwich Shock Absorbers of Railroad Transport / Kurzina E.G., Kolmakov A.G., Filippov V.N., Semak A.V., Kurzina A.M // Inorganic Materials: Applied Research, 2020. V.11. №4. P.947-954.

202. Курзина, Е.Г. Полимерные демпфирующие композиционные материалы для железнодорожного пути в виде двухслойных сэндвич-амортизаторов [Текст] / Е.Г. Курзина, А.М. Курзина, В.Д. Кудрявцева, А.Г. Колмаков, Д.В. Просвирнин, С.А. Клименко, М.Ю. Копейкина, М.Л. Хейфец // Матеріали 20-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Якість, стандартизація, контроль: теорія та практика» 07–11.09.2020 р., м. Одеса. – Київ: АТМ України, 2019. - С. 79-82.

203. Курзина, Е.Г. Совершенствование свойств полимерных демпфирующих материалов железнодорожного пути путем создания двухслойных сэндвич-амортизаторов на основе упруго-гистерезисных характеристик компонентов [Текст] / Е.Г. Курзина, А.Г. Колмаков, А.М. Курзина, С.А. Клименко, В.Д. Кудрявцева, М.Ю. Копейкина, Д.В. Просвирнин, М.Л. Хейфец // Сборник материалов Научных чтений им. чл.-корр. РАН И.А. Одингга «Механические свойства современных конструкционных материалов».– М: ИМЕТ РАН. – 2020. - С.161-164.

204. Давыдов, А. Н. Влияние параметров боковых опор кузова на ходовые качества грузовых вагонов [Текст] / А.Н. Давыдов // Транспорт Урала. – Екатеринбург, 2010. – №2 (25). – С. 27-29.

205. Давыдов, А.Н. Анализ схем опирания кузова грузового вагона на ходовые части [Текст] / А.Н. Давыдов // Наука и современность – 2010: Сб. матер.

III Междунар. науч.-практ. конф. / Под общ. ред. С.С. Чернова. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2010. – Ч. 2. – С. 128-131.

206. Павлюков, А.Э. Прогнозирование нагруженности ходовых частей грузовых вагонов повышенной грузоподъемности методами имитационного моделирования [Текст]: дис... д-ра техн. наук: 05.22.07 / Павлюков Александр Эдуардович. - Екатеринбург, 2002. - 372 с.

207. Филиппов, В.Н. Выбор параметров упругих элементов математической модели «вагон-путь» [Текст] / В.Н. Филиппов, Курзина Е.Г., Курзина А.М., И.Ж. Жайсан // Мир транспорта, 2018. - том 16. - № 3. - С.62-71.

208. Данилов, В.Н. Постановка и метод решения задачи пространственных колебаний двухосной тележки [Текст] / В.Н.Данилов, В.Д. Хусидов, В.Н. Филиппов // Труды МИИТа. - вып. 368. – 1971. - С. 30-44.

209. Аксенов, Ю.Н. Оптимизация параметров жесткости в системе «колесо-рельс» для пропуска поездов с большими осевыми нагрузками [Текст] / Ю.Н. Аксенов, Е.Г. Курзина, А.Ю. Богачев, А.М. Курзина // М: МИИТ. - 2016. - XVII научно - практическая конференция “Безопасность движения поездов”. С. П4- П5.

210. Беспалько, С.В. Влияние жёсткости демпфирующего подрельсового элемента на параметры многомассовой колебательной системы «вагон–путь» [Текст] / С.В. Беспалько, Е.Г. Курзина, А.М. Курзина, И. Жайсан // Мир транспорта. – 2019. - № 5. – С. 68-76.

211. Kurzina, Angelina M. Development of polymer, antifriction and damping sandwich pads for loaded elements of the rolling stock of railways / Angelina M. Kurzina, Alexey G. Kolmakov, Elena G. Kurzina // The X International Science Conference «Topical issues of modern science and education».- March 09-12.- 2021.- Lisbon, Portugal.- P.302-304.