



САРЫЧЕВ Юрий Николаевич

**УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА
НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛАСТОМЕРНЫХ ДЕМПФЕРОВ**

2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук

Москва – 2022

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Российский университет транспорта» РУТ (МИИТ)

Научный руководитель

доктор технических наук, профессор кафедры
«Технологии транспортного машиностроения
и ремонта подвижного состава»
Евсеев Дмитрий Геннадьевич

Официальный оппоненты

Лапшин Василий Федорович,
доктор технических наук, профессор кафедры
«Вагоны» Уральского государственного
университета путей сообщения (УрГУПС)
Антипин Дмитрий Яковлевич,
кандидат технических наук, доцент, директор
Учебно-научного института транспорта
Брянского государственного технического
университета

Ведущее предприятие

Петербургский государственный университет
путей сообщения Императора Александра I
(ПГУПС)

Защита состоится «22» декабря 2022 г. в 13 ч 00 мин. на заседании
диссертационного совета 40.2.002.07 на базе федерального автономного
образовательного учреждения высшего образования «Российский университет
транспорта» по адресу: 127994, г. Москва, ул. Образцова д. 9, стр. 9, ауд. 2505

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте
РУТ (МИИТ): www.miit.ru

Автореферат разослан «___» _____ 2022 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета
д.т.н., профессор



Н.Н. Воронин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Основная причина динамических процессов при движении подвижного состава состоит в неровностях пути и поверхностях катания колес. В результате возникают колебания как экипажа в целом, так и его элементов. Характер этих колебаний существенно влияет на динамические качества вагона. При этом важным фактором является обеспечение комфортных условий перевозки для пассажиров, что принято описывать при помощи обобщенной характеристики - показателя плавности хода. На показатель плавности хода пассажирских вагонов существенное влияние оказывают гасители колебаний.

Степень разработанности темы исследования. Существующие подходы основаны на применении гидравлических гасителей, реализующих поглощение энергии за счет работы сил вязкого трения. Вместе с тем, в последние годы появился новый способ гашения колебаний - применение эластомерных энергопоглощающих устройств. Их принцип действия основан на применении в качестве рабочего эластомера, который создает и упругие силы, и силы вязкого трения. Подобные устройства нашли применение в вагоностроении в качестве поглощающих аппаратов автосцепки, доказавших свою высокую эффективность. В настоящей работе предлагается применение эластомерных демпферов в качестве гасителей колебаний в тележках пассажирских вагонов.

Таким образом, тема разработки конструкции, принципа действия и математической модели работы эластомерных демпферов направлена на улучшение динамических качеств пассажирских вагонов и представляет собой актуальную задачу.

Цель работы состоит в улучшении динамических качеств пассажирского вагона на основе применения эластомерных демпферов.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- обзор исследований по динамике подвижного состава и выбор методов исследования;
- разработка конструкции, принципа действия и выбор параметров двухходового эластомерного демпфера для тележки пассажирского вагона;
- разработка математических моделей для исследования колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям железнодорожного пути;
- разработка математических моделей гасителей колебаний на основе вязкого трения;
- исследование колебаний и определение динамических качеств пассажирского вагона на основе разработанных математических моделей;
- оценка достоверности разработанных методик;

– теоретическое обоснование эффективности применения предложенной конструкции эластомерного демпфера.

Объектом исследования в диссертации является пассажирский вагон и гасители колебаний его ходовых частей.

Предметом исследования являются колебания пассажирского вагона при движении по неровностям пути.

Методология и методы исследований. Разработка конструкции эластомерного демпфера основана на анализе существующих конструкций энергопоглощающих устройств и свойств эластомера.

Математические модели колебаний пассажирского вагона разработаны с применением принципа Даламбера.

Математическая модель силовой характеристики гасителя колебаний на основе вязкого трения основаны на уравнении Бернулли и формулы Дарси-Вейсбаха при моделировании течения жидкости через дроссель.

Интегрирование системы дифференциальных уравнений движения выполняется численным методом.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем:

1 Разработана конструкция, математическая модель двухходового эластомерного демпфера.

2 Созданы специализированные расчетные схемы и математические модели пассажирского вагона при движении по неровностям.

3 Обоснована математическая модель гасителя колебаний на основе вязкого трения с применением квадратичной зависимости силы трения от скорости.

4 Теоретически исследован процесс колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям различного вида.

Теоретическая и практическая значимость работы заключается в следующем:

1 Разработанный пакет программ моделирования колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям может использоваться: при проектировании ходовых частей пассажирских вагонов в части выбора параметров гасителей колебаний; для оценки динамических качеств существующих вагонов и для экспертизы новых технических решений; для теоретического исследования динамики пассажирских вагонов.

2 На стадии разработки новых моделей пассажирских вагонов применение предложенных программных средств позволяет снизить объем и затраты на проведение экспериментальных исследований.

3 Разработанные программные приложения имеют минимальные требования к компьютерам и могут применяться в любых проектных и вагоностроительных организациях.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

1 Конструкция, принцип действия и основные силовые параметры двухходового эластомерного демпфера для тележки пассажирского вагона.

2 Математические модели для исследования колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям железнодорожного пути.

3 Математические модели гасителей колебаний на основе вязкого трения с применением уравнений гидравлики.

4 Результаты исследования колебаний и динамических качеств пассажирского вагона и их анализ.

Достоверность научных положений и результатов. Достоверность теоретических представлений подтверждается результатами, полученными на основе разработанных математических моделей, и их соответствии с результатами масштабных исследований динамических качеств тележек пассажирских вагонов, проводившихся в МИИТе, расхождение не превышает 17,7 %.

Апробация работы. Основные положения диссертации и результаты исследований докладывались и обсуждались на заседаниях кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава» РУТ, на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» РУТ.

Личный вклад соискателя. Выполнен обзор исследований по динамике подвижного состава. Разработан двухходовой эластомерный демпфер для тележки пассажирского вагона, в том числе, конструкция и основные параметры. Разработана методика моделирования колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям. Создана математическая модель гасителя колебаний на основе вязкого трения. Проведены исследования колебаний и определение динамических качеств пассажирского вагона, оснащенного эластомерными демпферами предложенной конструкции на основе разработанных математических моделей.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в 3-х печатных работах, из них в рецензируемых научных изданиях 3 работы.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех разделов, заключения, библиографического списка из 188 наименований и содержит 123 страницы основного текста, 8 таблиц и 41 рисунок.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении описана актуальность темы диссертации, сформулированы цель, задачи, краткая характеристика работы, научная новизна, практическая значимость, положения и результаты диссертации, выносимые на защиту.

В первом разделе выполнен обзор исследований по динамике подвижного состава, позволивший определить направления исследований в данной работе и выбрать методы для их реализации. Проведенный анализ включал и основные методы исследований динамики, сделан вывод о важности теоретических методов исследования.

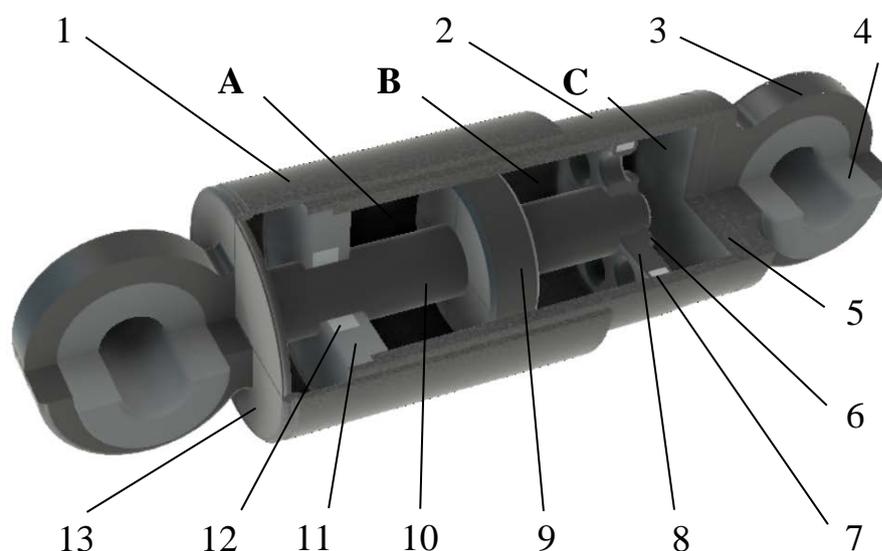
Классические труды, заложившие основы механики, принадлежат перу Галилея, Кеплера, Ньютона, Герца, Даламбера, Эйлера, Лагранжа, Гамильтона. Дальнейшее развитие связано с трудами П. Аппеля, Г.К. Сулова, М.В. Келдыша, Л.Д. Ландау, А.А. Дородницына, Г.И. Марчука, М.А. Лаврентьева, И.В. Мещерского и др. Основы динамики железнодорожных экипажей в начале 20-го века заложили Н.Е. Жуковский, А.Н. Крылов, С.П. Тимошенко, А.М. Ляпунов, Н.П. Петров, К.Ю. Цеглинский, С.А., Чаплыгин, С.Н. Смирнов и др.

Выполнен также обзор исследований в области энергопоглощающих устройств. Наиболее масштабные разработки связаны с именами Л.Н. Никольского, В.А. Лазаряна, Е.П. Блохина, Б.Л. Стамблера, Л.А. Манашкина, Б.Г. Кеглина, С.В. Вершинского, А.А. Львова, П.Т. Гребенюка, Н.А. Панькина, З.О. Каракашьяна, В.Н. Филиппова, В.Я. Першина, Г.Б. Крайзгура, С.В. Дуваляна, Н.Г. Беспалова, А.С. Осипова, А.В. Юрченко, И.В. Селинова и многих других.

Проанализированы работы по исследованию механики эластомеров с целью разработки эластомерных демпферов для пассажирских вагонов.

При разработке математических моделей в настоящей работе в основу были положены труды профессоров С.В. Вершинского, М.Ф. Вериги, В.Н. Данилова, В.Д. Хусидова, В.Н. Филиппова, П.С. Анисимова и др.

Второй раздел посвящен разработке двухходового эластомерного демпфера для тележки пассажирского вагона. На основе анализа существующих подходов к разработке эластомерных демпфирующих устройств предложена принципиальная схема демпфера, общая конструктивная схема которого приведена на рисунке 1.



1 – кожух; 2 – плунжер (корпус); 3 – кронштейн; 4 – упругая прокладка; 5 – нижнее дно корпуса; 6 – гайка-фиксатор опоры; 7 – уплотнитель опоры; 8 – подвижная опора с отверстиями; 9 – поршень; 10 – шток; 11 – верхнее дно корпуса; 12 – уплотнение верхнего дна; 13 – крышка кожуха; А, В, С – камеры с эластомером

Рисунок 1 - Двухходовой эластомерный демпфер. Конструктивная схема

Кожух 1 через запрессованную крышку 13 жестко соединен со штоком 10, составляющим единое целое с поршнем 9. Внешняя нагрузка передается на шток через верхний кронштейн 3, также же жестко связанный с ним. Внутри кожуха перемещается плунжер 2 (внутренний корпус), жестко связанный с нижним дном 5 и нижним кронштейном 3. Внешняя нагрузка передается на плунжер через этот кронштейн. Плунжер 2 имеет два герметичных дна 5 и 11, причем верхнее дно 11 имеет отверстие для выхода штока и снабжено уплотнением 12.

Шток 10 перемещается внутри плунжера, причем их соосность обеспечивается, во-первых, верхним дном 11 с уплотнением 12 и, во-вторых, подвижной опорой 8 с уплотнением 7, жестко закрепленной на штоке при помощи гайки 6. Внутри плунжера имеется три камеры А, В и С с эластомером, разделенные поршнем 9 и подвижной опорой 8.

Между наружной поверхностью поршня 9 и внутренней поверхностью плунжера 2 имеется узкий кольцевой зазор для перетекания эластомера с сопротивлением между камерами А и В. подвижная опора 8 имеет шесть отверстий достаточно большого диаметра для практически свободного перетекания эластомера между камерами В и С.

Принцип действия двухходового эластомерного демпфера состоит в следующем.

В режиме сжатия, когда надressорная балка перемещается вниз относительно рамы тележки, внешние силы, приложенные к кронштейнам 3 через прокладки 4, заставляют шток 10 с поршнем 9 перемещаться внутрь плунжера 2. При этом в камерах В и С с эластомером повышается давление, а в камере А – понижается. Это заставляет эластомер перетекать из камеры В в камеру А через кольцевой зазор между поршнем и плунжером. При течении эластомера возникают силы вязкого трения, работа которых создает основную долю рассеяния энергии в демпфере.

Кроме того, эластомер в камерах В и С испытывает объемное упругое сжатие, что создает дополнительную амортизацию усилий в рессорном подвешивании. В демпфере также действуют силы сухого трения, связанные со взаимным скольжением его элементов. Эти силы вносят менее существенный вклад в общую диссипацию энергии.

В режиме растяжения, когда надressорная балка поднимается относительно рамы тележки, на кронштейны 3 действуют растягивающие силы, заставляющие шток выходить из плунжера. В камере А под действием поршня создается повышенное давление, а в камерах В и С – разрежение. В результате эластомер перетекает из камеры А в камеру В через кольцевой зазор. Силы трения в любом случае направлены против скорости перемещения штока относительно плунжера.

Возвращение гасителя в исходное состояние происходит, во-первых, под действие силы упругости эластомера, а во-вторых, под действием пружин центрального рессорного подвешивания. Это дало возможность сделать устройство двухходовым. Габаритные размеры предлагаемого эластомерного гасителя соответствуют размерам ныне применяющихся гидравлических гасителей, что обеспечивает возможность размещения гасителя на существующих тележках.

Описаны свойства эластомера как рабочего тела демпфера, во многом определяющие работу демпферов, а именно объемная жесткость и вязкость.

Разработана и теоретически обоснована математическая модель эластомерного демпфера, реализующая перечисленные свойства. Зависимость реакции от деформации и скорости деформации демпфера имеет вид:

$$R = R_{из} \cdot \text{sign } \Delta z + c \Delta z + (\beta v^2 + F_{mp}) \cdot \text{sign } v, \quad (1)$$

где Δz - деформация; $R_{из}$ - усилие начальной затяжки демпфера; c - результирующая жесткость рессорного подвешивания с демпфером, зависящая от деформации последнего; F_{mp} - сила сухого трения; β - коэффициент вязкого трения, зависящий от деформации; v - скорость деформации демпфера.

Зависимость (1) учитывает следующие виды сил в демпфере:

- силы упругости, зависящие от деформации и определяемые свойствами объемной сжимаемости эластомера;
- усилие начальной затяжки;
- силы вязкого трения, вызываемые перетеканием эластомера через дроссель;
- силы трения скольжения, которые по модулю изменяются слабо.

При определении упругих и демпфирующих свойств гасителя можно использовать данные испытаний эластомерных поглощающих аппаратов. Для определения коэффициента вязкого трения применена формула Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{S_k - S_n}{S_k - S_{ш}} \right) \cdot \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2)$$

Δp - перепад давлений между камерами А и В; ρ - плотность эластомера; где

где $S_k, S_n, S_{ш}$ - площади поперечного сечения камер, поршня и штока, соответственно.

Предложенные конструктивную схему и математическую модель можно применить как для вертикального, так и для горизонтального демпферов в центральной ступени рессорного подвешивания тележки пассажирского вагона, подбирая для каждого из них специфические характеристики. Выбранные рациональные значения коэффициента вязкого трения и жесткости приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Рациональные значения параметров эластомерных демпферов

Вид гасителя	Коэффициент вязкого трения, т/м	Жесткость, кН/м
Вертикальный	130	250
Горизонтальный	60	120

В третьем разделе разработаны математические модели колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям железнодорожного пути.

В соответствии с Руководящим документом РД 32.68-96, неровности приняты периодическими следующего вида: а) вертикальные, вызывающие подпрыгивание и галопирование; б) перекосы (разность уровней головок рельсов), вызывающие подпрыгивание и боковую качку; в) горизонтальные в плане (рихтовка), вызывающие боковой относ и виляние. Разработаны специализированные расчетные схемы отдельно для каждой комбинации колебаний из перечисленных.

Принята декартова система координат, в которой ось Ox направлена вдоль оси пути, ось Oy - горизонтально и перпендикулярно направлению движения, а ось Oz -

вертикально. Начало координат совпадает с центром симметрии кузова вагона на уровне головок рельса до начала колебаний.

При разработке математических моделей приняты следующие допущения.

1. Движущийся пассажирский вагон представляется в виде системы материальных точек, соединенных между собой и с опорами упругими и диссипативными связями.

2. Упругость несущих элементов вагона включается в свойства связей.

3. Внутренним трением в материале пренебрегаем.

4. В качестве диссипативных связей рассматриваются гасители колебаний центрального и буксового рессорных подвешиваний.

5. Кузов и надрессорные балки составляют единую сосредоточенную массу.

6. Неровность пути задается в виде гармонического закона от времени, при этом учитывается прохождение неровности всеми колесными парами. Частота изменения неровности определяется ее длиной и скоростью движения вагона.

7. Взаимодействием с другими вагонами пренебрегаем, что обосновано целью исследования – оценкой динамических качеств вагона.

8. Силами инерции неподрессоренных масс пренебрегаем.

9. Зависимость коэффициента относительного трения фрикционного гасителя колебаний от скорости не учитывается.

9. Силами сухого трения в центральном рессорном подвешивании пренебрегаем.

10. Принята конструкция тележки пассажирского вагона с отдельными гидравлическими гасителями колебаний в центральной и с фрикционными гасителями – в буксовой ступенях рессорного подвешивания.

11. Коэффициент относительного трения фрикционного гасителя колебаний в буксовой ступени полагается постоянным.

12. Рассматривается установившийся режим колебаний при движении по регулярным неровностям.

13. При моделировании колебаний боковой качки и бокового отхода плечо горизонтальных сил относительно центра масс кузова считается постоянным, не зависящим от прочих видов колебаний.

При интегрировании систем дифференциальных уравнений движения применен численный метод Рунге-Кутты.

Расчетная схема пассажирского вагона для случая подпрыгивания и галопирования приведена на рисунке 2.

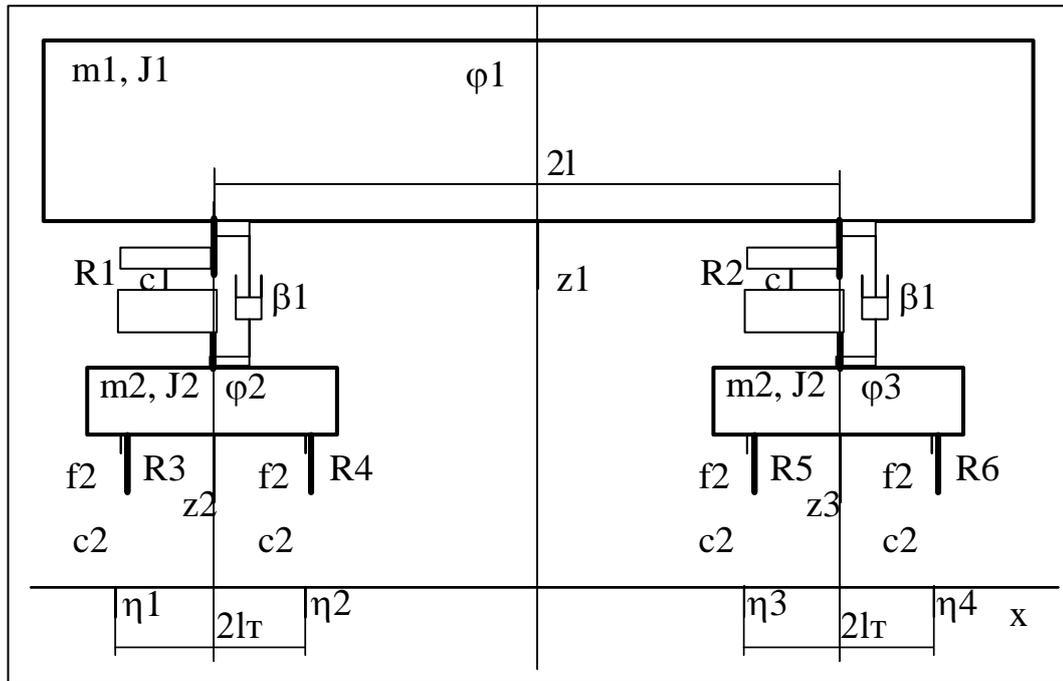


Рисунок 2 – Расчетная схема при колебаниях подпрыгивания и галопирования

На рисунке 2 обозначено: m_1, m_2 – массы кузова и рамы тележки, соответственно; J_1, J_2 – собственные моменты инерции при галопировании для кузова и рамы тележки, соответственно; c_1, c_2 – вертикальные жесткости рессорного подвешивания одной тележки для центральной и буксовой ступеней, соответственно; β_1 – коэффициент вязкого трения вертикального гасителя колебаний в центральной ступени; f_1 – коэффициент относительного трения в буксовых ступенях рессорного подвешивания одной тележки; $2l, 2l_T$ – базы вагона и тележки, соответственно; z_1, z_2, z_3 – вертикальные перемещения кузова, левой и правой тележек, соответственно; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – углы поворота при галопировании для кузова, левой и правой тележек, соответственно; $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$ – вертикальные отклонения рельса под соответствующими колесными парами вагона; $R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6$ – реакции связей; g – ускорение свободного падения.

Для составления уравнений движения применим принцип Даламбера и введем дополнительные обозначения скоростей.

$$\left\{ \begin{array}{ll} \dot{z}_1 = V_1; & \dot{\varphi}_1 = \omega_1; \\ \dot{z}_2 = V_2; & \dot{\varphi}_2 = \omega_2; \\ \dot{z}_3 = V_3; & \dot{\varphi}_3 = \omega_3; \\ \dot{V}_1 = g - \frac{R_1 + R_2}{m_1}; & \dot{\omega}_1 = \frac{(R_2 - R_1)l}{J_1}; \\ \dot{V}_2 = g + \frac{R_1 - R_3 - R_4}{m_2}; & \dot{\omega}_2 = \frac{(R_4 - R_3)l_T}{J_2}; \\ \dot{V}_3 = g + \frac{R_2 - R_5 - R_6}{m_2}; & \dot{\omega}_3 = \frac{(R_6 - R_5)l_T}{J_2}, \end{array} \right. \quad (3)$$

где V_1, V_2, V_3 - вертикальные скорости масс, составляющих систему; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ - угловые скорости масс.

Составим уравнения связей:

$$\begin{cases} R_1 = 2R_u(z_1 + \varphi_1 l - z_2, V_1 + \omega_1 l - V_2); \\ R_2 = 2R_u(z_1 - \varphi_1 l - z_3, V_1 - \omega_1 l - V_3); \\ R_3 = 2R_o(z_2 + \varphi_2 l_T - \eta_1, V_2 + \omega_2 l_T - \dot{\eta}_1); \\ R_4 = 2R_o(z_2 - \varphi_2 l_T - \eta_2, V_2 - \omega_2 l_T - \dot{\eta}_2); \\ R_5 = 2R_o(z_3 + \varphi_3 l_T - \eta_3, V_3 + \omega_3 l_T - \dot{\eta}_3); \\ R_6 = 2R_o(z_3 - \varphi_3 l_T - \eta_4, V_3 - \omega_3 l_T - \dot{\eta}_4), \end{cases} \quad (4)$$

где $R_u(\Delta z, \Delta V), R_o(\Delta z, \Delta V)$ - функции зависимости реакций, соответственно, в центральной и буксовой ступенях рессорного подвешивания; Δz - деформация соответствующей связи; ΔV - скорость деформации связи.

Начальные условия примем исходя из соображения, что в начальный момент времени ($t = 0$) перемещения и скорости масс равны величинам соответствующих неровностей и скоростей их изменения.

Функция реакции в центральной ступени рессорного подвешивания имеет вид (1). Следует отметить, что в литературе приводятся различные математические модели гидравлических гасителей. Общепринятый подход предполагает линейную зависимость реакции гасителя от скорости деформации. В настоящем исследовании моделирование силовой характеристики производится на основе уравнений гидравлики, приводящих к квадратичной зависимости силы вязкого трения от скорости.

Рассмотрим функцию реакции в буксовом рессорном подвешивании, которая складывается из силы упругости и силы сухого трения, пропорциональную модулю силе упругости:

$$R_o(\Delta z, \Delta V) = c\Delta z(1 + f \cdot \text{sign } \Delta V \cdot \text{sign } \Delta z), \quad (5)$$

где c - вертикальная жесткость буксовой ступени; f - коэффициент относительного трения фрикционного гасителя.

Рассмотрим функцию неровности пути, представляющую собой внешнее воздействие при колебаниях:

$$\eta_{1,2,3,4}(t) = \eta_0 \cdot \left[\sin \Omega(t + \delta_{1,2,3,4}) \right], \quad (6)$$

где η_0 - амплитуда неровности; $\Omega = \frac{2\pi V_{\text{дв}}}{l_n}$ - частота неровности; $V_{\text{дв}}$ - скорость движения поезда; l_n - длина неровности; t - время; $\delta_{1,2,3,4}$ - фазовые сдвиги, вызываемые последовательным прохождением неровности разными колесными парами:

$$\delta_1 = 0; \delta_2 = \frac{2l_{\text{т}}}{V_{\text{дв}}}; \delta_3 = \frac{2l}{V_{\text{дв}}}; \delta_4 = \frac{2l + 2l_{\text{т}}}{V_{\text{дв}}}.$$

Скорости изменения неровности во времени находятся по формулам:

$$\dot{\eta}_{1,2,3,4}(t) = \eta_0 \Omega \cdot \cos \left[\Omega (t + \delta_{1,2,3,4}) \right]. \quad (7)$$

В случае других видов колебаний расчетные схемы принимались аналогичными приведенной на рисунке 2, но для колебаний в другой плоскости: для подпрыгивания и боковой качки – в плоскости Oyz , перпендикулярной продольной оси, а для виляния и бокового отхода – в горизонтальной плоскости Oxy . При этом параметры расчетной схемы (рисунок 2) преобразовывались с учетом другого вида колебаний. В частности, при моделировании подпрыгивания и боковой качки масса m_2 принималась единой и равной массе двух рам тележек. Вводилась также горизонтальная реакция связи в центральной ступени рессорного подвешивания, при моделировании которой учитывались параметры горизонтального эластомерного демпфера.

Система дифференциальных уравнений движения и начальные условия также адаптировались для колебаний в других плоскостях. При моделировании перекоса пути, который вызывает колебания подпрыгивания и боковой качки, неровности задавались следующим образом:

$$\begin{cases} \eta_1(t) = \eta_{10} \cdot \sum_{i=1}^4 \sin \Omega (t + \delta_i); \\ \eta_2(t) = \eta_{20} \cdot \sum_{i=1}^4 \sin \Omega (t + \delta_i), \end{cases} \quad (8)$$

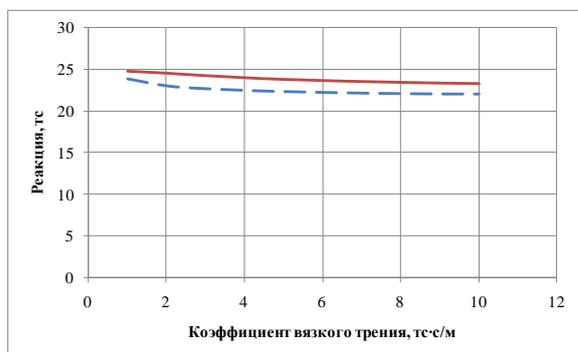
где η_{10}, η_{20} - амплитуды неровности левого и правого рельсов, соответственно.

В четвертом разделе приводятся результаты исследования колебаний пассажирского вагона на основе разработанных математических моделей.

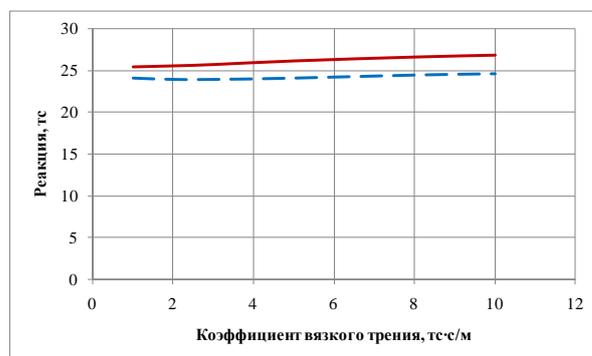
На первом этапе расчетов выполнена оценка достоверности разработанных средств расчетного моделирования путем сопоставления результатов на их основе с результатами масштабных исследований, проводившихся в РУТ (МИИТ). На рисунке 3 показаны зависимости максимальной вертикальной реакции центральной ступени от

коэффициента вязкого трения соответствующего гасителя. Сплошные линии изображает зависимости, полученные по предлагаемой методике, штриховые линии – по данным ранее проведенных исследований.

а



б

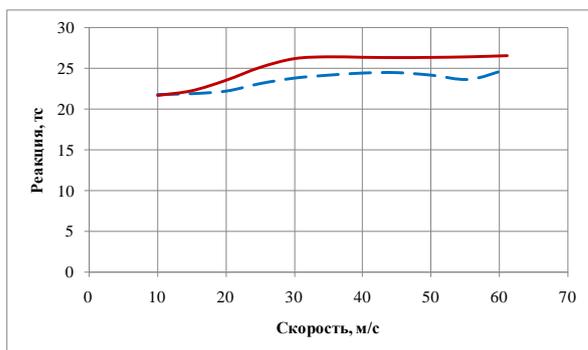


Скорости движения: а – 22,22 м/с; б 44,44 м/с

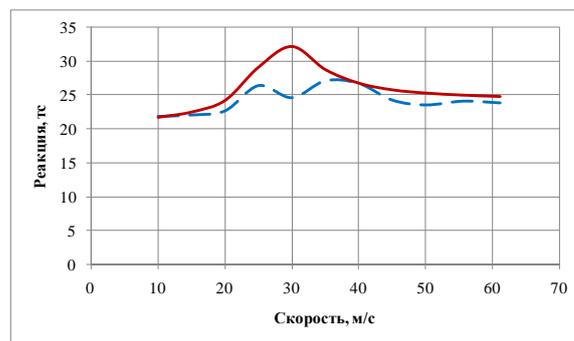
Рисунок 3 – Зависимости максимальных значений вертикальной реакции центрального рессорного подвешивания, полученных по предлагаемой методике и по данным ранее проведенных исследований

На рисунке 4 приведены диаграммы зависимостей максимальных значений реакции от скорости.

а



б



а – коэффициент трения 5 тс·с/м; б - коэффициент трения 5 тс·с/м

Рисунок 4 – Зависимости максимальных значений вертикальной реакции центрального рессорного подвешивания от скорости.

Относительное расхождение результатов не превышает 17,7 %. Расхождение результатов можно объяснить: различием в аппроксимации неровности; погрешностью численного метода интегрирования дифференциальных уравнений; различием расчетных схем и допущений; возможными погрешностями в самих ранее полученных результатах.

Была проведена дополнительная проверка предложенной методики по косвенному признаку – выбору рекомендуемого значения коэффициента вязкого трения, которое в ранее опубликованных работах предлагается принимать равным 5 тс·с/м (линейная зависимость силы вязкого трения от скорости). На рисунке 5 представлена сводная диаграмма зависимостей максимальных значений вертикальной реакции

центральной ступени от коэффициента трения при различных скоростях движения и их среднего арифметического.

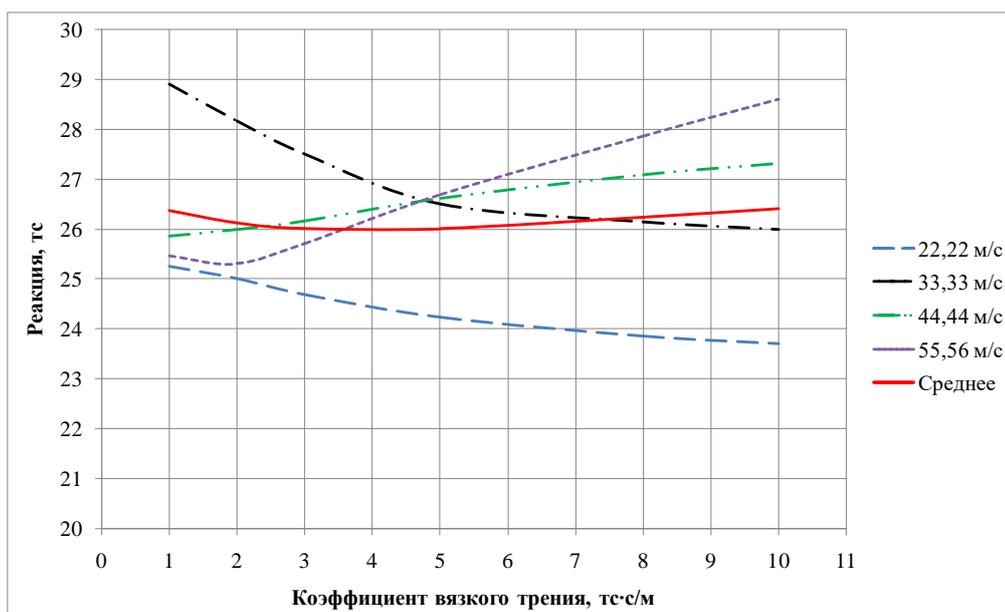


Рисунок 5 – Зависимости максимальных значений вертикальной реакции центрального рессорного подвешивания от коэффициента трения.

Из приведенных графиков можно увидеть, что зависимость среднего значения имеет минимум в точке с коэффициентом, равным 5 тс·с/м.

В целом анализ результатов показывает удовлетворительное соответствие (расхождение не более 18 %).

Было выполнено обоснование рекомендуемой в настоящей работе квадратичной зависимости силы вязкого трения от скорости. Выполнен расчет тестового варианта, для которого в литературе имелась экспериментальная силовая характеристика. Были смоделированы колебания подпрыгивания пассажирского вагона, отнесенные к одному гасителю колебаний при следующих исходных данных: жесткость одного рессорного комплекта (центральная ступень) $c = 3,3$ кН/м; колеблющаяся масса $m = 12200$ кг. Прочие исходные данные были подобраны так, чтобы обеспечить значения следующих параметров: полный ход поршня гасителя 0,05 м; амплитуда скорости деформации 0,075 м/с; максимальное значение реакции 9 кН.

Результаты расчета приведены на рисунке 6. Сплошной линией показаны экспериментальные данные, штриховой линией – результаты по «квадратичной» модели, штрих-пунктирной линией – по «линейной» модели. Из приведенных графиков видно, что как линейная, так и квадратичная модели в целом удовлетворительно описывают процесс колебаний и силовую характеристику гасителя.

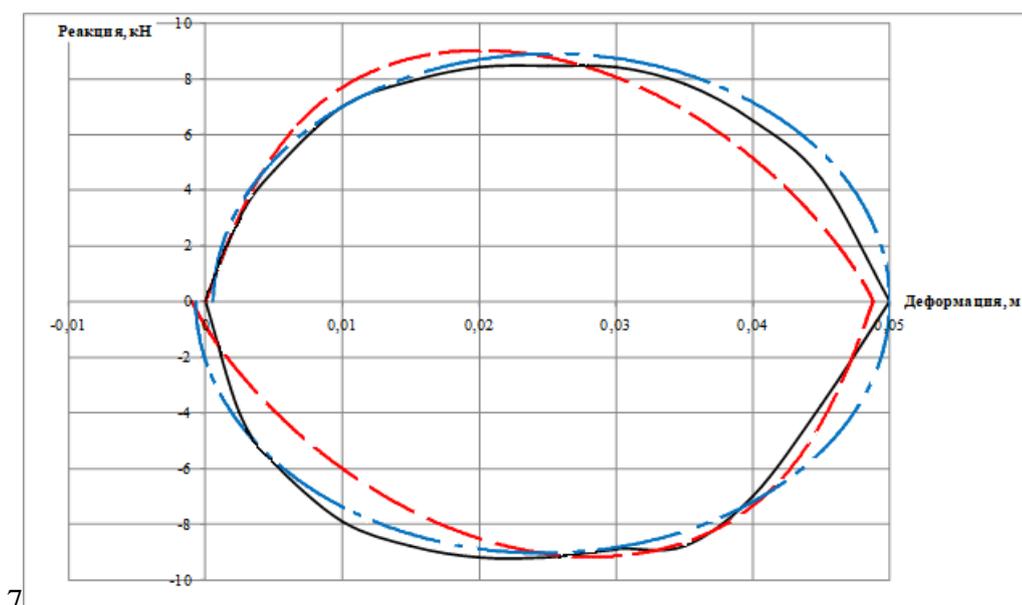


Рисунок 6 – Силовые характеристики гидравлического гасителя колебаний по данным эксперимента и расчетов

Вместе с тем, применение традиционной методики с линейной зависимостью силы вносит определенное искажение в характер изменения реакции, которое особенно заметно в граничных положениях поршня. Как следствие, авторы часто предлагают использовать переменный коэффициент вязкого трения в зависимости от скорости. Предлагаемая же модель с квадратичной зависимостью от скорости обеспечивает получение адекватных результатов с постоянным коэффициентом вязкого трения.

В таблице 2 приведены результаты сравнения значений поглощаемой энергии, полученных по расчетным и экспериментальным данным.

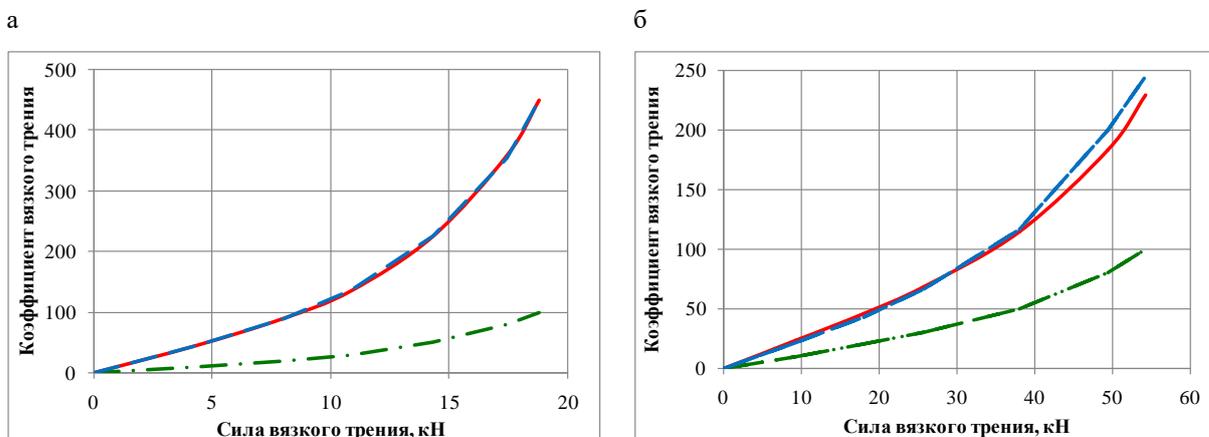
Таблица 2 – Сравнение значений поглощаемой энергии Э, кДж по расчетным и экспериментальным данным

Фаза	Эксперимент	Квадратичная модель		Линейная модель	
	Э, кДж	Э, кДж	Расхождение, %	Э, кДж	Расхождение, %
Сжатие	0,317	0,314	0,8	0,345	8,9
Отдача	0,346	0,327	5,6	0,360	4,0
Всего	0,663	0,641	3,3	0,705	6,4

Приведенные результаты показывают, что квадратичная модель имеет меньшее расхождение (почти в два раза) с экспериментом.

Выполнены исследования соотношения значений коэффициентов вязкого трения гасителей колебаний по «линейной» и «квадратичной» моделям, обеспечивающих близкие результаты по максимальным значениям силы вязкого трения. Расчетным путем получена аппроксимация этого соотношения, позволяющая вычислять рекомендуемое значение коэффициента при квадратичной зависимости путем

умножения коэффициента, соответствующего линейной зависимости, на 2,62 (с/м). На рисунке 7 показаны графики зависимостей коэффициента трения по квадратичной модели (штриховая линия, т/м), по линейной модели (штрих-пунктирная линия, т/с), и по принятой аппроксимации коэффициента (сплошная линия, т/м).



Скорости: а – 22,22 м/с; б – 44,44 м/с

Рисунок 7 – Зависимости значений коэффициента вязкого трения от развиваемой силы трения

В качестве единого значения коэффициента вязкого трения вертикального гасителя колебаний (при квадратичной зависимости) рекомендовано значение 130 т/м, а для горизонтального гасителя – 60 т/м. Для жесткости эластомерного демпфера рекомендованы значения: вертикального 250 кН/м, горизонтального 120 кН/м.

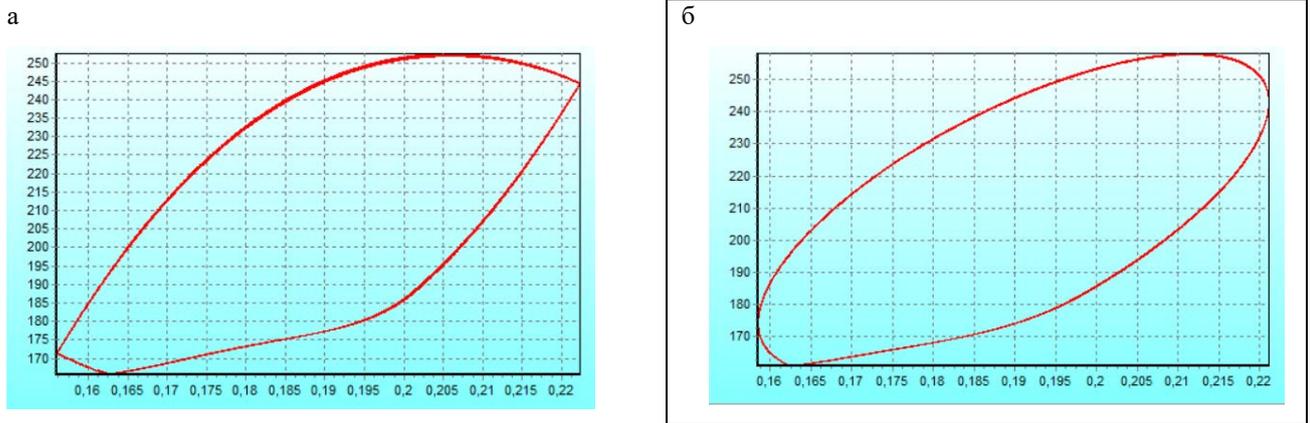
Оценена применимость принципа независимости действия сил, который, как известно, справедлив только для линейных систем. Установлено, что отдельные расчеты дают завышенные значения суммарных динамических сил, что идет «в запас». Кроме того, для окончательной оценки используется показатель плавности хода, в котором учитываются результаты отдельных расчетов по различным видам колебаний. Следовательно, в данном случае применение принципа независимости можно считать обоснованным.

Были выполнены многовариантные расчеты с моделированием различных видов колебаний.

На рисунке 8 приведены скриншоты работы программы - зависимости вертикальной силы (кН) от деформации (м) центральной ступени одной тележки при колебаниях подпрыгивания и скорости движения 44,44 м/с при применении квадратичной и линейной моделей. Видно, что силовые характеристики различаются по форме и масштабу.

Различие обеих моделей еще более сказывается при колебаниях галопирования. При этом и величина поглощенной энергии снижается в несколько раз, так как

галопирование связано с неодновременным прохождением неровности колесными парами.



Модели: а – «квадратичная»; б – «линейная»

Рисунок 8 – Силовые характеристики демфера при подпрыгивании. Скорость 44,44 м/с

Влияние галопирования можно проиллюстрировать на диаграмме зависимости максимальной реакции от скорости (рисунок 9).

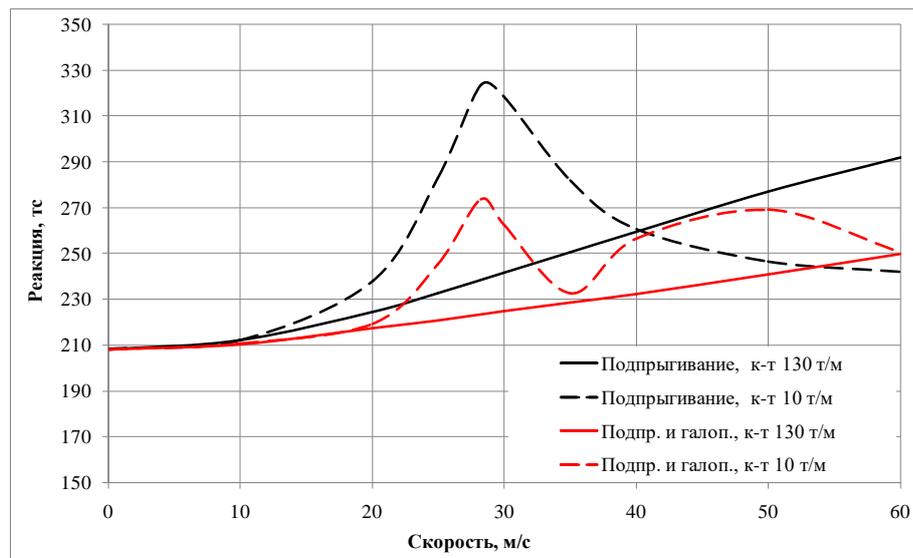


Рисунок 9 – Зависимости максимальных значений реакции от скорости движения при колебаниях подпрыгивания и галопирования

Проведено исследование колебаний в горизонтальной плоскости, вызванное поперечными неровностями пути. На рисунке 10 приведена диаграмма зависимости максимальной реакции от скорости движения. На графиках можно увидеть всплески реакции при скоростях 20 м/с и 33 м/с, связанные с явлением резонанса.

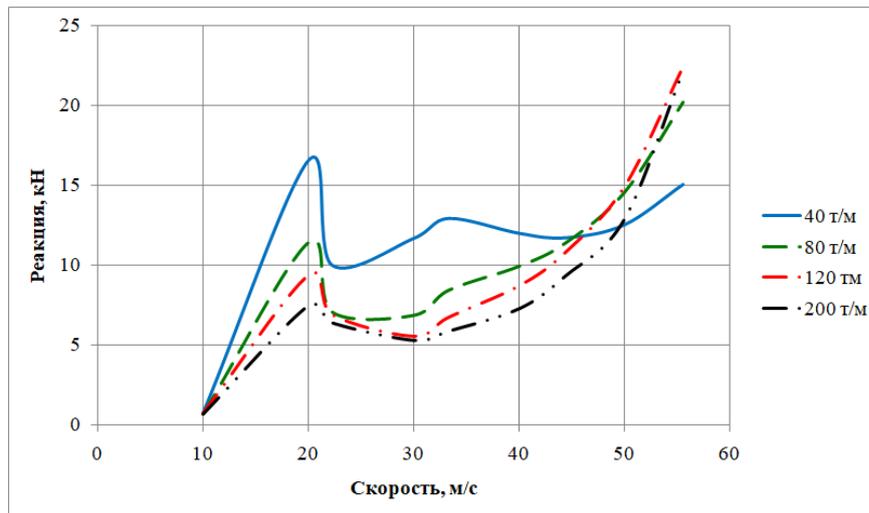


Рисунок 10 – Зависимости максимальных значений горизонтальной реакции от скорости движения при колебаниях бокового отбоя и виляния

На рисунке 11 приведена номограмма значений максимальной горизонтальной реакции как функции скорости и коэффициента трения. Она также демонстрирует резонансные всплески реакции при скоростях около 20 м/с и 30 м/с.

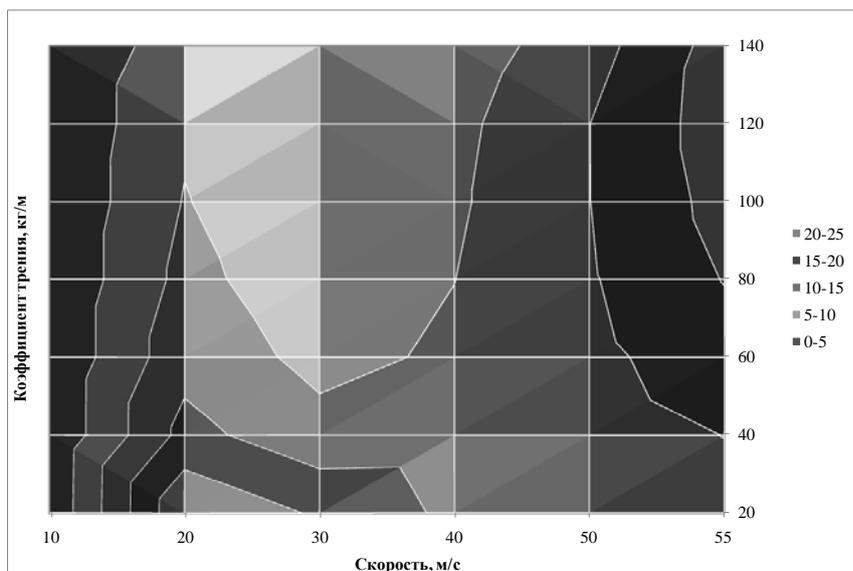


Рисунок 11 – Номограмма зависимости максимальных значений реакции от скорости и коэффициента трения при колебаниях бокового отбоя и виляния

Исследован процесс колебаний подпрыгивания и боковой качки при движении пассажирского вагона по неровности, связанной с перекосом пути. На рисунке 12 показана диаграмма зависимостей максимальной реакции в центральной (толстые линии) и буксовой (тонкие линии) ступенях рессорного подвешивания. Сплошные линии соответствует коэффициенту вязкого трения вертикальных демпферов центральной

ступени 130 т/м, штриховые линии - 60 т/м. Графики имеют выраженный максимум, связанный, очевидно, с наступлением резонанса при разных скоростях движения.

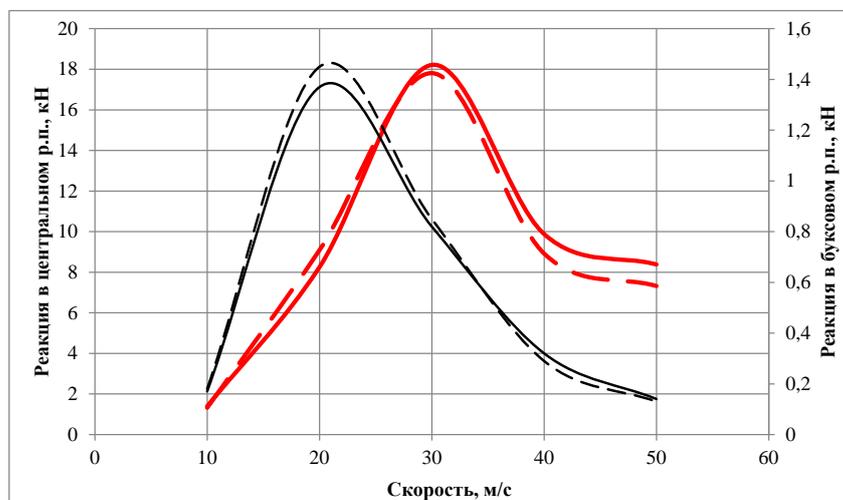


Рисунок 12 – Зависимости максимальных реакций от скорости при колебаниях подпрыгивания и боковой качки

Для пассажирских вагонов показатель плавности хода используется как основная характеристика для оценки динамических качеств и для каждого вида колебаний вычисляется по формуле:

$$W = 0,9k \cdot \sqrt[10]{\frac{a_0^3}{n}}, \quad (9)$$

где k - коэффициент, учитывающий влияние частоты и вида колебаний на утомляемость пассажиров; a_0 – амплитуда ускорения; n – частота колебаний.

Результирующее значение показателя плавности хода равно:

$$W = \left(\sum_{i=1}^p W_i^{10/3} \right)^{3/10}, \quad (10)$$

где i – номер вида колебаний; p – количество видов колебаний.

На рисунке 13 приведены сводные диаграммы зависимости показателей (9).

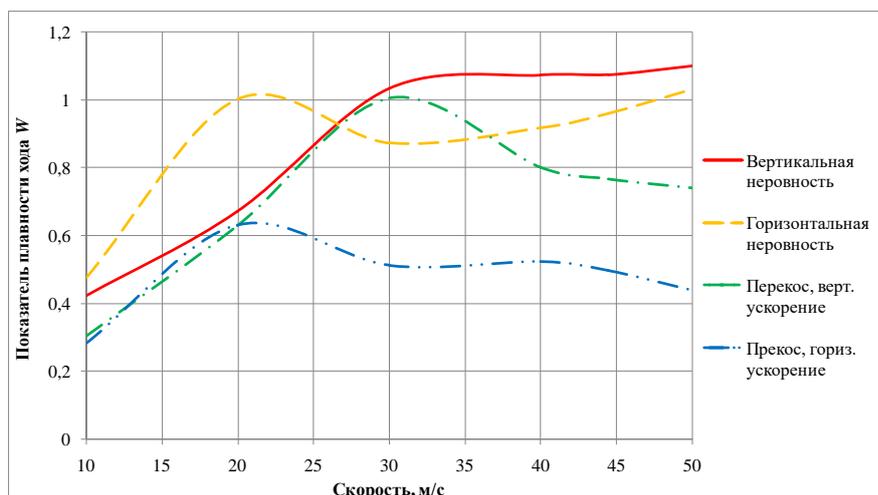


Рисунок 13 – Зависимости показателя плавности хода от скорости движения при различных видах колебаний

Из графиков видно, что показатели плавности хода при разных видах колебаний имеют максимальные значения при различных скоростях, вызывающих наступление резонанса. В таблицу 3 сведены итоговые значения параметров, соответствующие наибольшему значению показателя плавности по каждому виду колебаний.

Таблица 4.6 - Значения параметров для определения значения показателя плавности хода W

Вид неровности и колебаний	Скорость, м/с	Амплитуда ускорения, м/с ²	Частота, Гц	W
Вертикальная	44,44	2,133	3,557	1,0743
Горизонтальная	20	1,436	2,078	1,0024
Перекос, вертикальные	30	1,971	2,442	1,0044
Перекос, горизонтальные	20	0,341	1,564	0,6308
Результирующий				1,4572

Максимальное значение результирующего значения показателя плавности хода (10) составило 1,46, что существенно ниже допускаемого значения 3 - 3,25. Это свидетельствует о хороших ходовых качествах предложенной модели тележки пассажирского вагона.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1 Проведен анализ литературных источников по динамике подвижного состава, устройствам поглощения энергии и свойствам эластомера как рабочего тела.

2 Отмечено, что среди энергопоглощающих устройств наиболее эффективными являются гидрогазовые и эластомерные аппараты. С точки зрения простоты конструкции и надежности наилучшие из них - эластомерные демпферы.

3 Предложено техническое решение по конструкции двухходового эластомерного демпфера для тележки пассажирского вагона. Описаны основные элементы демпфера и принцип действия. Изложены подходы к выбору характеристик демпфера.

4 Разработаны специализированные методики для моделирования колебаний пассажирского вагона при движении по неровностям различных видов.

5 Обосновано применение квадратичной зависимости силы вязкого трения от скорости деформации при моделировании силовых характеристик гасителей колебаний, что вытекает из уравнений гидравлики.

6 Разработана математическая модель силовой характеристики эластомерного демпфера предложенной конструкции.

7 Выполнена проверка разработанных математических моделей по результатам исследований других авторов. Установлено удовлетворительное соответствие результатов. Наибольшее расхождение максимальных значений реакции составило 17,7%.

8 Выбраны рациональные параметры предлагаемых эластомерных демпферов. Для вертикального демпфера коэффициент вязкого трения - 130 т/м; жесткость - 250 кН/м. Для горизонтального демпфера коэффициент вязкого трения - 60 т/м; жесткость - 120 кН/м.

9 Проведены исследования разных видов колебаний на основе предложенных математических моделей.

10 С применением предложенных демпферов показатель плавности хода составил 1,46, что свидетельствует о хороших ходовых качествах вагона.

11 Результаты работы могут быть использованы для создания действующих образцов эластомерного демпфера и внедрения их на пассажирских вагонах.

12 Предложенные математические модели могут быть использованы для разработки гасителей колебаний с улучшенными характеристиками при проектировании пассажирских вагонов.

13 Дальнейшие исследования должны включать более полный выбор геометрических и силовых характеристик эластомерных демпферов, а также динамические испытания опытных образцов.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

а) публикации в журналах, входящих в перечень ВАК

1 Евсеев, Д.Г., Сарычев, Ю.Н., Андриянов, С.С. Разработка эластомерного демпфера для тележки пассажирского вагона / Д.Г. Евсеев, Ю.Н. Сарычев, С.С. Андриянов // Наука и техника транспорта. - 2022. - № 1 - С. 28-31.

2 Евсеев, Д.Г., Сарычев, Ю.Н., Беспалько, С.В. Математическая модель гасителя колебаний вагона на основе вязкого трения / Д.Г. Евсеев, Ю.Н. Сарычев, С.В. Беспалько // Транспортное машиностроение. - 2022. - № 1-2 – С. 89-96.

3 Евсеев, Д.Г., Сарычев, Ю.Н., Беспалько, С.В. Исследования колебаний пассажирского вагона, оборудованного эластомерными демпферами / Д.Г. Евсеев, Ю.Н. Сарычев, С.В. Беспалько // Транспортное машиностроение. – 2022. - № 06 – С. 30-41.

САРЫЧЕВ ЮРИЙ НИКОЛАЕВИЧ

УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА НА
ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛАСТОМЕРНЫХ ДЕМПФЕРОВ

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук

2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация.

Подписано в печать	2022 г.	Заказ №	Формат 60×90/16
--------------------	---------	---------	-----------------

Объем 1,5 усл. п.л.	Тираж 80 экз.
---------------------	---------------

127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9,
ЦСО Отдел дизайна, вёрстки и печати РУТ (МИИТ)