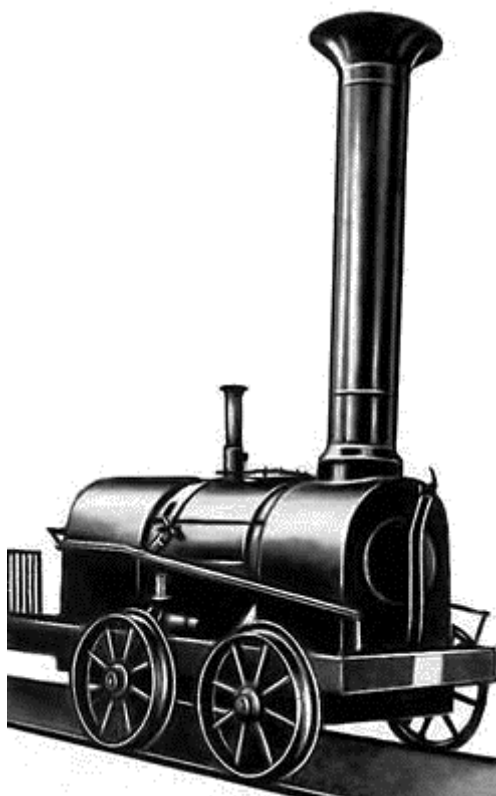




**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ:  
ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОС:  
III научно-технический семинар  
г. Брянск, 6-7 апреля 2016 г.**



**Брянск 2016**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Брянский государственный технический университет

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ:  
ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОС:**

**III научно-технический семинар**

**г. Брянск, 6-7 апреля 2016 г.**

**Сборник тезисов**



Брянск  
Издательство БГТУ  
2016

УДК 629.4

Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ: III научно-технический семинар, г. Брянск, 6-7 апреля 2016 г. [Текст]+[Электронный ресурс]: сб. тез. / под ред. Д.Ю. Погорелова. – Брянск: БГТУ, 2016. – 100 с.

**ISBN 978-5-89838-885-0**

Рассмотрено применение современных программных комплексов моделирования динамики систем тел для решения исследовательских и конструкторских задач на железнодорожном транспорте. Освещены особенности применения программного комплекса «Универсальный механизм» в области компьютерного моделирования динамики железнодорожных экипажей на различных этапах проектирования и эксплуатации.

Сборник предназначен для специалистов, занимающихся вопросами динамики, прочности, износа на железнодорожном транспорте, а также может быть полезен для студентов и аспирантов железнодорожных вузов.

Редактор издательства Т.И. Королева  
Компьютерный набор А.В. Сакало, Е.Г. Бартулёва, Р.В. Ковалёв

Организационный комитет

Председатель:

Погорелов Дмитрий Юрьевич, д.ф.-м.н., проф.

Технический комитет:

Ковалев Роман Васильевич, к.т.н.

Языков Владислав Николаевич, к.т.н.

Сакало Алексей Владимирович, к.т.н.

Кулиничев Николай Игоревич

Бартулёва Елена Григорьевна

Темплан 2016 г., п. 12

---

Подписано в печать 30.03.16      Формат 60×84 1/8. Бумага офсетная.  
Офсетная печать. Усл.печ.л. 7,26 Уч.-изд.л. 7,26 Тираж 50 экз.

---

Издательство Брянского государственного технического университета  
241035, Брянск, бульвар 50 лет Октября, 7, БГТУ. Тел. 58-82-49  
Лаборатория оперативной полиграфии БГТУ, ул. Институтская, 16

**ISBN 978-5-89838-885-0**

© Брянский государственный  
технический университет, 2016

## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	6
<b>Агапов Д.Г., Илюшин А.В.</b> Моделирование динамики балластного слоя и исследование влияния различных факторов на скорость его осадки в программном комплексе «Универсальный механизм».....	7
<b>Андрющенко А.А., Зарифьян А.А. (мл.), Колпахчян П.Г.</b> Оценка энергетической эффективности электровоза с асинхронным тяговым приводом методами компьютерного моделирования.....	9
<b>Гайворонский Е.Г.</b> Автоколебания в системах с сухим трением.....	12
<b>Герасимов М.А.</b> Моделирование асимметричного токоприемника с треугольным сечением рам при помощи программы SolidWorks.....	15
<b>Горобцов А.С., Гетманский В.В., Насонов А.А., Новокщёнов А.А., Фирсова В.О.</b> Управление гидросистемой в модели динамики автомобиля.....	18
<b>Гусев А.В., Комарова А.Н., Орлова А.М., Рудакова Е.А.</b> Оценка воздействия на путь грузового вагона методом математического моделирования его движения.....	21
<b>Дзюбан О.Л., Ямандий О.Ю., Лютак Р.Д., Михеев Г.В.</b> Исследование динамических характеристик вагона дизель-поезда в программном комплексе «Универсальный механизм» с использованием конечноэлементной модели кузова.....	24
<b>Евельсон Л.И., Памфилов Е.А., Цыганков А.Г., Ширяева Л.И.</b> Многовариантные расчеты факторов износа колеса и рельса при варьировании параметров кинетической характеристики трения.....	27
<b>Жиров П.Д., Кравцов С.А.</b> Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик поглощающего аппарата ПМКП-110.....	30
<b>Керенцев Д.Е.</b> Расчётно-экспериментальная оценка остаточных технологических напряжений в цельнокатаных колёсах.....	32

<b>Ковалев Р.В., Сакало А.В., Языков В.Н., Шамдани А., Боуи Р.</b> Моделирование продольной динамики тяжеловесного поезда при разгрузке с помощью вагоноопрокидывателя.....	35
<b>Коссов В.С., Волохов Г.М., Овечников М.Н., Тимаков М.В.</b> Расчет железнодорожного колеса при тепловом воздействии.....	38
<b>Кузьмицкий Я.О., Шевченко Д.В.</b> Ударное образование выщербин на поверхности катания колеса.....	41
<b>Мартынов И.Э., Труфанова А.В., Шовкун В.А., Калмыков А.С.</b> Построение пространства качества буксового узла грузового вагона.....	44
<b>Мустафаев Ю.К.</b> Исследование влияния гироскопических свойств колёсной пары на динамические реакции в буксовых узлах.....	46
<b>Ольшевский А.А., Иншакова С.В.</b> Моделирование маневровых соударений вагонов.....	48
<b>Погорелов Д.Ю.</b> Моделирование динамики монорельсовых поездов в ПК "Универсальный механизм".....	51
<b>Погорелов Д.Ю., Ковалев Р.В.</b> Новые инструменты моделирования динамики рельсовых экипажей в ПК "Универсальный механизм".....	54
<b>Погорелов Д.Ю., Михеев Г.В., Томашевский С.Б., Родиков А.Н.</b> Методы моделирования динамики железнодорожных колесных пар с учетом упругости в программном комплексе «Универсальный механизм».....	57
<b>Попович С.И., Шевченко Д.В.</b> Методика подтверждения ресурса конструкции по расчетной величине амплитуды динамического напряжения.....	60
<b>Родиков А.Н., Погорелов Д.Ю.</b> Моделирование взаимодействия «экипаж-путь» в ПК «Универсальный механизм».....	63
<b>Родиков А.Н.</b> Использование CONTACT add-on в ПК «Универсальный механизм».....	66
<b>Савоськин А.Н., Акишин А.А.</b> Генерация многомерного случайного возмущения в задачах расчета колебаний.....	69

<b>Савоськин А.Н., Акишин А.А.</b> Исследование нестационарных случайных колебаний рельсовых экипажей.....	72
<b>Сакало А.В., Сакало В.И.</b> Компьютерное моделирование процесса накопления контактно-усталостных повреждений в колёсных сталях с учётом их твёрдости.....	75
<b>Сакало А.В., Сакало В.И.</b> Применение конечноэлементных моделей со слоями пониженной жёсткости для решения контактных задач.....	78
<b>Симонов В.А.</b> Разработка профилей вагонных колес. Исходные предпосылки.....	81
<b>Спиров А.В., Быков В.А.</b> Моделирование торможения длинносоставных поездов с целью оценки безопасности движения.....	84
<b>Тарасов А.Н.</b> Моделирование асинхронного электропривода гибридного маневрового тепловоза в режиме реализации предельных тяговых усилий.....	87
<b>Федяева Г.А., Смородова Т.В., Ковалев Р.В., Конохов Д.В.</b> Электромеханическая модель системы управления передвижением.....	90
<b>Шорохов С.Г., Антипин Д.Я.</b> Применение компьютерного моделирования для оценки динамической нагруженности пассажирских вагонов при соударениях.....	93
<b>Языков В.Н.</b> Развитие модуля моделирования динамики поезда программного комплекса «Универсальный механизм».....	96
Именной указатель.....	99

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Главная цель семинара состоит в том, чтобы собрать в одном месте представителей академической и прикладной науки и предприятий, таким образом обеспечив возможность плодотворных дискуссий и обмена мнениями.

Проведение семинара преследует следующие цели:

- обсуждение вопросов компьютерного моделирования динамики железнодорожного транспорта, расчета прочности и износа узлов и деталей подвижного состава;
- обмен опытом, повышение эффективности применения специализированных программных продуктов для инженерного анализа.

В рамках семинара организована школа пользователей программного комплекса «Универсальный механизм» (ПК УМ), где рассмотрены особенности применения программного комплекса для компьютерного моделирования железнодорожных экипажей на различных этапах проектирования и эксплуатации, проведены консультации по использованию ПК УМ. Представлены доклады пользователей, а также доклады разработчиков о последних достижениях и планах развития программного комплекса.

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Агапов Д.Г.<sup>1</sup>, Илюшин А.В.<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, ул. Харьковская, 10Б  
(4832) 568637, um@umlab.ru

<sup>2</sup>Самарский государственный университет путей сообщения  
443066, г. Самара, ул. Свободы, 2В  
(846) 262-41-12 / (846) 262-30-76, secretar@samgups.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ БАЛЛАСТНОГО СЛОЯ И ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА СКОРОСТЬ ЕГО ОСАДКИ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»**

**Ключевые слова:** динамика балластного слоя, осадка балласта, метод дискретных элементов.

Балластный слой является важным элементом железнодорожного пути, обеспечивающим устойчивость рельсовой колеи в профиле и плане при динамических воздействиях колес подвижного состава, воспринимающих большие нагрузки и проходящих по пути с высокими скоростями. От устойчивости балластного слоя зависят не только сроки службы всех элементов верхнего строения пути, но в значительной мере и затраты на текущее содержание и ремонты пути. Поэтому вопросы о повышении несущих свойств балластного слоя и уменьшении расходов на его содержание являются актуальными. В рамках совместных работ между сотрудниками кафедры «Путь и строительство железных дорог» Самарского государственного университета путей сообщения и специалистами Лаборатории вычислительной механики Брянского государственного технического университета было проведено исследование влияния различных параметров на скорость осадки балластного слоя. Исследование проводилось с помощью компьютерного моделирования с использованием модуля расчета динамики балластной призмы UM Ballast ПК «Универсальный механизм». Модуль UM Ballast ранее применялся для исследования процессов формирования текстуры балластного слоя при работе путевых машин и помогал решать вопросы оптимизации выходных параметров рабочих органов путевых машин и технологии их применения.

Созданная в рамках данной работы плоская модель балластного слоя позволяет исследовать изменение остаточной осадки балластного слоя в зависимости от различных факторов, таких как: фракционный состав щеб-



ня, применяемого для создания балластного слоя, плотность горных пород, частота и величина усилий, передаваемых от шпалы на балластный слой, и так далее. Кроме того, разработана конфигурация модели для оценки несущей способности балластной призмы. Каждый расчёт был проведён на шести выборках частиц балласта.

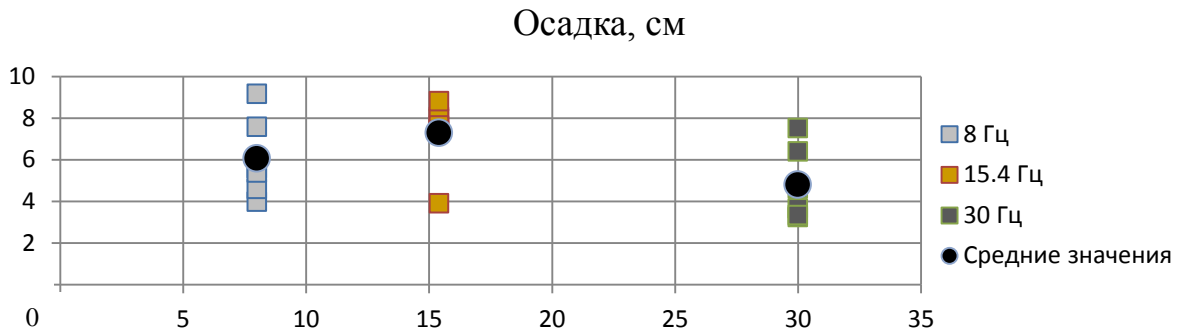


Рис. 1. График зависимости остаточной осадки балластного слоя от частоты воздействия вертикальной нагрузки

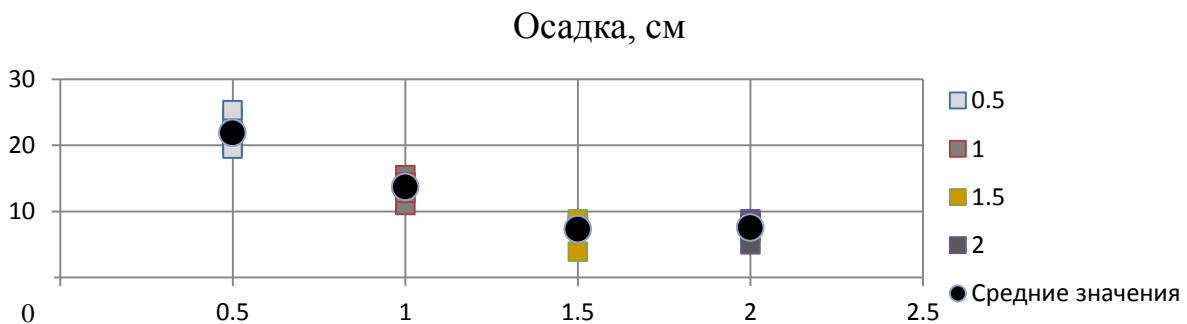


Рис. 2. График зависимости остаточной осадки балластного слоя от коэффициента трения в контакте между частицами щебня

Некоторые результаты моделирования представлены на рис. 1 и 2. Кроме этого результатом выполнения работы стали типовые нормы фракционного состава щебёночного балласта для различных условий эксплуатации с указанием допустимых объёмов укладки очищенного щебня.

Работа выполнена при частичной поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662а.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попов, С.Н. Балластный слой железнодорожного пути / С.Н. Попов. – М.: Транспорт, 1965. – 183 с.
2. Илюшин, А.В. Моделирование остаточной осадки балластного слоя / А.В. Илюшин, Д.Г. Агапов, В.А. Показкий // Вестник транспорта Поволжья. – 2012. – № 1. – С. 41-47.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Андрющенко А.А., Зарифьян А.А. (мл.)\*, Колпахчян П.Г.**

\*ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения»  
344018, г. Ростов-на-Дону, пл. Народного Ополчения, 2  
E-mail: zar.plgrph@gmail.com

## **ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОВОЗА С АСИНХРОННЫМ ТЯГОВЫМ ПРИВОДОМ МЕТОДАМИ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

**Ключевые слова:** электровоз, асинхронный тяговый привод (АТП), энергетическая эффективность.

### **Введение**

Проблема недоиспользования доступной мощности локомотива при легком профиле пути и небольшой скорости движения, для неполновесных и порожних составов, неоднократно поднималась в связи с грузовыми перевозками. Применительно к пассажирским перевозкам, где, в отличие от грузовых, масса состава изменяется незначительно, проблема энергетической эффективности встала со всей остротой лишь при вводе в эксплуатацию электровоза ЭП20, мощность которого составляет 7200 кВт и позволяет вести поезд из 24 вагонов со скоростью 160 км/ч, или поезд из 17 вагонов со скоростью 200 км/ч на прямых участках пути.

### **Показатели энергетической эффективности электровоза в различных условиях эксплуатации**

В [1] выполнен анализ показателей энергетической эффективности пассажирского электровоза ЭП20, полученных путем обработки записей бортового регистратора. Установлена зависимость эффективного КПД электровоза от его мгновенной реализуемой мощности, представлена аналитическая аппроксимация. В [2] предложен алгоритм адаптивного автоматического управления энергетической эффективностью электровоза с АТП путем регулирования числа ТЭД. В результате обеспечивается стабилизация значений КПД электровоза при работе с частичной нагрузкой на уровне, близком к его номинальному значению, чем достигается повышение энергетической эффективности локомотивной тяги и экономия электрической энергии.

### **Применение УМ для оценки энергетической эффективности**

В программном комплексе «Универсальный Механизм» [3] была создана компьютерная модель, предназначенная для исследования процессов, протекающих при движении поезда (рис. 1). Электровоз ЭП20 рассмотрен как управляемая электромеханическая система [4-6], причем реализована схема индивидуального (поосного) регулирования мощности тя-

говых двигателей. На первом этапе моделирования в тяге находились все шесть ТЭД, и было воспроизведено движение поезда по участкам, рассмотренным в [1]. В программу были введены спрямленные профили этих участков и соблюден скоростной режим. Число вагонов выбиралось в соответствии с конкретной ситуацией, силы сопротивления движению были взяты согласно ПТР. Полученные результаты показали, что отклонение расчетных значений энергетических показателей от записей регистратора находится в пределах нескольких процентов. Отсюда был сделан вывод об адекватности модели, и осуществлен переход ко второму этапу моделирования.

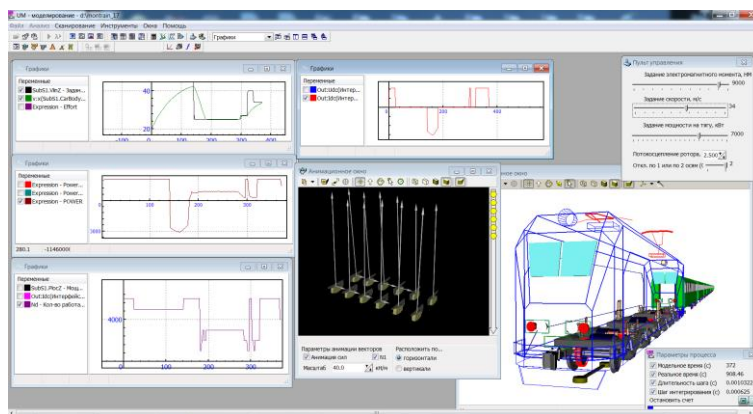


Рис. 1. Компьютерная модель поезда в ПК «Универсальный механизм»

Затем компьютерная модель электровоза была дополнена блоком, позволяющим регулировать число работающих тяговых двигателей в зависимости от мгновенной реализуемой мощности согласно изложенному выше алгоритму. Согласно [7], были взяты профили следующих типов: I-II тип, равнинный, с уклонами не более 6‰; III тип, холмистый, с уклонами до 9‰; IV тип, горный, с уклонами до 11‰. Было выполнено моделирование движения поезда по этим участкам как при всех шести включенных ТЭД, так и при переменном числе работающих ТЭД. Число вагонов было принято равным 11 (зимнее расписание) и 17 (летнее расписание). Скорость последовательно задавалась равной 72, 126 и 180 км/ч. Из полученных результатов следует, что при тяге с помощью всех шести ТЭД эксплуатационный КПД электровоза варьируется от 55,5 до 86,2% в зависимости от скорости движения и типа продольного профиля пути. При применении регулирования числа ТЭД эксплуатационный КПД составляет от 81,2 до 87,2, что близко к КПД электровоза в номинальном режиме.

Для оценки энергоэффективности в [7] рекомендуется участок с условным профилем, в котором доля профилей I-II типа составляет 49,3%, III типа – 37,6%, IV типа – 13,1%. Для такого участка длиной около 150 км были выполнены расчеты, согласно которым определена относительная экономия электроэнергии, %, при регулировании числа ТЭД в зависимости от скорости движения и числа вагонов (рис. 2).

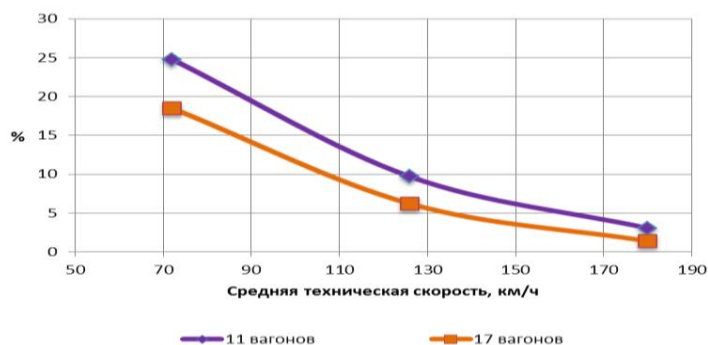


Рис. 2. Относительная экономия электроэнергии при регулировании числа ТЭД в зависимости от скорости движения и числа вагонов

В настоящее время получены опытные данные, согласно которым, при скорости порядка 180 км/ч и отключении одного ТЭД, расход электроэнергии сократился на 4% при соблюдении графика движения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андрющенко, А.А. Показатели энергетической эффективности пассажирских электровозов с асинхронным тяговым приводом при питании от сети постоянного тока. / А.А. Андрющенко, А.А. Зарифьян, П.Г. Колпахчян // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2015. – № 2. – С. 21-29.
2. Андрющенко, А.А. Повышение энергетической эффективности пассажирских электровозов с асинхронным тяговым приводом / А.А. Андрющенко, А.А. Зарифьян, П.Г. Колпахчян // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2015, № 4. – С. 5-14.
3. <http://www.umlabor.ru/>
4. Андрющенко, А.А. Компьютерная модель скоростного пассажирского электровоза с асинхронным тяговым приводом / А.А. Андрющенко, А.А. Зарифьян, П.Г. Колпахчян // Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: вопросы динамики, прочности и износа (Второй научно-технический семинар): сборник тезисов. 9-10 апреля 2014 г. – Брянск, БГТУ, 2014. – С. 22-24.
5. Kolpahchyan, P.G. Study of the asynchronous traction drive's operating modes by computer simulation. Part 1: Problem formulation and computer model / P.G. Kolpahchyan, A.A. Zarifyan (Jr) // Transport Problems. International scientific journal. – 2015. – Vol. 10. – Issue 2. – P. 125-136.
6. Kolpahchyan, P.G. Study of the asynchronous traction drive's operating modes by computer simulation. Part 2: Simulation results and analysis / P.G. Kolpahchyan, A.A. Zarifyan (Jr) // Transport Problems. International scientific journal. – 2015. – Vol. 10. – Issue 3. – P. 5-15.
7. Методика расчета индикатора энергоэффективности электровоза. Утверждено ОАО «РЖД» 26.12.2014, №519.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

УДК 629.4

**Гайворонский Е.Г.**

Брянский государственный технический университет  
241035, г. Брянск, б-р 50-лет Октября, д. 7  
(4832) 56-08-10, eg24m@lenta.ru

## АВТОКОЛЕБАНИЯ В СИСТЕМАХ С СУХИМ ТРЕНИЕМ

**Ключевые слова:** автоколебания, сухое трение, континуальные системы, модель Кельвина-Фойгта, метод сеток, метод Рунге-Кутты.

### Введение

В работе рассматривается проблема получения численных решений задач фрикционных автоколебаний. Предлагаются различные способы корректного преодоления разрывов зависимостей сил трения от скорости, а также изучается влияние континуальности среды на процесс колебаний. Приводятся примеры полученных решений.

### Способы решения задачи

Общей проблемой в рамках исследования фрикционных автоколебаний является учет континуальных свойств системы (рис. 1), т.е. распределенности ее упругих и инерционных параметров. Существуют несколько способов исследования таких систем: приведение к одномассовой системе, выделение собственных форм квазигармонических колебаний, прямая дискретизация системы и численное интегрирование по времени, сеточные методы, МКЭ в сочетании с методом Ньюмарка.

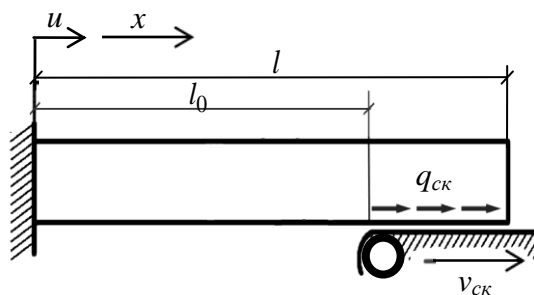


Рис. 1. Схема континуальной автоколебательной системы

Первые два метода являются аналитическими, применяемыми к безостановочным автоколебаниям. Последний метод (МКЭ) имеет ограничения по представимым моделям трения, также кажется сомнительным при описании автоволновых явлений. А вот третий и четвертый методы, по сути, приведение континуальной системы к эквивалентной многомассовой, хорошо проявили себя в рамках данных исследований с их простыми формами континуальных сред (рис. 2).

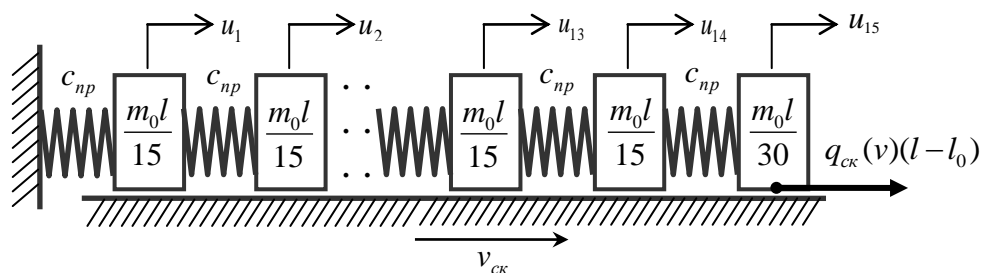


Рис. 2. Эквивалентная многомассовая модель автоколебательной системы

### Проблема разрывов при интегрировании уравнений

Простейшее уравнение движения рассматриваемых систем имеет вид:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + k^2 u = \frac{N}{m} f_{ck} \left( \left| v_{ck} - \frac{\partial u}{\partial t} \right| \right) \cdot \text{sign} \left( v_{ck} - \frac{\partial u}{\partial t} \right), \quad (1)$$

где  $k = \sqrt{c/m}$  – частота свободных колебаний системы «груз-пружина»;  $f_{ck}(v)$  – коэффициент трения скольжения, зависящий от скорости  $v = \partial u / \partial t$ ;  $\text{sign}(v)$  – функция, в простейшем случае означающая знак  $v$ , переопределяя ее специальным образом, можно устранить разрыв изначальной зависимости [1]. Ранее встречавшаяся распределенная сила  $q_{ck}(v) = N f_{ck}(v) / (l - l_0)$ .

Математически корректное решение проблемы разрывов дифференциального уравнения (1) имеет два подхода: физический и математический. Физический путь решения проблемы состоит в учете свойств контактной зоны, которые представляются в виде общеизвестных моделей трения: Ньютона и Кельвина-Фойгта. Математический путь состоит в замене классических одношаговых методов вычисления поэтапным интегрированием с использованием приемов прогноза-коррекции на участках смены этапов решения [2]. Более подробно о формулировке и исследовании автоколебаний для моделей трения можно ознакомиться в [3].

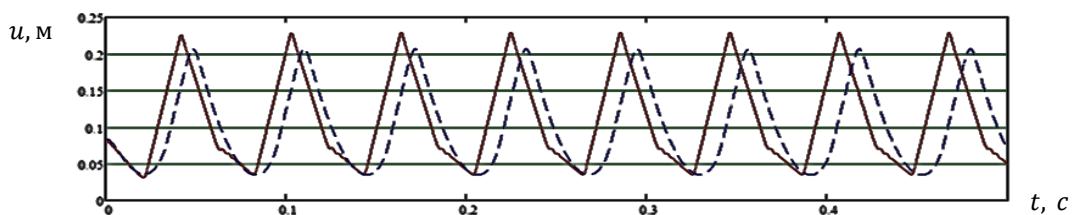


Рис. 3. Сравнение движения при одинаковых начальных условиях:  
 ———— конца непрерывного стержня; - - - - - одномассовой системы

### Полученные результаты

Сравнение графиков колебаний одномассовой и непрерывной систем (дискретизированной на 15 масс) с контактной зоной в виде тела Ньютона представлено на рис. 3. Судя по графику, основная частота колебаний непрерывной системы оказывается несколько выше одномассовой.

Существенные отличия от графиков, представленных на рис. 3, наблюдаются в случае рассмотрения контактной зоны распределенной си-

стемы как тела Кельвина-Фойгта. Уже в простейшем случае, для сосредоточенной силы трения, воспроизводится сложный гармонический процесс с явно выраженными пульсациями (рис. 4).

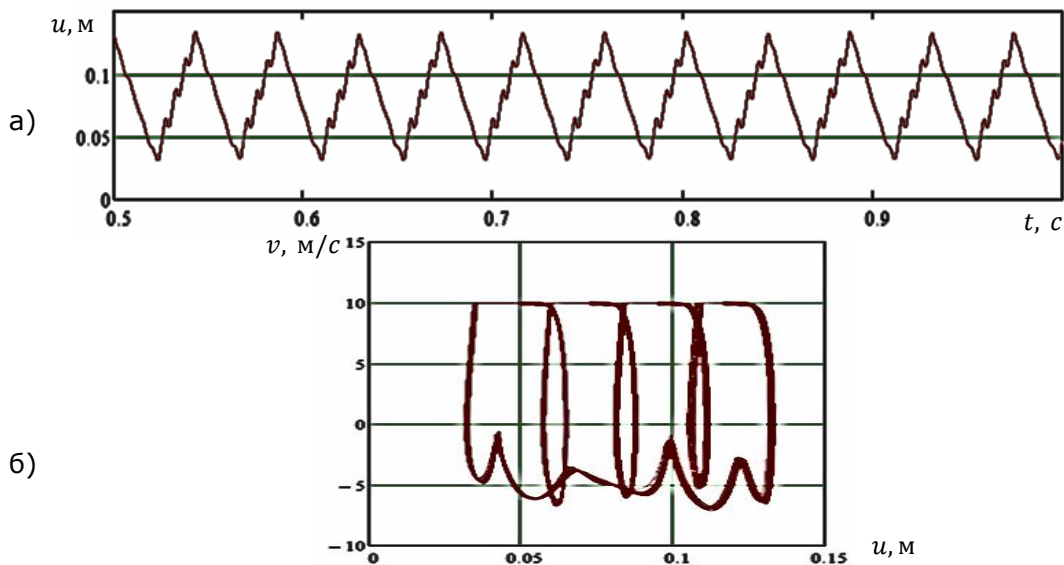


Рис. 4. Движение конца непрерывного стержня с телом Кельвина-Фойгта в качестве контактной зоны: а) закон движения; б) фазовый портрет

### Заключение

Проведенный цикл исследований подразумевает продолжение по трем направлениям: отработка методов численного интегрирования систем с сухим трением, дальнейшее изучение моделей контактной области, а также поиск нелинейных эффектов автоколебаний в непрерывных системах.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гайворонский, Е.Г. Фрикционные автоколебания в поглощающем аппарате автосцепки / Е.Г. Гайворонский // Вестн. БГТУ.– 2013.– №1. – С. 23-26.
2. Гайворонский, Е.Г. Применение метода Рунге-Кутты с припасовыванием для решения задач фрикционных автоколебаний в распределенных системах / Б.Г. Кеглин, Е.Г. Гайворонский // Вестн. БГТУ.– 2007.– №4. – С. 41-43.
3. Гайворонский, Е.Г. Фрикционные автоколебания в системах с сухим трением. XXVI Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС-2014): труды конференции (Москва, 17-19 декабря 2014 года) / М: Изд-во ИМАШ РАН, 2015. – С. 286-293.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Герасимов М.А.**

Самарский государственный университет путей сообщения  
443066, г. Самара, ул. Свободы, 2В  
(846) 262-41-12 / (846) 262-30-76, secretar@samgups.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ АСИММЕТРИЧНОГО ТОКОПРИЁМНИКА С ТРЕУГОЛЬНЫМ СЕЧЕНИЕМ РАМ ПРИ ПОМОЩИ ПРОГРАММЫ SOLIDWORKS**

**Ключевые слова:** токоприёмник, синхронизирующая тяга, полоз.

Для создания полноразмерной компьютерной модели токоприёмного механизма необходимо прежде всего определиться с размерами его основных звеньев. Данная задача упрощается возможностью создания макета из плоских эскизов, которые связываются между собой требуемым образом, и даже оценить их перемещения относительно друг друга. Всё это осуществляется при помощи подключаемых пакетов программы SolidWorks.

На первом этапе проектирования необходимо было подобрать размер синхронизирующей тяги. Был разработан метод определения точки крепления тяги к нижней раме и токосъёмнику. За счёт этого соединения сохраняется правильная ориентация ползцов к контактному проводу.

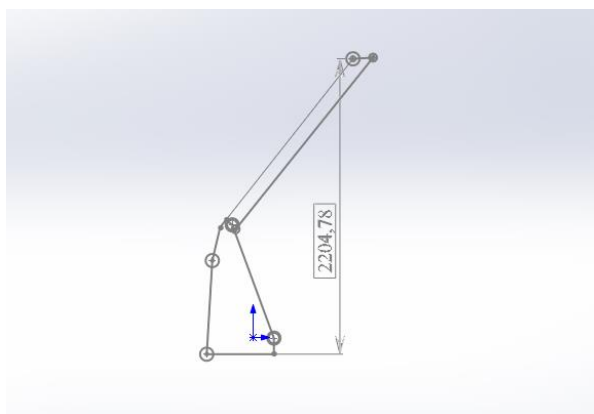


Рис. 1. Расчёт кинематической схемы

Для верхней и нижней рам планируется использовать трубы треугольного сечения, после чего проверить их на сопротивление воздуху. Если такое решение окажется оправданным, то появится возможность размещения элементов (пневмооборудования или электропроводки) внутри рам токоприёмника, что позволит защитить их от внешних воздействий.



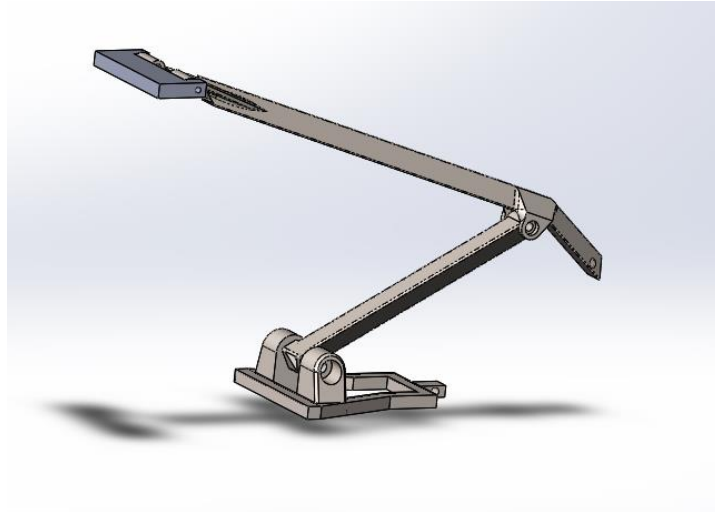


Рис. 2. Сочленение верхней и нижней рам

Треугольное сечение, в отличие от круглого, позволит упростить размещение магистралей внутри рамы. Трубки и провода можно разнести по углам и зафиксировать, чтобы они не контактировали с синхронизирующей тягой, которая размещена внутри верхней рамы.

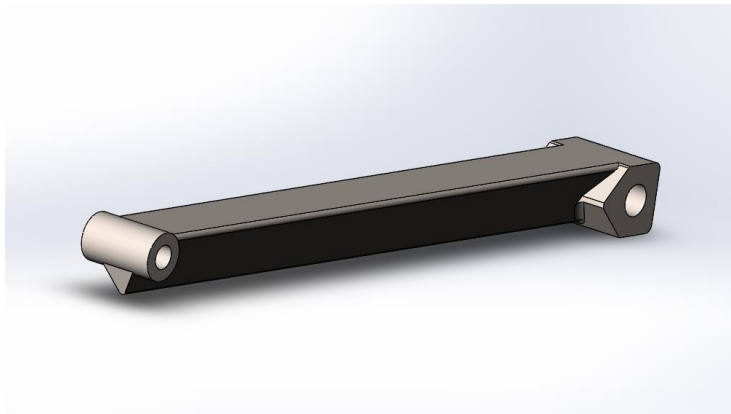


Рис. 3. Модель нижней рамы

Моделирование нагрузки в 1000 Н на верхний шарнир (рис. 4) показало, что при применении легированной стали для нижней рамы смещение верхнего конца под действием этой силы составит 1,18 мм.

В дальнейшем планируются расчёты верхней рамы, основания, токосъёмного узла, тяг и полный статический расчёт собранной модели. И, как было сказано выше, необходим расчёт конструкции на сопротивление воздуху, так как планируется применение данного токоприёмника на высокоскоростном подвижном составе.

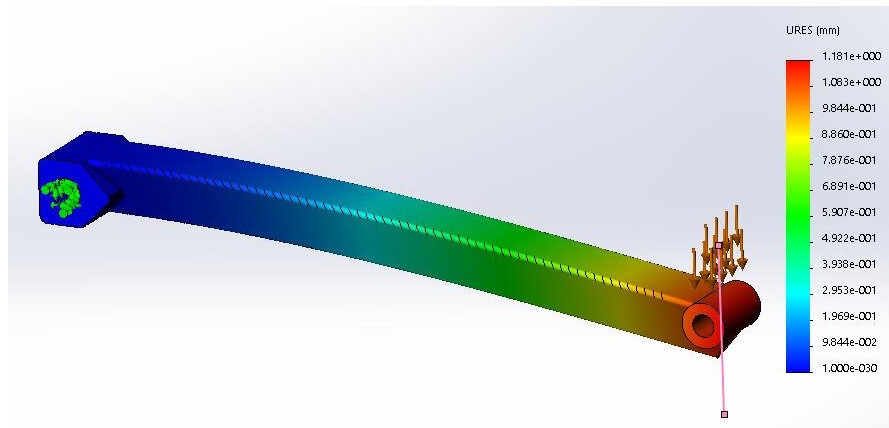


Рис. 4. Статический анализ нижней рамы

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Герасимов, М.А. Анализ напряженно-деформированного состояния деталей токосъёмного механизма высокоскоростного подвижного состава с помощью программы SolidWorks / М.А. Герасимов, А.А. Свечников, В.В. Янковский // Вестник транспорта Поволжья. – Вып. 5. – Самара. – 2015. – С. 37-41.
2. Свечников, А.А. Имитация силового контакта в высшей кинематической паре реализованного в среде SolidWorks / А.А. Свечников, В.В. Асабин // Вестник транспорта Поволжья. – Вып. 4. – Самара. – 2014. – С. 27-32.
3. Высокоскоростной подвижной состав: монография / В.А. Гапанович, В.Е. Андреев, Д.В. Пегов и др.; под ред. В.А. Гапановича. – СПб.: Издательство ООО «Типография «НП-Принт», 2014. – 304 с.
4. Ромейко, В.А. Асимметричный токоприемник электроподвижного состава / В.А. Ромейко, С.А. Кожемякин, И.В. Мамонтов, В.Б. Сохачевский, В.А. Ушаков, В.П. Вахонин: Патент на полезную модель №102327 от 29.09.2010. МПК В60L5/28. Опубликовано 27.02.2011.
5. Алямовский, А.А. COSMOSWorks. Основы расчёта конструкции на прочность в среде SolidWorks / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 784 с.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Горобцов А.С., Гетманский В.В., Насонов А.А.,  
Новокщёнов А.А., Фирсова В.О.**

Волгоградский государственный технический университет  
Россия, 400005, Волгоград, пр. им. Ленина, 28  
(8442) 24-84-89, vm@vstu.ru

## **УПРАВЛЕНИЕ ГИДРОСИСТЕМОЙ В МОДЕЛИ ДИНАМИКИ АВТОМОБИЛЯ**

**Ключевые слова:** ФРУНД, MATLAB, Simulink, модель гидросистемы, MBS-модель.

### **Введение**

Современные системы подрессоривания включают в себя элементы с регулируемыми характеристиками и сложные алгоритмы управления. Натурная отладка подобных систем достаточно трудоёмка и дорогостояща. Виртуальная отладка подобных систем является оптимальным решением при разработке и тестировании. В связи с этим, задача разработки технологии отладки является актуальной [1]. Данная технология позволит разрабатывать более сложные алгоритмы управления.

В данном докладе рассматриваются вопросы создания подмоделей систем управления, приводов и объекта управления, а также их совместного решения.

### **Основной раздел**

Было проведено исследование и разработка комплексной модели управления подвеской автомобиля, включающей в себя многотельную модель автомобиля [2], модель гидросистемы, разработанную в программном комплексе MATLAB R2014a [3], блок управления, необходимый для совместной работы остальных модулей системы и отвечающий за логику выполнения алгоритмов управления подвеской.

Гидросистема включает в себя шесть блоков: БГПР1П, БГПР1Л, БГПР2П, БГПР2Л (блоки гидропневматических рессор, каждый из которых содержит элементы управления колёс на двух соседних мостах), блока изменения клиренса (БИК) и блока управления штоковыми полостями (БУШ). За управляющие сигналы для клапанов отвечает «Блок управления».

Пространственная модель автомобиля, построенная в системе моделирования ФРУНД [4], представляет собой набор твердых тел, соединённых упругими и демпфирующими элементами (пружинами, демпферами), а также различными кинематическими парами, в том числе и податливыми. Каждое из тел обладает 6 степенями свободы. Модель состоит из 52

тел. В точке контакта с дорогой шины передают возмущение в виде трёх сил и одного момента относительно вертикальной оси колеса — стабилизирующего момент шины.

Посредством встроенной функции MATLAB был сгенерирован исходный код подмодели одной подвески для включения в многотельную модель автомобиля. Алгоритмы управления подвеской реализованы на языке Си. Переменные, получаемые из многотельной модели и модели MATLAB'a, являются входными параметрами для таких подпрограмм. Выходными параметрами служат значения переменных, полученные из сервоэлементов в MATLAB.

Структура MATLAB модели имеет один критичный момент – внешними подпрограммами управления мы можем изменять управляющие сигналы (например, на клапанах), но не можем менять внутренние параметры элементов схемы (зарядное давление пневмоаккумуляторов, гидравлическое давление и т.д.). В связи с этим, при желании изменить какой-либо из подобных параметров необходимо регенерировать модель MATLAB в исходные коды.

Для взаимодействия системы управления с многотельной моделью был разработан программный макет пульта, при помощи которого можно задавать команды управления подвеской и визуально отслеживать состояния гидроклапанов.

### **Заключение**

Разработанный программный инструмент позволяет проводить совместное моделирование системы управления подвеской и многотельной моделью автомобиля и наблюдать результаты выполнения операций управления.

Комплексная модель также позволяет оперативно модифицировать управляющие программы, написанные на языке C++.

Разработанные структуры данных управляющей программы могут быть использованы для аппаратного интерфейса с исполнительной частью.

Разработанная методика показала потенциальную эффективность моделирования и отладки различных транспортных узлов со сложными алгоритмами управления. Расчетные исследования выявили достаточную вычислительную эффективность систем моделирования многотельной динамики, которые используются для подмодели динамики автомобиля.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гетманский, В.В. Актуальные задачи вычислительной механики в технологиях проектирования машин / В.В. Гетманский, А.С. Горобцов // Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ: сб. тез. II науч.-техн. семинара, Брянск, 9-10 апр. 2014 г. / Брянский гос. техн. ун-т, Науч.-иссл. лаборатория "Вычислительная механика". - Брянск, 2014. - С. 11-12.
2. Горобцов, А.С. Simulation and Visualization Software for Vehicle Dynamics Analysis Using Multibody System Approach / А.С. Горобцов, В.В. Гетманский, А.Е. Андреев, Duy Trung Doan // Creativity in Intelligent Technologies and Data Science. CIT&DS 2015: First Conference (Volgograd, Russia, September 15-17, 2015): Proceedings / ed. by A. Kravets, M. Shcherbakov, M. Kultsova, O. Shabalina. – [Switzerland]: Springer International Publishing, 2015. – P. 379-391. – (Ser. Communications in Computer and Information Science. Vol. 535).
3. MATLAB Documentation [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.mathworks.com/help/matlab/> [2016].
4. Горобцов, А.С. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей / А.С. Горобцов, С.К. Карцов, А.Е. Плетнев, Ю.А. Поляков: монография. – М.: Машиностроение, 2011. – 462 с.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Гусев А.В.<sup>1</sup>, Комарова А.Н.<sup>1</sup>, Орлова А.М.<sup>2</sup>, Рудакова Е.А.<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>ООО «ВНИЦТТ», <sup>2</sup>ПАО «НПК ОВК»  
г. Санкт-Петербург, Россия  
(812) 655-59-10, agusev@tt-center.ru

## **ОЦЕНКА ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПУТЬ ГРУЗОВОГО ВАГОНА МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЕГО ДВИЖЕНИЯ**

**Ключевые слова:** воздействие на путь, математическое моделирование, коэффициент вертикальной динамики, неровности пути.

### **Введение**

Оценка воздействия вагона на путь в вертикальном направлении в настоящее время ограничивается расчетом коэффициента вертикальной динамики (далее –  $k_{дв}$ ), который определяется различными методами: аналитическими по «Нормам расчета и проектирования...» [1] и по ЦПТ-52/14 «Методика оценки воздействия подвижного состава на путь...» [2] (далее – Методика), а также эмпирическим путем. Он используется для оценки напряжения на основной площадке земляного полотна, напряжения в балласте под шпалой и динамической погонной нагрузки от тележки, являющимися основными показателями, определяющими ограничение допускаемых скоростей движения вагона на той или иной конструкции пути.

В данной работе рассмотрено применение метода математического моделирования движения вагона на фактических неровностях рельсовых нитей для оценки воздействия на путь совместно с действующей Методикой, на которую ссылается ГОСТ Р 55050 [3] и предложено направление по ее совершенствованию.

### **1. Исходные данные для моделирования движения вагона**

Оценка воздействия на путь проводилась с использованием программного комплекса «Medyna» [4]. Моделирование пути было выполнено в виде приведенных участков, расположенных под каждой колесной парой. Участки пути представляют собой твердые тела с характеристиками, соответствующими погонным характеристикам рельсо-шпальной решетки. Следует отметить, что характеристики рельсо-шпальной решетки основаны на данных исследований характеристик пути 1960-70-х годов, они не соответствуют современной конструкции верхнего и нижнего строения пути, их правильность подтверждается только сходимостью результатов расчетов и ходовых динамических испытаний.

Временные реализации горизонтальных и вертикальных неровностей рельсовых нитей для пути среднего состояния были приняты по РД 32.68-96 «Расчетные неровности железнодорожного пути...» [5]. Для их соответствия ЦП-774 «Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути» [6] неровности были отмасштабированы так, чтобы отступления по ширине колеи, уровню и просадкам не превышали II степень. В работе показано, что отмасштабированные неровности по РД 32.68-96 соответствуют ЦП-774, но существенно отличаются от реальных неровностей с такой же степенью отступления измеренных на Скоростном испытательном полигоне ОАО «ВНИИЖТ» ст. Белореченская – ст. Майкоп Северо-Кавказской железной дороги (СИП).

## **2. Результаты моделирования и методика их обработки для расчета воздействия на путь**

В соответствии с ГОСТ Р 55050 оценочными критериями воздействия вагона на путь являются семь показателей, три из которых напряжение в балласте под шпалой, напряжение на основной площадке земляного полотна и динамическая погонная нагрузка определяют вертикальное воздействие вагона на путь. В работе предложены способы обработки результатов динамических расчетов для определения этих показателей.

Анализ результатов расчетов напряжений в балласте под шпалой и напряжений на основной площадке земляного полотна по Методике и с учетом ее совершенствования показал, что значения по усовершенствованной методике выше, чем по существующей на 10%, однако, они не превышают допусковых по ГОСТ Р 55050.

Методика позволяет оценить только вертикальное воздействие вагона на путь, а оценка горизонтального воздействия производится в соответствии с ГОСТ Р 55050: оцениваются устойчивость рельсошпальной решетки сдвигу по балласту, отношение рамной силы к статической осевой нагрузке и боковые силы, передаваемые от колеса на рельс, определение которых не представляет трудностей.

В связи с этим, использование для оценки воздействия на путь сил, действующих от колеса на рельс и полученных непосредственно по результатам математического моделирования движения вагона, является перспективным. Для получения максимально достоверной оценки воздействия вагона на путь методом математического моделирования требуется доработка математической модели пути в плане уточнения параметров пути и неровностей, используемых для моделирования. Более того, можно полностью переработать методику оценки воздействию вагона на путь, ориентируясь на современные европейские нормы.

## **3. Методика оценки воздействия на путь по европейским нормам**

Оценка воздействия на путь в ЕС в настоящее время регламентируется стандартом EN 14363 [7] и выполняется непосредственно по вертикаль-

ным и боковым силам, действующим от колеса на рельс. Такой метод проще, чем оценка воздействия на путь по семи показателям по ГОСТ Р 55050 и косвенным формулам Методики. При этом, для оценки воздействия на путь при испытаниях используются тензометрические колесные пары, позволяющие дать точную оценку процессов, происходящих при взаимодействии колеса с рельсом, сопоставимую с результатами моделирования.

### **Заключение**

На основании проведенных исследований и анализа отечественной, а также европейской нормативной документации по оценке воздействия на путь можно дать заключение, что для достоверной оценки влияния вагона на железнодорожный путь методами математического моделирования необходимы достоверные данные о неровностях рельсовых нитей и параметрах современных конструкций пути, которые в настоящее время отсутствуют. Кроме того, существующие методики оценки воздействия на путь по ЦПТ-52/14 и ГОСТ Р 55050 избыточны. Количество приведенных в них показателей можно сократить по аналогии с методами, используемыми в ЕС, которые позволяют достоверно оценивать показатели динамических качеств при наличии достоверной информации о неровностях рельсового пути.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных), М.: ГосНИИВ–ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
2. ЦПТ -52/14. Методика оценки воздействия подвижного состава на путь по условиям обеспечения его надежности, М.: МПС РФ Департамент пути и сооружений, 2000. – 38 с.
3. ГОСТ Р 55050-2012 Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний.
4. Требования к динамическим качествам грузовых вагонов и методы их подтверждения. Учеб. пособие / Сост. А.М. Орлова, В.С. Лесничий; СПб: ПГУПС, 2014. – 51 с.
5. РД 32.68-96. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов, 1996.
6. ЦП-774 «Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути» - М: Транспорт, 2000. - 224 с.
7. EN 14363. Railway applications. Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles. Testing of running behavior and stationary tests.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*



ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Дзюбан О.Л., Ямандий О.Ю., Лютак Р.Д., Михеев Г.В.**

ОАО «Метровагонмаш»  
141009, Московская область, г. Мытищи, ул. Колонцова, д.4  
Тел./факс +7 (495) 581-53-66, skb.mvm@mail.ru

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАГОНА ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ» С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ КУЗОВА**

**Ключевые слова:** дизель-поезд с силовым модулем, упругий кузов, плавность хода.

### **Введение**

Для обеспечения перевозки пассажиров на неэлектрифицированных линиях сети железных дорог ОАО «РЖД» в настоящее время используются рельсовые автобусы серии РА1 и РА2 производства ОАО «Метровагонмаш». Однако на участках с большим пассажиропотоком возникает необходимость использования подвижного состава с большей пассажиремкостью, возможностью варьировать составность поезда и при этом достаточно экономичного. Таким образом, перед ОАО «Метровагонмаш» была поставлена задача спроектировать дизель-поезд, отвечающий этим требованиям.

В 2010-2014 на ОАО «Метровагонмаш» совместно с компанией «Stadler» был спроектирован и построен дизель-поезд с силовым модулем серии ДП-М. Дизель-поезд состоит из двух головных вагонов, представляющих собой сочлененные 3-х секционные вагоны с силовым модулем и 2-мя пассажирскими секциями, одна из которых имеет кабину машиниста, а также промежуточных вагонов, опирающихся на 2 тележки. Промежуточный вагон имеет достаточно большую базу, равную 16,7 м.

Бюро расчетов СКБ «Метровагонмаш» решало задачу создания динамической модели ДП-М в ПК УМ, осуществлялся подбор параметров рессорного подвешивания, обеспечивающих динамические характеристики, удовлетворяющие нормативным требованиям. Проведенные в дальнейшем сертификационные испытания ДП-М показали хорошую сходимость результатов испытаний с результатами моделирования.

Однако испытания выявили повышенные, по сравнению с вертикальными ускорениями над тележкой [1], вертикальные ускорения на полу в центре кузова прицепного вагона. Этот эффект объясняется тем, что форма собственных колебаний упругого кузова имеет в центре максимальную амплитуду. Изначально модель прицепного вагона, созданная в ПК УМ,

состояла из абсолютно твердых тел, и упругость кузова не учитывалась, таким образом оценить влияние упругости кузова на его ускорения и, соответственно, на плавность хода, было невозможно. Для оценки влияния упругости кузова и поиска путей снижения ускорений в центре кузова была создана уточненная динамическая модель прицепного вагона дизель-поезда ДП-М с использованием конечноэлементной модели кузова, импортированной в ПК УМ из Ansys.

### Основной раздел

В качестве объекта исследования принят прицепной вагон дизель-поезда ДП-М. Для оценки динамических показателей была разработана твердотельная модель в ПК УМ, исследовались вынужденные колебания при движении по прямолинейному пути с неровностями. Файлы неровностей записаны на основе экспериментальных поездок, проведенных ВНИИЖТ. В таблице 1 приведены показатели плавности хода в вертикальном направлении на полу в центре кузова и над тележкой, получившиеся в результате испытаний и моделирования. Все данные приведены для груженого вагона при скорости 120 км/ч на прямом пути. Как видно из таблицы 1, сходимость результатов эксперимента и моделирования достаточно высока для плавности хода над тележками, но в центре кузова плавность хода по результатам испытаний значительно хуже, чем при моделировании. Это объясняется упругостью кузова, не учтенной в твердотельной модели. Бюро расчетов СКБ «Метровагонмаш» совместно с лабораторией «Вычислительная механика» БГТУ разработали уточненную модель вагона с использованием конечноэлементной модели кузова, созданной в ANSYS. Показатели плавности хода, рассчитанные для модели с упругим кузовом, имеют высокую сходимость с результатами испытаний, причем заметно проявился эффект роста ускорений в центре кузова, вызванный его собственными колебаниями (см. таблицу 1, 3 столбец).

Таблица 1

Показатель плавности хода в вертикальном направлении  
прицепного вагона ДП-М

$W_z$	По результатам испытаний	Твердотельная модель	Модель с упругим кузовом	Модель с упругим кузовом с усиленными балками
над тележкой	2,94	2,97	2,96	2,96
в центре кузова	3,24	2,75	3,22	3,03

В результате исследования динамической модели вагона и сопоставления полученных показателей с результатами испытаний, был сделан вывод, что модель с упругим кузовом достаточно достоверно отображает поведение вагона при вынужденных колебаниях.

На следующем этапе исследовались пути снижения ускорений в центре кузова. Изменением параметров гасителей колебания не удалось добиться значительного снижения ускорений, так как они были подобраны оптимально для заданных значений жесткости элементов рессорного подвешивания. Был сделан вывод, что кузов вагона обладает недостаточной жесткостью. Для усиления кузова предложено использовать в центре кузова поперечные балки увеличенного сечения. Исследование динамики модели вагона с усиленным кузовом показало, что коэффициент плавности хода в вертикальном направлении в центре кузова снизился на 6%, что является значительным улучшением комфорта поездки.

### **Заключение**

По результатам исследования сделаны следующие выводы.

1. При проектировании длиннобазных вагонов целесообразно учитывать упругость кузова, т.к. в противном случае не обеспечивается достаточная достоверность результатов моделирования.

2. Для снижения ускорений в центре кузова длиннобазного вагона можно увеличить жесткость кузова за счет усиления поперечных балок рамы кузова.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Протокол сертификационных испытаний дизель-поезда ДП-М, код ОКП 31 8353.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Евельсон Л.И., Памфилов Е.А., Цыганков А.Г., Ширяева Л.И.**

Брянский государственный инженерно-технологический университет  
241037, г. Брянск, пр. Станке Димитрова, 3, каф. ИТ  
(4832) 645989, levelmoscow@mail.ru

## **МНОГОВАРИАНТНЫЕ РАСЧЕТЫ ФАКТОРОВ ИЗНОСА КОЛЕСА И РЕЛЬСА ПРИ ВАРЬИРОВАНИИ ПАРАМЕТРОВ КИНЕТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРЕНИЯ**

**Ключевые слова:** кинетическая характеристика трения, износ, колесо, рельс.

### **Введение**

Совершенствование компьютерного моделирования изнашивания трибодинамической системы колеса и рельса представляет собой актуальную задачу. Как было показано ранее [1], большое значение для подобных систем имеет кинетическая характеристика трения, т.е. функциональная зависимость силы трения от скорости скольжения. В программном комплексе «Универсальный механизм» (далее УМ) [2] предусмотрено задание кинетической характеристики, включающей 2 параметра. В представляемой работе поставлена цель оценить чувствительность характеристик износа колеса и рельса к изменению параметров кинетической характеристики трения с помощью УМ.

### **Анализ кинетической характеристики трения**

Наиболее универсальной формулой кинетической характеристики трения является формула Крагельского-Щедрова [3]

$$f(v) = (a + bv)e^{-cv} + d, \quad (1)$$

где  $v$  - скорость скольжения,  $a, b, c, d$  – параметры кинетической характеристики. В УМ заложена более простая формула, включающая 2 параметра:

$$g(v) = f_0((1 - A)e^{-Bv} + A) \quad (2)$$

Очевидно, что формула (2) является частным случаем формулы (1), т.е. функция  $f(v)$  переходит в  $g(v)$  при соответствии величин:  $d = f_0A$ ;  $c = B$ ;  $a = f_0(1 - A)$ ;  $b=0$ .

Рассмотрение поведения функции (2) показывает, что при имеющей место в эксплуатации области возможных значений  $A$  и  $B$  ( $0 < A < 1$ ;  $B > 0$ )

функция (2) монотонно убывает. Анализ функции (2) при постоянном значении  $v$  как функции от  $A$  и  $B$  показывает, что в указанной выше области коэффициент трения монотонно возрастает с увеличением  $A$  и убывает с ростом  $B$ .

### Результаты компьютерного моделирования

Осуществлялось компьютерное моделирование с помощью модуля UM Loco. Был выбран компонент «колёсная пара с 6 степенями свободы». Рассматривалось движение на прямых и кривых участках. В результате моделирования определялись количественные характеристики, непосредственно связанные с износом: мощность силы трения ( $M_{wear}$ ), работа силы трения ( $A_{wear}$ ), удельная работа силы трения ( $S_{wear}$ ). Мощность силы трения при двухточечном контакте вычислялась как скалярное произведение силы трения на гребне  $F$  и скорости колёс относительно рельса в точке контакта  $v$  и рассчитывается по формуле:

$$M_{wear} = -F_{2x}v_{2x} - F_{2y}v_{2y}, \text{ (Вт)} \quad (3)$$

Величины  $A_{wear}$  и  $S_{wear}$  определяются по формулам

$$A_{wear} = \int_0^t M_{wear} dt \text{ (Дж)}, \quad (4)$$

$$S_{wear} = \frac{A_{wear}}{S} \text{ (Дж/м)}, \text{ где } S \text{ – пройденный путь.} \quad (5)$$

Компьютерное моделирование производилось многократно с различными значениями параметров  $A$  и  $B$ , в том числе, с отрицательными значениями  $B$ , т.е. с возрастающей кинетической характеристике трения. При реальном взаимодействии колеса и рельса такие случаи встречаются редко, но они представляют теоретический интерес.

На рис. 1 представлены графики изменения удельной работы силы трения в зависимости от  $B$  при некоторых значениях  $A$  и в зависимости от  $A$  при некоторых значениях  $B$ .

Разброс (разница между наименьшим и наибольшим значением) по  $S_{wear}$  составил 132% (в 2,32 раза), еще более чувствительной оказалась величина  $M_{wear}$  (290%, в 3,9 раза). В описании УМ содержатся значения параметров  $A$  и  $B$ , предлагаемые при некоторых типах локомотивов и влажных или сухих рельсах. Результаты, полученные при этих значениях  $A$  и  $B$ , показывают, что здесь разница между наибольшим и наименьшим значениями характеристик износа не превышает 22%. Однако сама область является весьма узкой, и многие факторы, влияющие на кинетическую характеристику трения, здесь не учтены. Эти вопросы изучались ранее,

например, в [4], но и сейчас нуждаются в дальнейшем обширном исследовании.

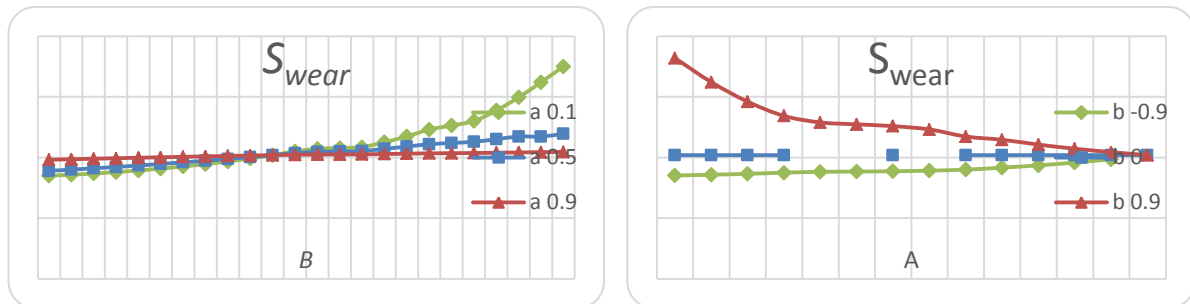


Рис. 1. Графики удельной работы износа

### Заключение

1. Влияние изменений параметров кинетической характеристики трения на износ в общем случае является существенным, и зависимость коэффициента трения от скорости надо учитывать при компьютерном моделировании взаимодействия колеса и рельса, если в задачу входит оценка износа.
2. Целесообразно проведение исследований, направленных на выявление и уточнение зависимостей параметров кинетической и динамической характеристик трения от реальных количественных и качественных внутренних и внешних факторов системы «колесо-рельс».

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Евельсон, Л.И. Методология математического и компьютерного моделирования трибодинамических систем / Л.И. Евельсон. – Брянск: БГИТА, 2015. – 204 с.
2. Погорелов, Д.Ю. Компьютерное моделирование динамики технических систем с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» / Д.Ю. Погорелов // Машиностроение: Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2005. – №4. – С. 27-34.
3. Основы трибологии (трение, износ, смазка) /Э.Д. Браун, Н.А. Буше, И.А. Буяновский и др. / под ред. А.В. Чичинадзе: учебник для технических вузов. – М.: Центр «Наука и техника», 1995. – 778 с.
4. Захаров, С.М. Математическое моделирование влияния параметров пути и подвижного состава на процессы изнашивания колеса и рельса / С.М. Захаров, Ю.С. Ромен // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – №2. – С. 26-30.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Жиров П.Д., Кравцов С.А.**

Брянский государственный технический университет  
241035, Россия, г. Брянск, бул.50-летия Октября, 7  
Тел. (4832) 560810, факс (4832) 560810, dsm@dsm.tu-bryansk.ru

## **СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОГЛОЩАЮЩЕГО АППАРАТА ПМКП-110**

**Ключевые слова:** поглощающий аппарат, компьютерная модель, экспериментальная характеристика.

Большинство транспортных грузоперевозок в Российской Федерации осуществляется по железным дорогам. В связи с потребностью в данном виде транспорта необходима постоянная его модификация и улучшение.

Современные условия эксплуатации подвижного состава характеризуются интенсификацией сортировочных и маневровых операций за счет увеличения скоростей соударения вагонов и повышения их грузоподъемности. Это ведет к росту продольной нагруженности железнодорожных транспортных средств и, как следствие, повышению повреждаемости вагонов и перевозимых грузов.

Повышение продольной нагруженности приводит к необходимости проведения исследований, направленных на совершенствование амортизирующих устройств, защищающих вагоны и груз от продольных воздействий, в частности – поглощающих аппаратов автосцепки.

Проектирование новых и модернизация существующих конструкций амортизаторов невозможно без проведения экспериментальных исследований. Однако, данные виды исследований являются дорогостоящими и долгосрочными. Указанные недостатки можно устранить, используя компьютерное моделирование.

В настоящее время существует ряд программных комплексов, позволяющих моделировать динамические процессы, возникающие при эксплуатации поглощающих аппаратов. В данной работе рассмотрено сравнение полученных расчетных динамических характеристик компьютерной модели серийного поглощающего аппарата ПМКП-110, созданного в программном комплексе «Универсальный механизм», и экспериментальных характеристик, полученных в ходе экспериментальных исследований.

В качестве объекта исследования был выбран поглощающий аппарат ПМКП-110 (рис. 1). Исследования состояли из трех этапов.

1. Обмер поглощающего аппарата и его деталей и построение уточненных геометрических образов.

2. Проведение экспериментальных исследований на стенде-горке БГТУ-БСЗ, заключающихся в соударении одиночного вагона с неподвижным упором, оборудованным исследуемым поглощающим аппаратом.

3. Моделирование соударений, выполненных в ходе экспериментальных исследований, в программном комплексе «Универсальный механизм».

В результате проведенных изысканий получены силовые характеристики компьютерной модели и опытного образца, см. рис. 2.

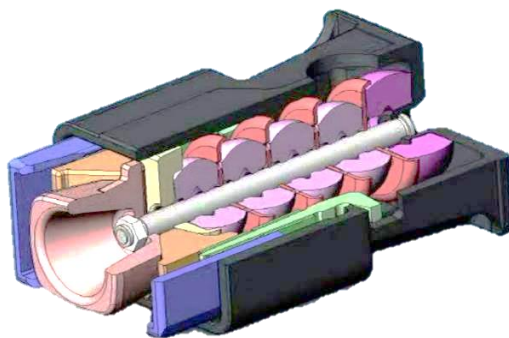


Рис. 1. Поглощающий аппарат ПМКП-110

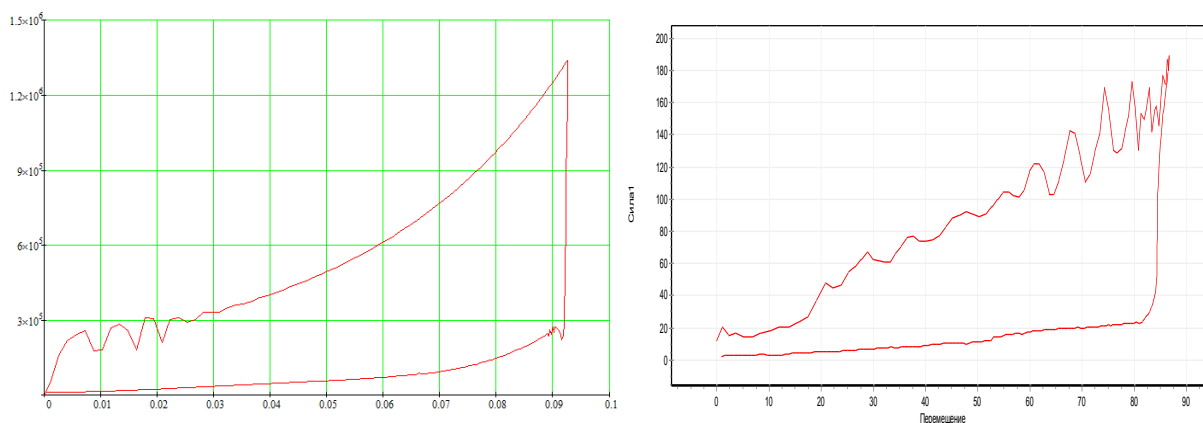


Рис. 2. Расчетная и экспериментальная силовые характеристики

В целом, результаты расчета неплохо соотносятся с результатами эксперимента по максимальному ходу и максимальной силе. Данный факт свидетельствует о возможности использования программного комплекса «Универсальный механизм» при проектировании поглощающих аппаратов автосцепки.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жиров, П.Д. Оценка влияния эксплуатационных факторов на эффективность работы поглощающих аппаратов автосцепки: дис... канд. техн. наук / П.Д. Жиров. – Брянск: БГТУ, 2008.
2. Документация программного комплекса «Универсальный механизм».

*Материал поступил в редколлегия 04.03.16.*



ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Керенцев Д.Е.**

АО «Выксунский металлургический завод»  
607060, Нижегородская обл., г. Выкса, ул. Бр. Баташевых, 45  
Тел.: (83177) 95463, факс: (83177) 90573, kerencev\_de@vsw.ru

## **РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ОСТАТОЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЦЕЛЬНОКАТАНЫХ КОЛЁСАХ**

**Ключевые слова:** остаточные напряжения, сопротивление усталости, термическая обработка, цельнокатаное колесо.

Практическое использование действующих отечественных и зарубежных норм, регламентирующих методики расчёта на прочность цельнокатанных железнодорожных колёс, позволяет выявить ряд проблем, связанных с определением достоверных мест возникновения усталостных трещин и соответствующего минимального значения коэффициента запаса сопротивления усталости [1, 2]. К основной проблеме необходимо отнести отсутствие учёта остаточных технологических напряжений, уровень которых сопоставим или превышает вклад напряжений от действия внешних механических нагрузок, возникающих при взаимодействии колеса с рельсом. В свою очередь сложность расчётной оценки остаточного напряжённого состояния цельнокатаного колеса, обусловленного влиянием термической обработки и последующих операций механической обработки, заключается в достоверном описании граничных условий для совместного решения тепловой задачи и задачи механики деформируемого твердого тела.

Упрочняющая термическая обработка цельнокатанных колёс в условиях АО «ВМЗ» состоит в проведении последовательных операций нагрева, прерывистой закалки обода, отпуска, замедленного охлаждения и является одним из важнейших этапов всей технологической цепочки производства. С её помощью достигаются необходимые для безопасной эксплуатации показатели механических свойств колёс и системы внутренних остаточных напряжений. В зависимости от технологии производства после термической обработки проводится финишная механическая обработка различных элементов колеса, которая изменяет уровень остаточных напряжений. Наибольшее влияние на перераспределение этих напряжений оказывают последующие многократные обточки обода при ремонте в процессе эксплуатации.

Для математического моделирования процесса закалки можно выделить два основных типа охлаждаемых поверхностей – поверхности обода

колеса, подвергаемые принудительному охлаждению водой (спрейерное охлаждение), поверхности ступицы и диска, на которых осуществляется теплообмен с окружающей воздушной средой.

Наибольшая трудность в определении граничных условий связана с моделированием процессов теплоотвода охлаждающей жидкостью и определением значений коэффициента теплоотдачи на поверхностях обода. При струйном охлаждении нагретой поверхности часть воды испаряется. Этот процесс в основном и определяет отвод тепла. Обычно при моделировании термообработки колёс коэффициенты теплоотдачи для боковых поверхностей обода колеса и поверхности катания принимают одинаковыми и постоянными [3,4] в довольно широком интервале значений  $1,7 \div 3$  кВт/м<sup>2</sup>/К. Такой подход требует анализа применимости используемых коэффициентов теплоотдачи путём оценки сходимости результатов расчёта с экспериментальными данными. Для решения этой задачи в условиях АО «ВМЗ» проведена тепловизионная съёмка процесса закалки колёс, позволившая подобрать функционально зависящий от времени коэффициент теплоотдачи, тем самым значительно улучшив сходимость решения тепловой задачи (рис. 1).

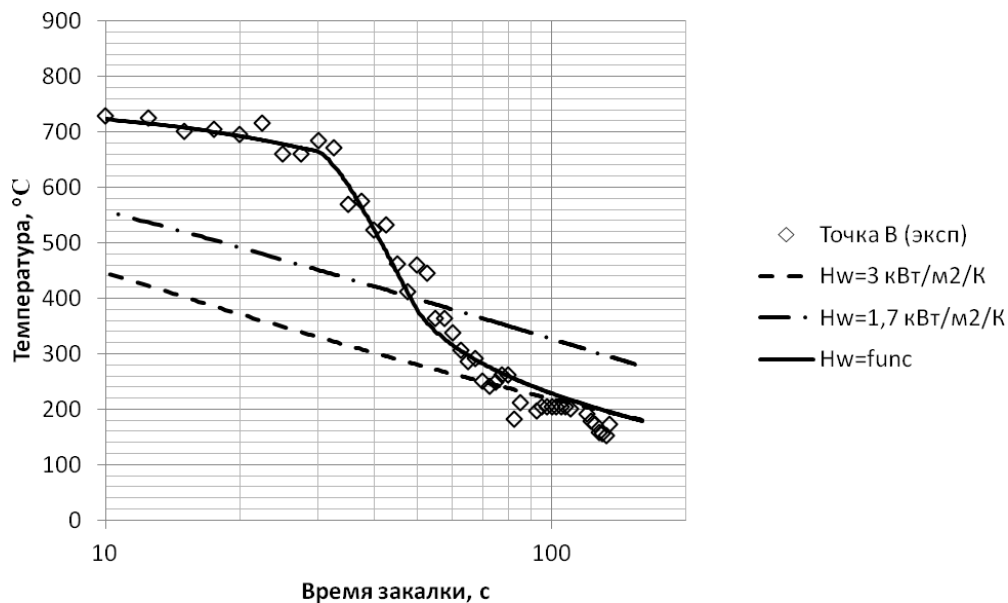


Рис. 1. Сходимость расчёта температуры на поверхности катания колеса при закалке в зависимости от коэффициента теплоотдачи

Прикладным использованием разработанной методики расчёта температуры колеса в процессе термообработки, помимо определения напряжённо-деформированного состояния, является возможность прогнозирования распределения структуры и механических свойств по сечению колеса, что позволяет значительно сократить материально-временные затраты при отработке технологии производства.

Для определения остаточного напряжённо-деформированного состояния колёс проведены экспериментальные работы по определению кривых сопротивления деформации для колёсных сталей марки 2 и ER7 при повышенных температурах. На базе сравнения с результатами замеров внутренних остаточных напряжений в ободе колеса и поверхностных напряжений обосновано использование совместного решения нестационарной задачи тепло-прочность в нелинейной постановке методом конечных элементов, реализованного в среде программного комплекса ANSYS. Показана необходимость учёта ползучести (релаксации напряжений) при моделировании операции отпуска. Расчёт перераспределения напряжений после механической обработки обода колеса до состояния предельного износа реализован с использованием специальной функции программного обеспечения, позволяющей модифицировать матрицу жёсткости конечноэлементной системы.

По результатам исследований разработан комплексный расчётно-экспериментальный метод оценки остаточных технологических напряжений в зависимости от выбора режимов термической обработки, конструктивных особенностей, используемой марки стали и технологии механической обработки. Методика расчёта апробирована при определении запасов сопротивления усталости и напряжённо-деформированного состояния колёс при длительных торможениях [2,5].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Керенцев, Д.Е. Обзор методик расчёта прочности конструкций цельнокатаных железнодорожных колёс и возможных путей их дальнейшего развития / Д. Е. Керенцев // Вестник ВНИКТИ. – 2013. – Вып. 95. – С. 104-120.
2. Керенцев, Д.Е. Влияние остаточных технологических напряжений и тепловых эксплуатационных нагрузок на прочность железнодорожных колёс / Д.Е. Керенцев, Ю.К. Пономарёв // Вестник СГАУ. – 2015. – № 3-2 (14). – С. 336-343.
3. AAR standard S-669. Analytic Evaluation of Locomotive Wheel Designs: 2011. – 17 p.
4. Мартянова, И.А. Совершенствование методов контроля тепловых процессов и напряженного состояния при изготовлении цельнокатаных колёс на основе сочетания инструментальных методов и компьютерного моделирования: дис. на соискание уч. степени канд. тех. наук / И.А. Мартянова. – М.: МИИТ, 2003. – 144 с.
5. Керенцев, Д.Е. Исследование термомеханических свойств европейских конструкций цельнокатаных колёс грузовых вагонов / Г.М. Волохов, Д.Е. Керенцев // Вестник ВЭЛНИИ. – 2015. – №1 (69). – С. 134-144.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Ковалев Р.В.<sup>1</sup>, Сакало А.В.<sup>1</sup>, Языков В.Н.<sup>1</sup>, Шамдани А.<sup>2</sup>, Боуи Р.<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, г. Брянск, ул. Харьковская, 10Б  
(4832) 568637, um@umlab.ru

<sup>2</sup>Институт железнодорожных технологий  
Университет Монаша  
P.O. Box 31, Университет Монаша, Клейтон Кампус, Виктория 3800, Австралия

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ ДИНАМИКИ ТЯЖЕЛОВЕСНОГО ПОЕЗДА ПРИ РАЗГРУЗКЕ С ПОМОЩЬЮ ВАГОНООПРОКИДЫВАТЕЛЯ**

**Ключевые слова:** разгрузка полувагонов, навалочный груз, позиционер, поглощающий аппарат.

Для механизированной разгрузки вагонов с насыпными и навалочными грузами на грузовых железнодорожных станциях, на подъездных путях крупных промышленных предприятий, в портовых пунктах перевалки грузов используются специальные устройства – вагоноопрокидыватели [1]. На рис. 1 показан пункт разгрузки грузового состава, оборудованный стационарным роторным вагоноопрокидывателем и позиционером – устройством для перемещения вагонов.

Целью настоящей работы является создание верифицированной компьютерной модели поезда и позиционера для моделирования процесса разгрузки и исследование влияния различных факторов на силы в межвагонных соединениях.

Компьютерная модель была разработана в программном комплексе «Универсальный механизм» (ПК УМ, [www.universalmechanism.com](http://www.universalmechanism.com)), предназначенном для моделирования динамики механических систем. ПК УМ включает в себя специализированный модуль моделирования продольной динамики поезда, оснащенный рядом специфических инструментов, что делает его удобным инструментом для достижения поставленных в работе целей.

Исследования были проведены совместно лабораторией вычислительной механики БГТУ и Институтом железнодорожных технологий (Institute of Railway Technology (IRT), Мельбурн, Австралия) для компании ВНР Billiton (ВНРВ, Австралия).

При построении расчётной схемы для моделирования продольной динамики поезда вагоны обычно рассматривают как точечные массы с одной

продольной степенью свободы, соединённые между собой силовыми элементами, моделирующими поглощающие аппараты [2-5].

Вертикальной и поперечной динамикой обычно пренебрегают. Это позволяет существенно сократить число степеней свободы и, соответственно, время, необходимое для компьютерного моделирования. Далее к каждому экипажу прикладываются тяговые и тормозные силы, а также силы общего сопротивления движению, дополнительного сопротивления в кривой и силы тяжести на пути с уклоном. Сила общего сопротивления движению обычно рассматривается как сумма сил трения качения, трения во всех узлах экипажа и силы сопротивления воздуха. Силы сопротивления обычно рассчитываются по эмпирическим формулам, полученным в результате осреднения результатов большого числа натуральных экспериментов [4].



Рис. 1. Пункт разгрузки грузового состава, оборудованный стационарным роторным вагоноопрокидывателем и позиционером

Длинномерный тяжеловесный грузовой поезд состоит из 238 четырёхосных полувагонов, гружённых железной рудой. Вес гружёного полувагона – 143 т, пустого – 21,5 т. Расстояние между центрами межвагонных соединений – 9,334 м. Компаниями IRT и Rio Tinto были предоставлены результаты полевых измерений скоростей и сил в межвагонных соединениях для вагонов №31, №71, №181 и №231 (всего 240 вагонов). Для получения экспериментальных данных использовались измерительные вагоны производства IRT, см. рис. 3.

Проведено сравнение результатов компьютерного моделирования с результатами натуральных экспериментов. Отмечена хорошая сходимость результатов. Этого удалось добиться только после идентификации свободного хода в сцепных устройствах и характеристики поглощающих аппаратов, соответствующей данному режиму эксплуатации.

После верификации модели был проведен анализ различных факторов на уровень максимальных продольных сил. Были рассмотрены следующие факторы: характеристики поглощающих аппаратов, свободный ход в сцеп-

ных устройствах, профиль скорости лапы позиционера, использование притормаживания последними вагонами.

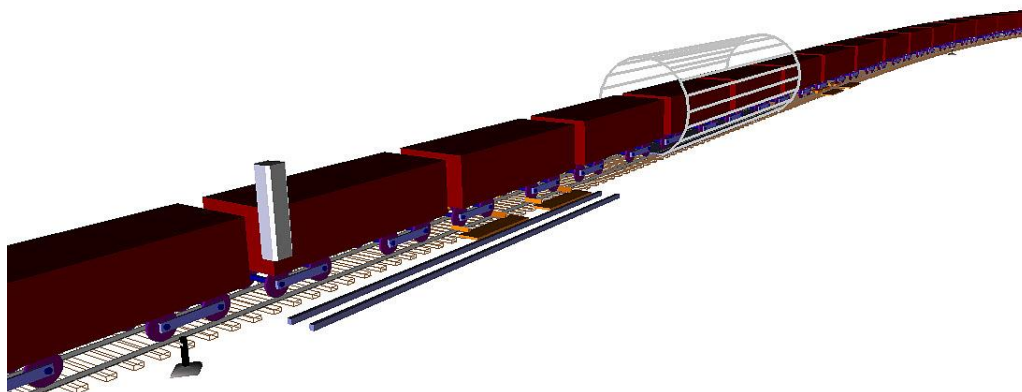


Рис. 2. Компьютерная модель длиномерного тяжеловесного поезда и вагонопрокидывателя



Рис. 3. Измерительный вагон для перевозки железной руды

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662а.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ридель, Э.И. Погрузочно-разгрузочные машины на железнодорожном транспорте / Э.И. Ридель. М.: Транспорт, 1978. – 383 с.
2. Qi, Z. Simulation of longitudinal dynamics of long freight trains in positioning operations / Zhaohui Qi, Huang Zhihao, Kong Xianchao // Vehicle System Dynamics. – 2012. – Vol. 50. – № 9. –Р. 1409-1433.
3. Spiriyagin, M. Design and Simulation of Rail Vehicles / M. Spiriyagin, C. Cole, Y. Sun etc. // CRC Press, 2014. – 337 p.
4. Iwnicki S. Handbook of railway vehicle dynamics / S. Iwnicki // CRC Press Taylor&Francis Group, 2006. – 527 p.
5. Гарг В.К. Динамика подвижного состава: [пер. с англ.] / под ред. Н.А. Панькина / В.К.Гарг, Р.В.Дуккипати. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Коссов В.С., Волохов Г.М., Овечников М.Н., Тимаков М.В.**

ОАО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (ОАО «ВНИКТИ»),  
140402, г. Коломна, ул. Октябрьской рев., 410  
тел: +7 (496) 618-82-18 доб. 15-77, vnikti\_kp@list.ru

## **РАСЧЕТ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО КОЛЕСА ПРИ ТЕПЛОВОМ ВОЗДЕЙСТВИИ**

**Ключевые слова:** ж.-д. колесо, тепловой расчет, программные комплексы, распределения температур, напряжений.

### **Введение**

Показан пример расчета колеса от теплового воздействия при экстренном торможении колодочным тормозом. Расчет проводился с использованием программных комплексов MSC: Marc, Mentat, Patran.

Расчеты дополнены оценкой остаточных напряжений, формирующихся при изготовлении колеса в процессе его остывания и от закалки по поверхности катания. Исследуется значимость этого фактора – полученные напряжения передаются на начальный шаг расчета при торможении.

Материал представлен в следующей форме:

### **1. Расчет полей температур и напряжений в ходовом колесе при экстренном торможении.**

Такие расчеты рекомендованы для оценки максимальных температур и их сравнения с критическими значениями – когда начинаются фазовые переходы в состоянии металла, что может приводить к формированию хрупких зон с преобладанием мартенсита. Одновременно производится оценка распределения уровней остаточных напряжений, соответствующих тепловому процессу от торможения. Решается связанная задача – на каждом шаге приводятся в соответствие параметры теплового расчета и расчета напряжений.

На рис. 1 показана детализация расчета данного этапа – импульсы теплового воздействия от колодки (а) и зона подведения потока тепла (б), распределение температур (в) и окружных напряжений после троекратного импульса без учета (г) и с учетом (д) остаточных напряжений от процесса изготовления (закалка), сопоставление экспериментальных и расчетных данных (е). Отвод тепла происходит по всей поверхности колеса. Параметры материала: модуль упругости  $E$ , предел текучести  $\sigma_m$ , коэффициент теплопроводности  $k$ , теплоемкость  $c$  и пр. задаются табличными зависимостями от температуры.

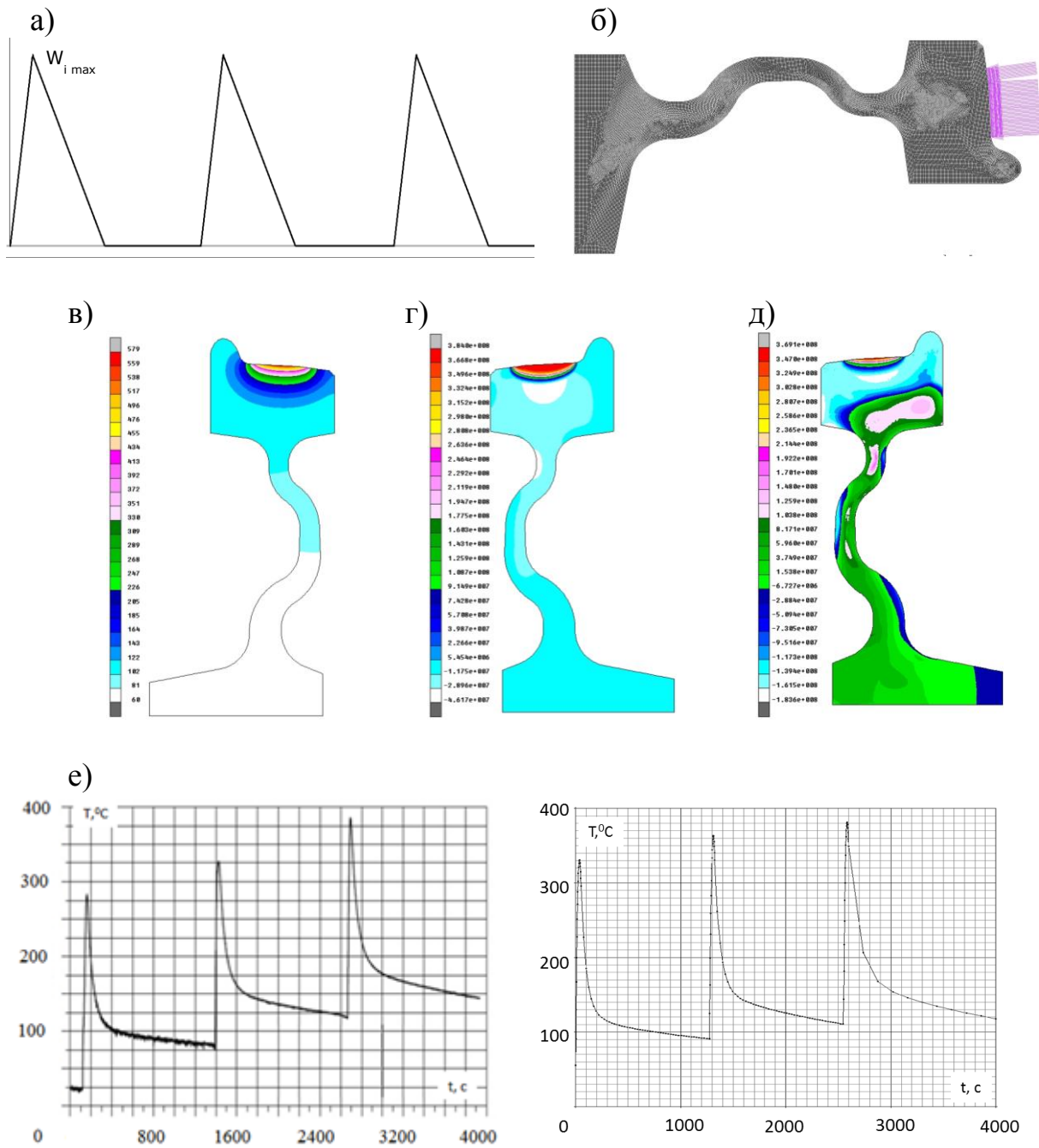


Рис. 1. Схематизация подвода тепла при моделировании колодочного торможения:

- а) мощность – время (от взаимодействия с тормозной колодкой);
- б) зона подвода потока тепла;
- в) контурные распределения температур;
- г) контурные распределения остаточных окружных напряжений после трех торможений;
- д) напряжения (г), наложенные на соответствующие остаточные напряжения от закалки;
- е) сравнение температур в контрольной точке на ободе полученных расчетом (слева) и замеренных датчиком (справа).



Процесс теплового воздействия задается в форме табличной зависимости от времени потоков тепла, его отвода через поверхности. Доклад подразумевает обсуждение качественных сторон проблемы – этим объясняется отсутствие конкретных значений параметров, они лишь усложнили бы рисунки и их понимание.

## **2. Оценка распределения и уровня остаточных напряжений, обусловленных процессом изготовления колеса.**

На основе анализа литературы [1-4] подобраны и реализованы в среде MSC.Marc алгоритмы по оценке остаточных напряжений, формирующихся при изготовлении колеса – при его остывании и от закалки по поверхности катания. Подход к оценке остаточных напряжений, расчетная схема, аналогичны п. 1.

## **3. Расчет колеса при торможении с учетом остаточных напряжений от процесса его изготовления.**

Расчет тепловых полей и соответствующих напряжений от торможения производится с учетом остаточных напряжений, обусловленных процессом изготовления. Эти напряжения передаются на нулевой шаг задачи расчета торможения. Решается связанная задача. Производится оценка значимости отмеченных факторов. На рис. 1д приводятся посчитанные таким образом остаточные напряжения, наложенные на остаточные напряжения от колодочного торможения.

## **Заключение**

В данной работе обозначены лишь некоторые проблемы и особенности применения указанных алгоритмов для оценки годности ходовых колес железнодорожного подвижного состава. Учитывая актуальность проблемы, работы по данной тематике планируется продолжить.

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Gordon, J. Estimation of residual stresses in railroad commuter car wheels following manufacture / J.Gordon, A.B. Perlman // IME Congress in Anaheim, CA, November. – 1998. ASME RTD Vol. 15, E. J. Wolf, editor.
2. Gordon, J. Evaluation of service-induced residual stresses in railroad commuter car wheels / J.Gordon, A.B. Perlman // IME Congress in Anaheim, CA, November. – 1998. ASME RTD Vol. 15, E. J. Wolf, editor.
3. Gordon, J. “Estimation of residual stresses in railroad commuter car wheels following manufacture” / J.Gordon, A.B. Perlman, // U. S. Department of Transportation, Federal Railroad Administration, Research and special programs administration John A. Volpe National Transportation systems Center Cambridge, MA 02142-1093, Final Report, June 2003.
4. Wang, K. Investigation of heat treating of railroad wheels and its effect on braking using finite element analysis / K. Wang, R. Pilon. – Internet.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Кузьмицкий Я.О.<sup>1</sup>, Шевченко Д.В.<sup>2</sup>**

ООО ВНИЦТТ  
Санкт-Петербург, 23 линия В.о., д.2, 199106  
<sup>1</sup>8-921-422-5378, yaroslav-kuzm-1990@ya.ru  
<sup>2</sup>8-921-773-9703, denis.v.shevchenko@gmail.com

## **УДАРНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ ВЫЩЕРБИН НА ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ КОЛЕСА**

**Ключевые слова:** выщербина, неисправности обода, железнодорожное колесо, МКЭ.

### **Введение**

Одним из наиболее нагруженных элементов ходовой части подвижного состава является колесная пара. Высокая ответственность при разработке этого узла связана с тем, что при повреждении или даже поломке колесной пары у железнодорожного состава нет никакого резерва, чтобы хотя бы временно взять несущую функцию колеса на себя.

Наиболее часто встречающейся причиной преждевременного выхода из эксплуатации колес вагона являются неисправности обода, связанные с его повреждением. Выделяют три вида повреждений, отличающиеся происхождением: выщербины (выкрашивание металла с поверхности катания колеса), тормозные дефекты (навары, ползуны и т.п.) и износные дефекты (прокат, трещина, тонкий гребень, остроконечный накат и т.п.).

При достижении размером дефекта критического значения, необходимо либо обтачивать, либо заменять колесную пару [1]. Согласно статистике по обточке колесных пар, максимальный процент составляют обточки из-за выщербин, причем наблюдается его рост с 31,3% в 2000 году до 39,8% в 2011 году.

### **Основной раздел**

Выщербиной называется выкрашивание кусочков металла на поверхности катания колеса вследствие сильных ударных воздействий на колесо при движении поезда, а также из-за наличия дефектов.

По причинам возникновения выщербины принято делить на три типа:

- возникающие за счет трения тормозной колодки о колесо в процессе торможения;
- возникающие за счет трения колеса о рельс в процессе торможения;
- возникающие за счет высоких, часто повторяющихся механических нагрузок в области контакта колеса с рельсом.

Основной причиной образования выщербин первого типа является то, что до 97 % тепла, которое выделяется при трении колодки о колесо, рассеивается самим колесом. Такое сочетание одновременного воздействия циклически меняющихся температуры и нагрузки может привести к трещинообразованию на поверхности катания [2].

Второй тип выщербин появляется за счет сколов металла на поверхности катания в местах с повышенной твердостью и хрупкостью. Такие области образуются вследствие структурных превращений, сопровождающих проскальзывание колеса по рельсу [3].

Выщербины третьего типа образуются за счет воздействия высоких, повторяющихся нагрузок в области контакта с рельсом (например, различных ударных воздействий), за счет которых возникают усталостные трещины, рост которых впоследствии и приводит к образованию выщербин.

Работа посвящена исследованию процессов образования выщербин третьего типа, а именно процессу перекатывания через стык рельсов железнодорожного колеса. Повышенные напряжений в контактной зоне за счет радиального удара о край рельса, сопровождающие этот периодический процесс, могут являться причиной образования выщербин.

Геометрическая модель системы колесо-рельс приведена на рис. 1. В силу симметрии рассматривалась половина модели колесной пары.

Для составления расчетной схемы, задания граничных и начальных условий глобальной системой координат принимается декартова система: ось  $Ox$  вдоль рельса, ось  $Oy$  – поперек рельса, ось  $Oz$  – вертикально вверх.

Использовались следующие граничные условия: полный запрет перемещения подошвы рельса, запрет перемещения вдоль оси  $Ox$  на торцах рельсов и условие симметрии: запрет перемещения вдоль оси  $Oy$  на поверхности симметрии оси колесной пары. В зоне примыкания адаптера подшипника (внешняя сторона оси колесной пары) приложена сила, равная 122,6 кН в направлении противоположном оси  $Oz$  (соответствует одной восьмой части веса груженого вагона с общей массой 100 т).

Материал колеса (сталь 2) по ГОСТ 10791-2011 обладает следующими механическими свойствами:  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\nu = 0,3$ ,  $\sigma_T \approx 700$  МПа,  $\sigma_B \approx 1000$  МПа [4], а материал рельса (сталь 76ХФ) по ГОСТ Р 51685-2013:  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\nu = 0,3$ ,  $\sigma_T \approx 800$  МПа,  $\sigma_B \approx 1180$  МПа [5].

Конечноэлементная модель состоит из 201 584 элементов (квадратичных гексаэдральные и квадратичных тетраэдральные), имеющих 545 461 узлов и 1 636 383 степеней свободы.

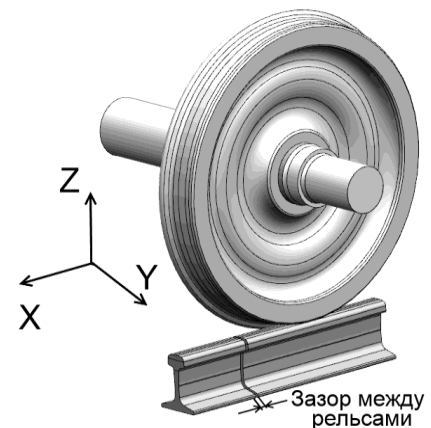


Рис. 1 Геометрическая модель системы колесо-рельс

В качестве критерия оценки напряженного состояния системы колесо-рельс принимался критерий эквивалентных напряжений Губера-Мизеса, так как он наиболее точно отражает нагруженность для сталей.

Зависимость максимальных напряжений в ободу колеса при движении по прямому участку пути и в момент прохождения стыка рельсов с зазором 10 мм приведена на рис. 2.

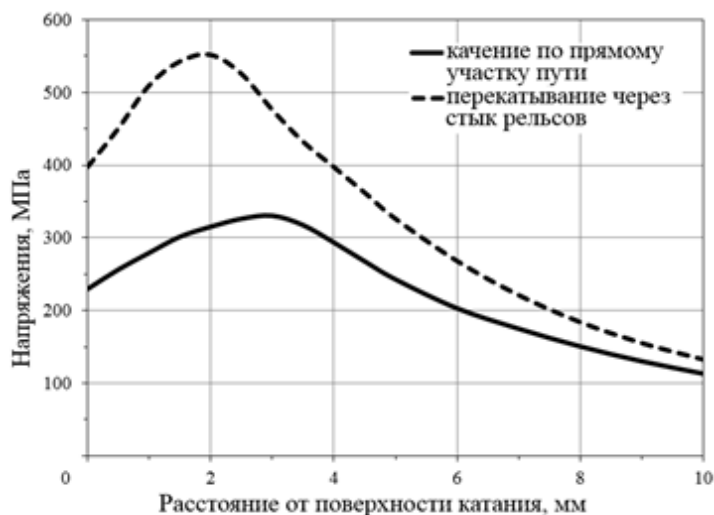


Рис. 2. Зависимость максимальных напряжений в контакте от зазора

### Заключение

В работе было исследовано напряженно-деформированное состояние системы колесо-рельс при перекатывании колеса через стык рельсов. Проведенные численные исследования показали, что радиальный удар поверхности колеса о рельс в процессе перекатывания действительно сопровождается значительным повышением напряжений в контактной зоне. При зазоре между рельсами 10 мм напряжения в ободу колеса увеличились более чем в полтора раза: с 330 МПа до 550 МПа.

Из полученных результатов можно сделать вывод, что в случае увеличенного зазора между рельсами или присутствия какие-либо структурных дефектов металла на поверхности катания, одной из причин образования выщербин действительно может являться процесс перекатывания колеса через стык рельсов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов, И.А. Ресурс и ремонтпригодность колесных пар подвижного состава железных дорог: монография / И.А. Иванов – М.: ИНФРА-М, 2011. – 264 с.
2. Бабаченко, А.И. Исследование стойкости к образованию выщербин на поверхности катания железнодорожных колес различных уровней прочности // Сборник научных трудов «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии». – Днепропетровск, 2010. – №21. – С. 194-202.
3. Михайлов, Е.В. Пути снижения износа гребней колес рельсовых экипажей / Е.В. Михайлов // Вестник ВНУ им. В. Даля. – 2012. – №5. – С. 61-67.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Мартынов И.Э., Труфанова А.В., Шовкун В.А., Калмыков А.С.**

Украинский государственный университет железнодорожного транспорта  
Украина, г. Харьков, пл. Фейербаха 7  
+380577301035, vadim\_shovkun@mail.ru

## **ПОСТРОЕНИЕ ПРОСТРАНСТВА КАЧЕСТВА БУКСОВОГО УЗЛА ГРУЗОВОГО ВАГОНА**

**Ключевые слова:** буксовый узел, кассетный подшипник, надежность.

Железнодорожный транспорт является одним из самых надежных способов перемещения грузов и пассажиров. Достигается это большим комплексом мероприятий, обеспечивающих безопасность движения. Значительную роль тут занимает надежный и технически исправный подвижной состав. Вагон, как единица подвижного состава, состоит из большого количества узлов, от работоспособности которых зависит надежность вагона в целом. Важнейшим элементом ходовых частей вагона является буксовый узел. Следовательно, повышение показателей их надежности является актуальным и важным вопросом. В то же время многолетний опыт эксплуатации буксовых узлов свидетельствует о том, что теоретические расчеты не всегда подтверждаются результатами эксплуатации. Методы оценки надежности буксовых узлов не совершенны и не полностью учитывают природу действия всех сил, они базируются на достаточно простых положениях, что в эпоху современного развития вычислительной техники требует работы над их усовершенствованием.

Одним из этапов процедуры оценки работоспособности буксового узла является определение пространства качества для наиболее ответственных его элементов.

С целью определить границы пространства качества построены пространственные конечноэлементные модели буксового подшипникового узла с цилиндрическим и коническим кассетным подшипником (рис. 1). Модели способны воспринимать вертикальные и горизонтальные нагрузки, действующие на буксовый узел. 3D-модель включает корпус буксы адаптер (в случае с коническим подшипником), подшипник и часть оси колесной пары.

Модель преобразовывалась в конечноэлементную. Размер сетки конечных элементов в зоне контакта ролика и дорожек колец устанавливался посредством графоаналитического метода и уточнялся до размера 0,02 мм, такая особенность конечноэлементной сетки позволила с большей точностью вычислять контактные напряжения в зоне контакта и определить характер распределения напряжений вдоль образующей роликов.

Так как наличие сепаратора не влияет на распределение нагрузок на роликах и кольцах, вместо него для удержания роликов на определенном расстоянии друг от друга были введены специальные связи, работающие на растяжение и сжатие.

В результате при решении определены максимальные напряжения, возникающие вдоль образующей ролика в результате совместного действия осевой и радиальной нагрузки. Установлено, что наибольшие напряжения возникают в местах перехода от образующих к торцу ролика. Это позволило определить границу пространства качества для элементов буксового узла.

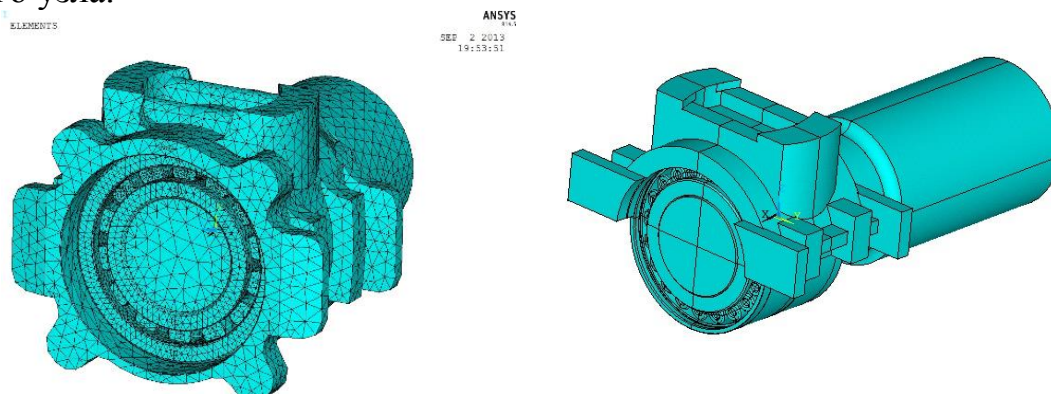


Рис.1. Модели буксового узла с коническим и цилиндрическим подшипниками

Следующим этапом оценки надежности буксового узла будет исследование случайных процессов радиальных и осевых сил, которые воздействуют на буксовый узел в эксплуатации. Величины радиальных и осевых нагрузок получены в процессе ходовых испытаний, а также при моделировании движения вагона с использованием программного комплекса «Универсальный механизм».

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Перель, Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник. / Л.Я. Перель.: – М, 1983. – 543 с., ил.
2. Басов, К.А. ANSYS: справочник пользователя / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2011. – 640 с.
3. Мартинов, І.Е. Дослідження напруженого стану конічних ролик-копідшипників / І.Е. Мартинов // Укр-ДАЗТ. Зб. наук. праць. – Харків, 2007. – Вип. 81. – С. 83-86.
4. Морчиладзе, І.Г. Совершенствование и модернизация буксовых узлов грузовых вагонов / І.Г. Морчиладзе, А.М. Соколов // Железные дороги мира, 2006. – №10. – С. 59-64.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Мустафаев Ю.К.**

Самарский государственный университет путей сообщения (СамГУПС)  
443066, Россия, г. Самара, ул. Свободы, 2 В  
(846) 262-41-12, факс (846) 262-30-76, secretar@samgups.ru

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОЛЁСНОЙ ПАРЫ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ В БУКСОВЫХ УЗЛАХ**

**Ключевые слова:** колёсная пара, кинетический момент, собственная частота, гироскопические свойства ротора, дифференциальные уравнения малых колебаний.

Анализ статистики отказов говорит о том, что в последние годы на железных дорогах Российской Федерации наблюдается рост числа изломов боковой рамы тележки грузового вагона [1]. Там же приведены результаты экспериментальной оценки возникающих при движении силовых воздействий на боковую раму тележки, а также отмечено существенное отклонение от результатов, полученных в процессе моделирования динамики тележки. В работе [2] отмечена необходимость уточненной оценки величины расчётных нагружающих сил, приложенных к боковой раме тележки, приведена модель и методика уточненного расчета силовых воздействий. Все вышесказанное свидетельствует о недостаточной изученности вопроса динамики тележки грузового вагона. В стратегии развития ОАО РЖД также отмечается необходимость создания имитационных моделей транспортных систем.

Работа посвящена исследованию влияния гироскопических эффектов, обусловленных вращением колесной пары (КП) вокруг своей оси при движении экипажа, на динамические реакции в буксовых узлах. В [3] приведена модель пространственного движения колесной пары как ротора в анизотропных (неравноупругих) опорах. Там же представлены дифференциальные уравнения малых колебаний ротора с учётом ряда допущений. По мнению автора, особый интерес представляет оценка вклада гироскопических свойств вращающейся колёсной пары на динамические реакции подшипниковых узлов. В частности, необходима такая оценка в резонансных режимах, т.е. в том случае, если частота вынуждающей силы, являющейся, к примеру, следствием дисбаланса одного из колёс, совпадает с одной из собственных частотой угловых колебаний. Оценка собственных частот в функции от частоты вращения приведена в [4].

В работе для анализа в программном комплексе «Универсальный механизм» (УМ) была смоделирована рассматриваемая механическая систе-

ма. Твёрдотельная 3D модель колёсной пары была импортирована в систему УМ, связана с основанием посредством упругих связей с различной жесткостью в горизонтальном и вертикальном направлении. В качестве начальных условий задавалась частота вращения КП. Были исследованы реакции в буксовых узлах при наличии и отсутствии собственного вращения, а также при угловых скоростях, соответствующих резонансной и близкой к ним частотам. По результатам моделирования сделан вывод о том, что теоретическая модель пространственных движений колёсной пары с достаточной степенью точности позволяет оценить величины динамических реакций в буксовых узлах, обусловленные гироскопическими свойствами вращающихся КП. Кроме того, определены согласно [4] резонансные частоты соответствуют таковым при моделировании. Смоделировано влияние дополнительной массы буксового узла и оценено влияние этой массы в снижении динамической реакции в условиях резонанса в сравнении с теоретическими изысканиями.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Савчук, В.Б. Радиус излома на Совете главных конструкторов / В.Б. Савчук, Г.М. Зобов // Техника железных дорог. – 2013. – № 2 (22). – С. 32-36.
2. Пранов, В. А. Повышение усталостной долговечности боковой рамы тележки грузового вагона: дис... канд. техн. наук: 05.22.07 / В. А. Пранов. – Екатеринбург: 2012. – 115 с.
3. Мустафаев, Ю.К. Динамика тележки грузового вагона с учётом гироскопических свойств колёсной пары / Ю.К. Мустафаев, Л. В. Кудюров, А.А. Свечников // Вестник транспорта Поволжья, №6 (48). – Самара, 2014. – С. 23-30.
4. Мустафаев, Ю.К. Влияние гироскопических свойств колёсной пары на изменение частоты собственных колебаний / Ю.К. Мустафаев // Вестник транспорта Поволжья, №5(53). – Самара, 2015. – С. 47-53.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*



ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Ольшевский А.А., Иншакова С.В.**

Брянский государственный технический университет, каф. "Механика и ДПМ"  
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7  
тел: +7 910 3393973, факс: (4832) 560810, aaolshevsky@mail.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ МАНЕВРОВЫХ СОУДАРЕНИЙ ВАГОНОВ**

**Ключевые слова:** вагон, маневровые соударения, поглощающий аппарат, груз, метод конечных элементов

### **Введение**

Маневровые соударения являются наиболее опасным режимом при эксплуатации вагонов. Они вызывают наибольшее количество поврежденных несущей конструкции и груза, и поэтому оценка напряженного состояния несущей конструкции вагона и элементов крепления груза является актуальной задачей, как для проектирования самого вагона, так и для оценки эффективности поглощающих аппаратов на этапе их проектирования.

### **Моделирование соударений больших сцепов**

При моделировании маневровых соударений в большинстве случаев вагон с грузом рассматривают как двухмассовую систему (реже как многомассовую) [1] и получают значение сил на автосцепке. Для расчета напряжений решают отдельную задачу, в которой кузов представляют в виде конечноэлементной модели, к которой прикладывают переменную во времени нагрузку. Это не позволяет учитывать влияние особенностей конструкции и груза на процесс соударения. Однако нормативные документы [2, 3] разрешают использовать для расчета даже более простой квазистатический подход при действии на вагон расчетного ускорения.

Обычно рассматривают соударения одиночных вагонов, однако в настоящее время количество небольших партий грузов резко сократилось, и при формировании поездов с большими партиями грузов с горок спускают сцепы, в которых может быть до 20-ти вагонов. Эффективность поглощающих аппаратов и распределение сил соударения при таких соударениях исследовано недостаточно. Мы попытались продвинуться в решении этих двух задач.

Соударение больших сцепов принципиальных проблем не вызывает, но трудоемкость таких расчетов по сравнению с соударением одиночных вагонов существенно возрастает. Одна из расчетных моделей такого соударения приведена на рис. 1, степень детализации несущей конструкции позволяет достаточно точно определять напряжения в основных несущих

элементах. Были рассмотрены соударения, при которых 2,3 4... 10 вагонов скатываются с горки на состав с таким же количеством неподвижных вагонов. Начальная скорость набегающих вагонов была принята 3 м/с. Рассматривались разные состояния набегающего сцепа (сжатый, растянутый, случайные комбинации зазоров в упряжи), фиксировались изменения сил в автосцепках во времени. Максимальные значения сил в разных автосцепках приведены в таблице 1, зависимость сил от времени для автосцепок ударяемых вагонов приведена на рис. 2.

Как видно из таблицы, максимальные значения сил при соударении сцепов мало отличаются от таковых при соударении одиночных вагонов, однако силовое воздействие на конструкции значительно отличается – явно видно несколько нагружений с практически одинаковым уровнем сил, а длительность удара увеличивается в несколько раз.

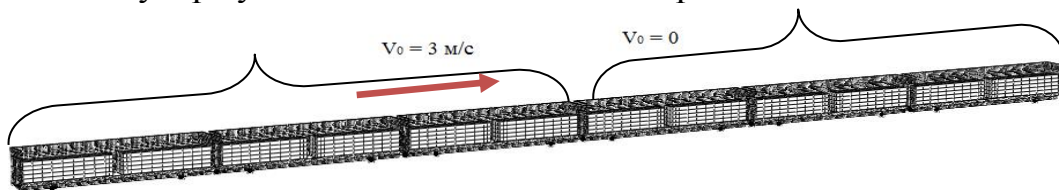


Рис. 1. Динамическая модель соударения двух сцепов по 3 вагона

Таблица 1

Распределение максимальных значений силы на автосцепках по мере удаления от автосцепки, воспринимающей начальный удар

Модель соударения	Максимальное значение силы на автосцепках в порядке удаления от средней (МН)									
	1	2	2a	3	3a	4	4a	5	5a	
3 в 3	2.92	1.75	1.73	1.09	1.09	-	-	-	-	
4 в 4	2.86	1.82	1.84	1.35	1.52	2.82	1.15	-	-	
5 в 5	2.83	1.89	1.94	1.61	1.64	1.30	1.43	1.97	0.91	

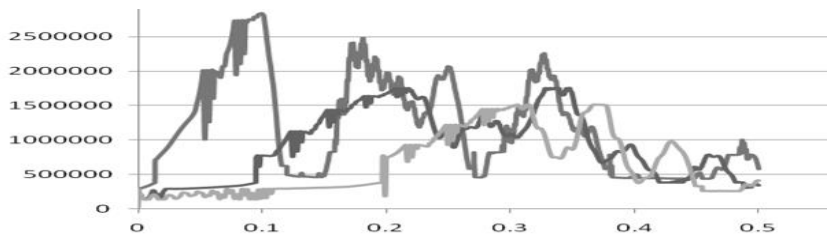


Рис. 2. Зависимость сил (Н) на автосцепках стоящих вагонов от времени при соударении двух сцепов по 4 вагона

### Учет смещения груза относительно кузова

В соответствии с [3], груз в вагоне должен быть закреплен с помощью подкладок на полу и растяжек. Смещение груза может привести к аварийной ситуации, поэтому при погрузке нестандартного штучного груза требуется расчетное обоснование схемы крепления.

Мы рассмотрели крепление на вагоне колесной или гусеничной техники – в этих видах грузов есть свое рессорное подвешивание, а также штучные грузы, которые стоят на полу вагона и крепятся к боковым стенам растяжками. Рассматривались следующие ситуации: скольжение по полу, провисание и обрыв растяжек, удар в торцевую стену. Модель платформы с "бульдозером" приведена на рис. 3.

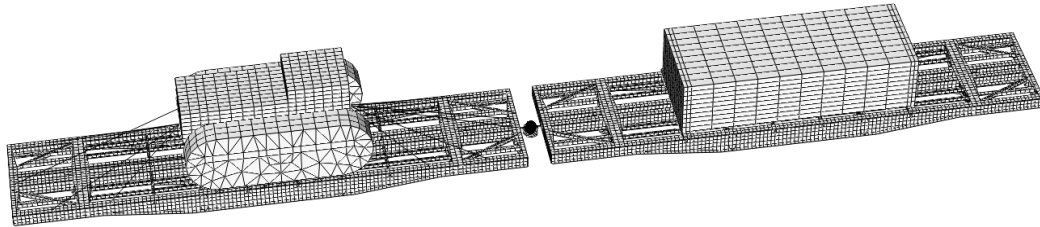


Рис. 3. Модель для расчета соударения платформы с "бульдозером"

Учет возможных движений груза оказался весьма трудоемкой задачей, поскольку любое из указанных событий приводит к изменению структуры системы и поэтому изменяется число степеней свободы, их нумерация и основные матрицы. Многократное изменение матриц за время расчета сделало неэффективным использование для решения этой задачи метода Парка, по сравнению с методом Ньюмарка.

Расчеты показали, что учет любых движений груза приводит к заметному изменению усилий на автосцепке, при этом усилия в растяжках оказываются существенно выше, чем при квазистатическом расчете.

### **Заключение**

Выполненные расчеты показали, что существует реальная возможность моделировать маневровые соударения как для больших цепов, так и для вагонов с учетом возможных смещений груза. Однако остается много нерешенных вопросов, в том числе рациональная степень демпфирования системы, более надежные модели поглощающих аппаратов, автоматизация построения расчетных моделей, расширение видов учитываемых грузов, в том числе сыпучих.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Болдырев, А.П. Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава / А.П. Болдырев, Б.Г. Кеглин. – М.: «Машиностроение - 1», 2004. – 199 с.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
3. Технические условия размещения и крепления груза в вагонах и контейнерах. ООО «Юртранс». – М., 1998.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Погорелов Д.Ю.**

Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, ул. Харьковская, 10Б  
(4832) 56-86-37, um@umlab.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ МОНОРЕЛЬСОВЫХ ПОЕЗДОВ В ПК "УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ"**

**Ключевые слова:** монорельсовый экипаж, динамика, компьютерное моделирование

### **Введение**

В 2013 году разработан новый модуль ПК «Универсальный механизм» (UM Monorail Train), предназначенный для моделирования динамики как отдельных монорельсовых экипажей, так и сцепок, содержащих любое число вагонов. Данный вид транспорта не имеет такого широкого распространения, как железнодорожный. Видимо, по этой причине в зарубежных программах, предназначенных для моделирования динамики систем тел, отсутствуют стандартные модули и инструменты для анализа динамики монорельсов.

Сравнительно быстрое создание модуля в ПК УМ основано на том, что для анализа динамики использовалась комбинация программных инструментов, созданных для моделирования динамики железнодорожных экипажей (геометрия путевой структуры) и колесных экипажей (модель взаимодействия шины с дорогой).

### **Особенности создания моделей и исследования динамики монорельсовых поездов**

Подобно рельсовым вагонам, модель монорельсового экипажа состоит из двух тележек и кузова. В ПК УМ предусмотрено нижнее и верхнее расположение тележек, рис. 1.

Типичная тележка монорельсового вагона содержит раму, ведущие, направляющие и стабилизирующие колеса [1-3], рис. 2. Как правило, колеса связаны с рамой шарнирами с одной вращательной степенью свободы. Для моделирования сил взаимодействия шин с путевой структурой используются специальные силовые элементы, разработанные для исследования динамики автомобилей.

С геометрической точки зрения, путевая структура представляет собой произвольную комбинацию кривых и прямых участков пути, а также вертикальный профиль, задаваемые с помощью инструмента, разработан-

ного для железнодорожного пути, рис. 3. Для формирования файлов неровностей применяется стандартный генератор неровностей автомобильной дороги.

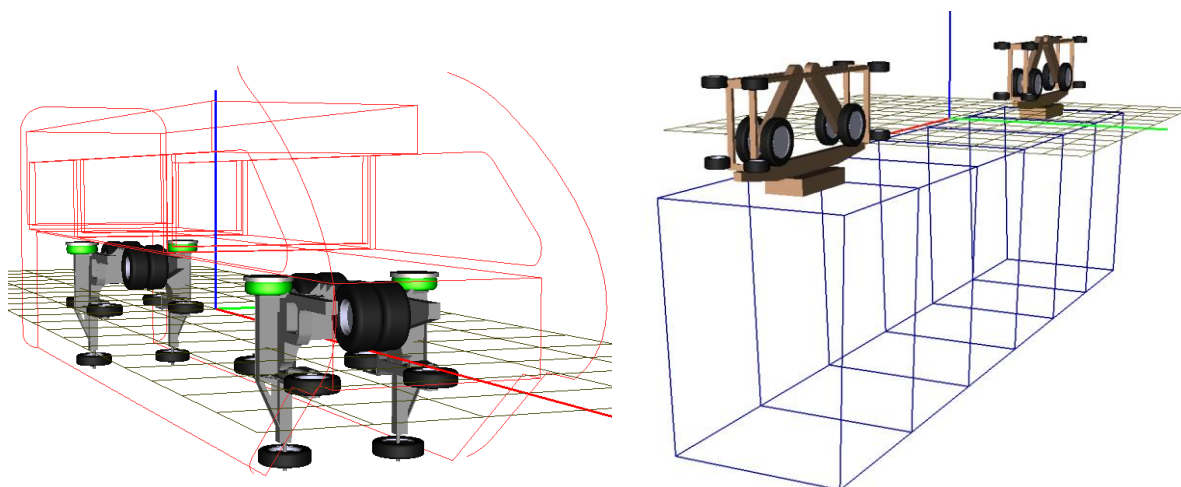


Рис. 1. Примеры моделей монорельсовых экипажей

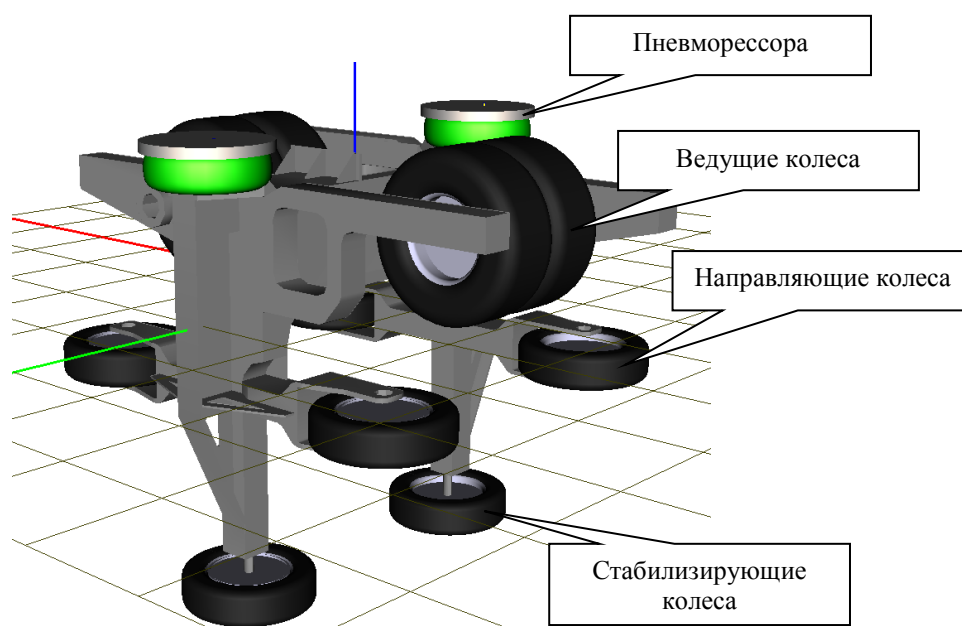


Рис. 2. Типичная тележка и ее элементы

В ближайшее время будет разработан инструмент, позволяющий учитывать динамические свойства упругой монорельсовой путевой структуры для различных видов сечений несущей части мостов, рис 4.

При моделировании динамики монорельсовых экипажей и сцепов рассчитываются стандартные кинематические и динамические характеристики движения в режимах тяги, выбега, торможения, что позволяет использовать ПК УМ на этапе разработки конструкций монорельсовых транспортных систем.

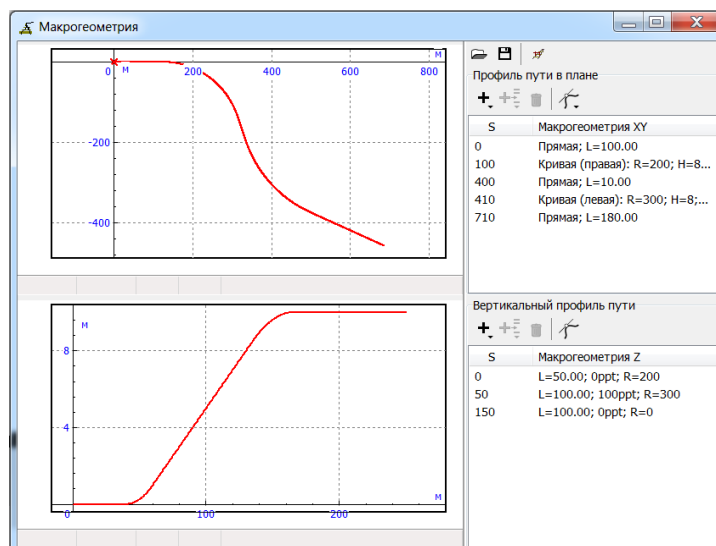


Рис. 3. Инструмент создания макрогеометрии пути

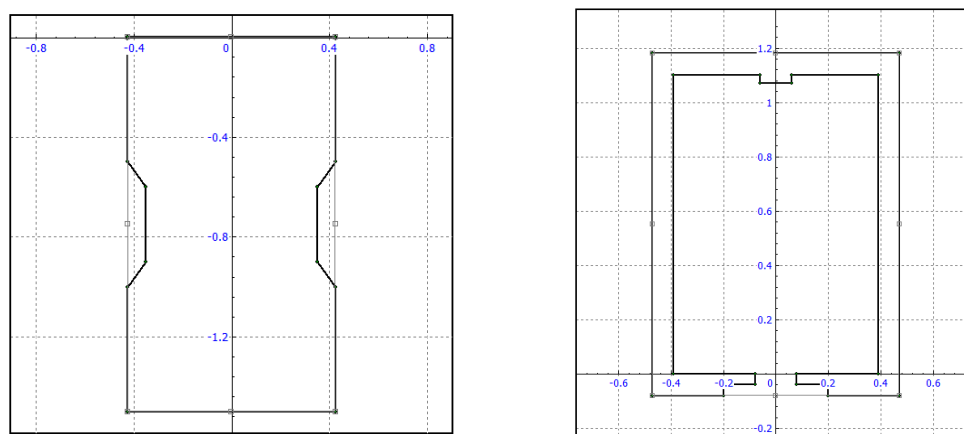


Рис. 4. Сечения путевой структуры монорельса

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662а.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Goda, K. A curving simulation for a monorail car / K. Goda, T. Nishigaito, M. Hiraishi, K. Iwasaki // Proceedings of the 2000 ASME/IEEE joint railroad conference, 2000. – P. 171–177.
2. Kuwabara, T. New Solution for urban traffic: small-type monorail system / T. Kuwabara, M. Hiraishi, K. Goda, S. Okamoto, A. Ito, Y. Sugita // Proceedings of the 10th International Conference on Automated People Movers. – P. 149-153.
3. Lee, C.H. Dynamic response analysis of monorail bridges under moving trains and riding comfort of trains / C.H. Lee, C.W. Kim, K.M. Kawatani, N. Nishimura, T. Kamizono // Engineering Structures. – 2005. – V.27. – Nr.14. – P. 1999-2013.

Материал поступил в редколлегию 04.03.16.

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Погорелов Д.Ю., Ковалев Р.В.**

Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, ул. Харьковская, 10Б  
(4832) 568637, um@umlab.ru

## **НОВЫЕ ИНСТРУМЕНТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖЕЙ В ПК "УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ"**

**Ключевые слова:** динамика ж/д экипажей, инструменты моделирования и анализа

### **Введение**

Рассмотрены некоторые инструменты создания моделей и анализа динамики рельсовых экипажей, разработанные в последние годы: моделирование железнодорожного колесного стенда; новые средства линейного анализа механической системы, в том числе построения амплитудно-частотных характеристик; средства анимационного представления движения и так далее.

### **1. Моделирование динамического роликового стенда**

Новый инструмент позволяет моделировать динамику отдельно колесной пары, тележки или рельсового экипажа в ситуации, когда каждая колесная пара приводится во вращение парой роликов, рис. 1.

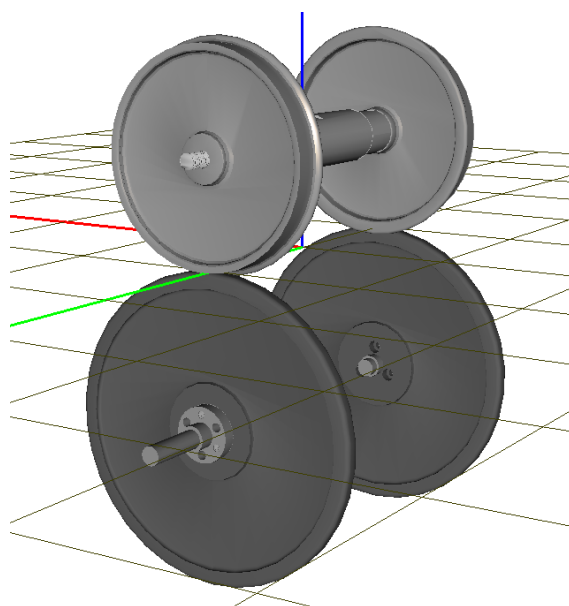


Рис. 1. Пример модели стенда

## 2. Новый инструмент линейного анализа систем тел

Доработан инструмент анализа линеаризованных уравнений движения системы тел. Значительно ускорен процесс расчета собственных векторов для систем с большим числом степеней свободы с использованием метода обратных итераций. Добавлен расчет приближенных собственных значений и собственных векторов с использованием части главных координат: для уменьшения размерности матриц используется часть собственных форм колебаний консервативной системы. Добавлены средства исследования вынужденных колебаний при гармонических силовых или кинематических возмущениях: построение амплитудно-частотных и фазочастотных характеристик (рис. 2), анимация вынужденных колебаний.

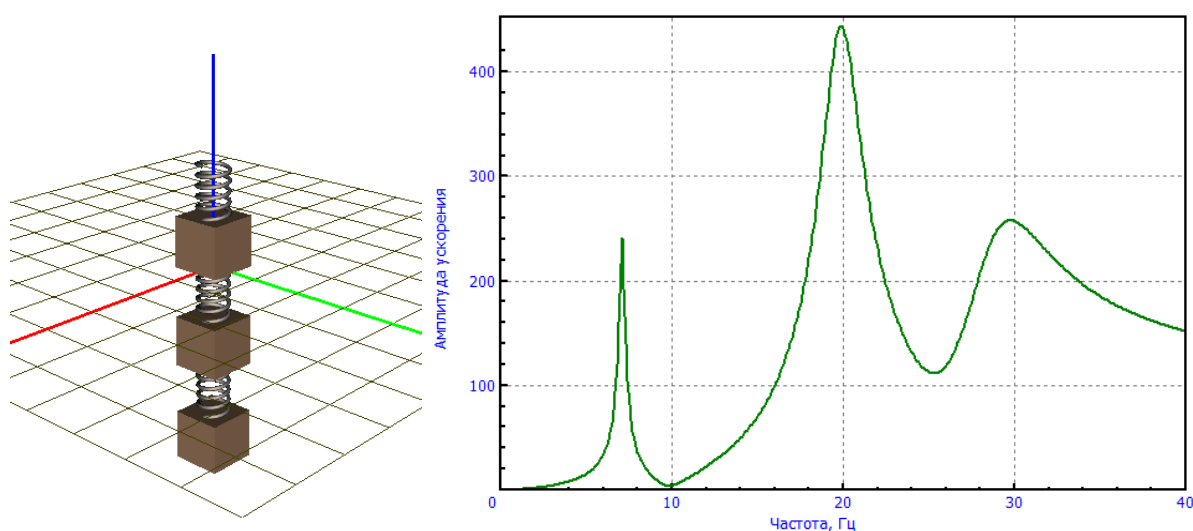


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика для трехмассовой системы

## 3. Импорт профилей колеса и рельса из САД программ

Разработан инструмент прямого импорта из САПР КОМПАС эскиза, задающего профиль колеса и рельса. Предполагается разработать чтение профилей, сохраненных в dxf формате.

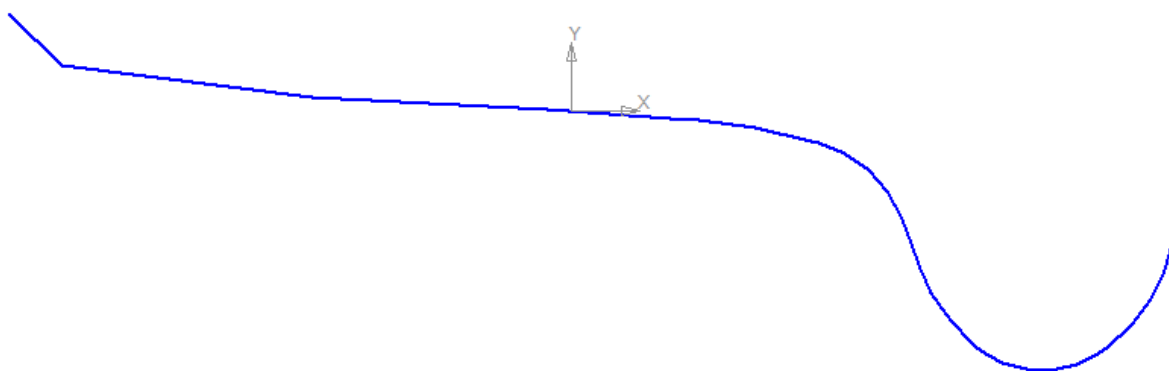


Рис. 3. Профиль колеса в САПР КОМПАС 3D



#### **4. Новое графическое ядро**

Подходит к завершению работа по переводу Универсального механизма на новое графическое ядро. В целом новое графическое ядро является более производительным и удобным. Достигнуто примерно десятикратное ускорение работы. Значительно улучшена навигация в окне: перемещение, поворот, приближение/удаление. Скорректированы алгоритмы переноса сцены в окне при помощи мыши. Теперь это корректно работает для объектов с большими габаритами, например, поездов. Введено понятие мгновенного центра поворота – теперь поворот сцены в окне можно осуществлять вокруг произвольной точки на объекте. Новое графическое ядро также позволило решить проблемы медленной работы на видеокартах компании ATI (AMD). Решена проблема точного определения координат при перспективном проецировании.

#### **5. Защита моделей от несанкционированного копирования и изменения**

Реализован механизм шифрования файла исходных данных input.dat. Автор модели может защитить её от изменения и копирования, зашифровав этот файл в каталоге модели. При этом пользователь может использовать такую модель только в программе моделирования, или как подсистему в своей задаче. Открыть модель в программе ввода и посмотреть, из чего она состоит, пользователь не сможет, модель откроется пустой. Процедуры расшифрования файла исходных данных не предусмотрено.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662а.

#### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Hartung, C.F. A full-scale test rig for railway rolling noise: simulation and measurement of dynamic wheelset-track interaction / C.F. Hartung, T.A. Vernersson // Journal of sound and vibration. – 2003. – Nr. 267(3). – P. 549-563.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Погорелов Д.Ю., Михеев Г.В., Томашевский С.Б., Родиков А.Н.**

Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, ул. Харьковская, 10Б  
(4832) 568637, um@umlab.ru

**МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕСНЫХ ПАР С УЧЕТОМ  
УПРУГОСТИ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ  
«УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»**

**Ключевые слова:** динамика железнодорожных колесных пар.

**Введение**

Разработка моделей контактного взаимодействия колеса с рельсом является одной из основных задач при создании компьютерных программ для исследований динамики железнодорожных экипажей. Представление колесной пары абсолютно твердым телом, взаимодействующим с невесомым рельсом, стало приемлемым подходом при анализе динамики экипажной части в частотной области до 30 Гц. Вместе с тем решение многих задач невозможно без учета упругости колесных пар и разработки подробных моделей пути, учитывающих его инерционные и упругие характеристики. К подобным задачам относятся анализ высокочастотных, в том числе звуковых, вибраций колесных пар и пути, расчет их напряженно-деформированного состояния, расчет долговечности колесных пар, расчет волнового износа рельсов и другие.

Модель пути, реализованная в программном комплексе «Универсальный механизм» (ПК УМ), описана в работе [1]. Ниже рассмотрены некоторые подходы к моделированию динамики упругой колесной пары, предлагаемые авторами.

**Основной раздел**

Динамика упругих подсистем моделируется в ПК УМ с применением метода конечных элементов и результатов модального анализа. При выводе уравнений движения применяется метод Лагранжа. Говоря простым языком, он заключается в том, что исследователь наблюдает за точками объекта, движущегося в пространстве. С упругим телом связывается локальная система координат (СК), положение и ориентация которой относительно глобальной СК задается шестью координатами. Упругие переме-

щения точек тела приближенно представляются набором статических форм от единичных смещений во внешних узлах и собственных форм, рассчитанных при закреплении внешних узлов. Данный подход приводит к приемлемым результатам, когда упругое тело взаимодействует с другими телами механической системы в узлах конечноэлементной сетки, число которых невелико. Чтобы его применить к моделированию качения железнодорожного колеса, необходимо разработать алгоритмы расчета кинематики профиля, не связанного с фиксированным набором узлов, для решения контактной задачи, а также вычисления обобщенных сил от контактных взаимодействий в произвольных точках поверхности качения.

Другим способом преодоления упомянутых трудностей является вывод уравнений движения с применением подхода (координат) Эйлера, согласно которому наблюдают за точками пространства. То есть уравнения движения описывают состояние точек пространства, занимаемого объектом исследования. Подобный подход предлагается некоторыми зарубежными авторами для анализа динамики тел вращения, в частности, упругого железнодорожного колеса [2,3]. При этом принимают некоторые упрощения ввиду сложности получаемых уравнений. Например, рассматривают только прямолинейное движение экипажа и вращение колесных пар с постоянной угловой скоростью, предполагая, что силы инерции при движении в кривой и вращение с угловым ускорением очень незначительно влияют на характеристики высокочастотных процессов, ради исследования которых и применяются модели упругих колес. Основным преимуществом использования координат Эйлера являются малые смещения пятна контакта колеса с рельсом относительно локальной СК, что позволяет прикладывать нагрузку в нескольких заранее известных узлах, или даже в одном узле, и тем самым повысить эффективность моделирования.

В ПК УМ реализованы несколько математических моделей упругих колес, полученных авторами с применением обоих упомянутых выше подходов. Все модели контактных взаимодействий «колесо-рельс», разработанные ранее для абсолютно твердых колес, в том числе контакт с упругим путем, поддерживаются и упругими колесами. В настоящее время проводятся исследования, целью которых является сравнение эффективности различных моделей, определение круга задач, которые можно решать с их использованием, подбор оптимальных параметров численных методов.

На рисунках ниже представлены примеры моделей, предназначенных для тестирования программы. Модель упругой колесной пары автотрисы АС4 (рис. 1) разработана с применением метода Лагранжа. Она может использоваться, например, для анализа напряженно-деформированного состояния при движении по неровному пути.

Основной целью моделирования экспериментального стенда (рис. 2) является изучение автоколебаний со звуковой частотой, возникающих при вращении колесной пары, прижатой гребнем к ролику. Алгоритм, реали-

зующий основную идею метода Эйлера, применяется на этапе численного интегрирования уравнений движения колесной пары. Заметим, что в численном эксперименте удалось получить автоколебания ожидаемой частоты, что говорит о пригодности модели для решения подобных задач.

Другие аспекты применения разработанных моделей рассмотрены более подробно в докладе.

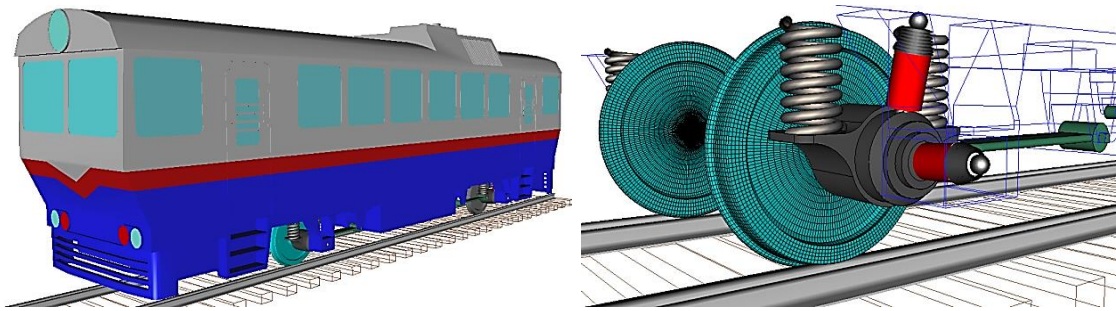


Рис. 1. Компьютерная модель автомотрисы АС4 с упругой колесной парой

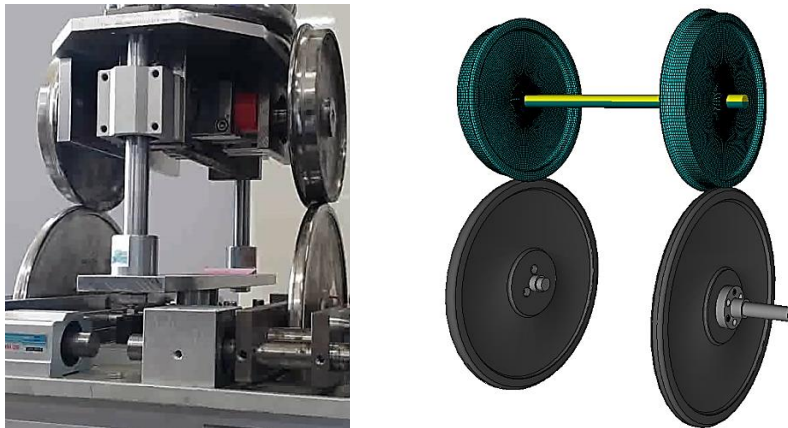


Рис. 2. Фотография и компьютерная модель экспериментального стенда

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662а.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Родиков, А.Н. Моделирование динамики упругого железнодорожного пути в программном комплексе «Универсальный механизм» / А.Н. Родиков // Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ: сб. тез. II науч.-техн. семинара, 9-10 апреля 2014. – Брянск, 2014. – С. 59-61.
2. Kaiser, I. Interaction of elastic wheelsets and elastic rails: modelling and simulation / I. Kaiser, K. Popp // Vehicle System Dynamics. – 2006. – Vol. 44. – P. 932-939.
3. Baeza L. High frequency railway vehicle-track dynamics through flexible rotating wheelsets / L. Baeza, J. Fayos, A. Roda, R. Insa // Vehicle System Dynamics. – 2008. – Vol. 46. – №7. – P. 647-662.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Попович С.И., Шевченко Д.В.**

ООО «Всесоюзный научно-исследовательский центр транспортных технологий»  
199106, г. Санкт-Петербург, 23-я линия В.О., дом 2, литера А  
Тел: 8 (812) 655-59-10; факс: 8 (812) 665-59-12; www.tt-center.ru

## **МЕТОДИКА ПОДТВЕРЖДЕНИЯ РЕСУРСА КОНСТРУКЦИИ ПО РАСЧЕТНОЙ ВЕЛИЧИНЕ АМПЛИТУДЫ ДИНАМИЧЕСКОГО НАПРЯЖЕНИЯ**

**Ключевые слова:** ресурс, циклическая прочность.

Наиболее актуальной проблемой при проектировании подвижного состава является проблема прогнозирования и обеспечения ресурса. Работа посвящена разработке методики подтверждения ресурса узлов конструкции вагона посредством метода конечных элементов и эксперимента.

Алгоритм предлагаемой методики представлен на рис. 1.



Рис. 1. Алгоритм методики

На этапе определения напряженно-деформируемого состояния (НДС) и расчета циклической прочности вагона основной задачей является определение расчетной величины амплитуды динамического напряжения  $\sigma_{a0}$ , соответствующей повреждающему воздействию эксплуатационных случайных напряжений за проектный срок службы вагона.

Определение НДС вагона проводится на оболочечной конечноэлементной модели с использованием системы конечноэлементного анализа Siemens NX.

Определение  $\sigma_{aэ}$  проводится по методике, предложенной в [1], с учетом пяти расчетных режимов: удар, рывок, растяжение, сжатие, вес вагона брутто.

Этап определения НДС конкретного узла конструкции с учетом сварных швов проводится для определения схемы закрепления и подбора нагрузки для эксперимента, эквивалентной эксплуатационной нагрузке. Определение напряжений в швах конструкции предлагается проводить по рекомендациям Международного института сварки (МИС), методом «горячей точки».

Метод «горячей точки» позволяет с высокой точностью определить напряжения, реализуемые в зоне соединения шва с основным металлом. Для квадратичных объемных конечных элементов напряжения следует определять экстраполяцией по трем точкам на расстоянии  $0,4t$ ,  $0,9t$ ,  $1,4t$  от места соединения основного металла с наплавленным, по формуле [2]

$$\sigma_{hs} = 2,52\sigma_{0,4t} - 2,24\sigma_{0,9t} + 0,72\sigma_{1,4t} \quad (1)$$

где  $t$  – толщина листа соединяемого элемента.

Схему закрепления конструкции необходимо подобрать таким образом, чтобы характер распределения напряжений был схож с эксплуатационным.

Экспериментальная нагрузка подбирается по значению  $\sigma_{aэ}$ , которое должно быть реализовано в эксперименте за число циклов, равное  $N$ .

По результатам эксперимента возможно определить коэффициенты, учитывающие микропластические деформации, неоднородности материала, влияние упрочнения поверхностной обработки, которые можно учитывать при подборе нагрузки для аналогичных конструкций.

Предложенная методика была апробирована в мероприятиях для подтверждения ресурса конструкции узла заделки стойки боковой стены глухонного полувагона.

Для исследуемой конструкции узла заделки стойки характерны сварные соединения, которые по виду взаимного расположения сварочных деталей подразделяются на стыковые и тавровые.

Подбор нагрузки для эксперимента проводился для количества циклов  $N = 200\ 000$ .

В табл. 1 приведены коэффициенты, учитывающие микропластические деформации, неоднородности материала, влияние упрочнения поверхностной обработки, полученные в результате анализа расчетных и экспериментальных данных, а также количество циклов до образования трещины и до разрушения конструкции.

Таблица 1

## Коэффициенты усталостной долговечности

Тип сварного соединения	Экспериментальное значение $K$	Число циклов до образования трещины	Число циклов до разрушения
Стыковое соединение с полным проваром шва	3,34	220 000	500 000
Тавровое соединение с разделкой кромок и полным проваром шва	_*	-	Более 500000

\*Разрушение шва при испытаниях не произошло

### Заключение

Разработанная в ходе исследования методика позволила провести подтверждение ресурса конструкции, а также определить экспериментальные значения коэффициента  $K$ , учитывающего микропластические деформации, неоднородности материала, влияние упрочнения поверхностной обработки. Полученное экспериментальное значение коэффициента  $K$  можно применять для аналогичного шва при аналогичной схеме закрепления и приложения нагрузки.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нормы для расчета на прочность и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 315 с.
2. Hobbacher, A. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components/ A. Hobbacher // International Institute of Welding, doc. XIII-1965r14-03/XV-1127r14-03. NY, 2009.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Родиков А.Н., Погорелов Д.Ю.**

Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, ул. Харьковская, 10Б  
(4832) 568637, um@umlab.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ «ЭКИПАЖ-ПУТЬ» В ПК «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»**

**Ключевые слова:** ж.-д. путь, динамика систем тел, метод конечных элементов

### **Введение**

Исследования в области взаимодействия подвижного состава и пути имеют более чем столетнюю историю. Прежде всего, здесь нужно отметить работы С.П. Тимошенко [1, 2]. В своих работах Тимошенко описывает путь, как балку Эйлера-Бернулли на упругом основании Винклера. Такое описание дает удовлетворительные результаты в частотной области до 200 Гц. Долгое время модель пути, предложенная Тимошенко, оставалась единственной, применяемой для практических расчетов. В 70-х годах прошлого века с развитием вычислительной техники, методов конечных и граничных элементов появилось множество моделей пути, отличающихся степенью детализации описания путевой структуры. Обзор наиболее распространенных моделей приведен в [3].

Зарубежные программные комплексы, предназначенные для моделирования динамики систем тел (SIMPACK, MSC.ADAMS), имеют специализированные инструменты для исследования взаимодействия подвижного состава и пути. Аналогичный инструмент появился в 2015 году и в ПК «Универсальный механизм» – модуль UM Flexible Railway Track.

### **Описание модуля UM Flexible Railway Track**

Модуль UM Flexible Railway Track является дополнением к модулю UM Loco (модуль моделирования динамики рельсовых экипажей) и позволяет исследовать взаимодействие подвижного состава с путевой структурой при описании последней детальными пространственными моделями. Для моделирования контакта «колесо-рельс» используется специальная модель контактных сил, основанная на виртуальном взаимопроникновении профилей колеса и рельса. Для описания основания пути (мост, эстакада, туннель и т.п) могут быть использованы конечноэлементные модели, импортированные из МКЭ пакетов (ANSYS, MSC.NASTRAN).

Модель пути состоит из рельсов, рельсошпальных скреплений, шпал и основания пути. Рельс моделируется конечноэлементной балкой Тимо-



шенко. Рельсошпальные крепления моделируются специальной силой типа «сайлент-блок», а шпалы представляют собой абсолютно твердые тела (соответствующая модель пути представлена на рис. 1) или упругие балки (модель пути на рис. 2). В первой модели подшпальное основание представляется специальными силами типа «сайлент-блок», связывающими полушпалы с жесткой базой или конечноэлементным основанием. Во второй модели для моделирования балласта используется модель двухпараметрического упругого основания Пастернака и биполярная сила, моделирующая силу сопротивления балласта сдвигу.



Рис. 1. Модель пути с твердыми полушпалами  
1 – рельс, 2 – крепление, 3 – полушпала, 4 – подшпальная прокладка, 5 – жесткая база / упругое основание

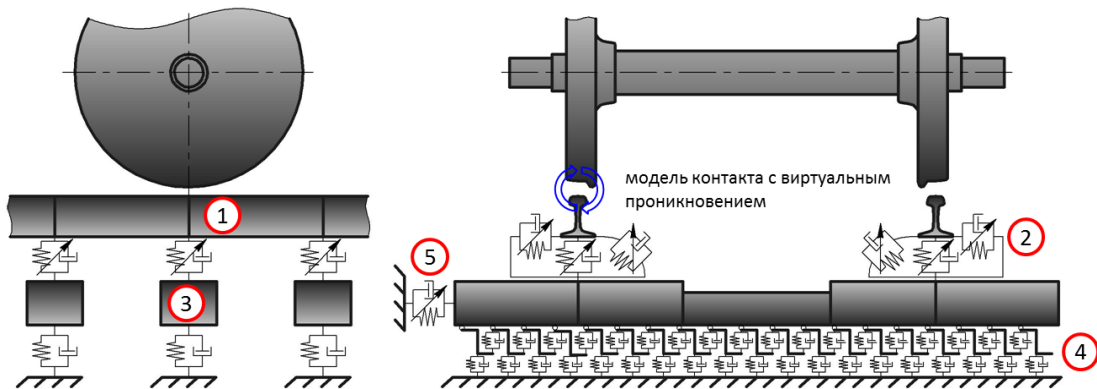


Рис. 2. Модель пути с упругими шпалами  
1 – рельс, 2 – крепления, 3 – шпала, 4, 5 – балласт

### Тестовая модель

Предлагаемая модель пути была использована для исследования динамики моста при прохождении по нему поезда. Модель пригородного поезда включает 6 вагонов (всего 251 степень свободы). Рельс имеет длину 471,875 м, размер конечного элемента – 0,625 м, что соответствует межшпальному расстоянию. Модель моста содержит 20544 четырехузловых конечных элемента и 31652 узла. Были приняты во внимание 24 статических и 70 динамических форм (высшая частота – 1730 Гц). Общий вид модели показан на рис. 3.



Рис. 3. Общий вид модели в ПК «Универсальный механизм»

### Результаты

На рис. 4 дано сравнение ускорений центральной точки второй секции моста под левым рельсом. Экспериментальные результаты показаны красным, результаты моделирования – черным. К экспериментальным результатам и результатам моделирования применен фильтр нижних частот до 150 Гц. Обнаруживается удовлетворительная сходимость результатов компьютерного моделирования и экспериментальных данных. Амплитуды ускорений в некоторой мере были увеличены при помощи увеличения амплитуд неровностей пути. Причины расхождений кроются в недостаточной точности параметров модели. Это является предметом будущих исследований.

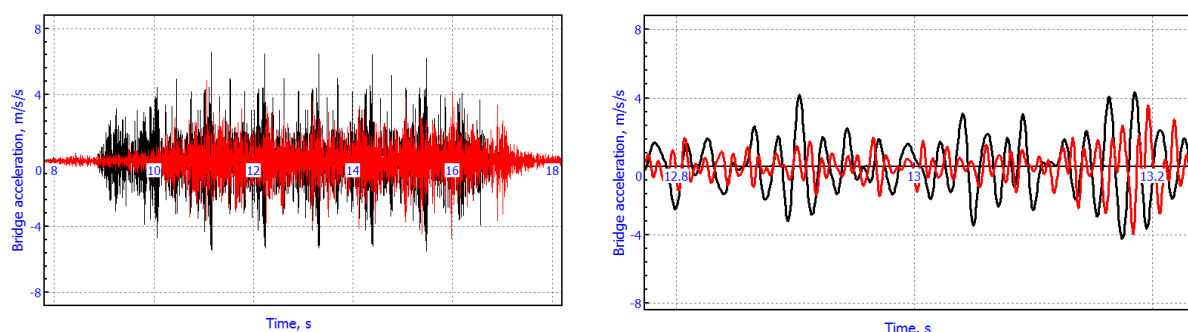


Рис. 4. Ускорение центральной точки второй секции моста под левым рельсом

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант №14-01-00662-а.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Timoshenko, S. Method of analysis of statical and dynamical stresses in rail / S. Timoshenko // Proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Congress for Applied Mechanics, Zurich, 1926. – P. 407-418.
2. Timoshenko, S. Stresses in railroad track / S. Timoshenko, F.B Langer // Journal of Applied Mechanics. – 1932. – V.54. – P. 277-302.
3. Knote, K. Modeling of Railway Track and Vehicle-Track Interaction at High Frequencies / K. Knote, S.L. Grassie. // Vehicle System Dynamics. – 1993. – Vol. 22 (3-4). – P. 209-262.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Родиков А.Н.**

Лаборатория вычислительной механики  
Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, ул. Харьковская, 10Б  
(4832) 568637, rodikov@umlab.ru

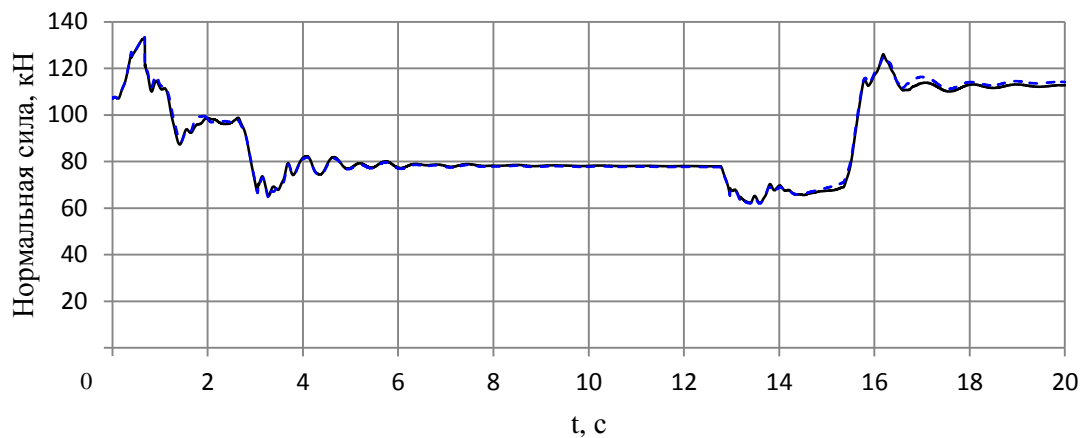
## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ CONTACT ADD-ON В ПК «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»**

**Ключевые слова:** контакт колесо-рельс, Kalker CONTACT, косимуляция.

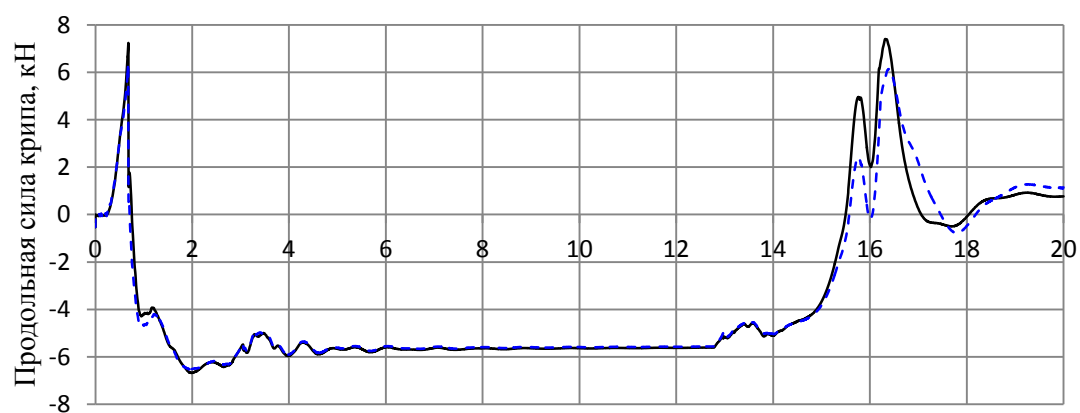
Дж. Калкер в своей работе "Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact" [1] приводит решение нормальной и касательной контактных задач вариационными методами. Разработанные численные алгоритмы решения были реализованы в программе CONTACT в 80-х годах прошлого века. Но в то время быстрое действие этих алгоритмов практически исключало возможность их использования в процедурах численного интегрирования дифференциальных уравнений движения рельсового экипажа. Это привело Калкера к разработке упрощенных теорий, позволяющих ценой введения существенных допущений быстро установить форму и размер пятна контакта, распределение нормальных давлений и касательных напряжений по поверхности контакта, величин нормальной и касательных сил. В настоящее время алгоритмы на основе упрощенной теории Калкера стали де-факто стандартными алгоритмами расчета сил в контакте колесо-рельс в современных пакетах моделирования динамики рельсовых экипажей (SIMPACK, MSC.ADAMS VI-Rail, NUCARS, UM).

Дальнейшее развитие CONTACT продолжил Эдвин Фольбрехт (Edwin Vollebregt). Он оптимизировал исходный код, модифицировал алгоритмы и численные методы [2, 3], тем самым повысив быстрое действие CONTACT до уровня, удовлетворительного для использования в современных программах моделирования динамики систем тел. В 2015 году в ПК «Универсальный механизм» был реализован интерфейс к CONTACT Library, посредством которого CONTACT был добавлен как альтернативная модель контактных сил в модуль UM Loco. На рис. 1 приводится сопоставление значений сил в контакте, рассчитанных CONTACT, с результатами, полученными по ранее реализованной упрощенной модели контакта.

Перспективным видится применение CONTACT для исследования контактно-усталостной долговечности и износа, разработки профилей ж.-д. колес, совершенствования упрощенных алгоритмов решения контактных задач.

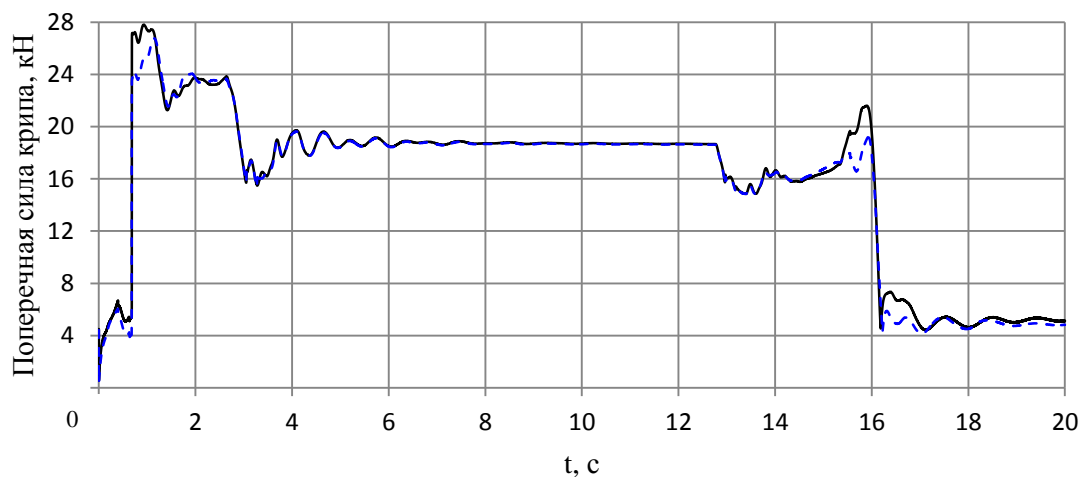


а)



б)

б)



в)

в)

— CONTACT      - - - Kik and Piotrowski + FastSim

Рис. 1. Сравнение результатов моделирования:  
а – нормальная сила, б – продольная сила крива, в – поперечная сила крива

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант №14-01-00662а.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kalker, J.J. Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact. Solid and its Applications / J.J. Kalker // Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Netherlands, 1990. – 314 p.
2. Vollebregt, E.A.H. Refinement of Kalker's rolling contact model / E.A.H. Vollebregt // Proceedings of the 8<sup>th</sup> International Conference of Contact Mechanics and Wear of Rail/Wear Systems. – Firenze, 2009. – P. 149-156.
3. Vollebregt, E.A.H. The Bound-Constrained Conjugate Gradient method for non-negative matrices / E.A.H. Vollebregt // Journal of Optimization Theory and Applications. – 2014. – V.162 (3) – P. 931-953.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Савоськин А.Н., Акишин А.А.**

Московский государственный университет путей сообщения  
127994, г. Москва, ул. Образцова д. 9, стр. 9  
elmechtrans@mail.ru

## **ГЕНЕРАЦИЯ МНОГОМЕРНОГО СЛУЧАЙНОГО ВОЗМУЩЕНИЯ В ЗАДАЧАХ РАСЧЕТА КОЛЕБАНИЙ**

**Ключевые слова:** генерация многомерного возмущения, спектральный анализ, случайные колебания.

### **Введение**

Методика генерации на ЭВМ многомерного случайного процесса возмущения в виде вертикальных и горизонтальных эквивалентных неровностей левого и правого рельсов была разработана в Московском государственном университете путей сообщения [1] и используется для решения задач по выбору параметров рессорного подвешивания рельсовых экипажей с нелинейными характеристиками.

### **Основной раздел**

Эта методика основана на использовании импульсной характеристики формирующего механизма  $k[nT]$  и интеграла свёртки и обеспечивает генерацию многомерного дифференцируемого случайного процесса с многовершинной спектральной плотностью [2]. Здесь  $T$  – шаг временной дискретизации случайного процесса, а  $n$  – номер шага.

Для обеспечения генерации возмущения в заданном частотном диапазоне необходимо для каждой скорости движения заново генерировать случайные процессы возмущения, изменяя длины волн и количество составляющих неровности так, чтобы обеспечить необходимый частотный диапазон возмущения [3].

Для примера рассмотрим сгенерированные реализации возмущения при скорости движения 120 м/с, рис. 1.

Как видно из этого рисунка, различные реализации носят случайный характер и «в среднем» соответствуют стационарным случайным процессам.

Спектральные плотности этих реализаций (сплошные линии на рис. 2) близки и в среднем соответствуют заданной спектральной плотности. При действии этих реализаций возмущения выполнялись решения систем нелинейных дифференциальных уравнений боковых колебаний вагона и бы-

ли определены реализации всех обобщённых координат, а также вышеуказанных процессов.

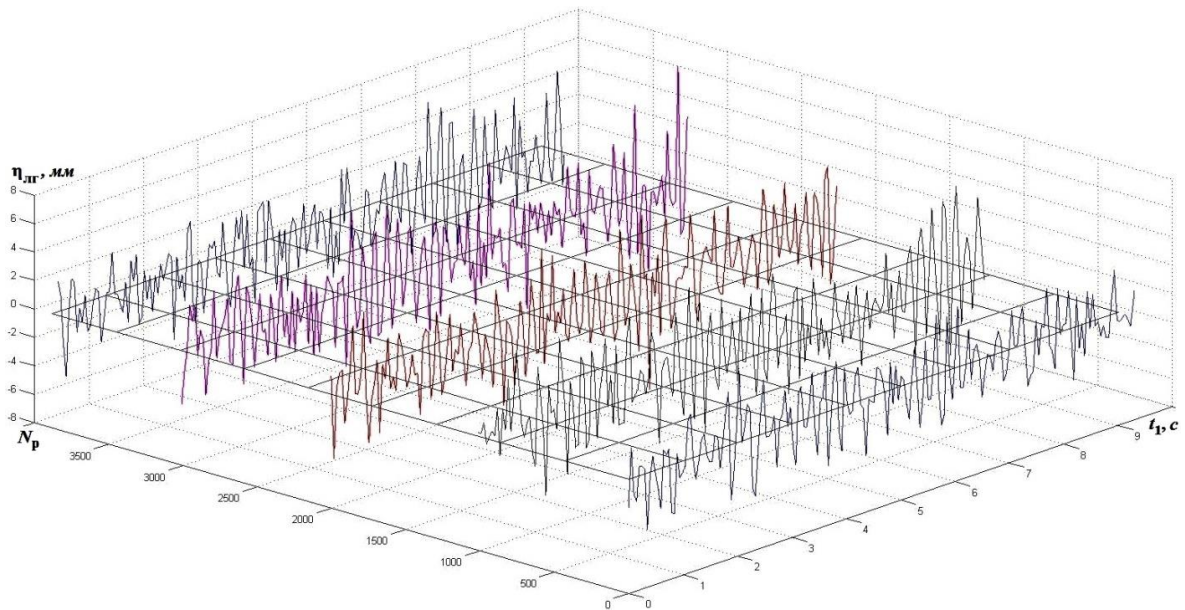


Рис. 1. Реализации эквивалентной геометрической неровности при скорости  $v=120$  м/с (отрезок)

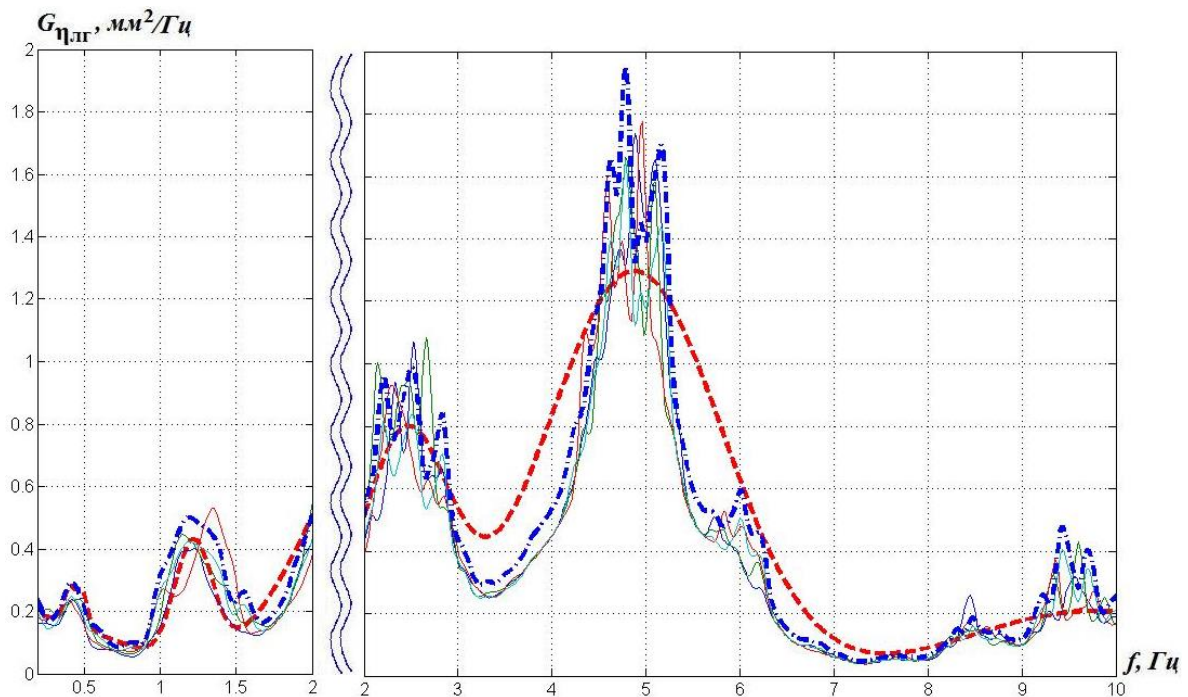


Рис. 2. Спектральная плотность эквивалентной геометрической горизонтальной неровности левого рельса при скорости  $v=120$  м/с: сплошные линии – для отдельных реализаций; штрих-пунктирная линия – усредненная по спектральным плотностям реализаций; штриховая линия – по аналитическому выражению

Исследования проводились при финансовой поддержке прикладных научных исследований Министерства образования и науки РФ, соглашение о предоставлении субсидии от 24.11.2014 №14.607.21.0091.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ромен, Ю.С. Характеристики возмущений, вызывающих колебания рельсовых экипажей / Ю.С. Ромен, А.Н. Савоськин, А.А. Акишин // Вестник ВНИИЖТ. – 2013. – №6. – С. 21-29.
2. Savoskin, A.N. The generation of multidimensional stochastic process of perturbation in the problems of railways rolling stock dynamics / A.N. Savoskin, A.A. Akishin // Computer Modeling and Simulation: труды международной научно-технической конференции, 2-4 июля 2014 года. – 2014. – С. 135-141.
3. Савоськин, А. Н. Случайные процессы возмущения в динамике рельсовых экипажей / А.Н. Савоськин, Ю.С. Ромен, А.А. Акишин // Мир транспорта. – 2015. – №1. – С. 6-15.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*



ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Савоськин А.Н., Акишин А.А.**

Московский государственный университет путей сообщения  
127994, г. Москва, ул. Образцова д. 9, стр. 9  
elmechtrans@mail.ru

## **ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ СЛУЧАЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ РЕЛЬСОВЫХ ЭКИПАЖЕЙ**

**Ключевые слова:** генерация многомерного возмущения, нестационарные колебания, нелинейные системы

### **Введение**

Как известно, случайные колебания нелинейных систем являются нестационарными. Это означает, что для определения вероятностных характеристик таких систем необходимо применять процедуры усреднения по множеству реализаций. Для выполнения таких процедур при решении задач по выбору параметров рессорного подвешивания рельсовых экипажей с нелинейными характеристиками в Московском государственном университете путей сообщения разработана методика исследования нестационарных колебаний.

### **Основной раздел**

Исследование нестационарных случайных колебаний было выполнено для высокоскоростного моторного вагона электропоезда на двухосных тележках, состоящих из двух одноосных с радиальной установкой в кривой, созданной на основе известной тележки с такой схемой [1]. Помимо двух традиционных ступеней рессорного подвешивания в виде опоры кузова на тележку и тележки на буксу применена третья ступень опирания кузова на буксы. Такая схема обеспечивает возможность работы тележек в режиме динамического гасителя колебаний и существенно улучшает показатели динамических качеств экипажа (ПДК).

Была составлена математическая модель, описывающая горизонтальные колебания такого экипажа, и определены зависимости ПДК от скорости движения в диапазоне от 10 до 120 м/с, с шагом 10 м/с. Для каждой скорости движения генерировалось  $N_p = 4096$  реализаций многомерных случайных возмущений длительностью 38,1 с по  $N = 12288$  точек в каждой. Для каждой из  $4096 \times 12288$  точек возмущения решалась система нелинейных дифференциальных уравнений.

Для примера, рассмотрим реализации суммарных ускорений кузова в точках крепления продольных тяг, связывающих кузов с каждой одноосной тележкой. Полученные реализации этих колебательных процессов (рис. 1) можно представить как функции двух аргументов  $t_1$  и  $t_2$ , считая, что каждая последующая реализация сдвинута относительно предыдущей на время  $\Delta t_2 = 3T$ . Как известно, для описания нестационарного случайного процесса необходимо получить двумерную плотность распределения, а также его корреляционную функцию  $R_y(t_1, t_2)$  и спектральную плотность  $G_y(f_1, f_2)$  [2].

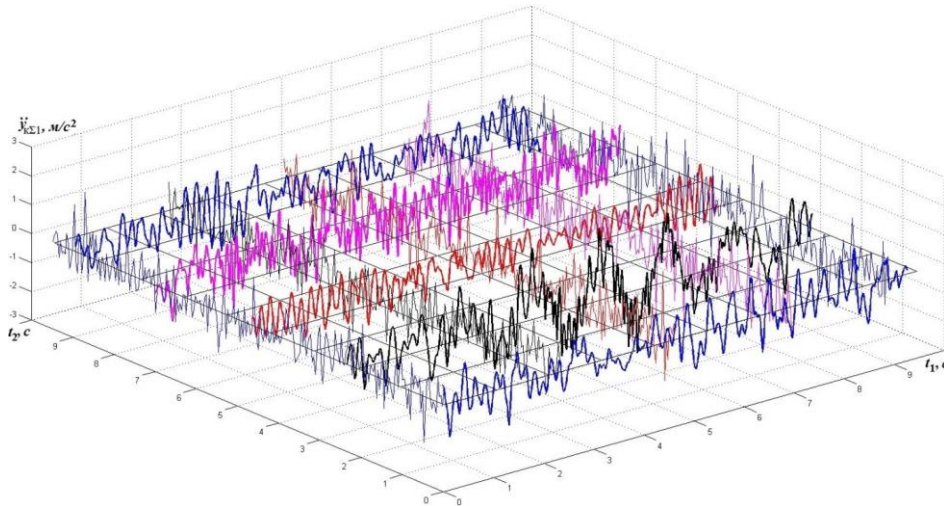


Рис. 1. Реализации суммарных горизонтальных ускорения кузова в точках крепления первой и второй тележек к кузову при скорости  $v=120$  м/с

Вначале для реализаций, приведенных на рис. 1, было выполнено исследование двумерного статистического распределения  $f[\ddot{y}(t_1), \ddot{y}(t_2)]$ , график которого (рис. 2а, поверхность 1) показывает, что это распределение имеет нулевое математическое ожидание, случайные процессы  $\ddot{y}(t_1, \text{ при } t_2 = \text{const})$  и  $\ddot{y}(t_2, \text{ при } t_1 = \text{const})$  имеют одинаковые законы распределения.

По полученному двумерному статистическому распределению была вычислена автокорреляционная функция  $R_{\ddot{y}}(t_1, t_2)$ , график которой имеет вид поверхности, симметричной относительно диагональной плоскости. Эта поверхность имеет вид суммы затухающих косинусоид, причём её отрицательные амплитуды существенно меньше положительных.

Была вычислена спектральная плотность  $G_{\ddot{y}}(f_1, f_2)$  ускорений кузова (рис. 2б), которая имеет вид неотрицательной поверхности, симметричной относительно плоскости  $O G G f$ . Эта поверхность имеет ряд максимумов. Её вид свидетельствует о том, что вся энергия нестационарного случайного процесса ускорений кузова при скорости движения 120 м/с приходится на диапазон частот от 0,6 до  $\approx 8$  Гц.

Как видно из рис. 2б, расположение максимумов симметрично относительно биссектрисы  $Of$ , проходящей через начало координат. На этой биссектрисе находятся два максимума основных колебаний на частотах 0,75 Гц и 4,8 Гц. Боковые максимумы на графике  $G_y(f_1, f_2)$  являются следствием нелинейности характеристик рессорного подвешивания и соответствуют ультрагармоническим колебаниям нелинейных систем, происходящим с частотами в 2, 3 и т. д. раза, превышающими частоту основных колебаний, соответствующих линеаризованной системе.

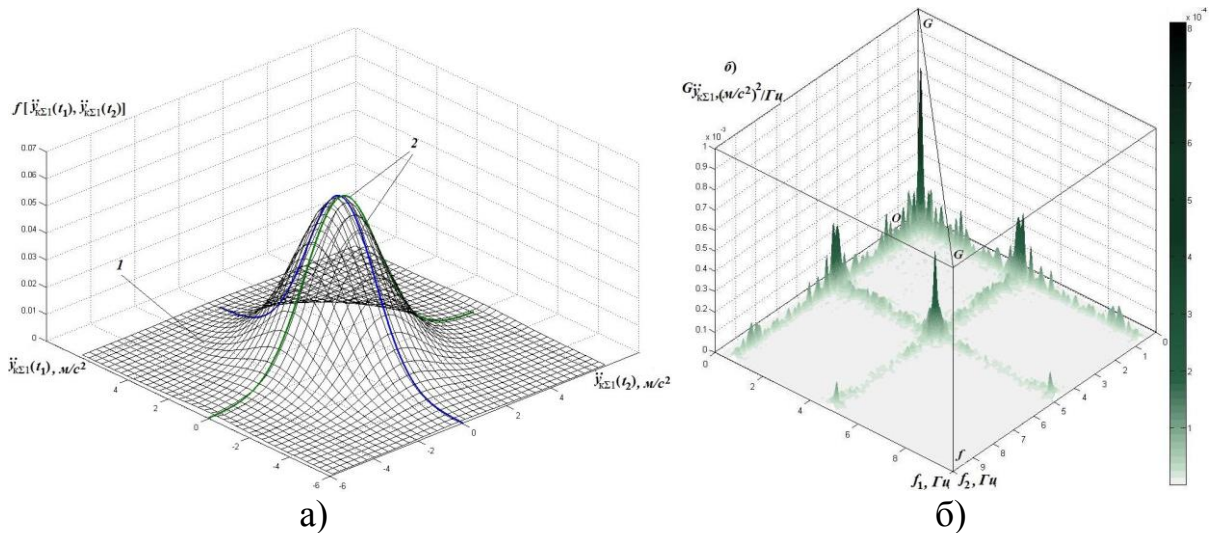


Рис. 2. Результаты расчета:

- а) двумерная плотность вероятностей нестационарных случайных колебаний ускорения кузова в точках крепления тележек к кузову при скорости  $v=120$  м/с: 1 – статистическая; 2 – теоретического закона Гаусса;
- б) спектральная плотность нестационарного случайного процесса суммарных горизонтальных ускорений кузова в точках крепления первой и второй тележек к кузову при  $v=120$  м/с (вид из конца оси координат  $f_1, f_2$ )

Исследования проводились при финансовой поддержке прикладных научных исследований Министерства образования и науки РФ, соглашение о предоставлении субсидии от 24.11.2014 №14.607.21.0091.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Двухосная тележка рельсового транспортного средства (RU 2301166) / авторы патента: Круглов Валерий Михайлович (RU); Поляков Александр Иванович (RU); Савоськин Анатолий Николаевич (RU).
2. Савоськин, А.Н. Выбор параметров горизонтальных связей рессорного подвешивания моторного вагона на четырёх одноосных тележках в высокоскоростном электропоезде / А.Н. Савоськин, А.А. Акишин // Транспорт Российской Федерации. – 2015. – №3 (58). – С. 10-13.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Сакало А.В., Сакало В.И.**

Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7  
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: sakalo@umlab.ru

## **КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА НАКОПЛЕНИЯ КОНТАКТНО-УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ В КОЛЁСНЫХ СТАЛЯХ С УЧЁТОМ ИХ ТВЁРДОСТИ**

**Ключевые слова:** колёсная сталь, контактно-усталостное повреждение, контактные напряжения, критерии усталостной прочности.

### **Введение**

Одним из способов повышения износостойкости и контактно-усталостной прочности колёс железнодорожного подвижного состава является выбор рационального соотношения твёрдостей рельсовой и колёсной сталей. Наибольшие удобства для моделирования накопления контактно-усталостных повреждений в них обеспечивает компьютерный метод. При наличии апробированных алгоритмов и программ он позволяет выполнить исследования в сжатые сроки с варьированием условий взаимодействия колёс и рельсов: смоделировать движение вагона на прямых и в кривых участках пути с разными скоростями при разной загруженности вагона, с варьированием твёрдости материалов. Однако, как для всякого расчёта, связанного с усталостью материалов, для него необходимы кривые усталости материалов, которые могут быть получены только экспериментальным методом.

В нескольких работах приводятся результаты испытаний образцов из колёсной и рельсовой сталей на контактную усталость. В работе [1] испытывались образцы, выполненные из поверхностных слоёв обода колеса с твёрдостью 250...450 *HV*, и образцы из рельсовой стали с твёрдостью 350 или 450 *HV*. Получены кривые контактной усталости сталей с содержанием углерода 0,55 и 0,65% в виде зависимостей количества циклов переменной нагрузки до появления усталостных раковин от твёрдости стали. Результаты ограничены тем, что нагрузка на ролики не варьировалась.

В работе [2] приведены результаты испытаний на контактную усталость образцов из колёсных сталей с различным содержанием углерода. Были получены кривые контактной усталости в координатах: логарифм числа оборотов до образования трещин усталости – максимальное давление в контакте. Полученные кривые контактной усталости обработаны в работе [3] и представлены в координатах: число циклов до появления тре-

щины усталости – эквивалентное напряжение в опасной точке, базирующееся на критерии Данг Вана.

### Моделирование накопления повреждений в модуле UM RCF

Для определения повреждения в узле предусмотрено использование следующих критериев: наибольших касательных напряжений, Данг Вана, Сайнса. С учётом того, что цикл переменных напряжений является отнулевым, они имеют вид:

наибольших касательных напряжений  $\tau_{\max}^a = (\sigma_1 - \sigma_3)/4$ ;

Данг Вана  $\tau_{DV} = \tau_{\max}^a + \alpha_{DV}\sigma_h$ ;

где  $\sigma_h = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$  – гидростатическое давление;

$\alpha_{DV}$  – коэффициент, учитывающий гидростатическое давление;

Сайнса  $\frac{1}{3}[(P_1 - P_2)^2 + (P_2 - P_3)^2 + (P_3 - P_1)^2]^{1/2} + \alpha(S_x + S_y + S_z)$ ;

где  $P_1, P_2, P_3$  – амплитудные значения главных напряжений;

$S_x, S_y, S_z$  – средние значения нормальных напряжений;

$\alpha$  – коэффициент, значение которого рекомендуется принимать равным 0,16.

Для вычисления накопленного на шаге по времени повреждения определяется количество циклов переменных напряжений до появления усталостной трещины в зависимости от используемого критерия

$$N = K_H K \sigma_{\text{эКВ}}^{-m}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{\text{эКВ}}$  – значение одного из перечисленных критериев;

$K, m$  – константы материалов;

$K_H$  – коэффициент, учитывающий твёрдость материала.

По результатам аппроксимации, выполненной в работе [3] с использованием критерия Данг Вана, приняты следующие значения констант

$$K = 5,636 \cdot 10^{11}, m = -2,5.$$

Значения коэффициента  $K_H$  получены путём обработки результатов испытаний, приведенных в работе [1]. На рис. 1 они представлены графическими зависимостями  $K_H$  от твёрдости для колёсных сталей с содержанием углерода 0,55 и 0,65%.

При моделировании процесса накопления контактно-усталостных повреждений в качестве исходных данных вводится процентное содержание углерода в колёсной стали и её твердость по Бринеллю  $HB$ . Определяются значения коэффициентов  $K_H$  для сталей с содержанием углерода 0,55 и 0,65% с использованием зависимости

$$K_H = a + b \cdot HB + c \cdot HB^2,$$

где  $HB$  – твёрдость по Бринеллю;  $a = 11,64$ ;  $b = -0,0914$ ;  $c = 1,906 \cdot 10^{-4}$  для стали с содержанием углерода 0,55% и  $a = 48,423$ ;  $b = -0,3446$ ;  $c = 6,283 \cdot 10^{-4}$  для стали с содержанием углерода 0,65%.

С использованием линейной интерполяции определяется значение коэффициента  $K_H$  для стали с заданным содержанием углерода  $C$

$$K_H = K_{55} + 10.0(K_{65} - K_{55})(C - 0,55),$$

где  $K_{55}$  и  $K_{65}$  – значения коэффициента  $K_H$  для сталей с содержанием углерода 0,55 и 0,65%.

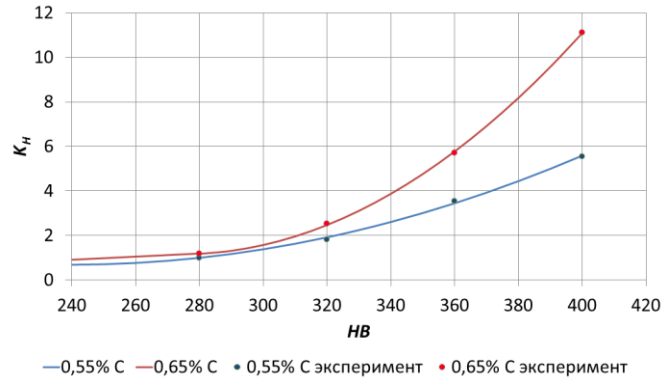


Рис. 1. Зависимость коэффициента  $K_H$  от твёрдости для колёсных сталей с содержанием углерода 0,55 и 0,65%

Полученные значения  $K_H$  используются в зависимости (1) для определения числа циклов до образования усталостной трещины  $N_i$ . Приращение накопленной в узле конечноэлементной сетки повреждённости определяется как  $1/N_i$ . Решение может вестись до получения в одном из узлов накопленной повреждённости, равной 1.

### Заключение

Предложены зависимости, позволяющие учитывать твёрдость по Бригеллю  $HB$  и процентное содержание углерода  $C$  колёсных сталей в процессе моделирования накопления контактно-усталостных повреждений с использованием критериев наибольших касательных напряжений, Данг Вана, Сайнса.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662а.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вихрова, А.М. О соотношении твердости рельсовой и колесной стали / А.М. Вихрова, Т.В. Ларин, Ю.М. Парышев, Л.С. Хургин // Вестник ВНИИЖТ. – 1983. – №6. – С. 34-38.
2. Школьник, Л.М. Повышение стойкости вагонных колёс в эксплуатации карбонитридным упрочнением стали / Л.М. Школьник, Д.П. Марков, Ю.С. Пройдак и др. // Вестник ВНИИЖТ. – 1994. – №6. – С. 40-44.
3. Сакало, А.В. Контактно-усталостная прочность колёсной стали / А.В. Сакало // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2011. – №2. – С. 35-41.

Материал поступил в редколлегию 04.03.16.

УДК 629.4

**Сакало А.В., Сакало В.И.**

Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7  
Тел. +7 (4832) 56-86-37, e-mail: sakalo@umlab.ru

## **ПРИМЕНЕНИЕ КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ СО СЛОЯМИ ПОНИЖЕННОЙ ЖЁСТКОСТИ ДЛЯ РЕШЕНИЯ КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ**

**Ключевые слова:** метод конечных элементов, контактная задача, модуль упругости.

### **Введение**

Под решением контактной задачи обычно понимают определение формы и размеров контактного пятна, а также распределения сил на поверхности контакта при заданной геометрии контактных поверхностей и действующих на тела нагрузках. Решением таких задач можно ограничиться, например, при моделировании движения подвижного состава железных дорог. Поскольку решение задач необходимо выполнять на каждом шаге по времени при интегрировании дифференциальных уравнений движения, к алгоритмам предъявляются особо жёсткие требования в отношении их быстродействия. В связи с этим нашли применение быстрые алгоритмы, использующие упрощённые модели контакта.

Но есть класс задач, требующих определения напряжений и деформаций в областях тел, прилегающих к контактному пятну. Это такие задачи, как моделирование накопления контактно-усталостных повреждений в материалах тел, процессов распространения усталостных трещин. Возможности аналитических методов такого анализа ограничены. Так, для герцевского контакта в работе [1] определены напряжения лишь в точках эллипса контакта и оси  $z$ , проходящей по нормали к поверхностям через точку начального контакта. Для такого анализа чаще всего применяется метод конечных элементов.

Для решения контактной задачи в расчётной схеме могут использоваться фрагменты колеса и рельса, прилегающие к пятну контакта, но они должны иметь достаточно большие размеры для получения решения достаточной точности. В работе [2] использованы конечноэлементные модели ограниченных размеров с небольшим числом степеней свободы, опирающиеся на упругое основание. Узлы сетки конечных элементов связаны с основанием упругими связями рекомендуемой жёсткости.

В настоящей работе для решения контактной задачи предлагается использовать аналогичные модели, опирающиеся на основание через слой

конечных элементов пониженной жёсткости. При этом узлы этого слоя связаны с основанием жёсткими связями.

### Тестирование алгоритма

Для тестирования алгоритма рассмотрена герцевская задача о контакте двух стальных цилиндров со взаимно перпендикулярными скрещивающимися осями: радиусы цилиндров 200 мм, модуль упругости их материалов  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па, коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$ . Решение Герца при значении нормальной силы  $P = 100$  кН даёт следующие результаты: максимальное давление  $p_0 = 1766$  МПа, радиус кругового контакта  $a = 5,15$  мм, наибольшее касательное напряжение  $\tau_{\max} = 576$  МПа в точке, расположенной под поверхностью контакта на глубине 2,6 мм.

Задача решена методом конечных элементов с использованием моделей, содержащих 3, 5 и 10 слоёв. Размеры рёбер элементов приняты равными 1 мм. Каждая модель содержала один слой элементов пониженной жёсткости. Для его материала был подобран модуль упругости  $E = 0,43 \cdot 10^{11}$  Па. Для каждой модели было подобрано внедрение поверхностей контакта. Все модели дали при этом достаточно близкие к полученным с применением решения Герца значения нормальной силы, радиуса контакта, максимального давления, положение точки с наибольшими напряжениями  $\tau_{\max}$ .

На рис. 1 показаны разрезы моделей одного из цилиндров с изолиниями напряжений  $\tau_{\max}$ . Из них видно, что при малой толщине фрагмента изолинии искажены, заметна погрешность в определении наибольшего напряжения  $\tau_{\max}$ . Фрагмент с десятью слоями конечных элементов позволяет получить полную, достаточно точную картину распределения напряжений в области, прилегающей к контакту.

### Заключение

Предложен алгоритм решения контактных задач с применением конечноэлементных моделей со слоями пониженной жёсткости, обладающий хорошим быстродействием, обеспечивающий достаточно высокую точность определения напряжений в области контакта при небольшом количестве степеней свободы.

Даже модель с тремя слоями конечных элементов обеспечивает определение формы и размеров пятна контакта и распределения давлений с достаточной точностью.

Модель с 7-10 слоями позволяет корректно определить напряжения в области, прилегающей к пятну контакта.

Предложенный алгоритм может быть использован для моделирования процесса накопления контактно-усталостных повреждений в материалах тел, процессов распространения усталостных трещин.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662а.



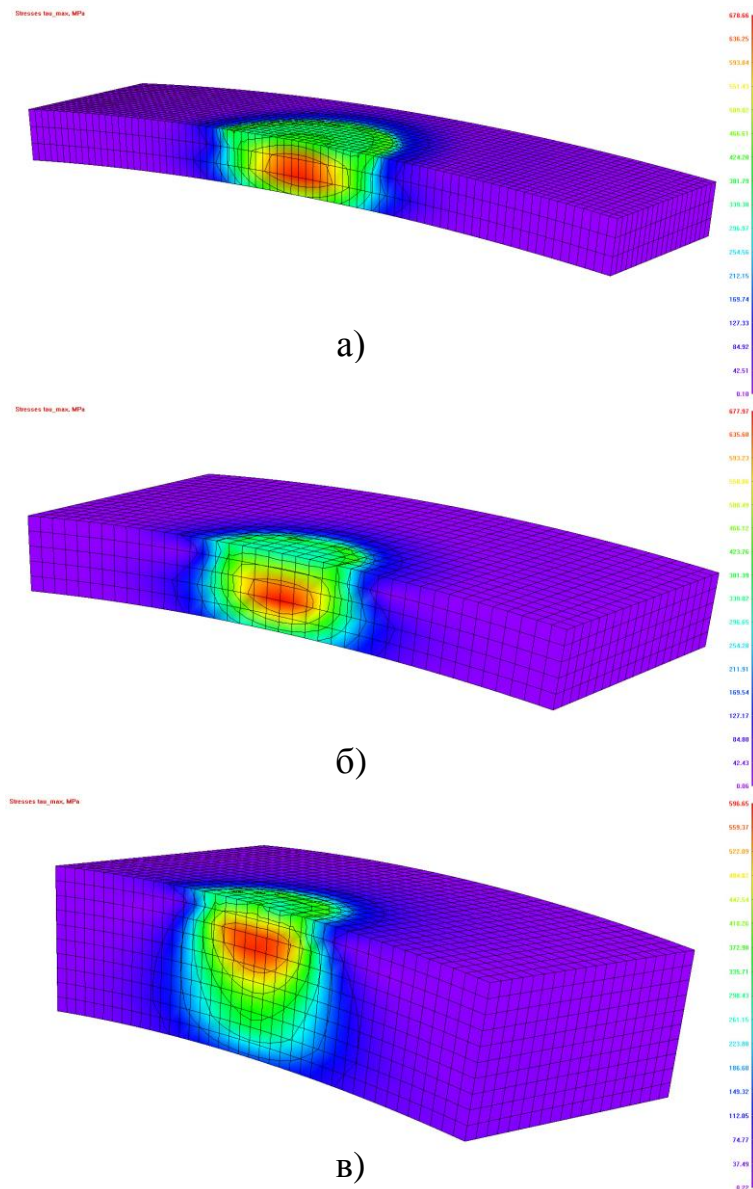


Рис. 1. Изолинии напряжений  $\tau_{\max}$  в разрезе конечноэлементной модели цилиндра, толщина фрагмента составляет: а – 3 слоя конечных элементов; б – 5 слоёв конечных элементов; в – 10 слоёв конечных элементов

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беляев, Н.М. К вопросу о местных напряжениях в связи с сопротивлением рельсов смятию / Н.М. Беляев // Труды по теории упругости и пластичности. – М., 1957. – С. 215-260.
2. Сакало, А.В. Метод моделирования контактных напряжений с использованием конечноэлементных фрагментов на упругом основании / А.В. Сакало // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2009. – №9. – С. 71-76.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Симонов В.А.**

Брянский государственный технический университет  
241035, г. Брянск, бул. 50 лет Октября, 7  
тел./факс 8 (4832) 56 02 61, 8 (4832) 56 86 37, simonov@umlab.ru

## **РАЗРАБОТКА ПРОФИЛЕЙ ВАГОННЫХ КОЛЕС. ИСХОДНЫЕ ПРЕДПОСЫЛКИ**

**Ключевые слова:** профиль вагонных колес, износ, компьютерное моделирование.

### **Введение**

Результаты многочисленных исследований показывают, что профиль железнодорожных колес, взаимодействующий с головкой рельсов, существенно влияет на динамику экипажной части, безопасность движения и на интенсивность износа в системе колесо-рельс. Рациональные геометрические очертания профиля наряду с физическими свойствами материала способны существенно улучшить экономические показатели в эксплуатации за счет увеличения межремонтных сроков и увеличения ресурса колес.

Задача разработки новых профилей является актуальной в связи с постоянным повышением требований к железнодорожному транспорту и к эффективности его эксплуатации. Современные средства компьютерного моделирования предоставляют новые возможности для её решения. При разработке новых профилей колес нужно учитывать множество факторов. О некоторых из них пойдет речь в настоящей работе с учетом использования программного комплекса «Универсальный Механизм» (ПК УМ) как основного инструмента в решении поставленной задачи.

### **Основной раздел**

Приступая к разработке геометрических очертаний железнодорожных колес, прежде всего, необходимо учесть опыт, накопленный в эксплуатации, особенно касающийся видов отказов. Наибольшая доля отказов связана: а) с износом гребней и поверхностей катания колес; б) с разрушением участков поверхности катания усталостного происхождения; в) с нарушением условий сцепления колеса с рельсом. Эти явления могут быть характерны по отдельности для разных видов экипажей, но могут проявляться и совместно. Используемые на практике нормативные профили должны быть проанализированы и сравнительно оценены в процессе разработки новых профилей.

Вторым фактором, который должен быть учтен при разработке профилей колес, является вид подвижного состава: локомотивы, грузовые ва-

гоны, пассажирские вагоны локомотивной тяги, мотор-вагонный подвижной состав для различных конструкционных скоростей, вагоны метро и т.д. Этот фактор проявляется в различиях осевых нагрузок и скоростей движения, в конструктивных особенностях экипажной части, отражающихся на степени устойчивости к возникновению боковых колебаний виляния колесных пар, в использовании различных типов тормозов, формы колесных дисков и т.д. Иногда для одного и того же вида подвижного состава могут быть использованы колеса с различным профилем, в зависимости от условий эксплуатации, среди которых наиболее существенными являются: скоростной режим и доля кривых участков пути на маршрутах следования экипажей.

Третий фактор – это материал обода колеса. Механические свойства колесных сталей влияют на износостойкость и сопротивление усталостному разрушению. Как правило, эти качества в полной мере не совмещаются в одном материале. Повышение твердости способствует снижению интенсивности износа профилей, но сталь, имеющая высокую твердость, как правило, хуже сопротивляется усталостному разрушению. Опыт внедрения колес повышенной твердости после 2004 показал существенное сокращение затрат на ремонт колес грузовых вагонов (в 1,8 – 3,4 раза в зависимости от типов дефектов). Некоторые результаты эксплуатации колес пассажирских вагонов показали, что расчетный ресурс колес из стали марки «Л» (твердость обода 280-320 НВ) на 38,5% оказался выше, чем из стали марки «2» (твердость обода не менее 255 НВ). В тоже время для локомотивов это мероприятие не привело к успеху. Произошло увеличение обточек колес: на электровозах на 18,5 - 21,7%; на тепловозах на 6 – 43,7% в зависимости от видов дефектов.

Четвертый фактор – это путевая структура. Корректный учет разнообразия геометрических макро и микронеровностей пути, износа профилей рельсов, изменчивости физических параметров должен быть выполнен на основе статистического анализа повторяемости этих факторов в эксплуатации. Например, известно, что на горизонтальную динамику существенное влияние оказывает зазор  $\delta$  в колее между гребнем и боковой поверхностью рельса при центральном положении колёсной пары. При номинальном значении ширины колеи 1520 мм и расстоянии между внутренними боковыми поверхностями обода колес 1400 мм величина зазора для нового профиля вагонного колеса и рельса составляет  $\delta = 7,8$  мм. Зазор  $\delta$  может изменяться в пределах 4,8 – 12,3 мм с учетом допусков на ширину колеи и на посадку колес на ось. А если учесть, что согласно ПТЭ «Ширина колеи менее 1512 и более 1548 мм не допускается», то пределы варьирования зазора становятся 2,8 – 22,3 мм.

Пятый фактор – это методика поиска рациональных профилей. Здесь решающим является инструмент и критерии (целевые функции). В данном случае в качестве инструмента используется ПК УМ с его разнообразными

возможностями разработки полнофункциональных моделей железнодорожных экипажей и пути и средствами многофакторного и многокритериального анализа их динамического поведения. Набор критериев может варьироваться. В любом случае нужно стремиться получить профиль:

- с низкой интенсивностью износа, которая может быть оценена работой сил трения в точках контакта колеса с рельсом;
- с возможно равномерным распределением этой интенсивности вдоль достаточно протяженной линии профиля;
- с низким уровнем контактных напряжений в материале колеса, которые зависят не только от действия нормальных и касательных сил в контакте, но и от площади и формы пятна контакта;
- с достаточно высоким значением коэффициента устойчивости по вкатыванию колеса на рельс;
- с низким уровнем силового поперечного воздействия, как на отдельный рельс, так и на рельсошпальную решетку.

Несмотря на многокритериальность задачи, она на отдельных этапах может быть сведена к однокритериальной благодаря согласованности многих показателей, положенных в основу критерия. Так, рациональный профиль, полученный, например, по критерию минимума интенсивности износа может совпадать с профилем, полученным по критерию бокового воздействия на путь. В то же время требование равномерности распределения интенсивности износа вдоль достаточно протяженной линии профиля часто не согласуется с самим критерием интенсивности износа. Т.е. профиль с наименьшей интенсивностью износа может иметь крайне неравномерное распределение этого износа вдоль образующей профиля. Решение в таких случаях лежит в области компромисса. Задача усложняется необходимостью учета множества условий функционирования подвижного состава, т.е является многофункциональной. Образующая профиля колеса в процессе оптимизации разделяется на отдельные фрагменты, контролируемые соответствующими параметрами, подлежащими определению. Таким образом, задача оптимизации профиля является многокритериальной, многофункциональной и многопараметрической.

Имеющийся в составе ПК УМ модуль прогнозирования износа профиля колеса позволяет оценить эволюцию профиля в процессе эксплуатации. Это выполняется с учетом множества условий функционирования подвижного состава и в конечном итоге позволяет перейти к оценке межремонтных сроков и ресурса колеса по показателю износа. Оценка усталостной долговечности поверхности катания также может быть выполнена с помощью соответствующего модуля ПК УМ.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Спиров А.В., Быков В.А.**

ОАО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (ОАО «ВНИКТИ»),  
140402, г. Коломна, ул. Октябрьской рев., 410  
(496) 618-82-18 доб. 11-63, vnikti-od@yandex.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОРМОЖЕНИЯ ДЛИННОСОСТАВНЫХ Поездов с целью оценки безопасности движения**

**Ключевые слова:** компьютерное моделирование, длинносоставные поезда, безопасность движения, продольные силы в поезде, воздействие на путь.

В ОАО «ВНИКТИ» в 2015 г. проведен комплекс теоретических и экспериментальных исследований продольной динамики и воздействия на путь поездов повышенного веса и длины при различных режимах торможения. Расчеты проведены с применением программного комплекса «Универсальный механизм». В модуле программы UM Train были разработаны компьютерные модели грузовых сдвоенных поездов, состоящих из многосекционных электровозов в голове и в середине состава и необходимого количества грузовых полувагонов в зависимости от массы поезда. Например, модель сдвоенного поезда массой 12 600 т была составлена из 2 секций электровоза ВЛ80С в голове и 2 секций в середине состава и 136 грузовых полувагонов.

При моделировании движения поездов с различными скоростями в прямых и кривых участках пути с различными режимами торможения определялись продольные силы, действующие на каждую секцию электровоза и грузовые вагоны. Характеристики тормозного оборудования электровозов и вагонов соответствовали реальным, определенным ранее при испытаниях, в том числе на стенде во ВНИИЖТ.

При сравнении результатов моделирования по расчету продольных сил в автосцепках и показателей воздействия на путь при торможении сдвоенного поезда массой 12600 т и экспериментальных данных, полученных при испытаниях на Белореченском полигоне в феврале-марте 2015 г., выявлена достаточная их сходимости. Достигнуто совпадение по времени от начала торможения до полной остановки поезда при испытаниях и проведении моделирования. Максимальные замеренные продольные силы на автосцепках пяти полувагонов при испытаниях практически аналогичны полученным при моделировании.

На следующем этапе моделирования проводился анализ динамических качеств и показателей воздействия на путь 3-хмерной модели сцепа из последовательно расположенных 3 полувагонов, 2 секций электровоза и 3 полувагонов. При этом по концам крайних полувагонов сцепа прикладывались определенные ранее продольные силы. Боковые и рамные силы, коэффициенты запаса устойчивости против схода колеса с рельса, углы поворота автосцепок, угловые и поперечные перемещения тележек, прогибы пружин рессорного подвешивания, положение колес в колее определялись при моделировании движения в прямых и кривой радиусом 350 м как на ровном пути, так и с неровностями, соответствующими пути отличного, хорошего и удовлетворительного состояния.

Частоты расчетных и экспериментальных процессов достаточно схожи, разность замеренных максимальных значений рамных и боковых сил секций электровозов и полувагонов с их расчетными значениями составила не более 10%. Как при испытаниях, так и моделировании при действии продольной сжимающей силы наблюдается установка экипажей в перекосное положение (так называемая «ёлочка»). Наиболее это заметно на двух секциях электровоза.

При экстренном торможении синхронно с головного локомотива и локомотива, находящегося в середине состава, в прямом участке пути со скорости 70 км/ч максимальные расчетные и замеренные продольные силы составили 110–112 тс, максимальные боковые силы от колес на рельсы не превышали 10 тс.

Компьютерное моделирование торможения поезда только с головного локомотива показало, что продольные силы возрастают до 140 тс, а боковые силы от колес на рельсы увеличиваются до 12 тс, что превышает действующие нормативные значения.

При дальнейшем моделировании была проведена оценка различных методов снижения продольных и боковых сил. По результатам экстренного торможения поезда массой 12600 т, оборудованного системой распределенного управления тормозами поезда (РУТП), получено, что при синхронном торможении с двух электровозов, расположенных в голове и середине состава, а также с хвоста поезда с помощью БХВ (блок хвостового вагона) максимальные расчетные продольные силы в поезде снижаются до 80 тс, а боковые силы от колес на рельсы – не более 7,5 тс (рис. 1).

С целью уменьшения перекоса экипажей в колее проведено моделирование с установкой между секциями электровоза буферов типовой конструкции. Расчеты показывают, что применение буферов позволяет снизить рамные и боковые силы в 1,6–1,9 раза при продольной силе 110 тс.

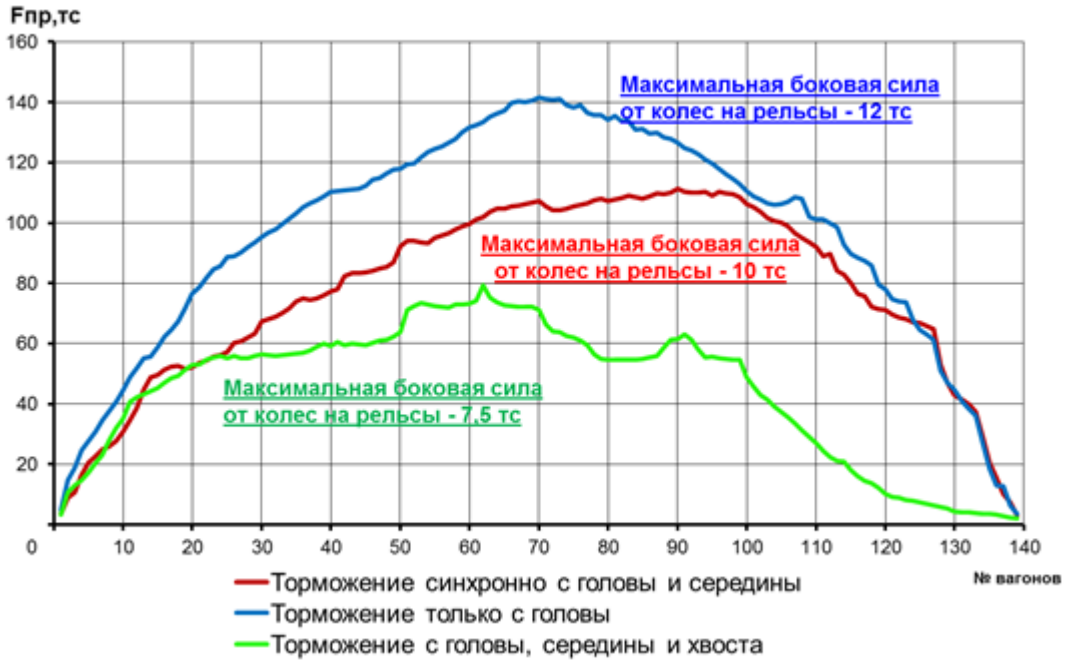


Рис. 1. Распределение максимальных продольных сил по длине состава массой 12600 т при экстренном торможении в прямом участке пути

### Заключение

Компьютерное моделирование с применением программного комплекса «Универсальный механизм» позволяет с достаточной точностью определять динамические качества экипажей тяжеловесных длинносоставных поездов, их продольную динамику и воздействие на путь при движении по пути различного плана и сложного продольного профиля для оценки условий безопасности движения.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Тарасов А.Н.**

Брянский государственный технический университет  
Россия, г. Брянск, бульвар 50-летия Октября, 7  
(4832) 56-36-02, tarasov.79@inbox.ru

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ГИБРИДНОГО МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА В РЕЖИМЕ РЕАЛИЗАЦИИ ПРЕДЕЛЬНЫХ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ**

**Ключевые слова:** гибридный маневровый тепловоз, асинхронный тяговый электропривод, предельные тяговые усилия, динамические процессы, моделирование.

### **Введение**

Использование на локомотивах асинхронных тяговых двигателей с короткозамкнутым ротором является перспективным в силу ряда их известных преимуществ. Однако реализация этих преимуществ возможна только при создании современных высокодинамичных систем управления двигателями, которые весьма сложны и дорогостоящи. Для отработки новых технических решений создаются опытные промышленные образцы тепловозов с асинхронными тяговыми двигателями (АТД), одним из которых является гибридный маневрово-вывозной тепловоз ТЭМ9Н с совместным управлением АТД в пределах каждой тележки, созданный Людиновским тепловозостроительным заводом. Одним из наиболее сложных с точки зрения управления двигателями является режим реализации тепловозом предельных тяговых усилий. В процессе испытаний тепловоза ТЭМ9Н проверялась пилотная версия утилиты по использованию реального коэффициента сцепления, однако алгоритм поиска экстремума пока еще не отлажен. Наиболее целесообразно вести отработку новых алгоритмов управления на электромеханической модели тепловоза.

### **Основной раздел**

Разработана модель экипажной части тепловоза ТЭМ9Н в программном комплексе (ПК) «Универсальный механизм» (УМ) [1]. Динамическая модель тепловоза имеет 66 степеней свободы. Кузов моделируется твердым телом с 6 степенями свободы, и по 30 степеней свободы имеют тела, образующие каждую из тележек. К модели тепловоза для имитации состава с целью правильного отображения перераспределения вертикальных нагрузок осей, которое весьма важно при моделировании срыва сцепления, присоединены модели вагонов.



Асинхронный тяговый электропривод (АТЭП) является весьма сложным объектом управления даже при индивидуальном регулировании осей, параллельное же подключение АТД к одному инвертору еще более усложняет задачу. Моделировался вариант системы управления АТЭП гибридного тепловоза ТЭМ9Н, позволяющий использовать наиболее динамичные алгоритмы управления асинхронными тяговыми двигателями при регулировании потокосцепления статора с применением системы прямого управления моментом (Direct Torque Control – DTC) [2].

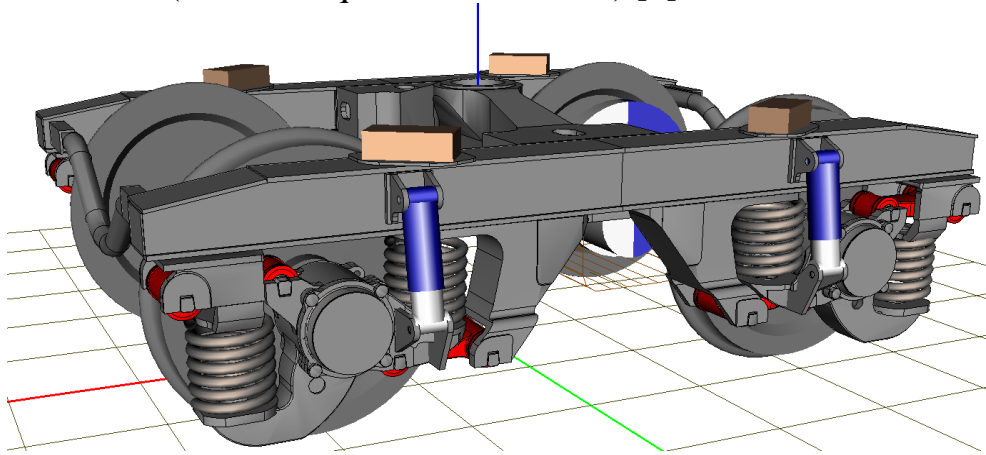


Рис 1. Модель тележки ТЭМ9Н в ПК УМ

Модель системы управления (СУ) выполнена в основной библиотеке ПК MatLab/Simulink с использованием уравнений АТД на основе обобщенной машины, уравнений системы DTC и регуляторов скорости роторов АТД. Моделировались пропорциональные и пропорционально-интегральные регуляторы скорости. Модель СУ соединена с моделью механической подсистемы тепловоза в «УМ» при помощи интерфейса CoSimulation. Интерфейс CoSimulation экспортирует из «УМ» в MatLab/Simulink модель механической части, которая включается в модель электрической подсистемы в виде стандартного блока – S-функции, и с точки зрения пользователя весь процесс моделирования происходит в MatLab/Simulink.

В качестве примера приведены результаты моделирования динамических процессов АТЭП первой тележки тепловоза ТЭМ9Н в режиме реализации предельных тяговых усилий при двух вариантах регулирования: по переменным состояниям первого по ходу движения двигателя тележки АТД\_1 (рис. 2а) и по переменным состояниям второго двигателя АТД\_2 (рис. 2б). При моделировании параметры двигателей АТД\_1 и АТД\_2 и условия сцепления под обеими осями тележки приняты одинаковыми.

Если в системе управления вычисляется задание на момент по переменным состояниям первого двигателя, то, когда первая ось выводится на предел по сцеплению, рабочая точка двигателя АТД\_2 будет находиться на восходящем участке характеристики сцепления ниже максимума потому, что вертикальная нагрузка второй оси больше, чем первой. Срыва сцепле-

ния и колебаний в этом случае не наблюдается (рис. 2а), а реализуемый второй осью электромагнитный момент выше заданного момента  $M_3$ , что является положительным качеством системы, так как способствует повышению тягового усилия.

При управлении АТЭП по переменным состояниям двигателя второй оси эта ось регулируется на пределе по сцеплению в соответствии с заданным моментом ( $M_3$ ) и реализует больший, чем в первом случае электромагнитный момент ( $M_{д2}$ ) (рис. 2б). Но двигатель первой оси попадает при этом на падающий участок характеристики сцепления, в результате чего возникают колебания электромагнитного момента, приводящие к повышенным динамическим нагрузкам в ходовой части.

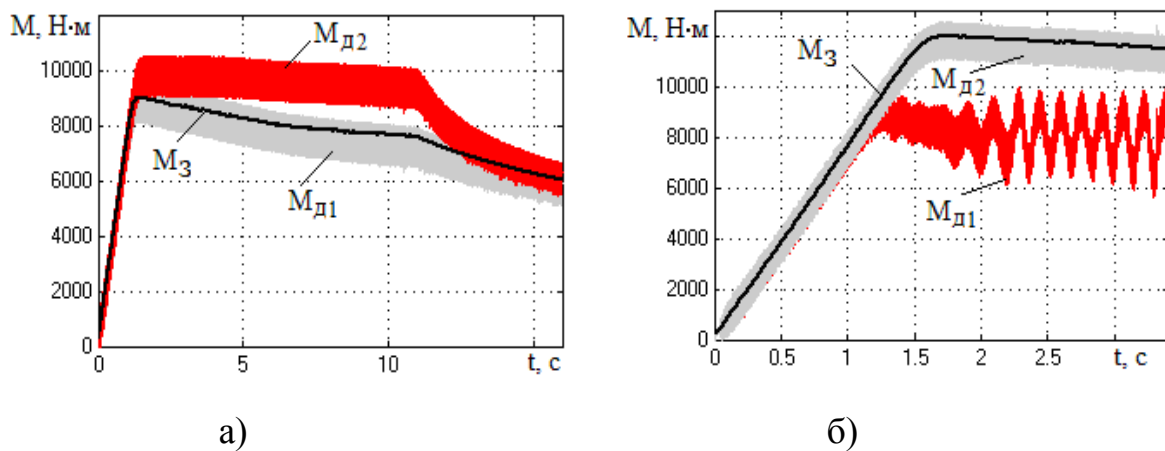


Рис. 2. Результаты моделирования реализации предельных тяговых усилий при разгоне локомотива с составом: а – при регулировании АТЭП по переменным состояниям АТД\_1; б – при регулировании АТЭП по переменным состояниям АТД\_2

В целом, в современных системах с реализацией предельных тяговых усилий, управление АТЭП в режиме тяги по переменным состояниям медленно вращающегося двигателя тележки приводит к повышенным динамическим нагрузкам. И хотя оно может способствовать очищению рельсов, с целью снижения нагрузок целесообразно управление в режиме тяги по переменным состояниям быстро вращающегося двигателя.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лаборатория вычислительной механики БГТУ: [сайт]. – URL: <http://www.universalmecanism.com>.
2. Система энергоэффективного двухзонного регулирования скорости асинхронного двигателя с прямым управлением моментом. Патент РФ RU 159422/ Г.А. Федяева, А.Н. Тарасов, Т.В. Смородова, Д.В. Конохов // Официальный бюллетень Российского агентства по патентам и товарным знакам. Изобретения. Полезные модели. Опубл. 10.02.2016, Бюл. № 4.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Федяева Г.А., Смородова Т.В., Ковалев Р.В., Конохов Д.В.**

Брянский государственный технический университет  
Россия, г. Брянск, бульвар 50-летия Октября, 7  
(4832) 56-36-02, e-mail: farabellum@gmail.com

## **ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕДВИЖЕНИЕМ**

**Ключевые слова:** механизм передвижения, мостовой кран, динамические нагрузки колес, устранение перекоса, система управления.

### **Введение**

Механизмы передвижения мощных мостовых кранов, имеющие раздельный электропривод опор, требуют специальных мер по снижению перекоса и поперечного смещения моста относительно рельсов, приводящего к трению реборд о рельсы и интенсивному износу колес и рельсов. При разработке современных систем управления мостовыми кранами весьма важную роль играет анализ динамических процессов в электрической и механической подсистемах крана в их взаимодействии и взаимовлиянии. Такие исследования позволяют снизить возникающие нагрузки и продлить срок службы крановых механизмов за счёт улучшения средств управления.

Для анализа динамических процессов в механической части крана целесообразно использовать программный комплекс (ПК) «Универсальный механизм» (УМ) [1], позволяющий выполнить моделирование с высокой степенью детализации и визуализации. Передвижение крана по рельсам имеет много общего с передвижением железнодорожных экипажей, что дает возможность использовать при моделировании ряд встроенных модулей УМ. Для исследования управляемого движения мостового крана разработана комплексная электромеханическая модель.

### **Основной раздел**

Модель механической части мостового крана (рис. 1) разработана в ПК УМ с учетом принятых в данном комплексе основных допущений. Все тела модели соединяются друг с другом с помощью различного рода элементов, которые, в свою очередь, обуславливают возможные перемещения тел. Так, к раме крана, имеющей все шесть степеней свободы, неподвижно крепятся кабина и площадка для обслуживания цеховых троллеев. Балансирные тележки соединены с рамой с помощью вращательных шарниров с одной степенью свободы. Таким же образом с балансирными соединены крановые колеса. Грузовая тележка имеет шесть степеней свободы и кон-

тактирует с пролетными балками. Груз представляет собой физический маятник, который может совершать пространственные колебания относительно точки крепления подвеса к тележке. Модель пути принята упруго-вязкой.

Адекватность модели мостового крана проверена путем сравнения результатов моделирования отдельных режимов движения мостового крана грузоподъемностью 70 т с аналитическими расчетами. Например, сравнивались величины вертикальных нагрузок на колеса крана, как в статическом режиме, так и при движении крана с колебаниями груза вдоль оси пути. Максимальная погрешность не превышает 5%.

Разработанная модель позволяет анализировать различные неблагоприятные варианты движения крана. В качестве примера на рис. 2 приведены результаты моделирования одного из режимов движения крана без использования специальных мер коррекции перекоса.

Из графиков видно, что без коррекции в момент времени  $t \approx 29$  с происходит контакт реборд колес первой левой балансирной тележки с рельсами. На рис. 2а приведены возникающие при этом боковые контактные силы, на рис. 2б – анимация контактных сил в момент соприкосновения реборд с рельсами (вверх направлены нормальные вертикальные реакции всех колес, вправо – нормальные боковые реакции первого и второго колес в точке контакта реборд с рельсами  $F_{k1}$  и  $F_{k2}$  соответственно).

Реборды, воспринимая нагрузку, ограничивают дальнейшее смещение крана, предотвращая сход крана с рельсов. При этом в точках контакта возникает процесс трения скольжения, что способствует сокращению срока службы как крановых колес, вследствие интенсивного износа реборд, так и подкрановых путей.

Разработана замкнутая микропроцессорная система управления электропривода передвижения мостового крана, обеспечивающая коррекцию положения моста относительно рельсов таким образом, чтобы исключить контакт реборд крановых колес с рельсами во всех режимах работы крана [2]. При этом управление основывается на непосредственной идентификации перекоса и поперечного смещения с помощью четырех бесконтактных датчиков, измеряющих расстояния до рельсов вблизи каждого из крановых колес [3]. Математическое моделирование системы управления электропривода передвижения мостового крана с предложенной системой коррекции перекоса выполнено в ПК MatLab/Simulink, широко используемом для моделирования автоматизированного электропривода.

Для создания комплексной электромеханической модели применен имеющийся в ПК UM интерфейс CoSimulation. Моделирование электромеханической системы крана на основе совмещения программных комплексов UM и MatLab/Simulink показывает, что предлагаемая система управления электропривода передвижения ограничивает перекося и практически

исключает контакт реборд колес крана с рельсами, снижая таким образом нагрузки на ходовую часть мостового крана и подкрановые пути.

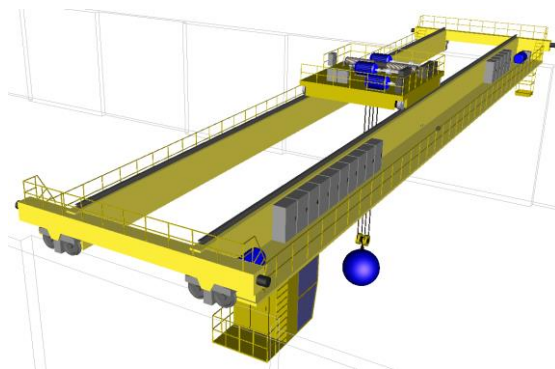


Рис. 1. Модель мостового крана в UM

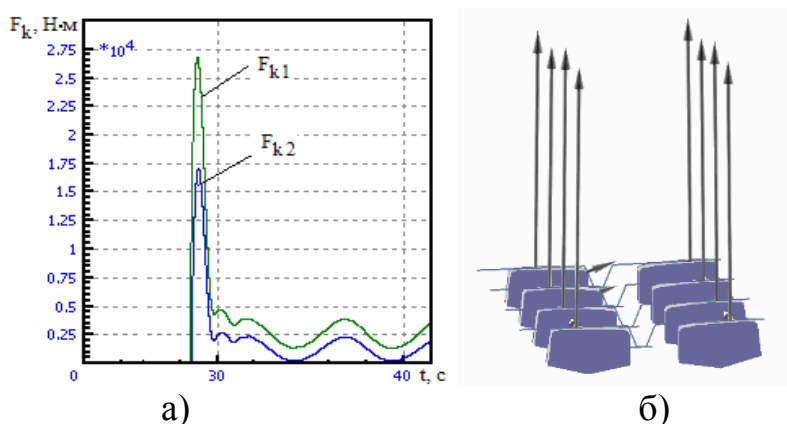


Рис. 2. Результаты моделирования движения крана без коррекции перекоса: а – нормальные боковые реакции колес в точке контакта реборд с рельсами; б – анимация контактных сил

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662-а.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лаборатория вычислительной механики БГТУ: [сайт]. – URL: <http://www.universalmecanism.com>.
2. Система управления асинхронным электроприводом передвижения. Патент РФ RU 152038 / Г.А. Федяева, Д.В. Кочевин, Т.В. Смородова, И.Ю. Бутарев // Официальный бюллетень Российского агентства по патентам и товарным знакам. Изобретения. Полезные модели. Опубл. 27.04.2015, Бюл. № 12.
3. Кочевин, Д.В. Система управления электропривода передвижения мостового крана / Д.В. Кочевин, Г.А. Федяева // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2012. – №3. – С. 4-11.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*

ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Шорохов С.Г., Антипин Д.Я.**

Брянский государственный технический университет  
г. Брянск, бул. 50 лет Октября, 7  
(4832) 56-04-66, shorsg@yandex.ru

## **ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ ПРИ СОУДАРЕНИЯХ**

**Ключевые слова:** пассажирский вагон, соударение, препятствие, сценарий соударения.

### **Введение**

Безопасность перевозочного процесса при организации пассажирского железнодорожного сообщения – один из ключевых факторов развития транспортной отрасли России. Повышенные требования к современному пассажирскому подвижному составу, внедрение на железнодорожном транспорте высокоскоростных поездов местного и дальнего сообщения повышает конкурентоспособность железных дорог в сфере пассажирских перевозок, но, в свою очередь, приводит к увеличению вероятности продольных аварийных соударений поездов с препятствиями, отражающих 99,2% зарегистрированных случаев аварийных столкновений на железных дорогах России [1]. Возникающие при этом значительные динамические нагрузки, воздействующие на кузова подвижного состава, приводят к разрушению подвижного состава, значительному травмированию пассажиров и членов поездных бригад, порче багажа. В связи с этим оценка динамической нагруженности пассажирских вагонов при соударениях поездов с препятствиями является актуальной задачей как на этапе проектирования современных конструкций пассажирского подвижного состава, так и при модернизации эксплуатируемых в настоящее время пассажирских вагонов.

### **Основной раздел**

Участившиеся в последние годы случаи аварийных соударений пассажирских поездов с препятствиями, характеризующихся значительным повреждением железнодорожного подвижного состава, и постоянный рост требований по безопасности пассажирских перевозок привели к принятию в 2013 г. межгосударственного стандарта – ГОСТ 32410-2013 «Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля» [2], устанавливающего требования по пассивной безопасности всего вновь выпускаемого пассажирского подвижного состава. В соответствии с [2] при разработке крэш-

систем рассматривается два сценария столкновения: сценарий 1 – моделирует аварийное столкновение на железнодорожном переезде с автомобилем; сценарий 2 – моделирует аварийное столкновение с грузовым вагоном.

Поскольку проведение натуральных экспериментов при оценке динамической нагруженности подвижного состава при соударениях затруднено ввиду их высокой стоимости, в работе данная задача решалась методами компьютерного моделирования с использованием программного комплекса моделирования динамики систем тел «Универсальный механизм».

Для оценки динамической нагруженности пассажирских вагонов при соударениях в рамках рассматриваемых сценариев столкновения разработаны три варианта компьютерной модели соударения:

- 1 вариант – упрощенная твердотельная компьютерная модель;
- 2 вариант – уточненная твердотельная компьютерная модель;
- 3 вариант – гибридная компьютерная модель.

В упрощенной твердотельной модели пассажирский поезд представлялся совокупностью систем связанных твердых тел, соединенных посредством силовых контактных элементов и шарниров. Компьютерные модели локомотива и вагонов состоят из модели кузова, соединенного с моделями тележек. Моделирование взаимодействия единиц поезда между собой осуществляется включением в расчетные схемы вагонов и локомотива компьютерных моделей автосцепного устройства, представляющих собой систему твердых тел, взаимодействующих с помощью вращательных шарниров и контактных элементов.

Второй вариант компьютерной модели соударения характеризуется детальной проработкой моделей тележек пассажирских вагонов, учитывающих силы взаимодействия кузова вагона с тележками, элементов тележек между собой и рельсовым путем. В компьютерную модель поезда включена модель магистрального пассажирского электровоза ЧС-7.

Третий вариант расчетной схемы соударения представляет собой гибридную компьютерную модель, в которой кузов исследуемого вагона представлен упругой конечноэлементной моделью, связанной силовыми элементами и шарнирами с твердотельными моделями тележек и автосцепных устройств.

В упрощенной твердотельной модели соударения компьютерные расчетные схемы препятствий представляют собой абсолютно твердые тела, обладающие одной поступательной степенью свободы в направлении оси движения поезда. В уточненной твердотельной и гибридной компьютерных моделях соударения в качестве препятствий использованы твердотельные модели грузового автомобиля массой 10 т и грузового вагона массой 80 т.

При численных экспериментах получены графики распределения максимальных сжимающих усилий и ускорений по длине поезда. В качестве примера на рис. 1 показаны результаты моделирования столкновения пассажирского поезда с грузовым вагоном.

При столкновении поезда с автомобилем в элементах несущей конструкции локомотива (на графике N=1) могут возникать пластические деформации. При этом на вагоны (на графике N = 2, 3, 4, 5) воздействуют усилия, не приводящие к их пластическому деформированию. При столкновении поезда с грузовым вагоном пластические деформации могут наблюдаться в несущих конструкциях локомотива и первых трех вагонов.

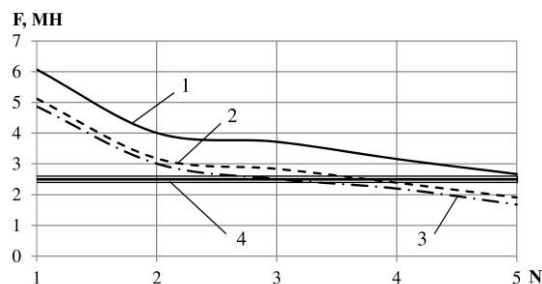


Рис. 1. Распределение максимальных сжимающих усилий по длине поезда при столкновении поезда с грузовым вагоном:

1 – упрощенная твердотельная модель; 2 – уточненная твердотельная модель; 3 – гибридная модель; 4 – предельное значение силы

При столкновении пассажирского поезда с автомобилем наибольшие ускорения воздействуют на локомотив, но не превышают допустимый уровень 5g. При столкновении с грузовым вагоном величина ускорений, действующих на первые два вагона, превышает критическое значение, при которых увеличивается риск травмирования пассажиров внутри поезда.

### Заключение

Полученные результаты свидетельствуют о необходимости снижения динамической нагруженности пассажирских вагонов при аварийных соударениях путем установки крэш-систем. Перспективными направлениями исследования является изучение более широкого круга аварийных соударений, учитывающих различные режимы эксплуатации поездов, расширение номенклатуры рассматриваемых типов подвижного состава, увеличение диапазона возможных скоростей соударений и др.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Технические требования к системе пассивной безопасности подвижного состава для пассажирских перевозок железных дорог колеи 1520 мм: утв. распоряжением ОАО «Российские железные дороги» от 20.12.11 №2740р.
2. ГОСТ 32410-2013. Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля.

*Материал поступил в редколлегию 04.03.16.*



ISBN 978-5-89838-885-0. Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ. Брянск, 2016.

УДК 629.4

**Языков В.Н.**

Брянский государственный технический университет  
Россия, 241035, г. Брянск, бул. 50-летия Октября, 7  
тел., факс: +7 (4832) 568637, yazykov@umlab.ru

## **РАЗВИТИЕ МОДУЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ ПОЕЗДА ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА «УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ»**

**Ключевые слова:** продольная динамика поезда.

### **Введение**

В состав программного комплекса «Универсальный механизм» (ПК УМ) входит модуль UM Train, предназначенный для моделирования продольной динамики поезда. Этот модуль используется для решения многих практических задач: исследования безопасности движения поездов, выбора эффективных режимов ведения поезда, расчета тормозного пути поезда и т.д. В последнее время данный модуль стал применяться для создания программного обеспечения для тренажеров машиниста поезда. В данной работе рассмотрены новые возможности модуля UM Train, добавленные как для исследования динамики поезда, так и для тренажеров машиниста.

### **Новые возможности модуля UM Train**

Одним из важных примеров практического использования модуля UM Train является тренажер машиниста поезда. Ключевым элементом программного обеспечения тренажеров – математическое ядро, моделирующее динамику поезда в соответствии с действиями машиниста и внешними условиями. Математическое ядро должно рассчитывать продольную динамику поезда, вычислять текущее состояние основных систем поезда, к которым в первую очередь надо отнести тормозную и тяговую системы. Опыт использования модуля UM Train в качестве подобного математического ядра показал свою эффективность [1]. С его помощью были разработаны тренажеры для восьми магистральных локомотивов и скоростных электропоездов. На рис. 1 представлена фотография тренажера машиниста поезда, в котором в качестве математического ядра используется ПК УМ.

Современные локомотивы и в особенности скоростные электропоезда имеют сложные тяговые и тормозные системы с электронным управлени-

ем. Опишем основные особенности, добавленные в модуль UM Train для моделирования таких экипажей.

Весьма распространенным типом тормоза, который теперь может использоваться в ПК УМ, является так называемый смешанный тормоз, который позволяет применять совместно электродинамический и пневматический фрикционный тормоз. Машинист при использовании подобной тормозной системы задает необходимую величину тормозной силы поезда в долях от максимальной, а блок управления самостоятельно управляет работой тормозов. Причем сначала включается динамический тормоз, и только если его мощности недостаточно для реализации заданной тормозной силы, блок управления добавляет пневматический тормоз. Такой тип тормоза позволяет существенно снизить износ фрикционных накладок и тормозных дисков.



Рис. 1. Тренажер машиниста поезда, созданный с помощью ПК УМ

Кроме того, широкое применение нашла тормозная система с двумя пневматическими магистралями: тормозной, которая используется для передачи сигналов торможения, и питательной, которая заполняет резервуары на всех экипажах поезда. Такая двухмагистральная система также реализована в ПК УМ и используется в основном при создании моделей для тренажеров машиниста электропоезда.

В скоростных поездах часто применяются системы защиты пассажиров от перегрузки, которые ограничивают скорость роста тяговых и тормозных сил поезда. Соответствующий программный инструмент также был добавлен в модуль UM Train.

Еще одной важной особенностью, которая должна быть реализована в модели локомотива для тренажера машиниста поезда, является учет срыва сцепления в юз или боксование при превышении предела по сцеплению колес с рельсами. Важно не только уметь определять сам факт срыва сцеп-

ления, но и рассчитывать изменяющуюся при этом скорость вращения колесной пары, так как от нее зависят моменты и токи тягового двигателя. Для учета этих эффектов в модель экипажа для каждой колесной пары добавлено тело с одной вращательной степенью свободы, к которому прикладываются моменты, действующие на колесо со стороны пути, и тяговые и тормозные моменты.

Также в модуле UM Train был значительно переработан режим ведения поезда по заданному графику скорости. В данном режиме к поезду прикладывается управляющая сила, обеспечивающая его движение с требуемой скоростью. Управляющая сила рассчитывается на основе уравнения движения поезда, таким образом, чтобы уравновесить текущую силу сопротивления движению и силу инерции поезда.

Один из примеров моделирования движения тяжеловесного поезда, состоящего из 238 вагонов, по магистральному пути в режиме ведения по заданному графику показан на рис. 2.

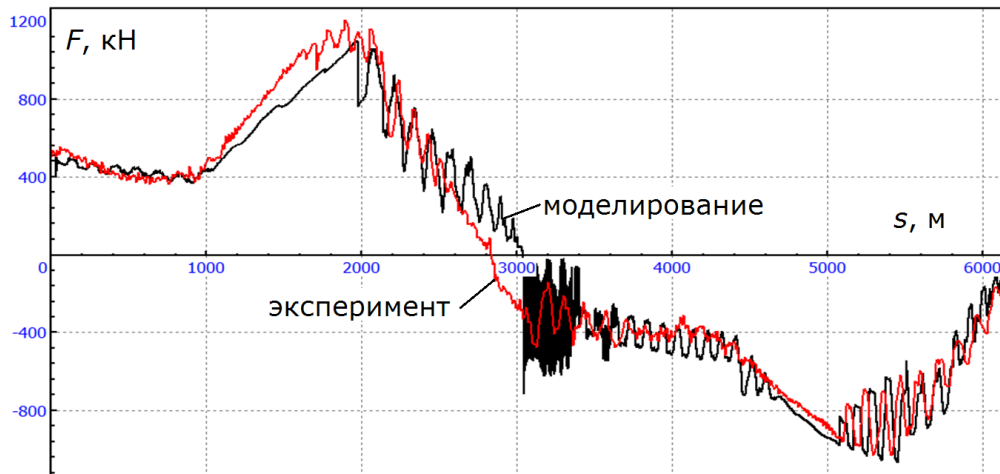


Рис. 2. Сравнение продольных сил вагона №111

Здесь представлены экспериментальные и полученные при моделировании продольные силы в автосцепке 111-го вагона. Из представленных графиков видно, что результаты эксперимента и моделирования имеют хорошее и качественное, и количественное совпадение.

Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 14-01-00662а.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Языков, В.Н. Численное моделирование динамики поезда в режиме реального времени / В.Н. Языков // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2015. – №2(46). – С. 123-126.

## Именной указатель

Агапов Д.Г. ....	7
Акишин А.А. ....	69, 72
Андрющенко А.А. ....	9
Антипин Д.Я. ....	93
Боуи Р. ....	35
Быков В.А. ....	84
Волохов Г.М. ....	38
Гайворонский Е.Г. ....	12
Герасимов М.А. ....	15
Гетманский В.В. ....	18
Горобцов А.С. ....	18
Гусев А.В. ....	21
Дзюбан О.Л. ....	24
Евельсон Л.И. ....	27
Жиров П.Д. ....	30
Зарифьян А.А. (мл.) ....	9
Илюшин А.В. ....	7
Иншакова С.В. ....	48
Калмыков А.С. ....	44
Керенцев Д.Е. ....	32
Ковалев Р.В. ....	35, 54, 90
Колпахчян П.Г. ....	9
Комарова А.Н. ....	21
Конохов Д.В. ....	90
Коссов В.С. ....	38
Кравцов С.А. ....	30
Кузьмицкий Я.О. ....	41
Лютак Р.Д. ....	24
Мартынов И.Э. ....	44
Михеев Г.В. ....	24, 57
Мустафаев Ю.К. ....	46
Насонов А.А. ....	18
Новокщёнов А.А. ....	18
Овечников М.Н. ....	38
Ольшевский А.А. ....	48
Орлова А.М. ....	21
Памфилов Е.А. ....	27
Погорелов Д.Ю. ....	51, 54, 57, 63
Попович С.И. ....	60
Родиков А.Н. ....	57, 63, 66
Рудакова Е.А. ....	21
Савоськин А.Н. ....	69, 72
Сакало А.В. ....	35, 75, 78

Сакало В.И. ....	75, 78
Симонов В.А. ....	81
Сморудова Т.В. ....	90
Спиров А.В. ....	84
Тарасов А.Н. ....	87
Тимаков М.В. ....	38
Томашевский С.Б. ....	57
Труфанова А.В. ....	44
Федяева Г.А. ....	90
Фирсова В.О. ....	18
Цыганков А.В. ....	27
Шамдани А. ....	35
Шевченко Д.В. ....	41, 60
Ширяева Л.И. ....	27
Шовкун В.А. ....	44
Шорохов С.Г. ....	93
Языков В.Н. ....	35, 96
Ямандий О.Ю. ....	24