

ЯЗЫКОВ Владислав Николаевич

**ПРИМЕНЕНИЕ МОДЕЛИ НЕГЕРЦЕВСКОГО КОНТАКТА
КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ
ГРУЗОВОГО ТЕПЛОВОЗА**

Специальность 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и
электрификация

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Брянск – 2004

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Обеспечение высоких динамических качеств рельсовых экипажей и уменьшение износа гребней колес и боковых поверхностей рельсов является острой проблемой железных дорог всего мира.

Среди возможных мероприятий по снижению износа в последнее время все больше внимания уделяется тележкам с радиальной установкой колесных пар (РУКП). Применение тележек такой конструкции позволяет значительно снизить износ, поскольку уменьшается величина угла набегания колес на рельсы, и, следовательно, относительное проскальзывание в контакте колесо – рельс. Экспериментальные и теоретические исследования доказали большую эффективность тележек с РУКП в уменьшении износа колес. Однако в этом случае возникает проблема обеспечения приемлемых динамических качеств при движении экипажа с повышенными скоростями в прямых и пологих кривых. Поэтому исследование динамики рельсовых экипажей с новыми конструкциями тележек, имеющими РУКП, является актуальной задачей.

Для экипажей с РУКП почти всегда необходимо искать компромиссные конструктивные решения, направленные на обеспечение устойчивого движения в прямых и уменьшение износа колес и рельсов в кривых. Эта задача решается обычно путем подбора упруго-диссипативных параметров экипажной части, что предполагает большой объем теоретических исследований.

Исследования динамических качеств железнодорожных экипажей и износа колес и рельсов с помощью математического моделирования невозможно без использования достоверной модели контактного взаимодействия колеса и рельса. Если для решения поставленных задач необходимо определение площадки контакта профилей произвольного очертания, контакт которых далеко не всегда удовлетворяет допущениям теории Герца, то требуется разработка негерцевских контактных моделей. Кроме того, алгоритм, построенный на основе контактной модели, должен быть быстродействующим для обеспечения возможности проведения большого количества численных экспериментов с приемлемыми затратами времени.

Цель и задачи работы. Целью работы является разработка эффективной математической модели контактного взаимодействия колеса с рельсом для определения динамических характеристик и показателей износа колес (углы набегания колес и работа сил трения в контакте) грузового тепловоза с механизмом РУКП конструкции ФГУП ВНИКТИ МПС РФ.

Для достижения цели в работе поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработка математической модели контактного взаимодействия колеса с рельсом, которая позволяет решать задачи негерцевского контакта.
2. Реализация контактной модели в виде алгоритма, который имеет достаточное быстродействие для применения в задачах моделирования динамики железнодорожных экипажей.
3. Разработка алгоритма, позволяющего рассчитывать распределение работы сил трения в пятне контакта по профилям колес и рельсов в процессе моделирования движения железнодорожных экипажей.

4. Создание математической модели пространственных колебаний грузового тепловоза с механизмом РУКП и разработка методики моделирования.

5. Качественная и количественная оценка влияния механизма РУКП и упруго-диссипативных параметров на динамические качества и показатели износа колес исследуемого локомотива для двух типов профилей колес: стандартного конического и ДМетИ.

Объектом исследований является экипажная часть грузового шестиосного тепловоза с механизмом РУКП конструкции ФГУП ВНИКТИ МПС РФ (рабочее название тепловоза ТА25ВН).

Общая методика исследований. При разработке математической модели контактного взаимодействия использовалась упрощенная теория контакта качения Калкера, а также методы теории упругости, дифференциального и интегрального исчисления. При разработке алгоритмов применялась технология объектно-ориентированная программирования.

Математическая модель тепловоза ТА25ВН представляет собой систему абсолютно твердых тел, связанных шарнирами и безынерционными силовыми элементами. Исследования динамики локомотива проводились с использованием программного комплекса UM Loco, разработанного профессором кафедры «Прикладная механика» Д.Ю. Погореловым совместно с профессором кафедры «Локомотивы» Г.С. Михальченко и при участии д.т.н. Коссова В.С. (ВНИКТИ).

Научная новизна:

- на основе упрощенной теории Калкера разработана математическая модель контактного взаимодействия колеса с рельсом, которая позволяет решать задачи негерцевского контакта и не приводит к жестким контактными силам;

- разработан алгоритм решения задачи негерцевского контакта колесо – рельс, который может быть применен для задач расчета динамики и определения показателей износа колес железнодорожных экипажей;

- разработана математическая модель пространственных колебаний шестиосного грузового тепловоза, учитывающая основные особенности конструкции проектного экипажа: двухступенчатое рессорное подвешивание, упругую поперечную связь кузова с тележкой, наличие гидравлических гасителей, наклонных тяг для передачи продольных сил и механизма РУКП;

- дана качественная и количественная оценка влияния механизма РУКП и упруго-диссипативных параметров на динамические качества и показатели износа колес исследуемого локомотива для двух типов профилей колес: стандартного конического и ДМетИ.

Достоверность научных результатов обеспечена:

- проверкой разработанной математической модели контактного взаимодействия колеса с рельсом путем сопоставления результатов с точными аналитическими решениями, а также с результатами, полученными по контактными моделям других авторов;

- сравнением полученных результатов с имеющимися в литературе данными экспериментальных исследований;

– критическим обсуждением результатов работы на научно-технических, в том числе международных, конференциях.

Практическая ценность и реализация результатов работы. Алгоритм, построенный на основе разработанной математической модели контакта колеса и рельса, был реализован в виде отдельного модуля, встроенного в программный комплекс UM Loco. Этот модуль использовался для моделирования динамики и определения показателей износа колес различных рельсовых экипажей.

Алгоритм расчета распределения работы сил трения может быть использован для прогнозирования изменения профилей колес и рельсов в процессе изнашивания. Этот алгоритм применялся для расчета массового износа ремонтных профилей рельсов в кривых участках пути (по договору с ВНИКТИ).

Математическая модель экипажа и результаты оценки влияния механизма РУКП и упруго-диссипативных параметров на динамические качества и показатели износа колес могут быть использованы при разработке экипажной части перспективных тепловозов.

Результаты исследований внедрены в учебный процесс БГТУ и используются на кафедре «Локомотивы» при подготовке специалистов.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на следующих конференциях:

- Международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и магистрантов, г. Гомель, Белоруссия, 2001 г. [8];
- Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы развития транспортных систем и строительного комплекса», г. Гомель, Белоруссия, 2001 г. [7];
- 56-й научной конференции профессорско-преподавательского состава БГТУ, г. Брянск, 2002 г. [5];
- летней научной школе НАТО по виртуальным нелинейным системам тел (NATO ASI Virtual Nonlinear Multibody Systems), г. Прага, Чехия, 2002 г. [4];
- научно-практической конференции «Безопасность движения поездов», г. Москва, 2003 г. [3];
- Международном конгрессе «Механика и трибология транспортных систем-2003», г. Ростов-на-Дону, 2003 г. [2].

На защиту выносятся:

1. Математическая модель негерцевского контакта колеса – рельс, которая не приводит к жестким уравнениям движения при моделировании динамики железнодорожных экипажей.
2. Алгоритм, построенный на основе модели негерцевского контакта.
3. Алгоритм расчета распределения работы сил трения в пятне контакта по профилям колес и рельсов в процессе моделирования движения железнодорожных экипажей.
4. Математическая модель пространственных колебаний шестиосного грузового тепловоза с механизмом РУКП.
5. Оценка влияния механизма РУКП и упруго-диссипативных параметров на динамические качества и показатели износа колес грузового тепловоза.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 печатных работ.

Структура и объем диссертации. Работа включает введение, 4 главы, заключение, библиографический список из 134 наименований и 1 приложение. Общий объем диссертации составляет 151 страницу, включая 95 рисунков и 2 таблицы в текстовой части.

Автор выражает глубокую благодарность доктору физико-математических наук, профессору Д.Ю. Погорелову за научные консультации. Исследования выполнены при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 02-01-00364) и научной программы «Университеты России» (проект УР.04.01.046).

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение содержит обоснование актуальности и описание цели работы.

Первая глава диссертации содержит общую характеристику состояния вопроса по теме диссертации.

Для формулировки целей и задач диссертации, выбора методов и направления исследований выполнен анализ работ в области исследования динамики железнодорожных экипажей, моделирования контактного взаимодействия колеса с рельсом и конструкций тележек с РУКП.

В настоящее время благодаря трудам известных отечественных ученых И.В. Бирюкова, М.Ф. Вериги, С.В. Вершинского, А.М. Годыцкого-Цвирко, В.Д. Дановича, А.С. Евстратова, О.П. Ершкова, Н.Е. Жуковского, А.А. Камаева, В.А. Камаева, В.Н. Кашникова, А.Я. Когана, К.П. Королева, В.С. Коссова, С.М. Куценко, В.А. Лазаряна, В.Б. Медея, Ю.С. Ромена, А.Н. Савоськина, Т.А. Тибилова, В.Ф. Ушкалова, В.Д. Хусидова, К.Ю. Цеглинского, И.И. Челнокова, зарубежных исследователей И. Бухли, В.К. Гарга, Р.В. Дуккипати, Ф. Картера, Б. Кейна, В. Клингеля, Г. Марье, С. Портера, И. Рокарда, Х. Хеймана, Е. Шперлинга, Г. Юбелакера и многих других можно говорить о достаточно полной проработке теоретических вопросов, связанных с колебаниями подвижного состава и его воздействием на путь в прямых и кривых участках.

В развитие контактной механики в целом и науки о взаимодействии колеса с рельсом в частности большой вклад внесли известные отечественные ученые В.М. Александров, Н.М. Беляев, В.М. Богданов, Л.А. Галин, И.Г. Горячева, Н.Е. Жуковский, Н.И. Мухелишвили, И.Я. Штаерман и многие другие, а также зарубежные ученые Г. Герц, Г. Гладвелл, С. Джонсон, Дж. Калкер, Ф. Картер, В. Кик, Й. Пиотровский, Г. Фромм и другие, которыми был решен ряд фундаментальных и прикладных задач контактной механики.

Анализ работ показывает большую эффективность применения тележек с РУКП с точки зрения уменьшения износа колес и рельсов. Конструктивные решения тележек с РУКП весьма разнообразны, а поэтому представляется актуальным изучение динамики и показателей износа колес некоторых конструкций таких тележек применительно к грузовому тепловозу.

На основе анализа исследования в области контактного взаимодействия колеса с рельсом сделан вывод, что существует множество быстрых методов и ал-

горитмов решения контактной задачи, разработанных для компьютерного моделирования движения железнодорожных экипажей, но в большинстве своем они ориентированы на задачи динамики, то есть сводятся к расчету сил крипа. При необходимости изучения износа колес, когда требуется определение контактного пятна, обычно используется теория Герца, допущениям которой далеко не всегда удовлетворяет контакт произвольных профилей колеса и рельса. Часто для определения формы пятна используют область пересечения внедренных профилей колеса и рельса, но определение величины внедрения из уравнений динамики приводит к значительному увеличению жесткости уравнений, что значительно затрудняет и замедляет их интегрирование. Поэтому представляется целесообразным разработать модель негерцевского контакта, не приводящую к жестким уравнениям движения, для возможности решения задачи контакта колеса и рельса с профилями произвольного очертания.

Вторая глава посвящена разработке математической модели контактного взаимодействия колеса с рельсом.

Рассматривается случай установившегося качения тел, упругие постоянные материалов которых одинаковы. В этом случае определение контактных характеристик может быть разделено на две задачи, решаемые независимо: нормальную – определение площадки контакта и вычисление распределения нормальных напряжений, и касательную – определение касательных напряжений.

Решение нормальной контактной задачи. Точное решение контактной задачи методами теории упругости приводит к интегральным уравнениям, аналитическое решение которых крайне сложно, а подчас и невозможно. Поэтому используются некоторые упрощения, которые позволяют перейти от интегральных уравнений к алгебраическим, и при этом решение получается с достаточной для инженерных расчетов степенью точности. Применяется довольно распространенная модель упругого основания Винклера, модуль упругости которого определяется методами теории упругости.

Приближенное контактное пятно определяется следующим образом. Колесо представляется телом вращения, а рельс – цилиндрической поверхностью. Рассматривается случай, когда тела только соприкасаются в некоторой точке O без передачи нормальной нагрузки. Эта точка принимается за начало прямоугольной системы координат $Oxyz$. Причем ось z выбирается таким образом, чтобы она совпадала с общей нормалью к поверхностям тел в точке O и была направлена вверх. При таком выборе плоскость xy является касательной плоскостью. Ось x направлена в сторону качения колеса.

Сечения поверхностей контактирующих тел плоскостью yz называются профилями, рис.1. Для описания профилей колеса и рельса вводятся функции $f_1(y)$ и $f_2(y)$, соответственно. Расстояние между соответствующими точками профилей описывается так называемой функцией зазора профилей $h(y)$ и определяется как

$$h(y) = f_1(y) - f_2(y).$$

Очевидно, что точка контакта O двух тел в плоскости yz является глобальным минимумом функции зазора профилей.

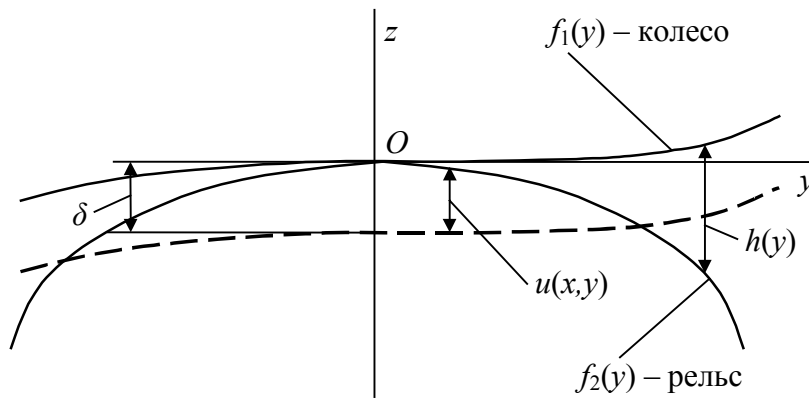


Рис.1. Контакт колеса и рельса

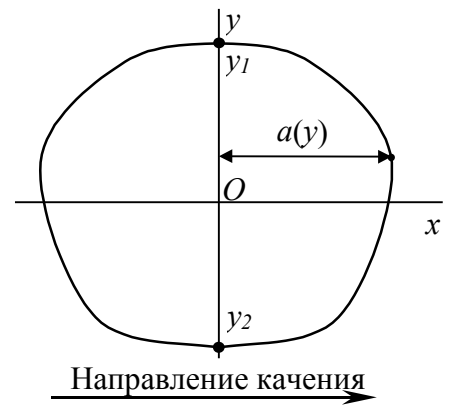


Рис.2. Область внедрения

Расстояние между телами, учитывая, что контактное пятно мало по сравнению с радиусом колеса, может быть с достаточной степенью точности представлено следующей функцией зазора:

$$z(x, y) = \frac{x^2}{2R} + h(y), \quad (1)$$

где R – радиус колеса в точке контакта.

Далее контактирующие тела, представленные поверхностями, внедряются на некоторую величину δ вдоль оси z . Линия пересечения двух поверхностей определяет границы области внедрения.

Функция $u(x, y)$ определяет величину внедрения тел в точке (x, y) . Она определяется уравнением:

$$u(x, y) = \delta - z(x, y). \quad (2)$$

Границы области внедрения поверхностей тел определяются уравнением линии пересечения контактирующих поверхностей, рис.2. Зависимость линии от поперечной координаты определяется как

$$a(y, \delta) = \sqrt{2R(\delta - h(y))}. \quad (3)$$

Корни y_i уравнения $\delta = h(y)$ определяют границы области вдоль поперечной оси. Количество отдельных зон в области внедрения равно половине корней уравнения.

Таким образом, область внедрения зависит от формы поверхностей контактирующих тел и внедрения δ . Так как функции профилей тел всегда заданы, то имеется только одна неизвестная величина δ , которая определяется следующим образом.

Введено допущение, что колесо и рельс – упругие, однородные и изотропные тела, а функции их профилей являются гладкими. Так как размеры контактного пятна малы в сравнении с характерными размерами контактирующих тел, колесо и рельс могут быть представлены упругими полубесконечными телами, нагруженными давлением, распределенным по площадке контакта. Используя зависимости теории упругости, можно оценить величину δ . Вертикальное смещение точки соприкосновения $(0, 0)$ можно определить следующим образом:

$$w(0,0) = \frac{1-\nu^2}{\pi E} \iint_C \frac{p(x,y)}{\sqrt{x^2+y^2}} dx dy, \quad (4)$$

где ν , E – упругие постоянные материала, C – область контакта, $p(x,y)$ – функция распределения нормальных напряжений. В соответствии с допущениями о свойствах материалов смещение колеса и рельса в точке соприкосновения равны, то есть $\delta = 2w(0,0)$. Но в действительности контактирующие тела не могут внедряться, возникают деформации как в области контакта, так и вблизи него, и, таким образом, область внедрения больше реального пятна контакта. Учитывая этот факт, тела внедряются на величину $\delta_0 = k_\delta \delta$, где k_δ – эмпирический коэффициент, который меньше единицы.

Для нахождения распределения нормальных напряжений используется предположение о пропорциональности $p(x,y)$ и функции внедрения $u(x,y)$:

$$p(x,y) = k_p u(x,y), \quad (5)$$

где k_p – коэффициент пропорциональности. Такой подход в отличие от метода Кика и Пиотровского, где используется полуэллиптическое распределение нормальных напряжений в направлении качения, приводит к значительному ускорению работы алгоритма, хотя он и менее точен.

Очевидно, что контактная жесткость системы колесо – рельс очень велика, и определение нормальных сил в контакте как функции внедрения приводит к жестким уравнениям движения. Это крайне нежелательно, так как явные методы интегрирования жестких уравнений требуют малого шага. Использование же неявных методов приводит к необходимости вычисления матриц Якоби. Чтобы избежать этого, алгоритм построен так, что нормальные силы в контакте не зависят от внедрения. В используемой нами модели рельс – путь рельс является безмассовым элементом на упруго-диссипативном основании, то есть собственная динамика рельса не учитывается, что вполне обоснованно, так как она оказывает крайне незначительное влияние на результаты моделирования. Нормальная сила N определяется из решения уравнений равновесия рельса. Внедрение тел используется только для определения распределения нормальных напряжений и контактного пятна, и его малая величина не учитывается в уравнениях движения. Таким образом, нормальная сила зависит только от довольно малых в сравнении с контактной жесткостью величин вертикальной и поперечной жесткостей системы рельс – путь, и такая модель не является жесткой.

Используя уравнения (1) – (5), для области внедрения с n зонами контакта внедрение определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} \delta = 2w(0,0) &= 2 \frac{1-\nu^2}{\pi E} k_p \sum_{i=1}^n \int_{y_{2i-1}}^{y_{2i}} \int_{-a_i}^{a_i} \frac{\delta - \frac{x^2}{2R} - h(y)}{\sqrt{x^2+y^2}} dx dy = \\ &= 2 \frac{1-\nu^2}{\pi E} k_p \sum_{i=1}^n \int_{y_{2i-1}}^{y_{2i}} \left[\left(\delta - h(y) + \frac{y^2}{4R} \right) \cdot \ln \left(\frac{a_i + \sqrt{a_i^2 + y^2}}{|y|} \right) - \frac{a_i}{4R} \sqrt{a_i^2 + y^2} \right] dy. \end{aligned} \quad (6)$$

Условие равновесия позволяет получить полную систему уравнений для определения δ

$$N = \iint_C p(x, y) dx dy = \iint_C k_p u(x, y) dx dy = 2k_p \sum_{i=1}^n \int_{y_1}^{y_2} \left(\delta a - h(y)a - \frac{a^3}{6R} \right) dy. \quad (7)$$

С использованием уравнений (6), (7), получено следующее нелинейное относительно δ уравнение

$$N = \frac{\delta \pi E}{2(1-\nu^2)} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n \int_{y_{2i-1}}^{y_{2i}} \left(\delta a_i - h(y)a_i - \frac{a_i^3}{6R} \right) dy}{\sum_{i=1}^n \int_{y_{2i-1}}^{y_{2i}} \left[\left(\delta - h(y) + \frac{y^2}{4R} \right) \cdot \ln \left(\frac{a_i + \sqrt{a_i^2 + y^2}}{|y|} \right) - \frac{a_i}{4R} \sqrt{a_i^2 + y^2} \right] dy}. \quad (8)$$

Внедрение δ является решением уравнения (8). Принимая во внимание, что $\delta_0 < \delta$, определяется контактное пятно и затем, используя уравнение (7), вычисляется коэффициент пропорциональности k_p . Подставляя значение k_p в уравнение (5), рассчитывается распределение нормальных напряжений по площадке контакта.

Очевидно, что уравнение (8) не может быть решено аналитически. Поэтому необходимо использовать численные способы решения, в частности, нами был использован метод секущих. Этот метод является итерационным, но стоит отметить, что скорость сходимости решения достаточно высока, так как на каждом шаге имеется хорошее приближение к корню, взятое с предыдущего шага интегрирования. В среднем требуемое число итераций не превышает двух.

На рис.3 показан пример решения нормальной задачи для контакта профилей колеса ДМетИ и рельса Р65.

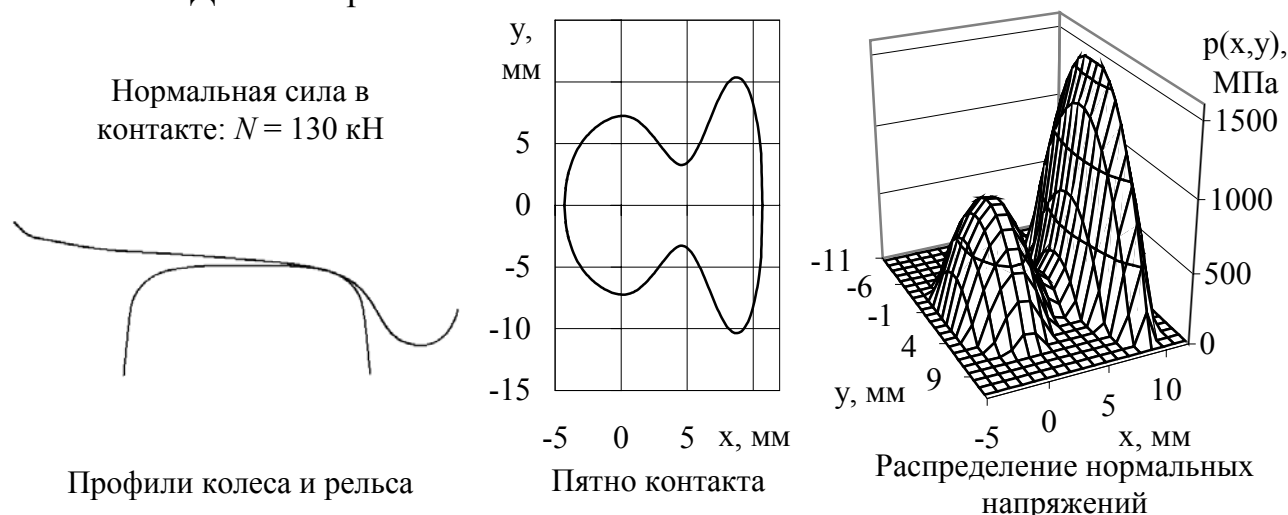


Рис.3. Решение нормальной задачи для контакта профилей колеса ДМетИ и рельса Р65

Решение касательной контактной задачи. Для определения касательных напряжений был использован алгоритм FASTSIM, разработанный Дж. Калкером на основе его упрощенной теории контакта качения и адаптированный для неэллиптических областей контакта.

Алгоритм FASTSIM является общим, в том смысле, что его применение не ограничено только эллиптической областью контакта, и он может быть использован для произвольного пятна контакта, но в таком случае возникает проблема вычисления податливости L .

Для нахождения L в случае неэллиптического пятна определялся эквивалентный эллипс из условия, что площадь контактного пятна равна искомому эллипсу. Полуось эллипса в направлении качения a принимается равной максимальной полудлине неэллиптического пятна. Поперечная полуось эллипса находится из уравнения $b = A_{не} / \pi a$, где $A_{не}$ – площадь неэллиптического контактного пятна. Если пятно состоит из нескольких отдельных зон, то эквивалентный эллипс определяется для каждой зоны.

Результаты работы алгоритма, построенного на основе описанной выше контактной модели, были сравнены с решениями по алгоритму FASTSIM для задачи качения упругого эллипсоида по плоскости. При отношениях радиусов главных кривизн эллипсоида близких к единице разница не превышает 5 % для таких величин, как максимальные давления, размеры полуосей, максимальные касательные напряжения и т.п. При больших величинах отношения радиусов (больших пяти) разница для некоторых величин достигает 20 %.

При моделировании динамики железнодорожных экипажей особо важен вопрос быстродействия алгоритма решения задачи контакта колеса и рельса, так как исследователю приходится выполнять сотни и даже тысячи расчетов, а решение контактной задачи занимает значительную часть времени на каждом шаге интегрирования уравнений движения. Следует отметить, что разработанный алгоритм можно отнести к так называемым быстрым алгоритмам. Так, для численного моделирования движения экипажа, описанного в главе 3 диссертации, в кривой радиусом 300 м (время моделирования 25 с) с использованием компьютера с частотой процессора 1300 МГц понадобилось 25 мин 3 с. Для сравнения с использованием алгоритма FASTSIM потребовалось 6 мин 9 с. То есть, алгоритм FASTSIM быстрее, но в то же время он не обладает универсальностью. При моделировании использовались стандартный конический профиль колеса и профиль рельса Р65, площадки контакта между которыми очень близки к эллиптическим, и FASTSIM в данном случае обеспечивает достаточно точный расчет сил крипа. Различия между значениями сил крипа для двух сравниваемых алгоритмов не превысили 5 %. Кроме того, описываемый алгоритм был ускорен следующим образом. Для конкретных профилей колеса и рельса однократно перед началом моделирования рассчитываются таблицы, в которых записываются значения внедрения в зависимости от положения точки контакта y_c и нормальной силы N в контакте. В случае двухточечного контакта колеса и рельса составляются отдельные таблицы для контакта на поверхности катания и гребне колеса. Таблицы, рассчитанные для дискретного набора переменных y_c и N , хранятся в оперативной памяти компьютера, и для заданного положения точки контакта и нормальной силы величина внедрения определяется интерполированием. С использованием таблиц контактная задача решается в среднем на 40 % быстрее.

Важными критериями оценки существующих конструкций тележек являются показатели износа профилей колес. В практике железнодорожных исследований применяется множество факторов, позволяющих оценить износ колес для проектируемого экипажа. В данной работе для оценки износа колес применялись такие широко используемые показатели, как углы набегания колес на рельсы, работа сил трения и распределение работы сил трения по профилю колеса. Работа трения в пятне контакта определяется по формуле

$$A = V \int_0^{t_m} \iint_C [q_x (\xi_x - \varphi_y) + q_y (\xi_y + \varphi_x)] dx dy dt. \quad (9)$$

В интеграле (9) крены ξ_x , ξ_y и спин φ доступны из кинематики движения колесной пары на каждом шаге интегрирования, касательные усилия q_x , q_y определяются для элементов пятна контакта из решения касательной задачи. Используя указанные величины и дискретизацию пятна контакта, численным интегрированием по времени и по пятну контакта вычисляется величина работы сил трения за время моделирования t_m при движении экипажа со скоростью V . Кроме того, разбивка пятна контакта на полосы позволяет рассчитывать распределение работы сил трения по профилям колес и рельсов за время t_m .

Третья глава посвящена описанию математической модели грузового тепловоза ТА25ВН и разработке методики оценки влияния механизма РУКП и упруго-диссипативных параметров на динамические качества и показатели износа колес тепловоза.

Исследуемый экипаж представляет собой грузовой тепловоз с двумя трехосными тележками, которые оборудованы механизмом РУКП. Рессорное подвешивание экипажа – двухступенчатое. Подвешивание тяговых электродвигателей к раме тележки осуществляется с помощью маятников. И хотя в диссертации не ставится цель исследовать динамику экипажа в режиме тяги, представляется важным моделирование тяговых электродвигателей (ТЭД) и редукторов как отдельных тел, так как их масса сравнима с массой рамы тележки, а значит, собственная динамика двигателей может оказать существенное влияние на динамику тепловоза. Продольные силы с рамы тележки на раму локомотива передаются при помощи наклонных тяг: по одной на каждую тележку с внешней стороны.

Численное моделирование движения исследуемого экипажа осуществлялось с помощью специализированного программного комплекса UM Loco. Компьютерная модель тепловоза представляет собой систему абсолютно твердых тел, связанных шарнирами и силовыми элементами. Причем все силовые элементы являются невесомыми, то есть их собственная динамика не учитывается, что вполне оправдано, так как она крайне незначительно влияет на динамику экипажа в целом. Созданная модель тепловоза имеет 78 степеней свободы.

Кузов экипажа и рамы тележек являются абсолютно твердыми телами с шестью степенями свободы, связанными между собой посредством второй ступени рессорного подвешивания и ограничителей отбоя кузова, которые моделируются силовыми элементами.

Для моделирования гидравлических гасителей колебаний, которыми являются гасители отбоя и вертикальных колебаний второй ступени рессорного подвешивания, применялась линейная модель вязкого трения.

Буксовые поводки и тяги в механизме РУКП реализованы при помощи силового элемента, который имеет упруго-линейную характеристику.

Наклонные тяги моделировались при помощи упруго-диссипативного силового элемента, сила в котором зависит как от расстояния между точками закрепления, так и от их относительной скорости.

Гасители виляния, установленные между кузовом и тележками и в механизме РУКП, представляют собой гасители типа Кони, которые имеют нелинейную зависимость силы гашения от относительной скорости. В исходной модели экипажа ТА25ВН гасители виляния отсутствуют.

Каждая тележка экипажа включает в себя раму, механизм РУКП, три тяговых двигателя с маятниковой подвеской, три колесные пары, наклонную тягу и силовые элементы, моделирующие рессорное подвешивание, рис.4.

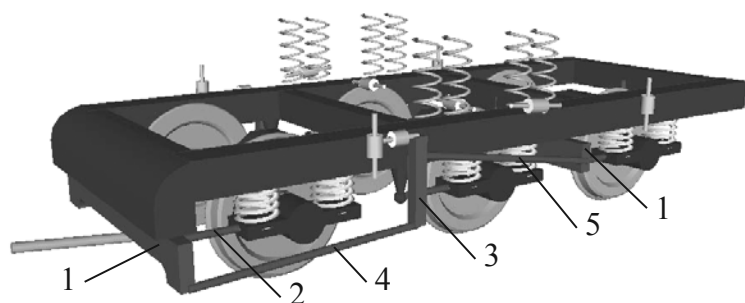


Рис.4. Общий вид тележки с механизмом РУКП

Колесная пара является стандартной подсистемой программного комплекса UM Лосо. Она имеет шесть степеней свободы и связывается с рамой тележки посредством пружин первой ступени рессорного подвешивания.

Тяговый электродвигатель представляет собой абсолютно твердое тело, соединенное вращательным шарниром с колесной парой и упруго-диссипативной связью, моделирующей маятниковое подвешивание ТЭД с рамой тележки.

В компьютерной модели механизм РУКП реализован следующим образом, рис.4: поперечные балансиры (1), являющиеся абсолютно твердыми телами, связаны с рамой тележки при помощи шарниров с одной вращательной степенью свободы (вокруг вертикальной оси), а тяговыми поводками (2) с соответствующими крайними колесными парами. Тяговые поводки являются упругими силовыми элементами. Вертикальные рычаги (3), установленные снаружи на боковинах рамы, имеют одну степень свободы – поворот вокруг поперечной оси. Каждый рычаг соединен с балансирами тягами, одна из которых – упругий силовой элемент (4), а вторая – связь в виде стержня (5). Второй тип связи соответствует введению невесомого стержня, соединяющего пару тел, со сферическими шарнирами по концам, трение в которых отсутствует. Одна из тяг механизма РУКП выполнена в виде упругого элемента с конечной жесткостью, так как предварительный анализ показал, что если все тяги будут жесткими, то значительная часть силы тяги передается на раму через механизм РУКП.

В диссертации поставлена задача моделирования и анализа движения (пространственных колебаний) шестиосного тележечного экипажа грузового тепловоза ТА25ВН с механизмом РУКП в прямых и кривых участках пути с верти-

кальными и горизонтальными неровностями. Использованные неровности соответствуют пути удовлетворительного содержания по данным ВНИИЖТа. В качестве тестовых кривых приняты кривые $R = 300$ и 600 м. Для моделирования выбраны два колесных профиля: стандартный конический и профиль ДМетИ, и профиль рельса типа Р65 (исполнение 1) по ГОСТ 11018-87 черт. И477.00.00. Показатели износа колес и динамики экипажа ТА25ВН сравнивались с показателями серийного тепловоза ТЭ116. Причем основные инерционные и геометрические параметры исследуемых экипажей приняты одинаковыми. Для расчета сил в контакте колеса и рельса использовалась описанная выше математическая модель.

Четвертая глава содержит результаты компьютерного моделирования движения экипажа ТА25ВН в кривых и прямых участках пути. Показано, что динамика в прямых экипажа с исходными параметрами хуже, чем у экипажа-эталона ТЭ116. И если при моделировании со стандартным коническим профилем колес динамика экипажа ТА25ВН все же удовлетворительна, то с применением колесных профилей ДМетИ этот экипаж имеет недопустимо высокий уровень динамических показателей при скоростях выше критических, но находящихся в рабочем диапазоне. В то же время показатели износа колес экипажа ТА25ВН значительно ниже, чем у экипажа ТЭ116. Поэтому сделан вывод о необходимости поиска конструктивных путей, которые позволили бы улучшить динамические качества исследуемого экипажа при движении в прямых участках и заметно не снизили эффективность работы механизма РУКП при движении в кривых. Рассмотрены следующие конструктивные решения: 1) установка гасителей колебаний в механизме РУКП, 2) установка гасителей виляния между кузовом и тележкой, 3) разумное увеличение жесткости продольной связи колесной пары и рамы тележки.

Установлено, что самое значительное улучшение динамики из рассмотренных вариантов оказывает введение в конструкцию механизма РУКП гасителя колебаний. Увеличение жесткости продольной связи и установка гасителей виляния между кузовом и тележкой также снижают показатели динамики, хотя и менее существенно. Лучшая динамика из исследуемых экипажей с механизмом РУКП, как и ожидалось, у экипажа, в котором реализованы все предложенные пути повышения динамических качеств.

Динамика в кривых исследуемых вариантов экипажа ТА25ВН оказалась лучше, чем у экипажа ТЭ116, за счет изменения сил крива.

Проведенный анализ показал, что установка колесных пар экипажа в кривых участках пути, а, соответственно, и показатели износа колес не зависят от параметров гасителей колебаний, которые варьировались при исследовании динамики. В то же время величина жесткости продольной связи колесной пары и рамы тележки c_{x1}^+ оказывает значительное влияние на углы набегания колес. Поэтому анализ проводился только для экипажа-эталона ТЭ116 и двух вариантов экипажей ТА25ВН с механизмом РУКП: с исходной жесткостью продольной связи $c_{x1}^+ = 7 \cdot 10^5$ Н/м и увеличенной жесткостью $c_{x1}^+ = 1,9 \cdot 10^6$ Н/м.

Исследования показали, что применение механизма РУКП значительно уменьшает износ колесных профилей, причем эффект увеличивается со снижением жесткости продольной связи крайних колесных пар с рамой тележки. При использовании колесного профиля типа ДМетИ эффективность механизма РУКП выше, чем со стандартными коническими профилями колес, за счет большего момента сил крива, подворачивающего колесную пару в сторону уменьшения угла набегания. При моделировании с применением профиля ДМетИ в кривой радиусом 300 м без неровностей углы набегания экипажа ТА25ВН с исходной величиной $c_{x1}^+ = 7 \cdot 10^5$ Н/м имеют практически нулевые значения для первой колесной пары, рис.5, а работа сил трения для набегającego колеса первой колесной пары этого экипажа уменьшилась более чем в пять раз в сравнении с экипажем ТЭ116. При использовании стандартного конического профиля колес углы набегания и работа сил трения на круге катания у экипажей с механизмом РУКП в сравнении с экипажем ТЭ116 также заметно снизились. Для экипажа ТА25ВН с исходной жесткостью продольной связи углы набегания и работа трения уменьшились примерно в три раза, а с увеличенной жесткостью – в два раза, рис.5.

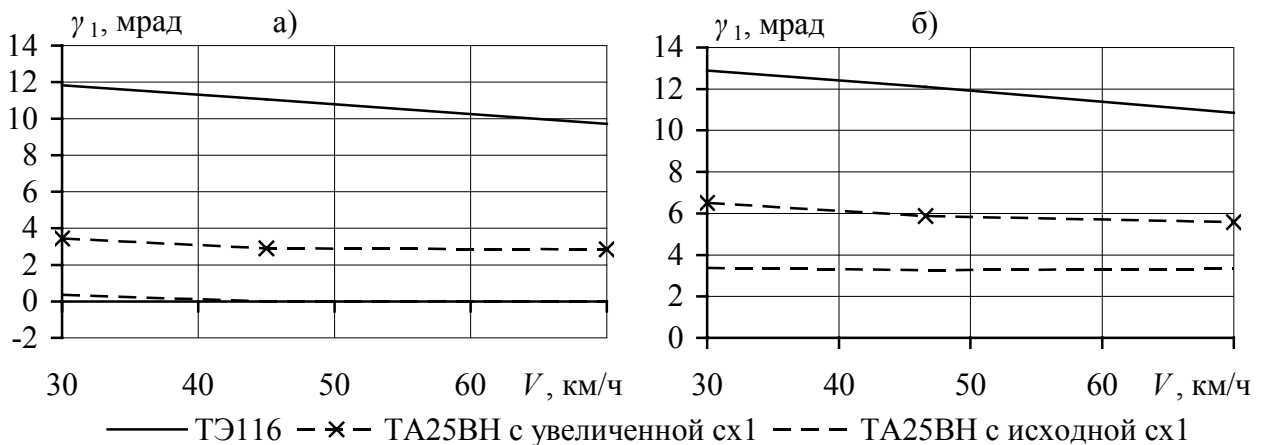


Рис.5. Углы набегания первой колесной пары:

а – с профилями ДМетИ; б – со стандартными коническими профилями

Рассмотрим более подробно результаты моделирования движения экипажей с колесными профилями ДМетИ. На рис.6 приведены пятна контакта набегającego колеса первой колесной пары и рельса при установившемся движении исследуемых экипажей в ровной кривой радиусом 300 м. На рисунке серым цветом закрашены области сцепления, а белым – области скольжения.

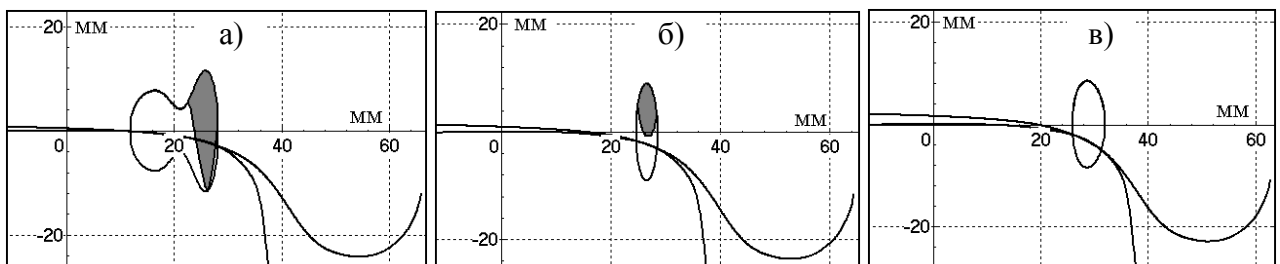


Рис.6. Пятна контакта при движении экипажей в ровной кривой:

а – ТА25ВН с исходной c_{x1}^+ ; б – ТА25ВН с увеличенной c_{x1}^+ ; в – ТЭ116

Из рисунка видно, что пятно контакта смещается в сторону гребня с увеличением жесткости c_{x1}^+ у экипажей ТА25ВН, а самое близкое расположение пятна к гребню – у экипажа ТЭ116. Необходимо отметить тот факт, что при движении в кривой экипажа ТЭ116 на всех колесах первых колесных пар тележек наблюдается полное проскальзывание, рис.6в. Тогда как для экипажей с механизмом РУКП полного проскальзывания нет ни на одном колесе, а из-за меньшего крипа у экипажа с исходной жесткостью c_{x1}^+ область сцепления в пятнах контакта больше, чем у экипажа с повышенным значением c_{x1}^+ , рис.6а, 6б.

Такие показатели, как углы набегания и работа сил трения в контакте, дают, по сути, только относительную информацию об износе, и по ним нельзя судить каким образом будут изнашиваться колесные профили. Для более полного анализа приведем графики распределения работы сил трения по профилю колеса при прохождении кривой, которые в первом приближении могли бы сообщить о том, какие участки профиля подвергаются большему износу, рис.7. Как видно, из-за большего угла набегания колесный профиль экипажа ТЭ116 не только значительно изнашивается, но и, как говорилось ранее, положение контактного пятна больше смещено к выкружке колеса в сравнении с экипажами с механизмом РУКП, что вызывает повышенный подрез гребней.

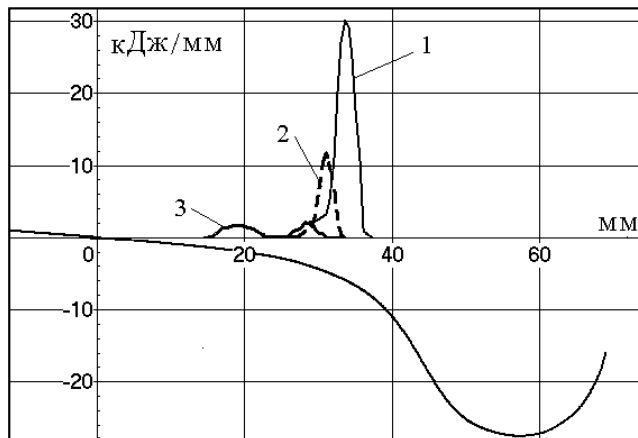


Рис.7. Распределение работы трения по профилю колеса: 1 – ТА25ВН с исходной c_{x1}^+ ; 2 – ТА25ВН с увеличенной c_{x1}^+ ; 3 – ТЭ116

При моделировании движения экипажей с коническими колесами пятна контакта и на круге катания, и на гребне набегающих колес первой колесной пары по форме и расположению мало отличаются друг от друга для разных экипажей. Основное отличие состоит в том, что для экипажа ТЭ116 в пятне контакта на круге катания вследствие больших крипов отсутствует область сцепления, тогда как в пятнах контакта экипажей с механизмом РУКП есть и область сцепления, и области скольжения. В силу того, что формы пятен контакта примерно одинаковы, то изнашиваются одни и те же участки на профиле, но с разной интенсивностью. А именно, износ колес экипажа ТЭ116 наибольший, а экипажа ТА25ВН с исходной жесткостью c_{x1}^+ – наименьший.

Кроме того, было проведено моделирование движения экипажей в неровной кривой $R = 300$ м, и сделан вывод, что и в кривой с неровностями использование механизма РУКП значительно снижает износ колесных профилей за счет снижения квазистатической составляющей углов набегания.

Численные эксперименты проводились также для ровной кривой $R = 600$ м, в результате чего было показано, что в этой кривой применение механизма РУКП для снижения износа колесных профилей дает значительный эффект.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. На основе упрощенной теории контакта качения Калкера разработана математическая модель контактного взаимодействия колеса с рельсом, которая позволяет решать задачи негерцевского контакта и не приводит к жестким уравнениям движения.

2. Контактная модель реализована в качестве алгоритма, который имеет достаточное быстродействие для применения в задачах моделирования динамики железнодорожных экипажей. На основе алгоритма разработан отдельный модуль решения задачи негерцевского контакта, встроенный в программный комплекс UM Loco.

3. Разработан алгоритм, позволяющий рассчитывать распределение работы сил трения в пятне контакта по профилю колеса и рельса в процессе моделирования движения железнодорожных экипажей. Этот алгоритм может быть применен для прогнозирования изменения профиля колеса и рельса в процессе износа.

4. Создана математическая модель пространственных колебаний шестиосного грузового тепловоза, учитывающая основные особенности конструкции экипажа: двухступенчатое рессорное подвешивание, упругую поперечную связь кузова с тележкой, наличие гидравлических гасителей, наклонных тяг для передачи продольных сил и механизма радиальной установки колесных пар. Разработана методика моделирования движения экипажа.

5. Анализ влияния механизма РУКП и упруго-диссипативных параметров позволяет сделать вывод, что показатели динамики в прямых экипажа ТА25ВН с исходными параметрами неудовлетворительны. Предложенные конструктивные пути улучшения динамики: введение в конструкцию механизма РУКП гасителя колебаний, установка гасителей виляния между кузовом и тележкой и увеличение жесткости продольной связи крайних колесных пар с рамой тележки существенно улучшают динамические показатели экипажа.

6. Применение механизма радиальной установки колесных пар значительно снижает износ колесных профилей, причем эффект увеличивается с уменьшением жесткости продольной связи крайних колесных пар с рамой тележки c_{x1}^+ , однако это ведет к ухудшению динамики экипажа при движении в прямых.

7. При использовании колесного профиля типа ДМетИ эффективность механизма РУКП выше, чем с коническими профилями колес, за счет большего момента сил кривизны, подворачивающего колесную пару в сторону уменьшения угла набегания.

8. При моделировании движения экипажа ТА25ВН с жесткостью $c_{x1}^+ = 7 \cdot 10^5$ Н/м с применением профиля ДМетИ в кривой $R = 300$ м без неровностей углы набегания имеют практически нулевые значения для первой колесной пары, а работа сил трения уменьшилась более чем в пять раз в сравнении с экипажем ТЭ116. При использовании стандартного конического профиля колес углы набегания и работа сил трения на круге катания для экипажей с механизмом РУКП в сравнении с экипажем ТЭ116 также заметно снизились: для эки-

пажа ТА25ВН с жесткостью $c_{x1}^+ = 7 \cdot 10^5$ Н/м углы набегания и работа трения уменьшились примерно в три раза, а с жесткостью $c_{x1}^+ = 1,9 \cdot 10^6$ Н/м – в два раза.

9. Моделирование движения экипажей в кривой $R = 300$ м с неровностями подтверждает эффективность использования механизма РУКП. Работа сил трения на круге катания для экипажей ТА25ВН с профилями ДМетИ уменьшилась примерно в пять раз, а работа трения на гребне для стандартного конического колеса – в два раза.

10. В кривой радиусом 600 м механизм РУКП также дает значительный эффект. Углы набегания экипажей с механизмом РУКП с профилем ДМетИ не превышает 1 мрад, в то время как для экипажа ТЭ116 они достигают 5 мрад, а работа сил трения для экипажа ТА25ВН с жесткостью $c_{x1}^+ = 7 \cdot 10^5$ Н/м уменьшается примерно в 10 раз для скоростей, не превышающих 82 км/ч. С применением стандартного конического профиля углы набегания и работа сил трения также снизились, хотя и менее существенно.

11. Уменьшение угла набегания при использовании механизма РУКП ведет к смещению кривой распределения работы трения по профилю колеса ДМетИ к кругу катания, что снижает подрез гребней.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Основное содержание работы изложено в следующих публикациях:

1. Kovalev R., Yazykov V.N., Mikhachenko G.S., and Pogorelov D.Yu. Railway Vehicle Dynamics: Some Aspects of Wheel-Rail Contact Modeling and Optimization of Running Gears // *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, Volume 31, Number 3, 2003, pp. 315–335.

2. Языков В.Н., Погорелов Д.Ю., Михальченко Г.С. Математическое моделирование контакта колесо – рельс и оценка износа железнодорожного экипажа // *Сборник докладов международного конгресса «Механика и трибология транспортных систем-2003»*, Том 2, Рост. гос. ун-т путей сообщения. Ростов н/Д, 2003, С. 411–415.

3. Языков В.Н., Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю. Моделирование контактного взаимодействия железнодорожного колеса и рельса // *Безопасность движения поездов. Труды научно-практической конференции.* – М.: МИИТ, 2003. – С. IV98.

4. Yazykov V.N. Some results of wheel-rail contact modeling // *Preprints of the NATO Advanced Study Institute on Virtual Nonlinear Multibody Systems*. Volume 1. Edited by Werner Schiehlen and Michael Valasek. Czech Technical University in Prague, Prague, June 23 – July 3, 2002, pp. 236–241.

5. Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Языков В.Н. Определение параметров контактного взаимодействия колес с рельсами при исследовании ходовой динамики локомотивов // *Тезисы докладов 56-й научной конференции профессорско-преподавательского состава / Под ред. О.А. Горленко и И.В. Говорова.* – Брянск: БГТУ, 2002. – С. 117–118.

6. Загорский М.В., Никифоров Н.И., Симонов В.А., Языков В.Н. Исследование ходовой динамики грузового тепловоза на тележках с радиальной установкой колесных пар // Вісн. Східноукр. нац. ун-т. – 2001. – №7(41). С. 23–27.

7. Михальченко Г.С., Языков В.Н., Коссов В.С. Исследование ходовой динамики шестиосного грузового тепловоза с радиальной установкой колесных пар // Актуальные проблемы развития транспортных систем и строительного комплекса: Труды Междунар. науч.-практ. конф / Под. Ред. В.И. Сенько.- Гомель: БелГУТ, 2001. – С. 82–83.

8. Языков В.Н. Компьютерное моделирование динамики локомотива с радиальной установкой колесных пар // Сборник материалов международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и магистрантов, 15–17 мая 2001 года. – Гомель: Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», 2001. – С. 280–282.

ЯЗЫКОВ Владислав Николаевич

ПРИМЕНЕНИЕ МОДЕЛИ НЕГЕРЦЕВСКОГО КОНТАКТА
КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ
ГРУЗОВОГО ТЕПЛОВОЗА

05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Автореферат

Подписано в печать 18.03.04 Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная.

Офсетная печать. Усл. печ.л. 1. Уч.-изд.л. 1. Тираж 100 экз. Заказ 214.

Брянский государственный технический университет.
241035, г. Брянск, БГТУ, бульвар 50-летия Октября, 7. Телефон 55-90-49.
Лаборатория оперативной полиграфии БГТУ, ул. Институтская, 16.