На правах рукописи

УДК 629.33

Горелов Василий Александрович

НАУЧНЫЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИЖЕНИЯ МНОГООСНЫХ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Специальность 05.05.03 - Колесные и гусеничные машины

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Москва 2012

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана.

Научный консультант: доктор технических наук, профессор Котиев Георгий Олегович.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Барахтанов Лев Васильевич, доктор технических наук, профессор Кушвид Рубен Петрович, доктор технических наук, профессор Шухман Сергей Борисович.

Ведущая организация: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ».

Защита диссертации состоится «01» октября 2012 г. в 14^{30} на заседании диссертационного совета Д212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба направлять по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
2000596
Горелов В.А.Научные метод

Автореферат разослан «28» августа 2012 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, профессор Сарач Е.Б.

Ан 1 ...

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Для развития различных отраслей экономики и обеспечения обороноспособности особое значение имеет эффективная доставка неделимых крупногабаритных и тяжеловесных грузов, масса которых может достигать сотен тонн. Особая роль в решении этой проблемы отводится автопоездам, поскольку только с их помощью возможна транспортировка подобного рода грузов по дорогам общего пользования и, частично, по бездорожью. Большая номенклатура всех видов и типов перевозимых изделий, огромный диапазон их массово-габаритных параметров, разнообразие форм и конструкций обуславливает необходимость создания различных вариантов автопоездов-тяжеловозов.

Одним из наиболее сложных вопросов, связанных с созданием многозвенных автопоездов, является обеспечение необходимого уровня маневренности. Значительные габариты автопоездов по длине и ширине, наличие одного или нескольких прицепов или полуприцепов и необходимость выполнения задач транспортировки в сложных дорожных условиях выдвигают маневренность в число основных эксплуатационных характеристик. В то же время, очевидно, что с усовершенствованием поворотных устройств, внедрением автоматизированных устройств для вписываемости всех звеньев автопоезда в габаритную полосу головного звена состав автопоездов может быть увеличен при одновременном обеспечении безопасности движения.

Большие перспективы имеет использование многоосных колесных транспортных комплексов (МКТК), в том числе и многозвенных, в районах со слаборазвитой сетью дорог, т.е. при движении по бездорожью, что особенно актуально для нашей страны.

Стремление к повышению проходимости при движенни в таких условиях привело к созданию активных автопоездов со всеми ведущими колесами. Активные автопоезда могут эксплуатироваться как в тяжелых дорожных условиях, так и при транспортировке грузов по твердым опорным основаниям, в том числе, в рамках существующей дорожной сети. Однако следует отметить, что отсутствие эффективных методов прогнозирования эксплуатационных свойств автопоездов при различных конструктивных решениях на стадиях проектирования является сдерживающим фактором развития данного направления.

Очевидно, что повышение безопасности и энергоэффективности движения колесных транспортных комплексов, в первую очередь, возможно за счет создания новых законов управления движением, эффективность которых должна оцениваться методами имитационного математического моделирования.

Проведение вычислительных экспериментов на ранних стадиях создания автопоездов дает возможность исследовать эффективность

МГТУ
им. Н.Э. Баумана
Библиотека

различных законов и алгоритмов управления поворотом колес, подводом мощности к движителям на совокупности дорожных условий, при выполнении различных маневров, в том числе, соответствующих отраслевым стандартизованным испытаниям. Это позволяет разработчикам определяться не только с требованиями к системам управления, с возможными вариантами конструкции и т. п., но и сокращать сроки доводочных испытаний и, тем самым, снижать стоимость разработки, прокладывать рациональные маршруты движения, опираясь на возможность прогнозирования траектории.

Таким образом, разработка новых научных методов повышения безопасности и эффективности движения МКТК при транспортировке тяжелых неделимых крупногабаритных грузов различного назначения является актуальной.

Цель и задачи. Целью работы является повышение безопасности и энергоэффективности движения многоосных колесных транспортных комплексов при перевозке тяжелых крупногабаритных неделимых грузов.

Для достижения цели в работе были поставлены и решены следующие задачи:

- создана математическая модель движения автопоезда по недеформируемым опорным основаниям для оценки безопасности и энергоэффективности при транспортировке тяжелых неделимых крупногабаритных грузов;
- разработан расчетно-экспериментальный метод математического моделирования взаимодействия колесных движителей с деформируемыми опорными основаниями;
- создан лабораторный расчетно-экспериментальный комплекс для оценки тягово-энергетических свойств движителей и проведения экспериментальных исследований качения одиночных колесных движителей по твердым и деформируемым опорным основаниям в различных режимах и условиях движения;
- разработана математическая модель движения многозвенного автопоезда по деформируемым опорным основаниям для оценки энергоэффективности и безопасности при транспортировке тяжелых неделимых крупногабаритных грузов в условиях бездорожья;
- разработан метод прогнозирования опорной проходимости многозвенных колесных транспортных комплексов при движении по деформируемым опорным основаниям;
- проведены экспериментальные исследования маневренности автопоезда при движении по недеформируемому опорному основанию, а также экспериментальные исследования движения колесных транспортных комплексов в условиях бездорожья с целью сравнения результатов имитационного моделирования и натурных экспериментов для оценки адекватности разработанных математических моделей движения;

- разработаны законы управления движением колесных транспортных комплексов, направленные на повышение безопасности и энергоэффективности;
- проведена комплексная оценка работоспособности и эффективности разработанных законов управления движением по критериям безопасности и энергозатратности.

Научная новизна работы заключается:

в создании нового метода математического моделирования движения многозвенных колесных транспортных комплексов по недеформируемым опорным основаниям, позволяющего оценивать безопасность и энергоэффективность движения при транспортировке тяжелых неделимых крупногабаритных грузов на стадии проектирования техники, а также на этапе подготовки перевозки. Особенность метода заключается в возможности исследования транспортных комплексов с любым числом звеньев при различных конструктивных особенностях сцепных устройств. Метод базируется на разработанной математической модели движения автопоезда в составе автомобиля-тягача и прицепного звена по недеформируемому опорному основанию, в которой впервые учтена возможность реализации различных законов и алгоритмов для систем рулевого управления, а также различных сочетаний активных и пассивных звеньев. Модель позволяет имитировать движение автопоезда в заданных условиях эксплуатации, и, тем самым, значительно сократить сроки проектирования, доводочных испытаний, а также сроки подготовки к перевозке тяжелых неделимых крупногабаритных грузов и повысить безопасность и энергоэффективность движения;

в разработке нового метода математического моделирования взаимодействия движителей колесных транспортных комплексов с деформируемыми опорными основаниями. Особенностью метода является использование экспериментальных интегральных характеристик взаимодействия одиночных движителей с опорными поверхностями, полученных по результатам стендовых или полигонных испытаний;

в создании метода прогнозирования опорной проходимости многозвенных колесных транспортных комплексов по деформируемым опорным основаниям. Метод позволяет оценивать безопасность и энергоэффективность движения при перевозке тяжелых неделимых крупногабаритных грузов в условиях бездорожья на стадии проектирования техники. Особенностью метода является новая разработанная математическая модель движения автопоезда в составе автомобиля-тягача и прицепного звена по деформируемому опорному основанию, позволяющая проводить оценку энергоэффективности при выполнении перевозок тяжелых неделимых крупногабаритных грузов в условиях бездорожья на стадии проектирования. Модель позволяет учитывать различный характер связи

между звеньями автопоезда, раздельное перемещение звеньев, разные сочетания активных и пассивных звеньев, разнообразие схем трансмиссии и законов распределения моментов по колесам тягача и прицепного звена. Особенностью модели является использование экспериментальных тягово-энергетических и тягово-сцепных характеристик взаимодействия движителей с опорным основанием в различных режимах движения;

в разработке новых законов управления движением колесных транспортных комплексов:

– разработана система обеспечения проходимости колесных транспортных комплексов в сложных дорожных условиях, основанная на законе управления индивидуальным приводом движителей, работающим по критерию поддержания максимальной (исходя из внешних условий) удельной силы тяги на каждом колесе путем управления педалью подачи топлива;

– разработан закон распределения моментов по колесам пропорционально относительным нормальным нагрузкам, приходящимся на каждый движитель. Закон позволяет реализовать преимущества блокированной и дифференциальной схем трансмиссии.

– разработан закон автоматизированного управления движением колесного транспортного комплекса по заданной траектории, позволяющий осуществлять безопасное движение при исключении водителя из процесса управления;

– разработан закон всеколесного рулевого управления для транспортных комплексов, основанный на изменении положения полюса рулевого управления в зависимости от угла поворота рулевого колеса, позволяющий повысить устойчивость при маневрировании на высоких скоростях и снизить требования к квалификации водителя;

– разработана система повышения безопасности при выполнении маневров, направленная на предотвращение опрокидывания и заноса. Система автоматически ограничивает скорость движения при маневрировании по критериям величины бокового ускорения и рассогласования в теоретической и фактической кривизне траектории;

в результатах теоретических исследований движения колесных транспортных комплексов при разработанных новых законах управления, обеспечивающих повышение безопасности и энергоэффективности при перевозке тяжелых неделимых крупногабаритных грузов.

Указанные основные положения разработанных новых научных методов повышения безопасности и энергоэффективности движения многоосных колесных транспортных комплексов при перевозке тяжелых неделимых крупногабаритных грузов выносятся на защиту.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и результатов базируются на теоретических и экспериментальных

исследованиях динамики многозвенных колесных транспортных комплексов, а также на использовании апробированных методов имитационного математического моделирования.

Практическая ценность работы. В ходе выполнения исследований для практического использования при проектировании многозвенных колесных транспортных комплексов и прогнозировании характеристик движения при перевозке тяжелых неделимых крупногабаритных грузов разработаны:

- комплекс программ для ЭВМ, позволяющий имитировать динамику движения автопоезда в составе автомобиля-тягача и прицепного звена по недеформируемым опорным основаниям при различных конструктивных особенностях сцепного устройства и законах управления поворотом колес и, тем самым, сократить сроки проектирования и доводочных испытаний;
- комплекс программ для ЭВМ, позволяющий имитировать динамику движения автопоезда в составе автомобиля-тягача и прицепного звена по деформируемым опорным основаниям при различном характере связи между звеньями, в случае раздельного перемещения звеньев, при разных сочетаниях активных и пассивных звеньев, при различных схемах трансмиссии и законах распределения моментов по колесам тягача и прицепного звена и, тем самым, сократить сроки проектирования и доводочных испытаний;
- комплекс законов и алгоритмов управления движением, реализованных в виде отдельных программ для моделирования на ЭВМ;
- методы оценки безопасности и энергоэффективности движения, позволяющие проводить сравнительные испытания при различных вариантах конструкции.

Реализация результатов работы. Результаты работы внедрены в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», в ОАО «КАМАЗ», в ЗАО «БАЗ», в ЗАО ПКТГ «Спецтяжавтотранс», в НИИ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, а также используются в учебном процессе при подготовке инженеров на кафедре СМ-10 «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Материалы диссертационного исследования являются частью отчета по ОКР «Платформа – О/МГТУ».

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались: на научно-технических семинарах кафедры СМ-10 – «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2008 – 2012 гг. (г. Москва); на научно-техническом семинаре кафедры «Тягачи и амфибийные машины» ГТУ МАДИ (г. Москва, 2008 г.); на Всероссийской молодежной научно-технической конференции (г. Нижний Новгород, 2009 г.); на Международной научно-практической конференции «Прогресс транспортных средств и систем» (г. Волгоград, 2009 г.); на Международной конференции «Проблемы развития механики» (Монголия,

г. Улан-Батор, 2009 г.); на Международной конференции «Наука и технологии к развитию Монголии» (Монголия, г. Улан-Батор, 2009 г.); на Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Какой автомобиль нужен России?» (г. Омск, 2010 г.); на 5-ой Всероссийской научно-практической конференция «Перспективные системы и задачи управления» (п. Домбай, Карачаево-Черкесская Республика, 2010 г.); на 6-ом Международном автомобильном научном Форуме «Проблемы создания транспортных средств нового поколения, обеспечивающих выполнение перспективных требований по экологии, энергосбережению и безопасности» (г. Москва, 2008 г.); на Международной научно-технической конференции «Проектирование колёсных машин», посвящённой 75-летию кафедры «Колёсные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, 2012 г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 29 научных работ, из них по списку, рекомендованному ВАК РФ, 22.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, семи глав, основных выводов и списка литературы. Работа изложена на 336 листах машинописного текста, содержит 227 рисунков, 14 таблиц. Библиография работы содержит 205 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, приведено краткое содержание выполненных исследований, сформулирована цель работы и отражены основные положения научной новизны, выносимые на защиту.

В первой главе проведен анализ трудов отечественных и зарубежных авторов, посвященных общим вопросам теории криволинейного движения колесных транспортных средств и влиянию на устойчивость и управляемость различных особенностей конструкции автомобилей и автопоездов (рис. 1). Обобщена информация по влиянию конструктивных и эксплуатационных факторов автопоездов на проходимость, представлены способы обеспечения проходимости многозвенных транспортных комплексов при движении по бездорожью. Проанализирован опыт отечественных и зарубежных ученых в разработке математических моделей взаимодействия колесных движителей с твердыми и деформируемыми опорными основаниями, представлен анализ подходов к созданию математических моделей движения автопоездов.

Особенно отмечены работы Я.С. Агейкина, П.В. Аксенова, Д.А. Антонова, Л.В. Барахтанова, М.Г. Беккера, Б.Н. Белоусова, В.В. Белякова, Ю.А. Брянского, С.Г. Вольского, Н.С. Вольской, Дж. Вонга, М.С. Высоцкого, Г.И. Гладова, А.Б. Дика, Я.Х. Закина, В.И. Кнороза, Г.О. Котиева, Н.Ф. Кошарного, Р.П. Кушвида, В.В. Ларина, А.С. Литвинова, В.Н. Наумова, В.А. Петрушова, Ю.В. Пирковского, В.Ф. Платонова,

С.Д. Попова, А. Риса, Ю.Л. Рождественского, Г.А. Смирнова, Я.Е. Фаробина, А.А. Хачатурова, Г.Д. Цейтлина, М.П. Чистова, С.Б. Шухмана, Д.Р. Эллиса и труды научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, МАДИ, МАМИ, 21 НИИИ МО РФ, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», БНТУ (г. Минск), Академии БТВ, НИЦИАМТ.

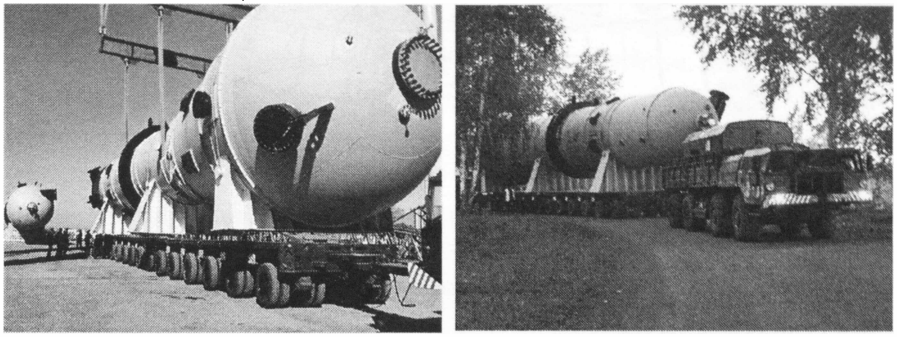


Рис. 1. Перевозка крупногабаритных неделимых грузов

Таким образом, в первой главе сформулированы задачи, решение которых необходимо для достижения поставленной в работе цели.

Во второй главе представлены математическая модель движения автопоезда в составе автомобиля-тягача и прицепного звена по недеформируемым опорным основаниям, а также метод моделирования движения многозвенных колесных транспортных комплексов по недеформируемым опорным основаниям.

Для теоретического исследования криволинейного движения автопоездов на твердом горизонтальном опорном основании предложено связь в узле сочленения (УС) считать упруго-демпфирующей.

Реализация упруго-демпфирующей связи достигается следующим образом: автопоезд условно разрывается в узле сочленения, на каждом звене отброшенная секция заменяется соответствующими силами и моментами, динамика тягача и прицепа рассматривается по отдельности.

Продольно-угловые и поперечно-вертикальные углы взаимного перемещения звеньев при движении автопоезда по горизонтальному основанию не велики. В этой связи движение каждого звена как твердого тела рассматривается в горизонтальной плоскости, с учетом угла подъема в направлении движения, на ровной недеформируемой опорной поверхности и складывается из поступательного движения и вращательного движения вокруг центра масс, с учетом связи между нормальными реакциями движителей (рис. 2).

Системы уравнений (1) и (2) позволяют рассчитать текущие ускорения по значениям сил и моментов, действующих на звенья автопоезда.

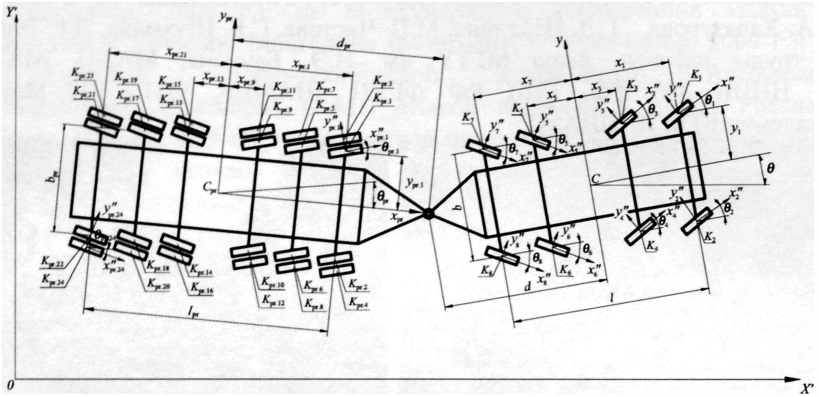


Рис. 2. Расчетная схема движения двухзвенного автопоезда

Для автомобиля-тягача:

$$\begin{cases} a_x = \dfrac{dV_x}{dt} - \omega_z \cdot V_y = \dfrac{1}{m} \cdot \left(P_{wx} + \sum\limits_{i=1}^{8} R_{xi} - m \cdot g \cdot \sin(\alpha) + \vec{F}_{x1} \right); \\ a_y = \dfrac{dV_y}{dt} + \omega_z \cdot V_x = \dfrac{1}{m} \cdot \left(P_{wy} + \sum\limits_{i=1}^{8} R_{yi} + \vec{F}_{y1} \right); \\ J_z \cdot \dfrac{d\omega_z}{dt} = \sum\limits_{i=1}^{8} M_{пкi} + \sum\limits_{i=1}^{8} M\left(\vec{R}_i\right) + M_1; \\ V_{x'} = \dfrac{dx'}{dt} = V_x \cdot \cos\theta - V_y \cdot \sin\theta; \\ V_{y'} = \dfrac{dy'}{dt} = V_x \cdot \sin\theta + V_y \cdot \cos\theta; \\ \omega_z = \dfrac{d\theta}{dt}. \end{cases} \tag{1}$$

Для прицепного звена:

$$\begin{cases} a_x = \dfrac{dV_x}{dt} - \omega_z \cdot V_y = \dfrac{1}{m} \cdot \left(P_{wx} + \sum\limits_{i=1}^{24} R_{xi} - m \cdot g \cdot \sin(\alpha) + \vec{F}_{x2} \right); \\ a_y = \dfrac{dV_y}{dt} + \omega_z \cdot V_x = \dfrac{1}{m} \cdot \left(P_{wy} + \sum\limits_{i=1}^{24} R_{yi} + \vec{F}_{y2} \right); \\ J_z \cdot \dfrac{d\omega_z}{dt} = \sum\limits_{i=1}^{24} M_{пкi} + \sum\limits_{i=1}^{24} M\left(\vec{R}_i\right) + M_2; \\ V_{x'} = \dfrac{dx'}{dt} = V_x \cdot \cos\theta - V_y \cdot \sin\theta; \\ V_{y'} = \dfrac{dy'}{dt} = V_x \cdot \sin\theta + V_y \cdot \cos\theta; \\ \omega_z = \dfrac{d\theta}{dt}, \end{cases} \tag{2}$$

где m – масса звена; J_z – момент инерции звена относительно оси z; $\vec{V}$ – вектор скорости центра масс звена; $\vec{a}$ – вектор ускорения центра масс звена

(абсолютная производная от вектора скорости центра масс звена); $\frac{d\vec{V}}{dt}$ – относительная производная от вектора скорости центра масс звена; $\vec{\omega}$ – вектор угловой скорости поворота звена; θ – угол поворота звена относительно оси x'; x', y' – координаты центра масс звена в неподвижной системе координат; $x-y$ – подвижная система координат, связанная с корпусом звена; $\vec{R}_i$ – вектор силы взаимодействия с грунтом, действующей на i-ое колесо; $\vec{P}_w$ – вектор силы сопротивления воздуха; $M_{\text{пк}i}$ – момент сопротивления повороту i-го колеса; F_{x1}, F_{x2} – силы, действующие со стороны сцепного устройства по оси x на соответствующие звенья; F_{y1}, F_{y2} – силы, действующие со стороны сцепного устройства по оси y на соответствующие звенья; M_1, M_2 – моменты, передаваемые на корпусы соответствующих звеньев, со стороны сил, действующих в сцепном устройстве.

Выбранное описание силы взаимодействия движителя с опорным основанием опирается на подход, предложенный в работах Ю.Л. Рождественского и А.Б. Дика: результирующая реакция, определяемая максимальными коэффициентами взаимодействия, направлена противоположно скорости скольжения, которая определяется как векторная сумма переносной и относительной скорости. Такое представление наиболее точно характеризует движение транспортных средств с большими углами кинематического увода, что характерно для многоосных автопоездов.

Математические модели трансмиссии реализованы для следующих вариантов: с раздачей мощности по бортам при межбортовом дифференциале, полностью дифференциальной трансмиссии, полностью блокированной связи между всеми колесами и для индивидуального привода каждого движителя. Связь между уравнениями динамики автомобиля-тягача и трансмиссии осуществляется как через поступающие из решения уравнения динамики трансмиссии угловые скорости колес, так и через уравнения для моментов, при этом значения сил взаимодействия определяют из уравнений динамики автопоезда:

$$M_{\kappa i} = R_{ix'} \cdot r_{\partial} + M_{fi}, \qquad (3)$$

где r_{∂} – расстояние от центра колеса до опорной поверхности дороги; M_{fi} – момент сопротивления качению колеса, действующий в плоскости его вращения.

Силы и моменты в узле сочленения определяются в соответствии со схемами, представленными на рис. 3 и 4.

На основе разработанной модели движения автопоезда сформулирован метод математического моделирования многозвенных колесных транспортных комплексов. Представленный подход к описанию совместной

динамики двухзвенной транспортной системы может быть распространен на объекты с произвольным числом звеньев.

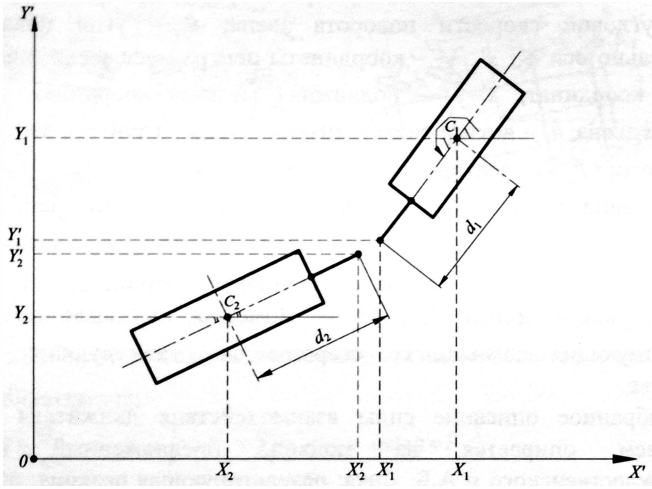


Рис. 3. Схема к определению координат точек узла сочленения

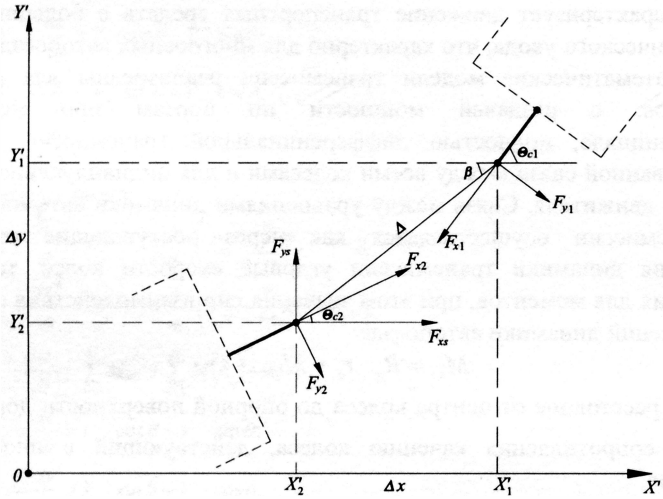


Рис. 4. Схема к определению направления действия сил и моментов в узле сочленения

Конструкции систем управления прицепными звеньями современных автопоездов-тяжеловозов очень разнообразны. Как уже отмечалось, в ряде из них реализуется принцип управления поворотом колес прицепа, основанный

на величине угла складывания дышла относительно прицепного звена. В этом случае дышло имеет как степень свободы относительно прицепа (т.е. возможность изменения угла в точке соединения), так и степень свободы относительно автомобиля-тягача. При составлении математической модели автопоезда с такими конструктивными особенностями принят следующий подход: дышло представляется в виде отдельного звена (с габаритными размерами, весовыми характеристиками и т.д.), на которое со стороны двух узлов стыковки действуют силы и моменты. Расчетные схемы для определения сил и моментов, действующих в узлах соединения, не отличаются от представленных на рис. 3 и 4. Таким образом, перемещение дышла в пространстве в выбранной системе координат происходит только за счет сил и моментов в сцепном устройстве. Поскольку масса дышла относительно массы звеньев мала, то при определении нормальных реакций колес звеньев с опорной поверхностью ей пренебрегаем.

Численное моделирование движения автопоезда при различных вариантах конструкции сцепного устройства проводилось в приложении Simulink программного комплекса Matlab.

Третья глава посвящена созданию метода прогнозирования опорной проходимости транспортных комплексов при прямолинейном движении по деформируемым опорным основаниям. Разработанный метод основывается на расчетно-экспериментальном методе математического моделирования взаимодействия колесных движителей с деформируемыми опорными поверхностями и на разработанной математической модели движения автопоезда по бездорожью.

Характеристиками процесса прямолинейного качения колеса в различных случаях движения являются удельные потери энергии f_w (потери энергии при качении на единицу пройденного колесом пути при единичной вертикальной нагрузке), удельная свободная тяга φ (продольная сила, приложенная к оси катящегося колеса, при единичной вертикальной нагрузке на его ось), коэффициент буксования $S_Б = \dfrac{\omega_k \cdot r_{ko} - V_{xk}}{\omega_k \cdot r_{ko}} = 1 - \dfrac{r_k}{r_{ko}}$; $r_k = \dfrac{V_{xk}}{\omega_k}$, где ω_k – угловая скорость вращения колеса; r_k – радиус качения колеса; r_{k0} – радиус колеса в свободном режиме качения; V_{xk} – скорость цента масс колеса в продольном направлении.

Результаты испытаний представляются в виде тягово-энергетических $f_w = f(\varphi)$ и тягово-сцепных характеристик $\varphi = f(S_Б)$. Экспериментальные исследования должны проводиться в различных скоростных режимах (для учета реологии опорного основания), при различном числе проходов колеса по колее и разных режимах качения. Таким образом, для совокупности

дорожных условий могут быть получены тягово-энергетические $f_w = f(\varphi)$ и тягово-сцепные $\varphi = f(S_Б)$ характеристики.

Методику использования экспериментальных характеристик при имитационном моделировании прямолинейной динамики движителя рассмотрим на примере одиночного колеса в ведущем режиме с массой m_k и моментом инерции вокруг оси J_k (рис. 5).

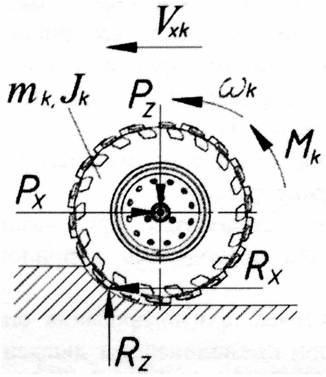


Рис. 5. Расчетная схема движения колеса

Уравнения динамики колеса при отсутствии вертикальных перемещений ($P_z = R_z$) примут вид:

$$\begin{cases} m_k \cdot \dot{V}_{xk} = R_x - P_x; \\ J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_k - M(R_z) - M(R_x). \end{cases} \quad (4)$$

В системе уравнений (4) P_x и M_k считаются заданными.

Учитывая, что по условию проведения эксперимента, $P_x = R_x$ а $P_z = R_z$, где R_x – продольная реакция колеса с опорным основанием, R_z – вертикальная реакция в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

Для определения моментов сопротивления движению составим и используем уравнение энергетического баланса, откуда, учитывая, что движение равномерное (по условиям эксперимента в грунтовом канале):

$$M(R_z) + M(R_x) = M_k = (f_w + \varphi) \cdot P_z \cdot \frac{V_{xk}}{\omega_k}. \quad (5)$$

Неизвестный момент в правой части уравнения определяется зависимостями $f_w = f(\varphi)$ и $\varphi = f(S_Б)$.

Окончательно, уравнения динамики одиночного колеса могут быть представлены в следующем виде:

$$\begin{cases} m_k \cdot \dot{V}_{xk} = \varphi \cdot P_z - P_x; \\ J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_k - (f_w + \varphi) \cdot P_z \cdot \dfrac{V_{xk}}{\omega_k}. \end{cases} \quad (6)$$

При заданных значениях P_z, P_x и M_k, а также при известных зависимостях для f_w и φ, система уравнений (6) пригодна для имитационного математического моделирования с использованием экспериментальных характеристик взаимодействия движителя с опорным основанием с допущением о возможности переноса данных стационарных режимов на исследование неустановившихся режимов качения.

В третьей главе представлены также особенности разработанной математической модели движения автопоезда в составе автомобиля-тягача и прицепного звена по деформируемым опорным основаниям, позволяющей проводить оценку энергоэффективности при выполнении перевозок тяжелых неделимых крупногабаритных грузов в условиях бездорожья. Приведены расчетная схема и основные допущения, уравнения динамики прямолинейного движения, уравнения для определения нормальных реакций под колесами, характеристики взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью, математические модели характеристик привода колес автомобиля в случае различных схем трансмиссии. Подробно представлена программная реализация разработанной математической модели и анализ результатов ее работоспособности.

Решение задачи о прогнозировании динамики прямолинейного движения автопоезда рассмотрено на примере трехосного автомобиля-тягача, а также трехосного прицепа (в ведомом режиме).

Проводимые с 2007 года исследования и испытания ООО «Газсеверинвест» совместно с МГТУ им Н.Э. Баумана показали, что создание автопоездов на базе автомобилей высокой проходимости, а также возможность реализации различных вариантов движения (при буксировании тягачом прицепа, при активизации прицепного звена, при раздельном перемещении звеньев) является важной задачей для решения транспортной проблемы в условиях Крайнего Севера (рис. 6).

Рис. 6. Перевозка тяжелого груза в условиях бездорожья

Расчетная схема автопоезда, представленная на рис. 7, принята с учетом характера решаемой задачи и описана соответствующими уравнениями движения (7).

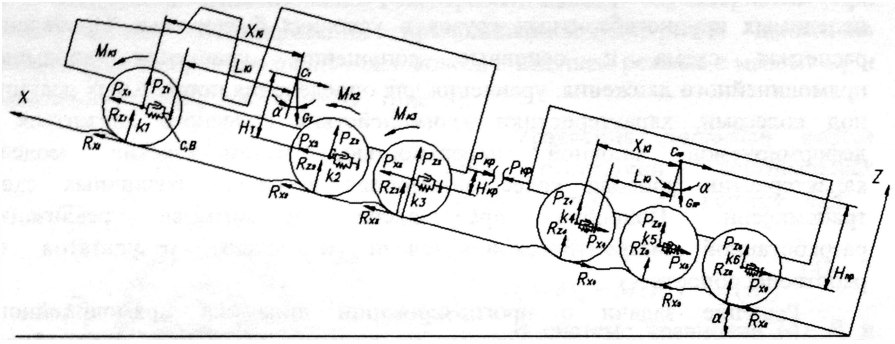


Рис. 7. Расчетная схема движения автопоезда

Уравнения динамики тягача

$$m_T \cdot \dot{V}_{X_T} = 2 \cdot \sum_{i=1}^{3} P_{Xi} - m_T \cdot g \cdot \sin(\alpha) - P_{KP};$$

$$J_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} = M_{Ki} - (1 - S_{Бi})(f_{wi} + \varphi_i) \cdot R_{Zi} \cdot r_{k0};$$

$$m_{ki} \cdot a_{Xki} = \varphi_i \cdot R_{Zi} - P_{Xi} - m_{ki} \cdot g \cdot \sin(\alpha).$$

Уравнения динамики прицепа (7)

$$m_{ПР} \cdot \dot{V}_{X_{ПР}} = -2 \cdot \sum_{i=4}^{6} P_{Xi} - m_{ПР} \cdot g \cdot \sin(\alpha) + P_{KP};$$

$$J_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} = \frac{1}{(1 - S_{Бi})} \cdot (\varphi_i - f_{wi}) \cdot R_{Zi} \cdot r_{k0};$$

$$m_{ki} \cdot a_{Xki} = P_{Xi} - \varphi_i \cdot R_{Zi} - m_{ki} \cdot g \cdot \sin(\alpha),$$

где i = 1, …6; J_{ki} – момент инерции колеса; m_T и $m_{ПР}$ – масса тягача и прицепа, соответственно; m_{ki} – масса колеса; J_{ki} – приведенный момент инерции колеса; $\dot{V}_{X_T}$ и $\dot{V}_{X_{ПР}}$ – продольное ускорение центра масс тягача и прицепа, соответственно; $\dot{\omega}_{ki}$ – угловое ускорение i-го колеса; a_{Xki} – продольное ускорение центра масс i-го колеса; g – ускорение свободного падения; α – угол наклона опорной поверхности.

В случае моделирования транспортного комплекса с числом звеньев больше двух к системам уравнений (7) должны быть добавлены аналогичные системы, например, для третьего, четвертого, пятого звеньев и т. д.

Сила, действующая на корпус тягача со стороны колеса по оси X:

$$P_{Xi} = (X_{Ki} - L_{Ki}) \cdot C_{подв} + (V_{XKi} - V_{XC}) \cdot B_{подв}, \quad (8)$$

где $C_{подв}$ – коэффициент жесткости подвески в продольном направлении; $B_{подв}$ – коэффициент демпфирования подвески в продольном направлении; X_{K_i} – расстояние от центра масс до оси колеса по оси X; L_{K_i} – расстояние от центра масс до точки крепления подвески по оси X; V_{xC} – скорость центра масс звена.

Силы взаимодействия между звеньями и нормальные реакции определяются аналогично модели, представленной в главе 2.

Анализ результатов исследований работоспособности математической модели подтвердил возможность ее использования для прогнозирования проходимости многозвенных транспортных комплексов при движении по деформируемым грунтам, исследования эффективности различных схем трансмиссии, законов распределения моментов по колесам, а также влияния характера связи между звеньями на динамику автопоезда.

В четвертой главе представлен разработанный лабораторный расчетно-экспериментальный комплекс для исследований тягово-энергетических свойств колесных движителей: определены цели и задачи комплекса, приведены конструктивные особенности, аппаратурно-измерительная часть, методика проведения экспериментальных исследований, представлены результаты экспериментальных исследований и оценка погрешности измерений.

Для испытаний образцов движителей известен стенд, спроектированный и изготовленный на кафедре «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, который в рамках проводимых исследований был использован в качестве основы для создания лабораторного расчетно-экспериментального комплекса.

В ходе эксперимента регистрируют параметры взаимодействия движителя с грунтом в режиме прямолинейного движения и режиме движения с уводом при помощи тензометрических балок (стержней).

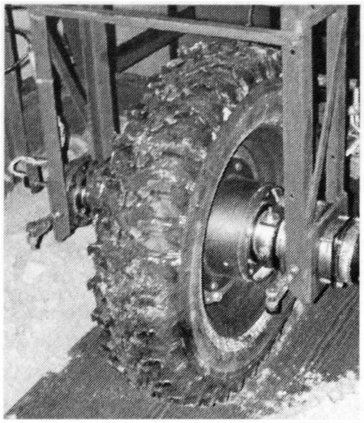
Таким образом, в ходе экспериментальных исследований с использованием разработанной методики для совокупности дорожных условий и режимов движения могут быть получены тягово-энергетические и тягово-сцепные характеристики колесных движителей.

Испытания проводились в условиях комплекса для следующих случаев: сухой и влажный песок (рис. 8, б), а также твердый экран (рис. 8, а); при различных углах увода (от 0 до 45 градусов); при различных вертикальных нагрузках (от 200 до 450 Н); при различном числе проходов колеса по колее.

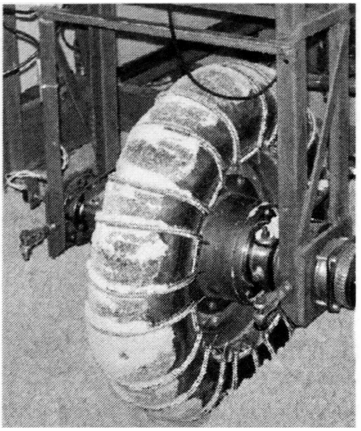
В процессе эксперимента фиксировались кинематические и силовые параметры, характеризующие качение колеса, начиная с момента разгона до полной остановки.

При обработке массивов экспериментальных данных из всего диапазона движения выбирался участок с установившимися параметрами, по которым была проведена оценка тягово-динамических свойств движителя.

М.Г.Т.У. им.Н.Э. Баумана Библиотека



а) пневматическое колесо И-168-У ШНСА 155×87 R13 на «твердом экране»



б) пневматическая резиновая камера на деформируемом грунте

Рис. 8. Испытание различных движителей на твердом и деформируемом опорных основания

Результаты экспериментальных исследований представляются в виде графических зависимостей интегральных показателей тягово-динамических свойств движителей, полученных для различных режимов и условий движения (рис. 9, 10). Ниже представлены примеры для двух случаев движения.

1. Прямолинейное движение колеса И-168-У ШНСА 155×87R13, грунт – песок для трех проходов по колее (см. рис. 9).

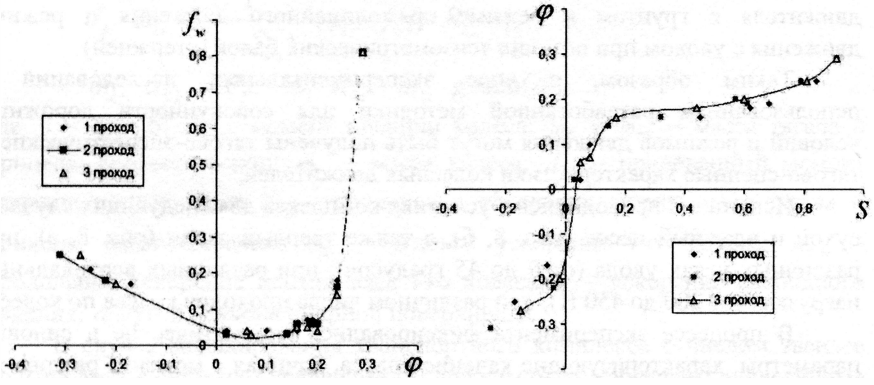


Рис. 9. Зависимости $f_w(\varphi)$ и $\varphi(S)$ при $P_z = 305(H)$ (колесо И-168-У ШНСА 155×87R13, грунт – песок)

2. Прямолинейное движение колеса И-168-У ШНСА 155×87R13, грунт – твердый экран при различных вертикальных нагрузках на колесе (см. рис. 10).

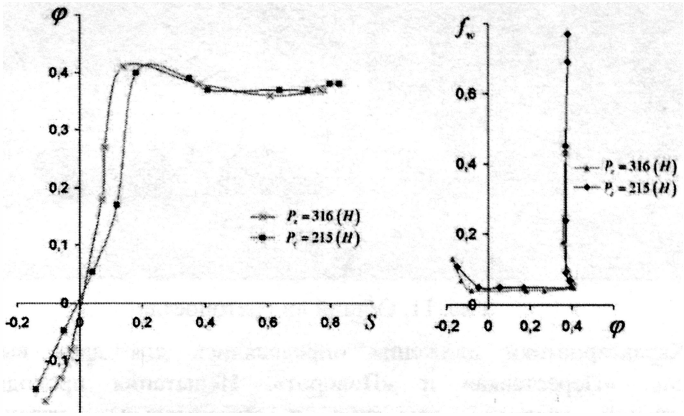


Рис. 10. Зависимости $f_w(\varphi)$ и $\varphi(S)$ при $P_z = 215(H)$ и $P_z = 316(H)$ (колесо И-168-У ШНСА 155x87R13, грунт – твердый экран)

На основе представленного лабораторного расчетно-экспериментального комплекса могут быть проведены исследования движителей для оптимизации их конструкции, а также для получения интегральных характеристик качения движителя с целью их дальнейшего использования при имитационном математическом моделировании движения колесных транспортных средств в условиях бездорожья.

Полученные интегральные характеристики взаимодействия одиночного движителя с деформируемым опорным основанием при прямолинейном качении в различных режимах использованы при имитационном математическом моделировании движения колесного транспортного комплекса по бездорожью.

В пятой главе приводятся результаты экспериментальных исследований. Представлено подробное описание объектов исследований, аппаратурно-измерительных средств, условий и методик проведения экспериментов. На основании сравнения полученных результатов с расчётными данными произведена оценка адекватности разработанных математических моделей движения колесных транспортных комплексов.

Первая часть экспериментальных исследований посвящена исследованию маневренности автопоезда при движении по недеформируемому опорному основанию.

В качестве объекта исследований выбрано двухзвенное транспортное средство, состоящее из автомобиля-тягача марки МАЗ-7310 и прицепного модуля ЧМЗАП-83881. Исследуемый автопоезд является действующим, и

эксплуатируется предприятием ООО «ОКБ «Спецтяжпроект», входящим в группу компаний «Спецтяжавтотранс», при перевозке специальных грузов различного назначения. Общий вид объекта представлен на рис. 11.

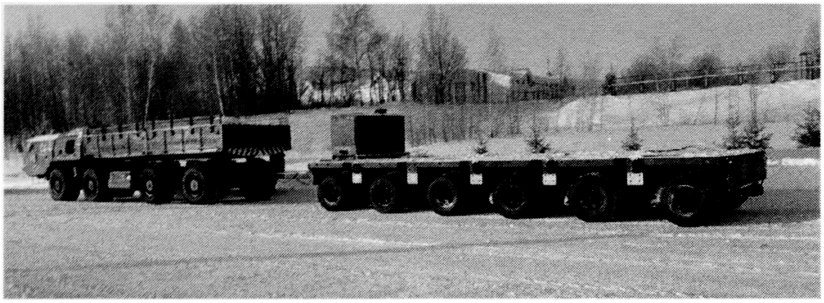


Рис. 11. Общий вид автопоезда

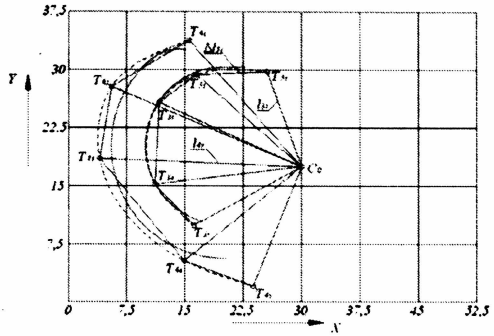
Характеристики движения определялись для двух выполняемых маневров: «Переставка» и «Поворот». Испытания проводились при минимальной скорости движения и максимальных углах поворота управляемых колес.

Регистрация траектории производилась по базовым точкам, в качестве которых были выбраны: последнее колесо внутреннего борта прицепа (T_1), первое колесо внешнего борта прицепа (T_2), последнее колесо внутреннего борта автомобиля-тягача (T_3), крайняя передняя точка автомобиля-тягача по внешнему борту (по бамперу) (T_4). Траектория передвижения фиксировалась путем расстановки отметчиков траекторий в определенных точках (T_{ji}).

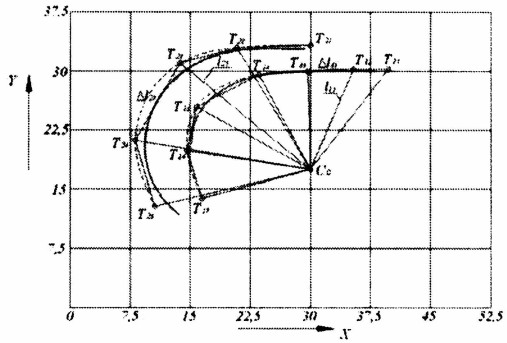
По результатам экспериментальных исследований были построены траектории движения автопоезда для двух маневров. После проведения вычислительных экспериментов, по скоростным режимам и управляющим воздействиям полностью повторяющих натурные, полученные траектории по расчету и в ходе эксперимента совмещались (рис. 12, пунктирная линия – эксперимент, сплошная линия – расчет).

Полученные в ходе моделирования криволинейного движения исследуемого автопоезда на ровном недеформируемом опорном основании результаты имеют приемлемую сходимость с данными экспериментов для двух исследуемых видов маневров: «Поворот» и «Переставка». Расхождение по основным показателям криволинейного движения не превышает 12%.

Сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований позволила сделать вывод об адекватности разработанной математической модели движения автопоезда и пригодности ее для оценки безопасности и энергоэффективности при перевозке тяжелых неделимых крупногабаритных грузов.



а) тягач



б) прицеп

Рис. 12. Сравнительная оценка траекторий движения звеньев автопоезда при натурном и вычислительном эксперименте для маневра «Поворот»

Вторая часть экспериментальных исследований касается движения колесных транспортных комплексов в условиях бездорожья. Испытания проводились в реальных дорожно-климатических условиях Крайнего Севера.

Для определения свободной силы тяги в качестве опытного прицепа использовался автомобиль «Урал 44202-0311-31» в исполнении седельный тягач с краново-манипуляторной установкой (полная масса – 10190 кг). Буксирование осуществлялось через тканевые стропы, закрепленные одними концами к буксирному прибору ВТС «Урал-Полярник» и к крюкам бампера автомобиля «Урал», соответственно, а другими – к проушинам измеряющей части прибора ДОУ 3-50И.

В первой фазе опыта замерялась сила на крюке при свободном качении прицепа (рис. 13). Данные измерений приведены в таблице 1:

Во второй фазе опыта замерялась сила на крюке при качении прицепа с заторможенными колесами вплоть до юза (см. рис. 13) для типов грунтов, представленных в таблице 1.

Таблица 1

Значения силы на крюке

№ опыта	Тип грунта	Протяженность контрольного участка	Максимальное значение силы тяги, Н	Среднее значение силы тяги, Н
1	Накатанный плотный снег	200 м	1800	1500
2	Промерзший грунт без растительного покрова	150 м	7000	6000
3	Дорога с щебеночным покрытием	150 м	3200	3000
4	Снежная целина, глубиной до 0,8 м, с настом	150 м	4900	4700

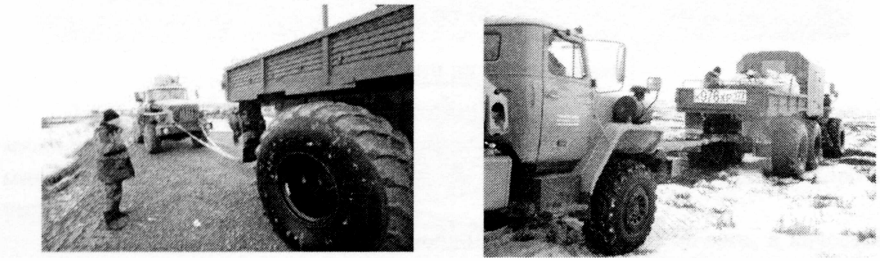


Рис. 13. Измерения силы тяги на крюке

После начала движения опытного автопоезда на скорости буксируемый автомобиль начинал торможение, фиксировалось устоявшееся максимальное значение силы тяги. По результатам исследований было установлено, что автомобиль-тягач полной массой 15150 кг сохраняет способность буксирования прицепов, развивая при этом силу тяги до 70 кН.

Полученные в ходе расчетов данные при буксировании тягачом прицепа по деформируемому опорному основанию имеют приемлемую сходимость с результатами экспериментов во всех выбранных для исследования режимах движения. Расхождение результатов обусловлено невозможностью воспроизведения всех типов опорных оснований при имитационном моделировании, а также разбросом характеристик оснований по маршруту движения.

В шестой главе представлены разработанные законы управления движением многоосных колесных транспортных комплексов.

Эффективность разработанных законов управления движением многоосных колесных транспортных комплексов доказана с помощью имитационного математического моделирования. В качестве объектов исследования были выбраны двухзвенные автопоезда при различных конструктивных особенностях сцепных устройств, а также одиночные полноприводные МКТК, использующиеся для перевозки специальных крупногабаритных грузов. Основные полученные результаты,

подтверждающие преимущества разработанных законов управления движением, представлены в разделе выводов по работе.

1. Система обеспечения проходимости в сложных дорожных условиях

Организация работы системы обеспечения проходимости основана поддержании максимально возможного значения удельной свободной силы тяги на каждом из движителей. Система распределения моментов по колесам определяет текущее соотношение P_{xi}/P_{zi} и сравнивает его с назначенным водителем коэффициентом сцепления, который, в частности, может изменяться положением переключателя на приборной панели. Соотношение сил P_{xi}/P_{zi} возможно определить с помощью тензодатчиков, установленных на элементах подвески колесного движителя, определяющих продольные и вертикальные нагрузки на колесе.

Предложенный закон управления индивидуальным приводом движителей реализуется с помощью аппарата «Fuzzy Logic» (нечеткой логики).

В качестве входного сигнала fuzzy-регулятора выбрана величина $\Delta(P_x/P_z)$, которая представляет собой относительную разницу между соотношением $(P_x/P_z)_o$, выбираемым водителем, исходя из своих представлений о характеристиках опорного основания, и действительной величиной $(P_x/P_z)_{изм}$, определяемой с помощью датчикового оборудования:

$$\Delta(P_x/P_z)=\frac{(P_x/P_z)_{изм}-(P_x/P_z)_o}{(P_x/P_z)_o}. \qquad (9)$$

Выходным параметром контроллера является h – положение условного органа управления (педали «газ») для приводного двигателя каждого колеса, которое может изменяться в пределах от «0» – педаль «газ» полностью закрыта, до «1» – 100% -ое открытие

В системе предусмотрено ограничение: скорость при регулировании по соотношению P_{xi}/P_{zi} может быть увеличена, но не больше, чем задано водителем, т.е. в модели из двух выходных значений h для fuzzy-регуляторов (по скорости V и по соотношению P_{xi}/P_{zi}) выбирается меньшее.

Для реализации работы закона, направленного на повышение опорной проходимости, на практике система управления автомобилем должна быть оснащена: тензодатчиками для определения вертикальной нагрузки на колеса; тензодатчиками для определения продольной нагрузки на колеса; бортовым вычислителем; fuzzy-регулятором.

2. Закон распределения моментов по колесам

При разработке закона в основу был положен принцип пропорциональности распределения моментов относительным нормальным нагрузкам, приходящимся на каждый движитель. Реализация закона возможна, в частности, в случае применения электромеханической трансмиссии.

Закон получен с учетом принципов распределения мощности по колесам и представлен в виде уравнения:

$$M_{di} = \frac{R_{zi}}{\sum_{i=1}^{n} R_{zi}} \cdot \frac{N_{dv\max} \cdot n \cdot h}{\frac{\sum_{i=1}^{n} \omega_{\kappa i}}{n}}, \qquad (10)$$

где M_{di} – момент на электродвигателе i-го колеса, $N_{dv\max}$ – максимальная мощность электродвигателя каждого колеса: $\frac{R_{zi}}{\sum_{i=1}^{n} R_{zi}}$ – отношение нормальной силы на i-ом колесе R_{zi} к суммарной силе (весу колесной машины) по всем n колесам; h – степень использования мощности двигателя (нажатие педали «газ» [0;1]); $\omega_{\kappa i}$ – угловая скорость i-го колеса.

3. Закон для всеколесного рулевого управления многоосных колесных машин

По результатам многочисленных вычислительных экспериментов был сформулирован закон изменения положения полюса рулевого управления от величины задающего угла (угла поворота рулевого колеса):

$$X_p = L/2 \cdot \left[\frac{\theta_p - \theta_{зап}}{\theta_{\max} - \theta_{зап}} \right]^n, \qquad (11)$$

где X_p – положение полюса рулевого управления; L – база автомобиля; $\theta_{\max}$ – максимальный угол поворота задающего колеса, обусловленный конструктивными ограничениями; θ_p – угол задающего колеса (средний угол на передней оси); $\theta_{зап}$ – угол запаздывания; n – показатель, определяющий вид кривой изменения положения полюса рулевого управления.

Для автомобиля 8×8 на всеколесное рулевое управление (ВРУ) накладываются следующие ограничения: при положении угла поворота задающего колеса до 5° ($\theta_{зап}$) полюс рулевого управления находится на задней (последней) оси автомобиля (рис. 14); в то время, когда полюс РУ лежит за осью №3, колеса этой оси остаются строго в нейтральном положении, поворот их начинается только при достижении полюса РУ координаты положения оси №3 по базе (см. рис. 14). Таким образом, достигается устойчивость против заноса при высоких скоростях движения и обеспечивается устранение смены направления в углах поворота колес третьей оси. Из-за особенностей функционирования данный закон получил название «веерный».

При увеличении числа осей колесной машины больше четырех величина угла $\theta_{зап}$ должна постепенно уменьшаться до нулевого значения. Задние оси, углы поворота которых равны нулю пока полюс РУ не достигнет

их координаты по базе автомобиля, будут препятствовать началу заноса задней оси.

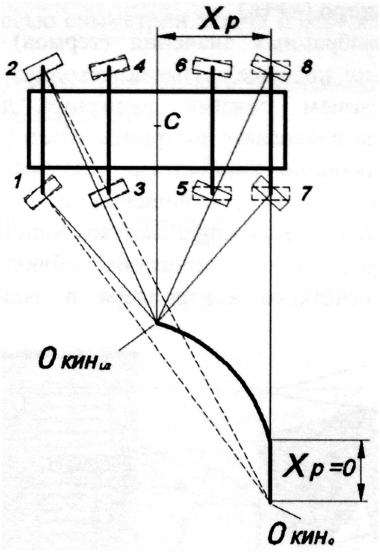


Рис. 14. Схема поворота колесной машины при «веерном» законе ВРУ

Соответственно, чем больше осей находятся в таком режиме, тем выше устойчивость автомобиля в целом.

При изменении числа осей транспортного средства, закон требует корректировки в виде подбора значений n и θ_{van}.

4. Система повышения безопасности при выполнении маневров

Основная идея функционирования системы заключается в автоматическом ограничении скорости движения при выполнении маневрирования, исходя из принятых критериев наступления опасной ситуации.

Предложенный закон управления скоростью основан на использовании аппарата «Fuzzy Logic» (нечеткой логики).

В качестве входных сигналов fuzzy-контроллера (входные параметры) выбраны две величины: разница между фактическим и теоретическим радиусами поворота (ΔR) и поперечное ускорение (a_y) (регистрируется его абсолютное значение установленным в центре базы транспортного средства датчиком). Выходным параметром контроллера является Δh – воздействие на органы управления, обеспечивающее необходимый уровень замедления.

Для входных и выходной величин были составлены функции принадлежности сигналов, описывающие следующие лингвистические значения: ΔR – отрицательное большое («--»), отрицательно среднее («-»), нулевое («0»), положительно среднее («+»), положительно большое («++»);

a_y – малое («0»), среднее («+»), большое («++»); Δh – уменьшаем быстро («--»), уменьшаем медленно («-»), не изменяем («0»), увеличиваем медленно («+»), увеличиваем быстро («++»).

На основании выбранных значений (термов) были составлены 12 лингвистических правил, которые связывают входные параметры с выходной величиной, с описанием режима движения для каждого случая. Разработанные правила позволяют построить нечеткую характеристическую поверхность, определяющую конкретные числовые значения выходного параметра в зависимости от соотношения двух входных переменных (рис. 15). Диалоговое окно Fuzzy Logic системы Simulink (рис. 16), позволяет непосредственно в процессе моделирования наблюдать за формированием выходного сигнала нечёткого контроллера в зависимости от входных значений.

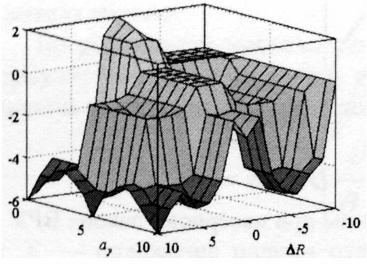


Рис. 15. Нечёткая характеристическая поверхность

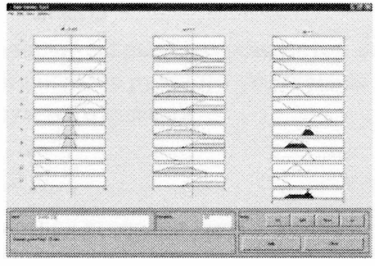


Рис. 16. Окно показа нечёткого логического вывода

5. Закон автоматизированного движения по заданной траектории

Закон является составной частью системы рулевого управления многозвенного транспортного комплекса, позволяющей реализовать автоматическое движение по заданному маршруту при исключении водителя из процесса управления.

Предположим, что точки маршрута движения автопоезда T_i определены, и задача автомобиля-тягача осуществить последовательное перемещение из точки T_0 в точку T_1, далее в T_2, и т. д. (рис. 17). Считаем, что задача перемещения к последующей точке решена, когда центр масс тягача C достигает области, ограниченной радиусом r. При попадании в эту область электронный блок управления переключается на следующую точку.

Все точки на плоскости задаются координатами (x_i; y_i), расстояние между лежащими рядом точками:

$$\Delta S_i = \sqrt{(y_i - y_{i-1})^2 + (x_i - x_{i-1})^2}. \qquad (12)$$

Во время передвижения от точки к точке центр масс тягача C должен описывать кривую радиуса R:

$$R_i \approx \frac{\Delta S_i}{\Delta\theta}, \qquad (13)$$

где $\Delta\theta$ – угол между осью симметрии тягача и отрезком, соединяющим две лежащие рядом точки.

Угол между осью симметрии тягача и кратчайшим расстоянием между точками определяется по выражению:

$$\Delta\theta = arcSin\frac{y_i - y_{i-1}}{\Delta S_i} - \theta м_0, \qquad (14)$$

где $\theta м_0$ – текущий угол поворота корпуса относительно оси X неподвижной системы координат.

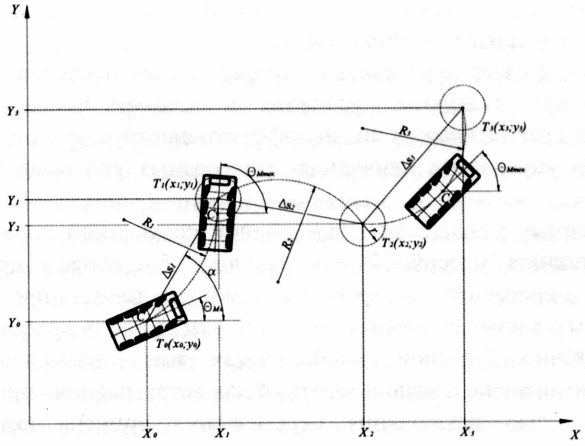


Рис. 17. Схема движения автомобиля-тягача по заданной траектории

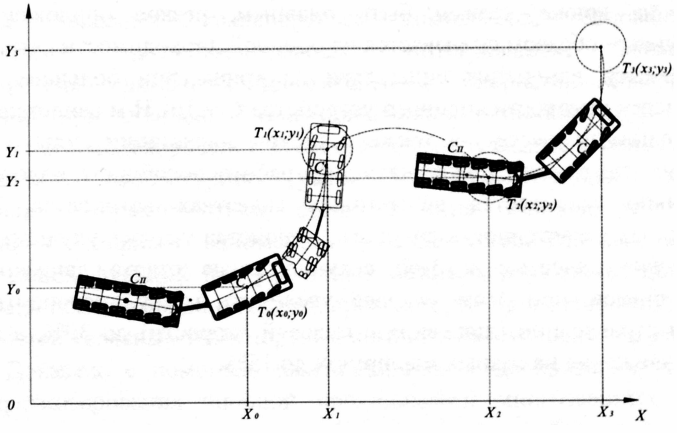


Рис. 18. Схема движения автопоезда по заданной траектории

Осуществляя переключение от достигнутой точки к последующей, электронный блок управления автопоездом постоянно вычисляет траекторию по представленным зависимостям. По траектории движения и по положению полюса рулевого управления автомобиля-тягача БИУС (бортовая информационно-управляющая система) определяет необходимые углы поворота каждого колеса для обеспечения заданной кривизны движения.

В свою очередь, с помощью устройств GPS возможно осуществление регистрации траектории (и занесение в виде координат точек в выбранной системе координат) движения автомобиля-тягача при перемещении от точки к точке. Данная траектория будет являться для прицепного звена эталоном, который необходимо повторить. Алгоритм вычисления кривизны движения между двумя соседними точками для прицепного звена аналогичен, представленному для автомобиля-тягача.

В седьмой главе представлены теоретические исследования динамики автопоездов при различных условиях и режимах движения, а также комплексный сравнительный анализ эффективности разработанных законов и алгоритмов управления движением многоосных колесных транспортных комплексов.

Полученные результаты исследований совместной динамики звеньев автопоезда полной массой 22 т в условиях бездорожья при различных параметрах сцепного устройства подтвердили противоречивость предъявляемых к ним требований: на этапе разгона сила на крюке не должна быть достаточно большой, чтобы тягач имел возможность запасти кинетическую энергию и использовать её для «страгивания» прицепа с места, а также с целью исключения перемещения прицепа юзом; по мере увеличения скорости автопоезда сила в сцепном устройстве должна возрастать, чтобы исключить колебания, негативным образом сказывающиеся на динамике системы в целом; характер приложения нагрузки на крюке должен быть плавным, резкое приложение силы отрицательным образом сказывается на опорной проходимости автопоезда.

Характер изменения силы тяги на крюке при большом значении коэффициента жесткости сцепного устройства $C = 10^7$ Н/м свидетельствует о колебательном процессе, а также о резком нарастании силы в сцепном устройстве, что в итоге может нарушить работоспособность конструкции и отрицательно сказывается на тяговых качествах автопоезда. Выбором рациональных характеристик сцепного устройства удалось улучшить тягово-динамические качества: к 3-ей секунде после старта движение стало установившимся, при этом удалось увеличить массу транспортируемого звена при страгивании (движения с нулевой скорости) до 30%, а среднюю скорость движения на разных маршрутах до 15%.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработан метод математического моделирования движения многозвенных колесных транспортных комплексов по недеформируемым опорным основаниям, позволяющий оценивать безопасность и энергоэффективность движения при транспортировке тяжелых неделимых крупногабаритных грузов на стадиях проектирования и подготовки перевозок. Особенность метода заключается в возможности исследования транспортных комплексов с произвольным числом звеньев при различных конструктивных особенностях сцепных устройств. Метод базируется на разработанной математической модели движения автопоезда по недеформируемым опорным основаниям в составе автомобиля-тягача и прицепного звена, в которой впервые учтена возможность реализации различных законов и алгоритмов работы систем рулевого управления, различных сочетаний активных и пассивных звеньев автопоезда, а также особенностей конструкций сцепных устройств. Использование математической модели позволяет имитировать поведение автопоезда в заданных условиях эксплуатации, и, тем самым, значительно сократить сроки проектирования, доводочных испытаний, а также сроки подготовки перевозок тяжелых неделимых крупногабаритных грузов и повысить безопасность и энергоэффективность движения. Сравнением результатов имитационного моделирования и натурных экспериментов доказана адекватность разработанной математической модели. Относительная погрешность по основным энергетическим и кинематическим показателям криволинейного движения при выполнении маневра «Поворот» не превышает 8%, при выполнении маневра «Переставка» – 12%.

2. Разработан метод математического моделирования взаимодействия колесных движителей с деформируемыми опорными основаниями при движении колесных транспортных комплексов, основанный на использовании экспериментальных интегральных характеристик взаимодействия одиночных движителей с опорными поверхностями, полученных при стендовых или полигонных испытаниях. С помощью имитационного моделирования доказано, что полученные с использованием разработанного лабораторного расчетно-экспериментального комплекса интегральные характеристики взаимодействия одиночного колесного движителя с опорным основанием в виде тягово-сцепных и тягово-энергетических функций при различных режимах и условиях движения, в том числе, и при движении с уводом, пригодны для прогнозирования тяговых возможностей колесных транспортных комплексов в условиях бездорожья.

3. Доказано с помощью имитационного моделирования, что новый метод прогнозирования опорной проходимости многозвенных колесных транспортных комплексов по деформируемым опорным основаниям позволяет оценивать безопасность и энергоэффективность движения при

перевозке тяжелых неделимых крупногабаритных грузов в условиях бездорожья на стадии проектирования техники. Метод базируется на разработанной математической модели движения автопоезда в составе автомобиля-тягача и прицепного звена по деформируемому опорному основанию, позволяющей проводить оценку энергоэффективности при выполнении перевозок тяжелых неделимых крупногабаритных грузов в условиях бездорожья. Модель позволяет учесть различный характер связи между звеньями автопоезда, раздельное перемещение звеньев, разные сочетания активных и пассивных звеньев, разнообразие схем трансмиссии и законов распределения моментов по колесам тягача и прицепного звена. Особенностью модели является использование экспериментальных тягово-энергетических и тягово-сцепных характеристик взаимодействия движителей с опорным основанием при различных режимах движения. Установлено, что за счет выбора характеристик сцепного устройства возможно улучшение тяговой динамики транспортного комплекса в условиях бездорожья. Оптимизация параметров сцепного устройства позволила сформировать рекомендации для выбора значений коэффициента упругости и коэффициента сопротивления демпфера в продольном направлении, что позволило увеличить массу транспортируемого звена при страгивании (движения с нулевой скорости) до 30%, а среднюю скорость движения на разных маршрутах до 15%.

4. По результатам имитационного математического моделирования доказано, что разработанная система обеспечения проходимости в сложных дорожных условиях, основанная на реализации закона управления индивидуальным приводом движителей, работающего по критерию поддержания максимально возможного значения свободной силы тяги, позволяет обеспечить движение автомобиля в сложных дорожных условиях при минимальных энергозатратах.

5. Установлено с помощью имитационного моделирования, что разработанный закон распределения моментов по колесам пропорционально относительным нормальным нагрузкам, приходящимся на каждый движитель, сочетающий в себе преимущества дифференциальной и блокированной связи, позволяет повысить безопасность и энергоэффективность при всех исследуемых случаях движения во всем скоростном диапазоне. Доказано, что при прямолинейном движении на подъем при коэффициенте сцепления не более 0,6 и высоте центра тяжести 2,5 м применение закона распределения моментов пропорционально относительной нормальной нагрузке на движитель позволяет на 32% увеличить угол преодолеваемого подъема в сравнении с полностью дифференциальной трансмиссией и до 12% снизить энергетические затраты в сравнении с блокированным приводом при обеспечении одинакового максимального преодолеваемого угла подъема.

6. В ходе имитационного математического моделирования движения многоосного транспортного комплекса доказано, что разработанный новый закон всеколесного рулевого управления позволяет повысить предельные скорости выполнения типовых маневров в сравнении с известными законами управления на 10-15% при одновременном снижении требований к квалификации водителя и затрат энергии на работу привода.

7. Разработана система повышения безопасности при выполнении маневров, направленная на предотвращение опрокидывания и заноса, осуществляющая автоматическую коррекцию скорости движения в зависимости от величины бокового ускорения и разности между теоретическим и фактическим радиусами поворота. Установлено с помощью имитационного моделирования, что применение такой системы позволяет обеспечить безопасность движения при любых сочетаниях скоростного режима и типа опорной поверхности. Определен состав системы для реализации работы в действующих и перспективных конструкциях транспортных комплексов.

8. Установлено, что применение разработанного закона для системы рулевого управления, обеспечивающего движение по заданному маршруту, позволяет повысить безопасность перевозки грузов транспортными комплексами. Отличительной особенностью разработанного закона управления является то, что движение по траектории осуществляется в автоматизированном режиме, т.е. без участия водителя в процессе управления транспортным комплексом. Отклонение от заданной траектории не превышает 10% для скоростей движения до 10 км/ч.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

1. Горелов В.А., Котиев Г.О. Прогнозирование характеристик криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 6×6 при различных законах управления поворотом колес задней оси // Известия вузов. Машиностроение (М.). – 2008. – №1. – С. 44–55.

2. Горелов В.А. Разработка алгоритма управления поворотом колес задней оси автомобиля с применением нечеткой логики (Fuzzy Logic) при формуле рулевого управления 1-0-3 // Известия вузов. Машиностроение (М.). – 2008. – №2. – С. 81–91.

3. Горелов В.А., Котиев Г.О., Бекетов А.А. Математическая модель движения вездеходного транспортного средства // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2008. – №1. – С. 50–54.

4. Горелов В.А., Наумов В.Н. Всеколесное управление: поворот к маневренности // Мир транспорта. – 2008. – №2. – С. 28–35.

5. Котиев Г.О., Горелов В.А. Моделирование прямолинейного движения полноприводной колесной машины по несвязным грунтам

// Автомобили и двигатели: Сборник научных трудов НАМИ, 2009. – Выпуск 241. – С. 25–39.

6. Котиев Г.О., Горелов В.А., Адамчук А.И. Автоматизированная система управления механизмом поворота гусеничных машин «бортовой фрикцион» // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – №6. – С. 18–21.

7. Котиев Г.О., Чернышев Н.В., Горелов В.А. Оценка динамической поворотливости колесной машины 8x8 с комплексной системой управления поворотом // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2009. – №4. – С. 36–39.

8. Котиев Г.О., Чернышев Н.В., Горелов В.А. Математическая модель криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 8×8 при различных способах управления поворотом // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2009. – №2. – С. 34–40.

9. Горелов В.А., Котиев Г.О. Закон распределения мощности по колесам для транспортного робототехнического комплекса // Известия Южного федерального университета. Технические науки. – 2010. – Т. 104. № 3. – С. 124–127.

10. Исследования вездеходной колесной техники в условиях Крайнего Севера / В.А. Горелов [и др.] // Грузовик. – 2010. – №12. – С. 34–37.

11. Горелов В.А., Тропин С.Л. Математическая модель криволинейного движения автопоезда по недеформируемому опорному основанию // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2011. – №.5 – С. 18–22.

12. Исследования взаимодействия пневмоколесного движителя сверхнизкого давления со снежным полотном пути [Электронный ресурс] / В.В. Беляков [и др.] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2011. Выпуск 8, №77–30569/214145 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/214145.html, свободный.

13. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Синтез системы управления тяговыми электродвигателями для индивидуального привода ведущих колес автомобиля [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2011. Выпуск 12, №77–30569/282533 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/282533.html, свободный.

14. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Алгоритм управления индивидуальным приводом колесных движителей транспортных средств // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2011. – Специальный выпуск «Энергетическое и транспортное машиностроение». – С. 39–58.

15. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Разработка закона управления индивидуальным приводом движителей многоосной колесной машины // Известия вузов. Машиностроение (М.). – 2012. – №1. – С. 49–59.

16. Калинин П.С., Горелов В.А., Жилейкин М.М. Анализ параметрических моделей магнитореологических демпфирующих устройств для колесной транспортной техники // Известия вузов. Машиностроение (М.). – 2012. – №2. – С. 25–31.

17. Горелов В.А. Результаты численного моделирования прямолинейного движения двухзвенного колесного транспортного комплекса по деформируемому грунту [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2012. Выпуск 1, №77–30569/330258 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/330258.html, свободный.

18. Горелов В.А. Математическое моделирование многозвенных колесных транспортных комплексов с учетом особенностей конструкций сцепных устройств [Электронный ресурс] // Электрон. журн. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2012. Выпуск 2, №77–30569/343394 – Режим доступа: http://technomag.edu.ru/doc/343394.html, свободный.

19. Чижов Д.А., Горелов В.А., Котиев Г.О. Лабораторный расчетно-экспериментальный комплекс для исследований тягово-энергетических свойств колесных движителей // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – №4. – С. 21–27.

20. Горелов В.А., Котиев Г.О., Тропин С.Л. «Веерный» закон для всеколесного рулевого управления многоосных колесных транспортных средств // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2012. – №2. – С. 102–116.

21. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Математическая модель электромеханического тормозного управления колесной машины // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2012. – №.2 – С. 38–43.

22. Метод математического моделирования прямолинейного движения роботизированных транспортных средств по деформируемым грунтам / В.А. Горелов [и др.] // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2012. – Специальный выпуск «Робототехника и мехатроника». – С. 57–64.

23. Котиев Г.О., Горелов В.А., Жирный Р.И. Интеллектуализация движителя с использованием аппарата нечеткой логики для повышения опорной проходимости транспортных средств // Авто-НН-2009: Тез. докл. Всероссийск. молодеж. научно-техн. конф.; – Нижний Новгород, 2009. – С. 77–78.

24. Создание интеллектуальных систем, обеспечивающих подвижность транспортных средств в условиях бездорожья / В.В. Беляков [и др.] // Авто-НН-2009: Тез. докл. Всероссийск. молодеж. научно-техн. конф.; – Нижний Новгород, 2009. – С. 313–314.

25. Горелов В.А., Жирный Р.И. Прогнозирование эксплуатационных свойств автопоездов, предназначенных для перевозки специальных грузов в

условиях бездорожья, с помощью имитационного математического моделирования // Прогресс транспортных средств и систем – 2009: Материалы Международной научно-практической конференции; В 2 ч.; редкол.: М. В. Ляшенко (отв. ред.) [и др.]. – Волгоград, 2009. – Ч. 1. – С. 138–140.

26. Котиев Г.О., Горелов В.А., Ганбат Д. Моделирование движения колесных вездеходных транспортных средств // Проблемы развития механики: Сборник трудов международной конференции. – Улан-Батор, 2009. – С. 151–158.

27. Котиев Г.О., Горелов В.А., Ганбат Д. Имитационное математическое моделирования динамики колесных транспортных комплексов в среде Simulink программного комплекса Matlab // Наука и технологии к развитию Монголии, посвященной 50-ю Монгольского государственного университета науки и технологии: Материалы Международной конференции. – Улан-Батор, 2009. – С. 305–310.

28. Котиев Г.О., Горелов В.А., Жирный Р.И. Моделирование прямолинейного движения автопоезда по деформируемому грунту при упругой связи между тягачом и прицепом // Какой автомобиль нужен России?: Материалы 69-й Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ). – Омск, 2010. – С. 75–81.

29. Горелов В.А., Котиев Г.О., Жирный Р.И. Математическая модель прямолинейного движения автопоезда с жесткой и гибкой связью между звеньями // Труды НГТУ. – 2010. – №3. – С. 138–144.