

На правах рукописи



Акашев Михаил Геннадьевич

**УТОЧНЕНИЕ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ПРОЦЕССОВ
ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕС ГРУЗОВОГО ВАГОНА И
РЕЛЬСОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКОЙ
КОЛЕСНОЙ ПАРЫ**

2.9.3. Подвижной состав железных дорог,
тяга поездов и электрификация

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2023

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Российский университет транспорта» РУТ (МИИТ) на кафедре «Электропоезда и локомотивы»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Савоськин Анатолий Николаевич,

Официальные оппоненты: **Орлова Анна Михайловна,**
доктор технических наук, доцент,
Публичное акционерное общество «Научно-производственная корпорация «Объединенная Вагонная Компания», «Дирекция научно-технического развития», директор

Антипин Дмитрий Яковлевич,
кандидат технических наук, доцент,
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный технический университет», «Учебно-научный институт транспорта», директор

Ведущая организация: Акционерное общество «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта», г. Москва

Защита диссертации состоится 05 октября 2023 года в 13:00 на заседании диссертационного совета 40.2.002.07 на базе федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Российский университет транспорта» РУТ (МИИТ) 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.miiit.ru.

Автореферат разослан «__» _____ 2023 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета  Воронин Николай Николаевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

Стратегия развития холдинга «РЖД» на период до 2030 года подразумевает достижение таких целей как:

- сохранить лидирующие позиции в сфере грузовых железнодорожных перевозок в Европе, повысить привлекательность железнодорожного транспорта для клиентов, увеличить перевозки грузов к 2030 году на 500–800 млн т;

- повысить уровень удовлетворенности клиентов за счет повышения качества услуг при сохранении конкурентоспособной стоимости перевозок;

- реализовать проекты развития скоростных и высокоскоростных перевозок, обеспечить перевозку с новым уровнем скоростей до 20 % (в структуре пассажирооборота) к 2030 году;

- сохранить лидирующие позиции в мире в части эффективности, безопасности, качества услуг инфраструктуры.

Достижение целей Стратегии осуществляется за счет реализации научно-технологических приоритетов холдинга «РЖД», в том числе:

- повышение уровня безопасности производственных процессов и эксплуатационной готовности;

- разработка и внедрение технических средств и технологий организации высокоскоростного и скоростного пассажирского, тяжеловесного движения в грузовом сообщении при обеспечении оптимального взаимодействия подвижного состава и элементов инфраструктуры;

- развитие и обслуживание инфраструктуры и подвижного состава на основе внедрения высокопроизводительных машин и оборудования, инновационных систем диагностики и мониторинга.

Поэтому обеспечение безопасности железнодорожного движения является важной проблемой, а задача совершенствования методики оценки процессов взаимодействия колес и рельсов при движении грузового вагона, рассматриваемая в данной диссертации, является *актуальной*.

Степень разработанности темы исследования

В работе выполнен анализ научных трудов в области устойчивости бесстыкового пути, динамики подвижного состава, а

также проблем взаимодействия колеса с рельсом.

Отмечены работы, которые проводились в научно-исследовательских организациях и ВУЗах ВНИИЖТ, ВНИКТИ, МИИТ, ДИИТ, ПГУПС, ХИИТ, БГТУ и др. и труды отечественных ученых: Ю. П. Бороненко, Е. М. Бромберга, М. Ф. Вериги, С. В. Вершинского, А. М. Годыского-Цвирко, В. Н. Данилова, О. П. Ершкова, А. Я. Когана, З. Л. Крейниса, Н. Н. Кудрявцева, В. С. Лысюка, В. Б. Медея, В. О. Певзнера, Д. Ю. Погорелова, Ю. С. Ромена, А. Н. Савоськина, С. П. Тимошенко, А. В. Третьякова, В. А. Лазаряна, М. А. Фришмана, В. Д. Хусидова, И. И. Челнокова, М. А. Чернышова, Л. А. Шадура, Г. М. Шахунянца, и других.

Также использовались научные труды зарубежных исследователей, среди которых Э. Винклер, Ф. Картер, Дж. Калкер, К. Креттек, М. Нададь, Г. Марье, Ю. Циммерман.

В трудах этих ученых отражены методы исследования сил взаимодействия колеса с рельсом, проблемы взаимодействия пути и подвижного состава.

Цель и задачи исследования

Целью работы является совершенствование технологии оценки состояния пути, а также методик оценки воздействия подвижного состава на путь и динамических качеств подвижного состава.

Для достижения этих целей в диссертации решались следующие задачи:

- разработка математической модели грузового вагона с набегающей ТКП для расчёта напряжённого состояния диска колеса в зависимости от приложенных вертикальных и горизонтальных сил с использованием программного комплекса «Универсальный механизм»;

- определение мест расположения тензорезисторов на диске колесной пары и оптимального количества тензорезисторов для регистрации непрерывного процесса взаимодействия колеса с рельсом;

- создание тензометрической колесной пары с учетом выполненных теоретических исследований, проведение калибровки параметров с применением колесного стенда;

- разработка алгоритма обработки данных и создание программы для записи, обработки и вывода полученных результатов;

- проведение опытных поездок вагона с тензометрической колесной парой на испытательном полигоне;
- разработка технологии оценки состояния пути и апробирование в ходе эксплуатационных поездок по сети железных дорог;
- разработка методики для уточнения оценки динамических качеств подвижного состава.

Методология и методы исследования

1 Математическое моделирование процессов взаимодействия колеса с рельсом и напряженно-деформированного состояния колесной пары в соответствии с конечно-элементным методом Крэйга-Бэмптона на базе программного комплекса «Универсальный механизм».

2 Методы тензометрии для измерения сил взаимодействия колёс и рельсов тензометрической колесной парой.

3 Экспериментальные исследования процесса взаимодействия колеса с рельсом и применение теории вероятностей и математической статистики при обработке результатов натурных испытаний.

4 Метод выделения полезного сигнала на фоне случайных помех.

Научная новизна

1 Разработка конечно-элементной модели колесной пары, позволяющей проводить исследования напряженно-деформированного состояния вращающегося колеса и поиска оптимальной конструкции ТКП.

2 Найдены математические зависимости, позволяющие по показаниям ограниченного количества тензорезисторов определять непрерывные функции напряженно-деформированного состояния вращающегося колеса.

3 Разработка и реализация ТКП в составе диагностического комплекса, позволяющая регистрировать процессы взаимодействия колеса с рельсом.

4 Разработка алгоритма и создание программ для регистрации, обработки и вывода полученных результатов с привязкой полученных силовых факторов к месту их измерения.

5 Разработка технологии оценки состояния пути геометрически-силовым способом с применением тензометрических колесных пар.

6 Разработка методики вероятностного анализа боковых сил в тензометрической колесной паре на основе метода выделения полезного сигнала на фоне помех.

Теоретическая и практическая значимость работы

1 Создано измерительное устройство на базе колесной пары грузового вагона, позволяющее проводить непрерывную регистрацию вертикальных и боковых сил взаимодействия колеса с рельсом на участках пути любой протяженности.

2 Разработанная технология оценки состояния пути геометрически-силовым способом с применением испытательного комплекса, состоящего из путеизмерительного вагона и тензометрической колесной пары испытуемого вагона, позволяющая выявлять опасные участки пути по условиям схода колёс с рельсов и повышать безопасность движения грузовых поездов.

3 Разработанная методика вероятностного анализа боковых сил в тензометрической колесной паре, основанная на способе выделения полезного случайного сигнала на фоне помех, позволяет уточнить максимальное значение бокового воздействия на путь.

Положения, выносимые на защиту

1 Конечно-элементная модель тензометрической колесной пары и зависимости для определения непрерывных значений сил в контакте колеса с рельсом.

2 Технология оценки состояния пути геометрически-силовым способом с применением тензометрических колесных пар.

3 Методика вероятностного анализа боковых сил в тензометрической колесной паре.

Степень достоверности и апробация результатов

Достоверность теоретических представлений подтверждена удовлетворительной сходимостью (с погрешностью не более 10 %) расчётных результатов с результатами стендовых и полигонных испытаний.

Основные положения и результаты диссертации докладывались и обсуждались на международных, всероссийских и отраслевых научно-технических конференциях и семинарах, в том числе:

- XIII Международная конференция "Проблемы механики железнодорожного транспорта", ДИИТ, Днепропетровск, 2012 г.;
- XIV Общероссийская научно-практическая конференция «Безопасность движения поездов», Москва, 2013 г.;

– XIII Международная научно-техническая конференция «Подвижной состав XXI века (идеи, требования, проекты)», ПГУПС, Санкт-Петербург, 2018 г.;

– VI Международная научно-практическая конференция «Фундаментальные основы механики», НИЦ МС, Санкт-Петербург, 2021 г.;

– Пятый международный научно-технический семинар «Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ», Брянск, 2022 г.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, заключения с изложением результатов и выводов, списка литературы из 79 наименований и 5 приложений. Общий объем диссертации 180 страниц основного текста, включая 90 рисунков, 13 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, приведены методология и методы исследований, сформулированы цель и задачи, научная новизна, теоретическая и практическая значимость работы.

В первом разделе выполнен анализ способов оценки процессов взаимодействия колеса и рельса, который показал, что тензометрическая колесная пара (ТКП) является наиболее точным средством измерения боковых и вертикальных сил взаимодействия колеса с рельсом, позволяющим проводить их регистрацию на протяжении всего пути движения. Были рассмотрены различные реализации тензометрических колесных пар. В России имеются ТКП, различающиеся местом размещения измерительных схем (с наружной или внутренней стороны дисков колесных пар) и количеством используемых тензорезисторов для размещения измерительных схем с различными угловыми интервалами.

В зависимости от исполнения ТКП можно получить непрерывную функцию сил взаимодействия с дискретностью значений 0,18-0,75 м. Чем меньше дискретность, тем больше должно быть задействовано количество тензорезисторов и измерительных схем, что в свою очередь сильно усложняют устройство и негативно сказывается на его надежности, трудоемкости изготовления, обслуживании и ремонте.

При этом при создании этих устройств было уделено недостаточно внимания теоретическим исследованиям напряженно-деформированного состояния колёсных пар при вращении.

Выполненный анализ различных способов оценки состояния пути показал, что современные методы контроля состояния пути и практика его текущего содержания не всегда соотносятся с ходовыми характеристиками подвижного состава. Точнее, современные методы измерения не всегда выявляют некоторые особенности геометрии пути, которые могут вызвать нежелательные реакции подвижного состава, а с другой стороны, многие обнаруживаемые обычными методами дефектные места пути необязательно вызывают ухудшение ходовых характеристик подвижного состава.

Поэтому следует уделить внимание совершенствованию способов оценки состояния пути, особенно на железных дорогах РФ, которые проводят оценку только по геометрии рельсовой колеи.

Анализ применяемых методов оценки динамических качеств подвижного состава показал, что использование тензометрической колесной пары может уточнить их оценку, так как является достаточно информативным инструментом и позволяет рассматривать поведение подвижного состава в поездках на пути любой протяженности и состояния.

Во второй разделе были проведены исследования напряженно-деформированного состояния дисков колесных пар и создана модель ТКП.

Для создания модели ТКП и анализа напряженно-деформированного состояния дисков колесных пар предлагается использовать отечественный программный комплекс "Универсальный механизм" (ПК УМ), который позволяет провести моделирование динамики железнодорожных экипажей с учетом упругости колесных пар.

Для формирования модели рельсового экипажа (РЭ) используется отдельный модуль комплекса UM Loco. Для создания пространственных графических образов элементов модели (тел, силовых элементов) используется набор стандартных примитивов (параллелепипед, цилиндр, полиэдр, винтовая линия и т. д.). Большая часть параметров примитивов, например, размеры параллелепипеда, и их координаты могут быть заданы как числами, так и идентификаторами, то есть параметризуются. Для каждого

тела, включенного в модель РЭ, указывается масса и момент инерции (инерционные параметры параметризуются).

Уравнения движения РЭ формируются на базе теоремы о движении центра масс и динамических уравнений Эйлера:

$$\begin{aligned} m_i a_i &= F_i + R_i, \\ J_i \varepsilon_i + \omega_i \times J_i \omega_i &= M_i + L_i, \end{aligned} \quad (1)$$

где m_i , J_i – масса и тензор инерции тела i ; a_i , ε_i , ω_i – ускорение центра масс, угловое ускорение и угловая скорость; F_i , M_i – главный вектор и главный момент активных сил, приведенные к центру масс; R_i , L_i – главный вектор и главный момент сил реакций, приведенные к центру масс.

Для изложения ограничимся случаем, когда в модели РЭ отсутствуют замкнутые кинематические цепи. Для ускорений справедливы следующие зависимости от обобщенных ускорений:

$$a_i = D_i \ddot{q}_i + a'_i, \quad \varepsilon_i = B_i \ddot{q}_i + \varepsilon'_i,$$

где q_i – обобщенные координаты системы; D_i , B_i – матрицы линейной зависимости ускорений центра масс и угловых ускорений тела i от обобщенных ускорений; a'_i , ε'_i – части ускорений, не зависящие от обобщенных ускорений и являющиеся квадратичными функциями обобщенных скоростей.

Рассмотрим условие идеальности связей (сумма работ на возможном перемещении равна нулю). Сообщим системе возможное перемещение δq . Работа сил реакций определяется формулой:

$$\begin{aligned} \delta A &= \sum_{i=1}^N \delta r_i^T R_i + \delta \pi_i^T L_i = \delta q^T \sum_{i=1}^N D_i^T R_i + B_i^T L_i = 0 \Rightarrow \\ &\sum_{i=1}^N D_i^T R_i + B_i^T L_i = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где $\delta r_i = D_i \delta q$, $\delta \pi_i = B_i \delta q$ – векторы перемещения центра масс и поворота тела i ; N – число тел в РЭ. Подставляя значение сил реакций из уравнений (1) получим уравнения движения РЭ:

$$M \ddot{q} + k = Q$$

Здесь M – матрица масс, k – столбец сил инерции, Q – столбец обобщенных сил.

$$M = \sum_{i=1}^N m_i D_i^T D_i + B_i^T J_i B_i, \quad (3)$$

$$k = \sum_{i=1}^N m_i D_i^T a'_i + B_i^T (J_i \varepsilon'_i + \omega_i \times J_i \omega_i), \quad (4)$$

$$Q = \sum_{i=1}^N D_i^T F_i + B_i^T M_i. \quad (5)$$

В процессе синтеза уравнений движения в соответствии с приведенными выражениями производится их линейризация по обобщенным координатам, которые являются малыми.

В качестве средства измерения вертикальных и боковых сил в зонах контакта колёс с рельсами предлагается использовать тензометрическую колесную пару, применение которой обеспечивает непрерывную регистрацию динамических напряжений в дисках колёс с достаточно точной привязкой к пути. За основу средства измерения возьмем устройство, со следующей конфигурацией тензорезисторов, а именно: на внутренней части диска колеса на двух concentрических окружностях расположено по 4 тензорезистора через 90° , измеряющих радиальную деформацию (рисунок 1).

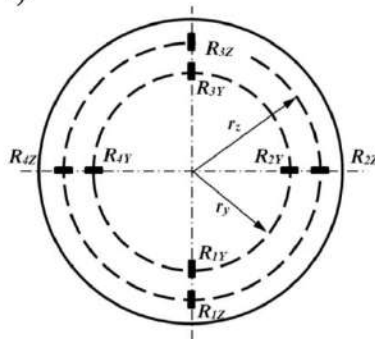


Рисунок 1 – Схема расположения тензорезисторов на колесе

На concentрической окружности радиусом r_z располагаются тензорезисторы, на которые оказывается минимальное влияние от действия боковых сил, а на concentрической окружности радиусом r_y располагаются тензорезисторы, на которые оказывается минимальное влияние от действия вертикальных сил. Пары диаметрально противоположных тензорезисторов на одной окружности ($R_{1z}-R_{3z}$, $R_{2z}-R_{4z}$, $R_{1y}-R_{3y}$, $R_{2y}-R_{4y}$) собираются в мостовые тензометрические схемы с двумя активными тензорезисторами.

За основу модели была взята колесная пара грузового вагона с цельнокатаным колесом и плоскоконическим диском. Была построена пространственная конечно-элементная модель и импортирована в УМ – добавлена к модели вагона-цистерны на место набегающей колесной пары в первой тележке (рисунок 2).

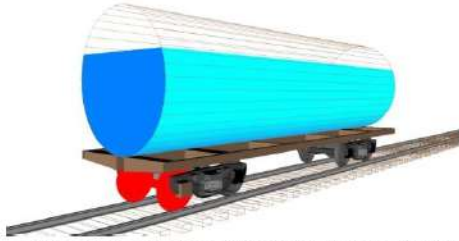


Рисунок 2 – Модель цистерны с упругой набегающей КП

Для исследования напряженно-деформированного состояния колеса к модели ТКП были добавлены виртуальные тензорезисторы (ВТ) на внутренней поверхности диска в вертикальном сечении выше и ниже, а в качестве исследуемого параметра рассматривалась разность радиальных напряжений диаметрально противоположных тензорезисторов.

В соответствии с подходами, лежащими в основе UM FEM, упругая колесная пара может совершать произвольные пространственные перемещения как абсолютно твердое тело, при этом перемещения ее точек за счет упругих деформаций полагаются малыми. Уравнения движения колесной пары выводятся с применением модального подхода. При этом используется импорт данных из внешних конечно-элементных (КЭ) программ, в которых создаются модели колесных пар, и выполняется модальный анализ. Упругие перемещения конечно-элементных узлов аппроксимируются множеством статических и собственных форм, рассчитанных в соответствии с методом Крэйга-Бэмптона.

Упругие перемещения узлов представляются произведением модальной матрицы на матрицу – столбец модальных координат:

$$x = \sum_{j=1}^n h_j \cdot w_j = Hw, \quad (6)$$

где x – матрица-столбец узловых степеней свободы размера $N \times 1$; N – число степеней свободы конечно-элементной модели; h_j – формы упругого тела; w_j – модальные координаты; H – модальная матрица размером $N \times n$; n – число используемых форм.

Таким образом, выполняются замена и значительное уменьшение числа используемых координат. Узловые координаты, число N которых может составлять несколько сотен тысяч, заменяются модальными координатами, число H которых обычно не превосходит сотни.

Если в точке K расположен узел, её упругие перемещения d_k представляются в виде следующего произведения:

$$d_k = H_k w, \quad (7)$$

где H_k – часть модальной матрицы, соответствующая узлу K .

Поиск радиусов концентрических окружностей происходил из условия наименьшего влияния на деформации от нормальной силы N_1 в 1-ой точке контакта и от нормальной силы N_2 во 2-ой точке контакта. Нагружение ТКП происходило внешними силами согласно схеме на рисунке 3.

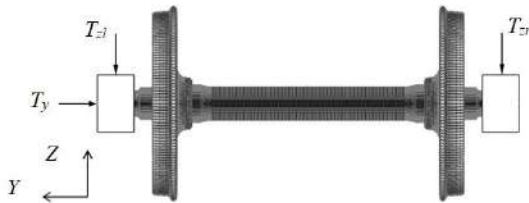


Рисунок 3 – Схема нагружения упругой колесной пары активными внешними силами

В результате нагружения КП внешними силами в соответствии с представленной таблицей были определены радиусы для размещения тензорезисторов $r_1=321$ мм и $r_2=340,0$ мм.

Далее было рассмотрено напряженно-деформированное состояние вращающегося колеса ТКП при движении модели вагона-цистерны. Для этого смоделировано движение со скоростью $v=1$ м/с в прямом участке пути без неровностей.

Для расчета кинематики профиля, а также для расчета обобщенных сил, приложенных в произвольной точке поверхности качения колеса, в ПК УМ предлагается использовать один из двух подходов – Лагранжа (вращающаяся сетка) или Эйлера (не вращающаяся сетка).

Анализ графиков разности радиальных напряжений двух пар тензорезисторов расположенных на окружности одного радиуса через 90° при разных подходах моделирования показал, что сигналы, полученные с применением подхода Лагранжа, от двух пар ВТ изменяется по закону косинуса со сдвигом по фазе 90° . При этом, если мы рассмотрим сигнал от ВТ в вертикальном сечении, полученный с применением подхода Эйлера, то увидим что он постоянен. Разность главных напряжений тензорезисторов, расположенных на концентрической окружности r_z , от деформаций

диска колеса при постоянно действующей нормальной силе в первой точке контакта N_1 колеса с рельсом определим как:

$$\Delta\sigma_z(\varphi) = \Delta\sigma_z^{1-3} \cdot \cos(\varphi) + \Delta\sigma_z^{2-4} \sin(\varphi) \quad (8)$$

Аналогично ведут себя напряжения и при действии нормальной силы во второй точке контакта N_2 .

Таким образом, используя по две пары диаметрально противоположных тензорезисторов на одной концентрической окружности, можно получить, используя полученные формулы, непрерывный сигнал разности радиальных напряжений $\Delta\sigma$.

Также были получены зависимости для определения нормальных сил в 1-ой и 2-ой точках контакта колеса с рельсом по показаниям тензорезисторов.

При этом боковая F_y и вертикальная F_z силы определялись как:

$$F_y = N_1 * \sin(\delta_1) + N_2 * \sin(\delta_2), \quad (9)$$

$$F_z = N_1 * \cos(\delta_1) + N_2 * \cos(\delta_2), \quad (10)$$

где δ_1 и δ_2 – углы наклона нормальных сил к вертикали.

Проверка полученных зависимостей (8-10) показала достаточную точность в определении этих сил.

Созданная в ПК УМ модель тензометрической колесной пары показала достаточно хорошие результаты, однако необходимо продолжить исследования и рассмотреть дополнительные факторы, влияющие на точность регистрации сил взаимодействия колеса с рельсом, к которым можно отнести профили рельса, расположение точки контакта относительно колеса и рельса, угла наклона нормальных сил.

В третьем разделе выполнено описание испытательного поезда с вагоном-объектом, оборудованным набегающей ТКП для регистрации и исследования процессов взаимодействия колеса с рельсом. В качестве вагона-объекта использовалась цистерна – вагон с повышенным центром тяжести, как наиболее чувствительный к отклонению геометрических параметров пути.

Были проведены экспериментальные исследования на опытном полигоне Голутвин-Озеры. Испытания проводились на прямом участке пути с разными комбинациями сочетаний и последовательностей неровностей рельсовой колеи:

- две последовательные рихтовки;
- последовательность двух сочетаний перекося+рихтовка.

Ходовые динамические испытания вагона-объекта на участке с двумя последовательно расположенными рихтовками показали:

- две последовательно расположенные рихтовки с амплитудами более 20 мм и длиной по 10 м, являются мощным источником возмущения, приводящим к интенсивному росту боковых сил, и динамических процессов в вертикальной плоскости;

- рост боковых сил и снижение коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельсов K_{yc} пропорционально росту скорости движения вагона;

- следует отметить, что при движении порожнего вагона изменение боковых сил на участки с последовательно расположенными рихтовками представляет импульсный характер изменения нагрузок, при котором время действия пиковых величин нагрузок менее 0,01 с, что недостаточно для вкатывания гребня колеса на головку рельса.

Коэффициент запаса устойчивости K_{yc} колеса против схода с рельсов, который является одним из оцениваемых показателей при оценке динамических качеств подвижного состава и определяемый по формуле, в основе которой лежит критерий Надаля, предложенный в конце XIX в.:

$$K_{yc} = \frac{\tan(\beta) - \mu}{1 + \mu \tan(\beta)} \cdot \frac{F_z}{F_y}, \quad (11)$$

где β – угол наклона образующей гребня колеса к горизонтали и принимаемый $\beta=60^\circ$, μ – коэффициент трения между колесом и рельсом и принимаемый $\mu=0,25$, F_z – вертикальная сила, действующая от колеса на рельс, F_y – боковая сила, действующая от колеса на рельс.

Для второго варианта неровностей, как и в предыдущем случае, при разных скоростях движения имеется разброс значений коэффициента запаса устойчивости против схода колеса с рельса, зависящий от состояния вагона при прохождении данной группы неровностей, а так же особенности измерительной системы (измерения через четверть оборота колеса). При увеличении скорости движения вагона-объекта происходит снижение K_{yc} .

В целом результаты испытаний показали, что для выявления судоопасных участков пути, где наблюдается снижение K_{yc} ниже нормируемого значения, следует использовать тензометрические колёсные пары на порожних грузовых выгонах с повышенным центром тяжести.

Короткие неровности, их последовательности и сочетания в прямых участках пути являются источником мощного силового взаимодействия колёс и рельсов, приводящие к снижению $K_{ус}$ до значений ниже нормативных. Однако характер взаимодействия колёс с неровностями рельсовой колеи носит ударный характер, что определяет короткие интервалы времени, при которых действуют неблагоприятные факторы.

Значения силовых факторов и коэффициентов запаса устойчивости $K_{ус}$, при движении порожнего грузового вагона по одним и тем же неровностям и с одинаковыми режимами движения, носят вероятностный характер. При этом характер изменения вертикальных и боковых сил сохраняется от заезда к заезду, а количественные значения вертикальных и боковых сил являются непостоянными, что очевидно, связано с изменением условий взаимодействия колеса с рельсом, определяемыми колебаниями кузова вагона, поперечными влияниями колесной пары.

В четвертой разделе предлагается технология оценки состояния пути геометрически-силовым способом с применением тензометрической колесной пары.

В РФ в настоящий момент оценка состояния пути производится по геометрическим показателям рельсовой колеи путем фиксации степени отступлений от установленных допусков в соответствии с инструкцией по оценке состояния рельсовой колеи путеизмерительными средствами и мерам по обеспечению безопасности движения поездов, утверждённой распоряжением ОАО "РЖД" от 28 февраля 2020 г. N 436/р.

Однако анализ отечественного и зарубежного опыта показывает, что методы обработки информации о детерминированных неровностях пути и методы оценок спектральных характеристик геометрии рельсовой колеи не обеспечивают по отдельности решение задач безопасности движения. Использование только геометрических характеристик отдельных неровностей не может дать полной оценки состояния пути, поскольку при одинаковой геометрии жесткость пути может быть различной, как различны и реакции экипажей различных по конструкции, а это определяет различия в величинах сил взаимодействия пути и подвижного состава. Поэтому состояние пути целесообразно оценивать не только по его геометрии, но и по показателям взаимодействия пути и подвижного состава.

В данной работе предлагается комплексное использование данных о геометрическом состоянии пути по данным вагона-путеизмерителя и силовым реакциям подвижного состава следующего по данным отступлениям пути.

Устойчиво сходаопасным может считаться сечение пути, в котором при повторных проездах наблюдается снижение $K_{yc} \leq 1,3$, а пройденное колесом расстояние при действии неблагоприятных факторов превышает $l_{п} > 1$ м.

Для реализации оценки состояния пути геометрически-силовым способом был сформирован диагностический поезд, включающий испытуемый грузовой вагон с тензометрической колёсной парой, вагон-путеизмеритель и локомотив. Опытные поездки этого поезда позволили отработать технологию по выявлению сходаопасных участков пути для движения порожних грузовых вагонов путём регистрации и анализа силовых факторов в зоне взаимодействия колёс с рельсами и продольных сил, возникающих в поезде при движении.

Для выполнения задач были выполнены поездки:

1) диагностического поезда по маршруту Голутвин – Воскресенск – Куровская – Муром – Казань – Екатеринбург – Челябинск (протяженность 1850 км);

2) грузового поезда весом 4500 т по маршруту Челябинск – Уфа – Самара – Пенза – Рязань (протяженность 1914 км).

По результатам испытаний были проанализированы полученные данные и определены 3 группы сечений с низкими значениями K_{yc} :

I-я группа – сечения, где $K_{yc} < 1,3$, но время действия неблагоприятных силовых факторов незначительно, характер взаимодействия колеса с рельсом ударный. Данные сечения не являются сходаопасными.

II-я группа – сечения, где $K_{yc} < 1,3$, время действия неблагоприятных силовых факторов достаточно для вкатывания гребня колеса на поверхность катания рельса, путь, пройденный при $K_{yc} < 1,3$ более 1 м.

III-я группа сечений, когда $K_{yc} < 1,3$, время действия неблагоприятных силовых факторов может быть достаточным для вкатывания гребня колеса на поверхность катания рельса, при этом по данным вагона-путеизмерителя отступления ГРК выше I-й

степени отсутствуют, а путь характеризуется на «отлично» или «хорошо».

Анализ результатов эксплуатационных испытаний показал, что причинами возникновения сходаопасных сечений пути являются сочетание нескольких неблагоприятных факторов:

- сложного профиля пути (зоны сопряжения круговых и переходных кривых, переходных кривых и прямых участков),
- зоны стрелочных переводов и повышенной концентрации в этих зонах отступлений геометрии рельсовой колеи в виде перекосов, рихтовок, просадок II и III степени, резких снижений ширины колеи до 1512...1514 мм в количестве пяти отступлений и более на 50 м и менее

Результаты оценки состояния пути геометрически-силовым способом зависят от условий взаимодействия колеса с рельсом (фазы колебаний подрессоренных масс при входе в неровность, угла набегания), климатических условий (рельсы сухие, мокрые), скорости движения, типа грузового вагона, состояния экипажных частей.

Геометрически-силовой способ может дополнять существующий по отступлениям геометрии рельсовой колеи, так как позволяет определять сходаопасные сечения, которые по существующим нормативам считаются неопасными для движения порожних вагонов.

Данная технология и технологическое оборудование прошли приемочные испытания и были введены в эксплуатацию. Технология оценки состояния пути геометрически силовым способом утверждена ОАО «РЖД» для опытного применения.

В пятой разделе описывается предлагаемая методика вероятностной оценки максимального значения боковой силы в кривых участках пути.

Одним из оцениваемых показателей воздействия железнодорожного подвижного состава на путь является боковая сила. Боковая сила F_y возникает при набегании колёс на рельсы, вызванных особенностями движения колёсной пары с коническими поверхностями катания в прямых и кривых участках. При этом в прямых участках пути эта сила возникает из-за боковых колебаний отнosa и виляния (поперек оси пути), а в кривых из-за изменения кривизны пути.

Согласно ГОСТ 34759 допускаемая боковая сила $F_{y\max}$ в прямых и кривых участках пути не должна превышать $100кН$.

Максимальное значение боковой силы $F_{y\max}$ при случайном характере изменения $F_y(t)$ традиционно рекомендуется определять по величинам средних значений \bar{F}_y и среднеквадратических отклонений $S(F_y)$ этой силы по формуле:

$$F_{y\max} = \bar{F}_y + 2,5S(F_y). \quad (12)$$

Применение тензометрической колесной пары для непосредственного определения сил взаимодействия в контакте колеса с рельсом является достаточно информативным инструментом и позволяет рассматривать поведение подвижного состава в поездках на пути любой протяженности и состояния.

Образец записи таких сил, пересчитанных на зону контакта колеса и рельса (рисунок 4), можно рассматривать как реализацию случайного процесса изменения боковых сил $F_y(t)$ или $X(t)$, общая длительность которого (длина реализации) составила $t_0=700c$.

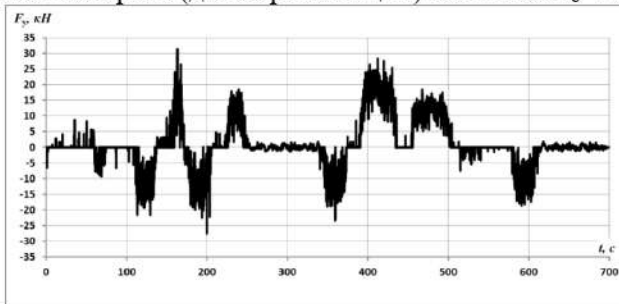


Рисунок 4 – Случайный процесс изменения боковых сил $F_y(t)$

В соответствие с этим максимальное значение боковой силы $F_{y\max}$ будем определять не по формуле (12), а как среднее значение абсолютного максимума \bar{N}_a случайного процесса боковых сил.

Поскольку полезная информация составляет малую долю от длительности всего процесса, то невозможно обеспечить точность (доверительность) получения вероятностных характеристик полезного случайного процесса $X_{\text{пол}}(t)$ на основе анализа общей информации о процессе $X_{\text{пом}}(t)$ за всё время t_0 .

Для обеспечения необходимой доверительности получения этих характеристик процесса $X_{\text{пол}}(t)$ целесообразно использовать методику выделения полезного сигнала на фоне помех, основанную

на представлении случайного процесса $X(t)$ в виде произведения двух процессов:

$$X(t) = X_T(t) \cdot X_M(t). \quad (13)$$

Первый из множителей $X_T(t)$ представляет собой случайный процесс в виде телеграфного сигнала (рисунок 5), принимающего одно из трех значений: -1, 0 или 1. При этом длительность значения $X_T(t)=|1|$ соответствует длительности $t_{\text{пол}}$ полезного сигнала $X_{\text{пол}}(t)$.

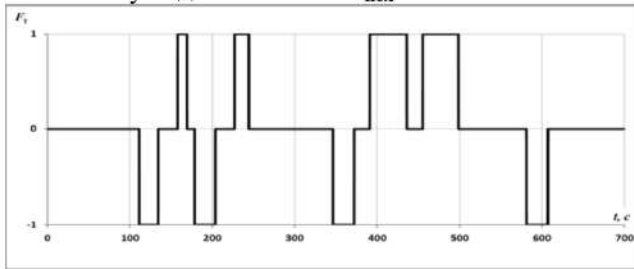


Рисунок 5 – Телеграфный процесс боковой силы

Второй множитель $X_M(t)$ представляет собой модифицированный исходный процесс (рисунок 6), из которого исключен случайный процесс помехи $X_{\text{пом}}(t)$. Таким образом, в состав процесса $X_M(t)$ входит только полезная информация, что даёт возможность обеспечить необходимый уровень достоверности при вероятностном анализе этого случайного процесса.

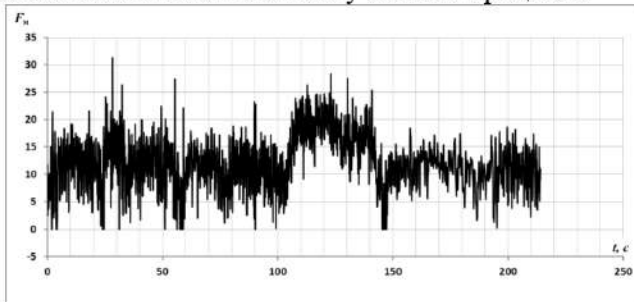


Рисунок 6 – Модифицированный процесс боковой силы

Автокорреляционную функцию $R_X(\tau)$ случайного процесса $X(t)$ на основе (13) можно определить как произведение автокорреляционных функций телеграфного $R_T(\tau)$ и модифицированного $R_M(\tau)$ случайных процессов:

$$R_X(\tau) = R_T(\tau) \cdot R_M(\tau). \quad (14)$$

По графику $R_x(\tau)$ на основе преобразования Фурье была определена спектральная плотность $G_x(f)$ скорректированного случайного процесса:

$$G_x(f) = 4 \int_0^{\infty} R_x(\tau) \cos(2\pi f \tau) d\tau. \quad (15)$$

Среднее значение абсолютных максимумов \bar{H}_a скорректированного случайного процесса $F_x(t)$:

$$\bar{H}_a = \bar{F}_x + S(F_x) \left[\sqrt{2 \ln(f_e t_0)} + \frac{1}{\sqrt{2 \ln(f_e t_0)}} \right]. \quad (16)$$

Применение методики выделения случайного сигнала на фоне помех позволило существенно уточнить значение максимальной боковой силы $F_{y\max}$, которая была определена как среднее значение абсолютного максимума случайного процесса и оказалась равной $\sim 29,3 \text{ кН}$, что превышает максимальное значение боковой силы $21,6 \text{ кН}$, определённого по формуле (12). Следовательно, предлагаемый способ определения $F_{y\max}$ предъявляет более строгие требования к рельсовым экипажам и является предпочтительным.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 Установлено, что применение тензометрической колесной пары обеспечивает достаточную точность и широкие возможности по выполнению длительных записей сил взаимодействия колёс с рельсами на участке пути любой протяженности, необходимых для вероятностного анализа этих процессов.

2 Разработана конечно-элементная модель тензометрической колесной пары грузового вагона с использованием программного комплекса «Универсальный механизм», которая позволила выполнить расчеты её напряженно деформированного состояния и определить места установки тензорезисторов, позволяющие измерять с наименьшими погрешностями боковую и вертикальную силы в точках контакта колес с рельсами.

3 Получены зависимости для определения непрерывных функций по показаниям четырех пар тензорезисторов на колесе и зависимости для определения нормальных сил в 1-ой и 2-ой точках контакта колеса с рельсом по показаниям тензорезисторов.

4 Создан вагон-объект, состоящий из порожнего вагона-цистерны с набегающей тензометрической колесной пары, для выявления сходаопасных участков пути, где наблюдается снижение коэффициента запаса устойчивости колеса против схода с рельса Кус ниже нормируемого значения.

5 Проведены, с целью отработки выявления участков пути, опасных по условиям схода колёс с рельсов, полигонные и эксплуатационные испытания специально сформированного опытного поезда, состоящего из грузового вагона с тензометрической колёсной парой, путеизмерительного вагона и вагона-лаборатории с одновременной записью сигналов всех измерительных устройств.

6 Предложен геометрически-силовой способ оценки состояния пути, который значительно дополняет существующий, основанный на выявлении отступлений геометрии рельсовой колеи, так как позволяет определять сечения пути, опасные по условиям схода колёс порожних вагонов с рельсов, которые по существующим нормативам считались бы неопасными для их движения.

7 Разработана, по результатам проведенных экспериментальных испытаний на сети железных дорог, и утверждена ОАО «РЖД» технология геометрически-силового способа оценки состояния пути, позволяющая выявлять сечения пути, в которых коэффициент запаса устойчивости колеса против схода с рельсов снижается ниже нормативного значения 1,3, установленного для грузовых вагонов.

8 Предложено для определения вероятностных характеристик боковых сил целесообразно использовать методику выделения случайного сигнала на фоне помех и представлять их запись в виде произведения двух случайных процессов: телеграфного и модифицированного.

9 Установлено, что максимальную величину боковой силы следует определять по результатам вероятностного анализа как среднее значение абсолютного максимума этого случайного процесса, что предъявляет более строгие требования к рельсовым экипажам и является более предпочтительным, чем существующий способ оценки. В выполненном примере расчёта величина абсолютного максимума боковой силы составила 29,3 кН, что

значительно превышает величину 21,6 кН, найденную по существующей методике.

10 Полученные результаты показали, что использование тензометрической колесной пары и определяемые с ее помощью процессы взаимодействия колеса с рельсом, позволяет уточнять оценку состояния пути и показателей воздействия на путь.

11 Перспективой дальнейшей разработки темы является совершенствование тензометрической колесной пары, разработка новых схем и методов, позволяющих учитывать влияние дополнительных факторов на точность определения сил взаимодействия колеса с рельсом.

**Основные положения диссертации опубликованы
в следующих работах**

а) в рецензируемых научных изданиях:

1 Краснов, О. Г. Оценка состояния пути геометрически-силовым методом на искусственных неровностях / О. Г. Краснов, М. Г. Акашев, В. М. Сасковец // Путь и путевое хозяйство. – 2012. – № 7. – С. 24-29.

2 Коссов, В.С. Выявление сечений пути, где возможен сход порожних грузовых вагонов / В. С. Коссов, А. Л. Бидуля, О. Г. Краснов, М. Г. Акашев // Путь и путевое хозяйство. – 2014. – № 10. – С. 2-8.

3 Краснов, О. Г. Результаты оценки состояния пути диагностическим поездом геометрически-силовым методом / О. Г. Краснов, М. Г. Акашев, А. В. Ефименко // Путь и путевое хозяйство. – 2015. – № 9. – С. 20-24.

4 Коссов, В. С. Тензометрическая колесная пара для подвижного состава с осевой нагрузкой до 30 тс / В. С. Коссов, О. Г. Краснов, М. Г. Акашев // Транспорт Российской Федерации. – 2017. – № 6(73). – С. 68-69.

5 Акашев, М. Г. Создание модели тензометрической колесной пары с применением программного комплекса «Универсальный механизм» / М. Г. Акашев, А. Н. Савоськин, В. В. Чунин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2022. – № 4(76). – С. 81-91.

б) в отечественных изданиях, которые входят в международные реферативные базы данных и системы цитирования:

6 Савоськин, А. Н. Определение вероятностных характеристик боковых сил между колесом и рельсом как полезного случайного процесса на фоне помех / А. Н. Савоськин, Ю. С. Ромен, М. Г. Акашев // Вестник машиностроения. – 2022. – № 4. – С. 14-19.

в) в прочих изданиях и материалы конференций

7 Бидуля, А. Л. Геометрически-силовой метод оценки устойчивости порожних вагонов / А. Л. Бидуля, О. Г. Краснов, М. Г. Акашев, А. В. Ефименко // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2011. – № 2. – С. 45-46.

8 Краснов, О. Г. Исследование устойчивости порожних вагонов при движении по искусственным неровностям / О. Г. Краснов, М. Г. Акашев // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2011. – № 4. – С. 38-40.

9 Краснов, О. Г. Как влияют продольно-динамические силы на устойчивость порожних вагонов / О. Г. Краснов, М. Г. Акашев, А. В. Ефименко, В. Н. Сенча // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2012. – № 4(32). – С. 38-39.

10 Коссов, В. С. Результаты эксплуатационных испытаний геометрически-силового метода оценки состояния пути / В. С. Коссов, А. Л. Бидуля, О. Г. Краснов, М. Г. Акашев // Проблемы механики железнодорожного транспорта: безопасность движения, динамика, прочность подвижного состава, энергосбережение XIII международная конференция. Тезисы докладов. – Д.: Изд-во ДНУЖТ, 2012. – С. 67-68.

11 Коссов, В. С. Результаты эксплуатационных испытаний геометрически-силового метода оценки состояния пути / В. С. Коссов, А. Л. Бидуля, О. Г. Краснов, М. Г. Акашев // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту, 2013, вип. 5 (47). – С. 97-104.

12 Бидуля, А. Л. Оценка состояния пути геометрически-силовым методом. А. Л. Бидуля, О. Г. Краснов, М. Г. Акашев., А. В. Ефименко // Безопасность движения поездов. Труды XIV Научно-практической конференции. – М.:МИИТ, 2013. –С. 36-37.

13 Коссов, В. С. К вопросу об устойчивости порожних вагонов против схода // В. С. Коссов, О. Г. Краснов, М. Г. Акашев // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты : материалы XIII Международной научно-технической конференции, Санкт-Петербург, 4-8 июля 2018 г. – СПб.: ФГБОУ ВО ПГУПС, 2018. – С. 171-173.

