

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

УДК 629.1.02–52.001.5(043.3)

**БИЛЫК**  
**Ольга Валерьевна**

**УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИКИ КОЛЕСНЫХ МАШИН  
ПУТЕМ СИНТЕЗА АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ  
ИХ ДВИЖЕНИЕМ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА  
СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ**

**Автореферат**  
**диссертации на соискание ученой степени**  
**кандидата технических наук**

**по специальности 05.05.03 « Колесные и гусеничные машины»**

Могилев, 2008

Работа выполнена в Государственном учреждении высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет»

**Научный руководитель –**

**Сазонов Игорь Сергеевич,**  
доктор технических наук, профессор,  
ректор ГУ ВПО «Белорусско-Российский  
университет», г. Могилев

**Официальные оппоненты –**

**Тарасик Владимир Петрович,**  
доктор технических наук, профессор,  
зав. кафедрой «Автомобили» ГУ ВПО  
«Белорусско-Российский университет»  
(г. Могилев);

**Таяновский Георгий Александрович,**  
кандидат технических наук, доцент,  
зав. кафедрой «Горные машины»  
Белорусский национальный технический  
университет (г. Минск)

**Оппонирующая организация –**

РУП «Минский тракторный завод»

Защита состоится «16» апреля 2008 г. в 15<sup>00</sup> часов на заседании совета по защите диссертаций К 02.18.02 при ГУ ВПО «Белорусско–Российский университет» по адресу: 212005, г. Могилев, пр. Мира, 43, корп. 1, ауд. 325, bru@bru.mogilev.by, телефон ученого секретаря совета: +37529 687 51 21.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Белорусско–Российского университета.

Автореферат разослан «\_\_\_» марта 2008 г.

Ученый секретарь совета по защите диссертаций, кандидат технических наук, доцент

\_\_\_\_\_ М. Е. Лустенков

**БИЛЫК** Ольга Валерьевна

**УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИКИ КОЛЕСНЫХ МАШИН  
ПУТЕМ СИНТЕЗА АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ  
ИХ ДВИЖЕНИЕМ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА  
СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ**

Автореферат диссертации  
на соискание ученой степени кандидата технических наук

по специальности 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины»

Подписано в печать 10.03.2008 г. Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 1,63. Уч.-изд. л. 1,5. Тираж 60 экз. Заказ №152

Издатель и полиграфическое исполнение  
Государственное учреждение высшего профессионального образования  
«Белорусско-Российский университет»  
ЛИ № 02330/375 от 29.06.2004 г.  
212005, г. Могилев, пр. Мира, 43

## ВВЕДЕНИЕ

Мировая практика использования антиблокировочных систем (АБС) на автомобилях подтвердила их эффективность. АБС успешно решает проблему устойчивости движения одиночных автомобилей, но не автопоездов. Причина кроется в том, что АБС не использует информацию о силах взаимодействия между звеньями автопоезда. Автоматические системы управления постоянно совершенствуются. В последние годы интенсивное развитие получили электронные системы стабилизации движением (ESP) автотранспортных средств (АТС). Американская национальная служба безопасности движения (NHTSA) представляет показатель снижения аварий на 35 % за счет использования ESP на автомобилях. Немецкие фирмы обещают 64 % производимых автомобилей среднего и выше классов комплектовать ESP. Из текущей информации видно, что ведущие фирмы готовятся к законодательному внедрению ESP на АТС, и тем самым хотят повысить конкурентоспособность своей автомобильной продукции на мировом рынке. В последние годы Белорусско-Российский университет, ОИМ НАН Беларуси и БНТУ ведут совместные исследования по созданию эффективных алгоритмов управления торможением седельных автопоездов на основе информации о силах в контакте колес с опорной поверхностью и в шарнирных связях между их звеньями, не уступающих мировым аналогам. Решение данной задачи позволит повысить безопасность магистральных АТС.

Противобуксовочная система (ПБС) является наиболее распространенной автоматической системой управления тяговым режимом движения автомобиля. Однако методы формирования сигналов управления ПБС не могут быть использованы для управления тяговым режимом движения трактора, при котором происходит значительное буксование ведущих колес, снижающее производительность и повышающее расход топлива. В режиме реализации номинального крюкового усилия (пахота) трактор работает чаще всего с заблокированным межколесным дифференциальным механизмом, т.е. исполнительный механизм для ПБС отсутствует. А другой исполнительный механизм – тормоз трактора – не приспособлен к системе управления ПБС.

Повышение безопасности АТС и снижение буксования колесного трактора в тяговом режиме с помощью создания эффективных алгоритмов автоматических систем управления их движением представляет собой важную народно-хозяйственную задачу, решение которой сможет повысить производительность и конкурентоспособность колесных машин, производимых в Республике Беларусь.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Связь работы с крупными научными программами, темами.** Исследования выполнялись в рамках программы «Белавтотракторостроение» (ГБ АТ-02.03.02/1-2000, № ГР 19994544), задания Министерства образования Республики Беларусь (ГБ-0619ф, № ГР 20021603), задания Министерства транс-

порта и коммуникаций Республики Беларусь (Х/Д № 1/0156 от 10.04.03 г.). По теме диссертации выполнена научно-исследовательская работа ГБ-09ф № ГР 2000500. В настоящее время продолжаются исследования по созданию новых компонентов системы управления торможением по заданию ОИМ НАН Беларуси (ГБ-0619ф) и по заданию Министерства образования Республики Беларусь (ГБ-068ф).

**Цель и задачи исследования.** Цель исследований – улучшить динамику движения колесных машин путем синтеза алгоритмов управления их движением на основе анализа силовых факторов, позволяющих максимальное использование коэффициентов сцеплений колес машин с опорной поверхностью.

Для достижения поставленной цели поставлены следующие задачи:

– составить уравнения неголономных связей качения колеса, представляющие собой функциональные зависимости между параметрами деформации пневматика и кинематическими параметрами движения центра обода колеса, позволяющие сохранить действительные начальные условия уравнений движения колесных машин и определение сил в контакте колес с опорной поверхностью;

– разработать математическую модель курсового движения седельного автопоезда с использованием составленных уравнений кинематических связей качения и методику его моделирования на ПЭВМ, позволяющие провести анализ динамического состояния движения седельного автопоезда и дать оценку эффективности разрабатываемых алгоритмов управления его экстренным торможением;

– разработать математическую модель тягового режима колесного трактора с использованием составленных уравнений кинематических связей качения колеса и метод его моделирования на ПЭВМ, позволяющие рассчитать буксование ведущих колес трактора с крюковой нагрузкой и дать оценку эффективности разрабатываемого алгоритма управления тяговым режимом движения трактора;

– разработать, изготовить и испытать компоненты системы управления с целью подтверждения эффективности разработанных алгоритмов управления движением колесных машин.

**Положения, выносимые на защиту.** К основным результатам исследований относятся:

– уравнения неголономных связей качения колеса, представляющие собой функциональные зависимости между параметрами деформации пневматика и кинематическими параметрами движения центра обода колеса, позволяющие сохранить действительные начальные условия уравнений движения колесных машин и определить силы в контакте колес с опорной поверхностью;

– математическая модель курсового движения седельного автопоезда с использованием разработанных уравнений кинематических связей качения колеса и методика его моделирования на ПЭВМ, позволяющие провести анализ динамического состояния седельного автопоезда и дать оценку эффективности алгоритма управления его экстренным торможением;

– математическая модель тягового режима колесного трактора с использованием разработанных уравнений кинематических связей качения колеса и метод его моделирования на ПЭВМ, позволяющие рассчитать буксование ведущих колес трактора с крюковой нагрузкой и дать оценку эффективности алгоритма управления его тяговым режимом;

– компоненты системы управления и результаты их испытаний, подтверждающие эффективность разработанных алгоритмов управления движением колесных машин.

**Личный вклад соискателя.** Автором лично получены уравнения кинематической связи качения колеса второго порядка и сформулирована концепция синтеза алгоритма управления торможением седельного автопоезда, основанные на анализе тормозных моментов и силах в шкворне седельно-цепного устройства седельного автопоезда. Цель и задачи исследований сформулированы совместно с научным руководителем д-ром техн. наук, проф. И. С. Сазоновым. Математические модели курсового движения автопоезда, тягового режима колесного трактора и методы их моделирования на ПЭВМ разработаны лично автором. Задачи теоретических исследований реализованы совместно с д-ром техн. наук В. А. Кимом, канд. техн. наук Н. А. Коваленко, канд. техн. наук В. Д. Рогожиным, Н. П. Амельченко и другими. Совместно с инженером Г. В. Бочкаревым проведены экспериментальные исследования. Результаты совместных исследований нашли отражение в совместных публикациях.

**Апробация результатов диссертации.** Основные положения результатов исследований докладывались и обсуждались на Международных научно-технических конференциях в период с 2000–2007 гг., проходивших в Белорусско-Российском университете: «Современные направления развития производственных технологий и робототехники» (1999); «Новые конкурентоспособные и прогрессивные технологии, машины и механизмы в условиях современного рынка» (2000), «Перспективные технологии, материалы и оборудование» (2001), «Современные технологии, материалы, машины и оборудование» (2002), «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии», «Интерстроймех–2002», «Материалы, оборудование, ресурсосберегающие технологии и материалы» (2006); в БГПА: 53-я науч.-техн. конференция (г. Минск, 1999); в ИМИНМАШ: «Механика машин. Теория и практика» (г. Минск, 2003); в ГГТУ: 7-я Междунар. науч.-техн. конф. аспирантов и студентов (г. Гродно, 2004); в Польше: Междунар. техн. конф. «Mechanics 2006» (г. Прешов, 2006); в ОИМ НАН Беларуси: 3-й Белорусский конгресс по теоретической и прикладной механике «Механика-2007» (г. Минск, 2007). Результаты исследований обсуждались на совместных заседаниях кафедр «Техническая эксплуатация автомобилей», СДПТМиО, «Автомобили» Белорусско-Российского университета (протокол заседания кафедры ТЭА № 7 от 07.01.08 г.).

**Опубликованность результатов исследований.** По теме диссертации опубликовано 22 научные работы общим объемом 2,2 авторских печатных листов, 7 статей в рецензируемых журналах и сборниках научных трудов, рекомендованных ВАК, 8 статей в сборниках международных конференций, 3 тезиса докладов на международных конференциях. Получено 3 патента, в

том числе 2 патента Республики Беларусь и 1 патент Российской Федерации. Отдельные результаты исследований приведены в монографии под редакцией И.С. Сазонова «Динамика колесных машин» (2006).

**Структура и объем диссертации.** Диссертация содержит 100 страниц основного текста, 96 рисунков и 6 таблиц. Диссертация состоит из оглавления, введения, общей характеристики работы, четырех глав, заключения, списка использованных источников из 108 наименований, из них 7 на иностранных языках, списка научных трудов соискателя из 22 наименований, приложений к главам диссертации и актов внедрений.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении и общей характеристике работы** обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследований, научная новизна и практическая значимость полученных результатов.

**В первой главе** представлены результаты анализа теоретических и экспериментальных исследований качения колеса, полученных Ю.Е. Атамановым, В.В. Гуськовым, В.П. Бойковым, Дж. Вонгом, В.И. Кнорозом, А.А. Полунгяном, В.А.Петрушовым, Ю.В. Пирковским, М.В. Келдышем, В.А. Кимом, Ю.И. Неймарком, И.С. Сазоновым, Н.А. Фуфаевым, I. Rocard, J. Greidanus, H.Springer и др. Анализ результатов позволил разработать новые уравнения неголономных связей колеса второго порядка. До настоящего времени были известны уравнения неголономных связей первого порядка, которые дифференцировались для получения замкнутой системы дифференциальных уравнений движения колесных машин. При дифференцировании уравнений кинематических связей первого порядка всегда стоял вопрос о корректности производимой формальной операции дифференцирования, при котором возможны были потери начальных условий движения колесных машин. В основу получения новых уравнений кинематических связей второго порядка положена гипотеза о разности изохронной вариации кривизны линии качения пятна контакта пневматика и геометрического центра обода колеса, имеющая вид:

$$K_{O_1} - K_{Co} = R \sin \chi^* + A\xi + B\theta + C\chi + D\tau + E\delta, \quad (1)$$

где  $\xi$ ,  $\tau$ ,  $\delta$  – параметры боковой, касательной и нормальной деформаций соответственно;  $\theta$  – параметр угловой деформации вокруг нормали;  $\chi$  – параметр угловой деформации вокруг продольной оси.

Так как в общем случае кривизна любой линии движения может быть представлена известной формулой

$$K = \frac{\dot{x} \cdot \ddot{y} - \dot{y} \cdot \ddot{x}}{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)^{3/2}}, \quad (2)$$

где  $\dot{x}, \dot{y}, \ddot{x}, \ddot{y}$  – первые и вторые производные от ортогональных координат, то выражение (1) с учетом (2) можно представить в виде дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\begin{aligned} a_1 \ddot{x}_{C_0} + a_2 \ddot{y}_{C_0} + a_3 \ddot{\varphi} + a_4 \ddot{\xi} + a_5 \ddot{\theta} + a_6 \ddot{\tau} + a_7 \ddot{\chi}^* + a_8 \ddot{\delta} = \\ = b_1 \xi + b_2 \theta + b_3 \chi + b_4 \tau + b_5 \delta + b_6 \chi^*, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $a_1 \dots a_8, b_1 \dots b_6$  – коэффициенты, содержащие координаты курсовых углов, параметров деформации и их первых производных по времени.

Полученные уравнения связей (3) могут быть трансформированы в уравнения Д. Рокара. Проверка ортогональности векторов боковой реакции и скорости геометрического центра колеса показала, что они не ортогональны при возникновении угла увода колеса. Следовательно, боковая реакция создает сопротивление качению колеса при уводе. На рисунке 1 представлено: 1 – колесо;  $\alpha$  – угол поворота колеса;  $\delta$  – угол увода;  $\bar{R}$  – вектор боковой реакции, перпендикулярный к продольной плоскости жесткого обода колеса;  $\bar{T}$  – вектор тангенциальной составляющей реакции, направленный по касательной к окружности жесткого обода колеса;  $\bar{V}$  – вектор скорости геометрического центра обода колеса. Тогда потеря энергии  $\Delta A$  при возникновении бокового увода  $\delta$  определится по формуле

$$\Delta A_{\delta} = V \cdot N \cdot \varphi_{\text{сц}} \cdot (1 - \cos \delta + \sin \delta), \quad (4)$$

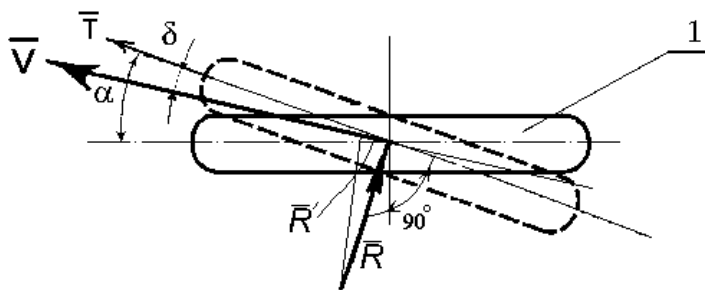


Рисунок 1 – Направление реакций связей в контакте колеса с опорной поверхностью при боковом уводе колеса

где  $\varphi_{\text{сц}}$  – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью;  $N$  – нормальная реакция опорной поверхности на колесо.

Сравнительная оценка результатов расчета с результатами исследований, полученных В.А. Петрушовым, Ю.В. Пирковским и Н. Springer, дала их удовлетворительное совпадение.

**Вторая глава** посвящена разработке динамических моделей, методам моделирования движения седельного автопоезда и алгоритма управления его экстренным торможением, исключая складывание звеньев. Проблемам динамики движения колесных машин и управления их движением посвящены фундаментальные работы П.А. Амельченко, О.И. Гируцкого, А.И. Гришкевича, С.Г. Горина, М.С. Высоцкого, Л.Г. Красневского, Г.О. Котиева, Н.Ф. Метлюка, Я.Н. Нефедьева, А.А. Литвинова, А.А. Ревина, А.К. Фрумкина, Р.И. Фурунжиева, А.А. Хачатурова, А.Т. Скойбеды, В.П. Тарасика и многих др.

При разработке динамической модели движения седельного автопоезда (расчетная схема движения седельного автопоезда представлена на рисунке 2)



использованы уравнения Лагранжа. Уравнения колебаний масс автопоезда при случайных возмущениях описываются известной системой обыкновенных дифференциальных уравнений следующего вида:

$$\sum_i^n \beta_i \ddot{q}_i = \sum_i^n c_i \Delta_i + \sum_i^n \alpha_i \dot{\Delta}_i + f_i(t), \quad (5)$$

где  $i$  – число обобщенных координат;  $\beta_i$  – коэффициенты инерционных характеристик масс автопоезда;  $c_i$ ,  $\alpha_i$  – коэффициенты жесткости упругих элементов и коэффициенты демпфирования;  $\ddot{q}_i$  – обобщенные координаты;  $\Delta_i, \dot{\Delta}_i$  – разность координат и обобщенных скоростей.

Передаточные функции колебательной системы определяются с помощью преобразования Лапласа.

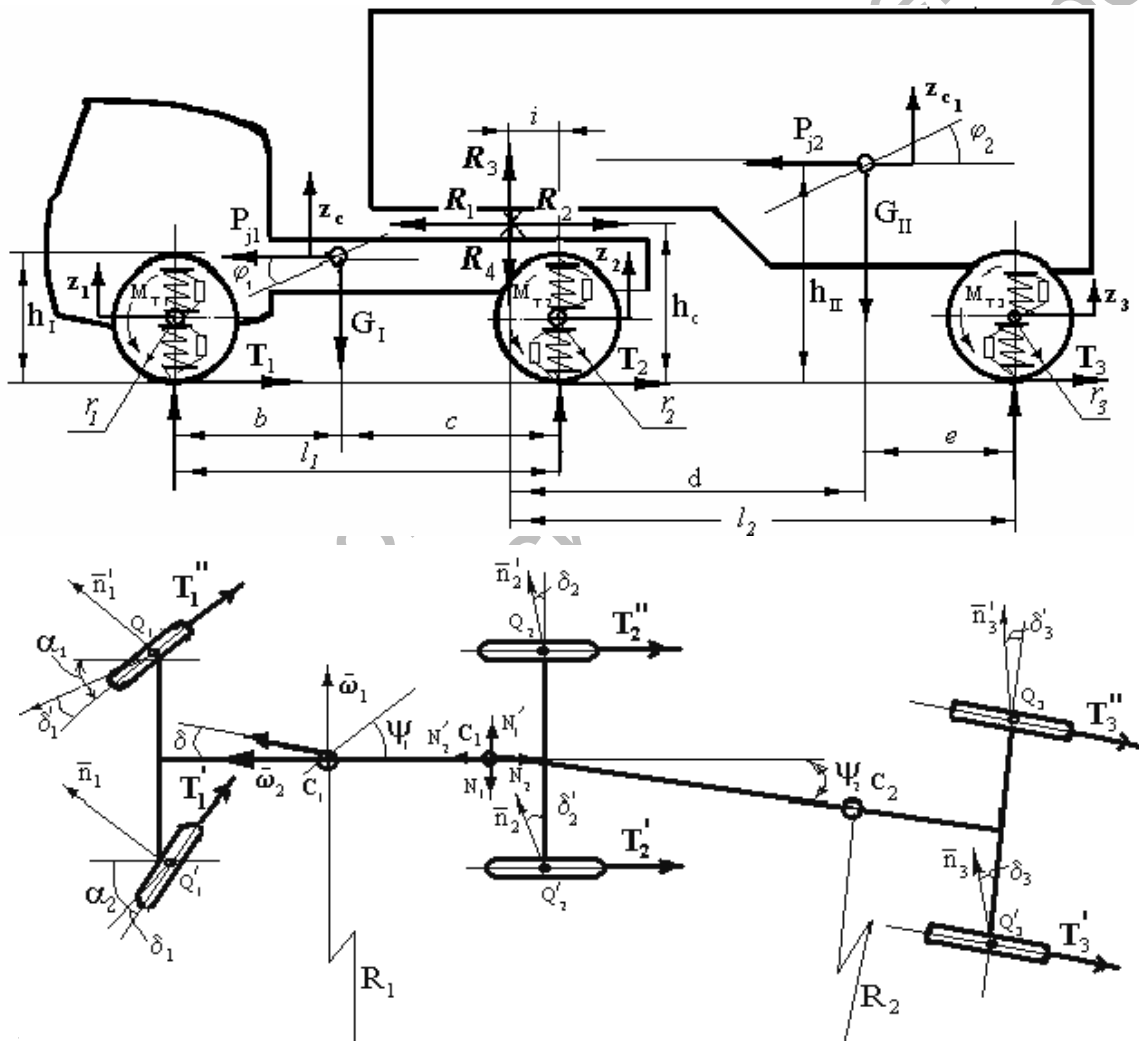
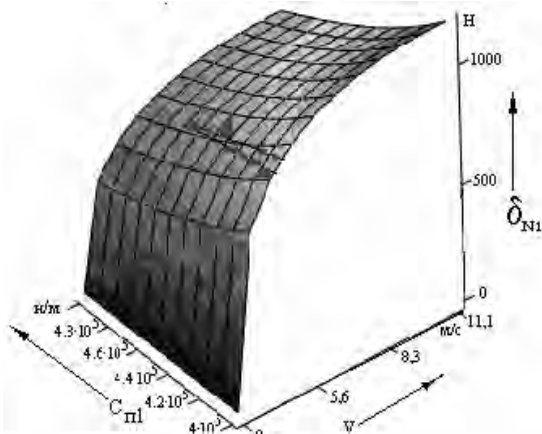


Рисунок 2 – Расчетная схема седельного автопоезда

На рисунке 3 представлен график изменения среднеквадратичных отклонений нормальной реакции переднего моста тягача при движении автопоезда по асфальтобетонному шоссе ( $D = 1,0 \text{ см}^2$ ;  $\alpha_{01} = 0,16 \text{ м}^{-1}$ ;  $\alpha_{02} = 0,05 \text{ м}^{-1}$ ;  $\beta = 0,638 \text{ м}^{-1}$ ) в зависимости от скорости движения автопоезда. Результатами моделирования установлено, что среднеквадратичная разгрузка переднего моста тягача на 20 % от его статической нагрузки ведет к потере устойчивости и управляемости автопоезда при скорости движения 80 км/ч. Стабильность контакта колес повышается на 15–20 % при включении в подвеску элемента релаксации демпфирования, а возможность повышения средней скорости движения автопоезда возросла.

Для составления динамических уравнений курсового движения седельного автопоезда использовано уравнение Лагранжа 1-го рода с неопределенными множителями:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\partial T}{\partial q_i} \right) = Q_i + \sum_{\rho} \frac{\partial f_{\rho}}{\partial \dot{q}_i} \lambda_{\rho}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (6)$$



**Рисунок 3 – Изменение среднеквадратичного отклонения нормальной реакции на переднем мосту машины (асфальт;  $C_{п1}$  – приведенный коэффициент жесткости упругих элементов передней подвески;  $V$  – скорость движения)**

где  $T$  – кинетическая энергия системы;  $q_i, \dot{q}_i$  – обобщенные координаты и скорости;  $i$  – число обобщенных координат ( $i = 5$  для курсового движения седельного автопоезда);  $\rho$  – число уравнений неголономных связей ( $\rho = 6$  для рассматриваемого седельного автопоезда);  $f_{\rho}$  – уравнения неголономных связей,  $\lambda_{\rho}$  – неопределенные множители Лагранжа, представляющие собой реакции связей колес.

Для получения замкнутой системы уравнений движения седельного автопоезда использованы

новые уравнения кинематических связей второго порядка (3), которые можно представить в виде:

$$f_{\rho} = a_{\rho i} \ddot{q}_i - \sum_{k=1}^{k=3} b_k \zeta_k = 0, \quad (7)$$

где  $a_{\rho i}$  – коэффициенты инерционных характеристик автопоезда;  $\zeta_k$  – деформации пневматика;  $k$  – число параметров деформации.

Совокупность динамических уравнений (6) и уравнений кинематических связей (7) представляет собой уравнения движения седельного автопоезда, при этом нет необходимости дифференцировать уравнения (7). Уравнения

(6) и (7), позволяют решить прямые и обратные задачи динамики движения автопоезда в обобщенных координатах.

Для решения обратных задач динамики движения колесных машин – определение сил в контакте колес с опорной поверхностью – более эффективным способом является использование квазиординат. Для перехода от обобщенных координат к квазиординатам использован метод линейного преобразования координат:

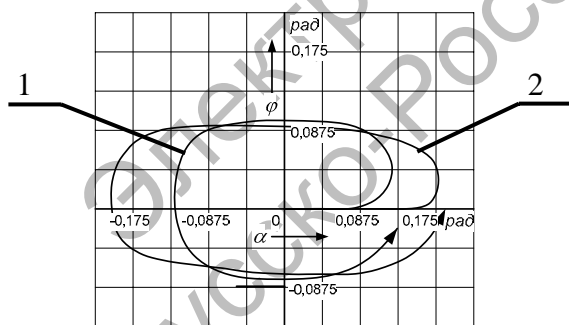
$$\omega_s = a_{s1}\dot{q}_1 + \dots + a_{sn}\dot{q}_n, \quad (8)$$

где  $\omega_s$  – квазискорость;  $a_{s1} \dots a_{sn}$  – коэффициенты преобразования координат.

Преобразование квазискоростей в обобщенные скорости производят с помощью обратной матрицы перехода:

$$q_i^{-1} = \begin{vmatrix} \cos q_i & \sin q_i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin q_i & \cos q_i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

Использование квазиординат существенно снижает порядок системы уравнений.



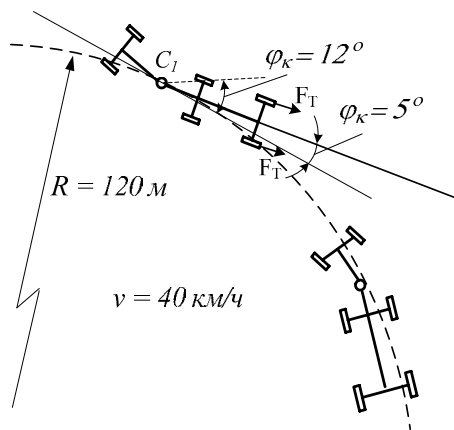
1 – без скольжения управляемых колес;  
2 – с учетом скольжения управляемых колес

**Рисунок 4 – Изменение скорости угла поворота остова тягача в зависимости от скорости поворота управляемых колес тягача («змейка»)**

ных реакций на осях тягача. При движении по криволинейной траектории разность боковых реакций на осях тягача возрастает с увеличением массы полуприцепа, что приводит к выходу седельного автопоезда из заданной траектории движения. Для удержания автопоезда на заданной траектории, при

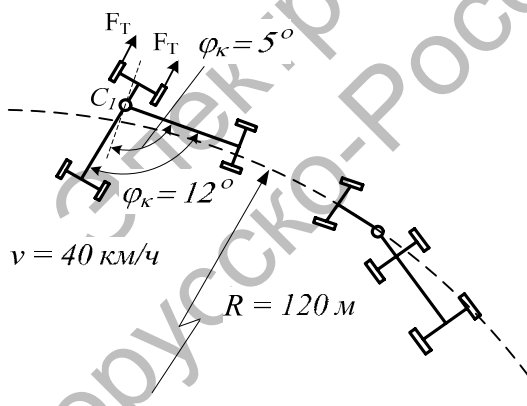
Для анализа оценки устойчивости и управляемости разработана методика моделирования движения автопоезда на ПЭВМ. Методика предусматривает моделирование движения автопоезда по «змейке», «переставке» и движение с фиксированным углом поворота управляемых колес тягача. Анализ результатов моделирования показывает, что на управляемость автопоезда существенное влияние оказывает изменение нормаль-

управляемом движении, необходимо осуществлять подтормаживание колеса задней оси тягача, расположенного ближе к центру кривизны траектории. Для оценки реакции тягача на поворот его управляемых колес при различных видах маневра предложена фазовая диаграмма, представляющая собой изменение угловой скорости остова тягача в зависимости от угловой скорости поворота его управляемых колес (рисунок 4). Из рисунка видно, что при движении автопоезда по траектории «змейка» существенное влияние на реакцию тягача при повороте управляемых колес оказывает стабильность контакта колес с опорной поверхностью. Для анализа устойчивости курсового движения седельного автопоезда при торможении на криволинейной траектории разработана методика моделирования на ПЭВМ.



**Рисунок 5 – Торможение автопоезда колесами полуприцепа**

$V = 40$  км/ч, коэффициенте сцепления  $\varphi_{сц} = 0,7$ , радиусе поворота  $R = 120$  м представлен на рисунке 5. При торможении автопоезда колесами полуприцепа



**Рисунок 6 – Торможение автопоезда колесами задней оси тягача**

относительно продольной оси тягача составил около  $90^{\circ}$ . Полуприцеп в конце торможения практически сохранил заданную траекторию движения. При торможении седельного автопоезда передними колесами тягача ни полуприцеп, ни тягач не сохранили заданную траекторию движения в конце торможения (рисунок 7). Скорость изменения угла между продольными осями тягача и полуприцепа при торможении поезда колесами передней оси тягача заметно

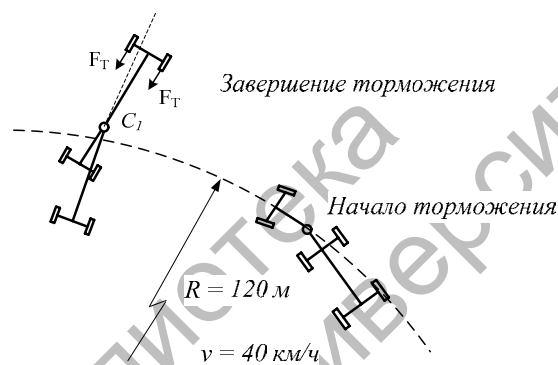
Методика предусматривает исследование вариантов экстренного торможения седельного автопоезда с явно выраженными случаями нагружения его шкворня: торможение поезда с заблокированными колесами полуприцепа; торможение поезда с заблокированными колесами задней оси тягача; торможение с заблокированными колесами передней оси тягача. Результат моделирования торможения автопоезда блокированием колес оси полуприцепа при начальной скорости торможения

тягач практически сохранял заданную траекторию движения до конца торможения. Угол отклонения продольной оси полуприцепа относительно продольной оси тягача не превышал  $12^{\circ}$  (см. рисунок 5).

При торможении автопоезда колесами задней оси тягача сам тягач не сохранил заданную траекторию движения в конце торможения (рисунок 6). В конце торможения автопоезда угол отклонения продольной оси полуприцепа

прогрессировал в начале торможения. Причем, при различных начальных скоростях торможения вынос тягача и полуприцепа происходил от центра кривизны заданной траектории (см. рисунок 7). Из анализа результатов моделирования процесса торможения автопоезда установлено, что при наезде полуприцепа на тягач с соотношением масс 2,4 в шкворне поезда возникает сила, превосходящая в 2–3 раза силу сцепления колес тягача с опорной поверхностью, что создает условие для складывания его звеньев. Поэтому алгоритм управления в ситуации наезда полуприцепа на тягач должен предусмотреть снятие силы, действующей на шкворень. Новый алгоритм управления представлен на рисунке 8.

Критерием формирования сигнала управления при наезде полуприцепа на тягач является превышение модуля силы, действующей на шкворень, по условиям сцепления колес тягача с опорной поверхностью. В данной ситуации приоритетным сигналом формирования управления является разблокировка колес тягача, а торможение автопоезда осуществляется только колесами полуприцепа. Разблокировка колес тягача ведет к увеличению коэффициентов сцепления его колес в боковом направлении, обеспечивая тем самым устойчивость и управляемость автопоезда. Кроме того, алгоритм управления предусматривает постоянный контроль знаков производных тормозных моментов. При обнаружении отрицательных знаков производных тормозных моментов на каком-либо колесе подается команда на его разблокировку, тем самым повышая коэффициент сцепления колеса в боковом направлении. Результатами моделирования установлено, что синтез алгоритмов ABS и алгоритма управления торможением седельного автопоезда на основе анализа тормозных моментов и силы в его шкворне, рассчитанный из условия сцепления колес тягача с опорной поверхностью, повысит устойчивость и управляемость торможением седельного автопоезда. Результаты моделирования показали, что управление торможением на основе предлагаемого алгоритма позволит повысить предельную начальную скорость торможения автопоезда до 70 км/ч по криволинейной траектории радиусом 130 м с коэффициентом сцепления колес  $\varphi_{\text{сц}} = 0,7$ , т.е. на 15 км/ч больше, чем при неуправляемом торможении.



**Рисунок 7 – Торможение автопоезда колесами передней оси тягача**



**Рисунок 8 – Алгоритм управления торможением седельного автопоезда**

**Третья глава** посвящена разработке алгоритма управления тяговым режимом движения колесного трактора с использованием идентичной информации, что и для алгоритма седельного автопоезда – информации о силе в шарнирной связи звеньев машинно-тракторного агрегата. Для теоретического обоснования алгоритма формирования сигналов управления тяговым режимом движения колесного трактора рассмотрена плоская динамическая модель движения трактора с крюковой нагрузкой. Система динамических уравнений движения трактора с крюковой силой представлена в виде:

$$\begin{cases} M_{\text{тр}} \cdot \ddot{x} = \sum F_i + P_{\text{кр}}(t); \\ J_{\text{тр}} \cdot \ddot{\phi}_{\text{тр}} = \sum M(F_i) + \sum c_j \cdot a_k^2 \cdot \phi + \sum \alpha_j \cdot a_k^2 \cdot \dot{\phi}; \\ J_{\text{ик}} \cdot \ddot{\beta}_i = \sum M(F_{\text{ик}}), \end{cases} \quad (9)$$

где  $M_{\text{тр}}$  – масса трактора;  $\ddot{x}, \ddot{\phi}_{\text{тр}}, \ddot{\beta}_i$  – обобщенные ускорения;  $P_{\text{кр}}(t)$  – случайное изменение крюковой силы.

Для получения замкнутой системы уравнений движения использованы уравнения кинематических связей (7). Путем интегрирования дифференциальных уравнений движения трактора получены формулы расчета коэффициентов потерь мощности от сил сопротивления движению  $\eta_f$  и от буксования ведущих колес  $\eta_6$ , которые можно представить в виде:

$$\begin{cases} \eta_f = \frac{M_{\text{тр}} \cdot f \cdot g \cdot \dot{x} \cdot \Delta\omega \cdot \phi_{\text{сц}}}{M_{\text{н}} \cdot (\omega_{\text{хх}} - \omega) \cdot i_{\text{тр}} \cdot \dot{\phi}_{\text{зк}} \cdot r_{\text{дк}}}; \\ \eta_6 = \frac{\Delta V \cdot M_{\text{зк}} \cdot \Delta\omega}{r_{\text{дз}} \cdot M_{\text{н}} \cdot (\omega_{\text{хх}} - \omega) \cdot i_{\text{тр}} \cdot \dot{\phi}_{\text{зк}}}, \end{cases} \quad (10)$$

где  $\Delta V$  – потеря скорости за счет буксования;  $M_{\text{тр}}$  – масса трактора;  $M_{\text{н}}$  – номинальный момент двигателя, необходимый для реализации номинальной крюковой силы;  $f$  – коэффициент сопротивления движению трактора;  $\dot{x}$  – скорость движения трактора;  $\Delta\omega$  – изменение угловой скорости вращения двигателя;  $i_{\text{тр}}$  – передаточное число трансмиссии;  $r_{\text{дк}}$  – динамический радиус качения ведущих колес;  $\dot{\phi}_{\text{зк}}$  – угловая скорость вращения ведущих колес,  $\phi_{\text{сц}}$  – коэффициент сцепления колес.

Условие максимального использования сцепления на каждом шаге моделирования проверялось из неравенства

$$\phi_{\text{сц}} \leq \frac{J_{\text{вк}} \cdot \ddot{\phi}_{\text{вк}}}{N_{\text{вк}} \cdot r_{\text{вк}}}, \quad (11)$$

где  $J_{\text{вк}}$  – момент инерции ведущего колеса;  $N_{\text{вк}}$  – нормальная реакция на ведущие колеса,  $\ddot{\phi}_{\text{вк}}$  – угловое ускорение ведущих колес.

По данным проф. А.Б. Лурье при пахоте случайное изменение крюковой нагрузки от номинального значения составляет не более 8–12 % по поверхностям различных полей. Результатами расчета установлено, что диапазон изменения оборотов двигателя при изменении крюковой нагрузки от 8–12 % не выходит за пределы устойчивых оборотов на регуляторной ветви. Поэтому управление тяговым режимом можно производить путем регулирования подачи топлива в двигатель. Отслеживать повышение буксования ведущих колес трактора при изменении сопротивления или коэффициента сцепления ведущих колес можно по отрицательным знакам производных крюковой силы, которая пропорциональна касательным силам тяги на ведущих колесах. Например, если при реализации номинальной крюковой силы (пахота) двигатель трактора загружен на 70 % от своей номинальной мощности, то управление двигателем представляется возможным. При уменьшении крюковой нагрузки можно перейти на низшую регуляторную ветвь путем уменьшения подачи топлива.

При всех указанных способах управления двигателем удельный расход топлива удерживается на минимальном значении. При значительных перегрузках алгоритм предусматривает автоматическое включение догрузителя веса ведущих колес (ДВК) трактора (рисунок 9).

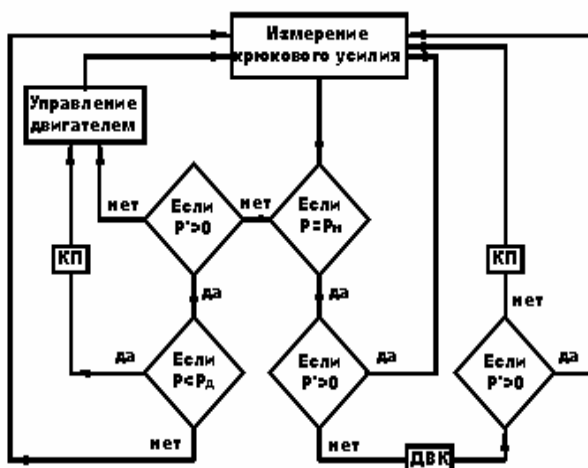


Рисунок 9 – Алгоритм управления тяговым режимом трактора на основе анализа крюкового усилия

использующего идентичную информацию – информацию о силах в шарнирных связях между звеньями колесных машин. Результатами моделирования установлено, что алгоритм управления обеспечивает повышение тягового КПД на 7–8 % и на столько же снижает удельный расход топлива.

**Четвертая глава** посвящена экспериментальной проверке практической возможности получения информации от шарнирной связи между звеньями седельного автопоезда и формирования сигналов управления исполнительными механизмами. Исследования также ставили задачу проверки достоверности результатов теоретических исследований. Для измерения сил взаимодействия между звеньями седельного автопоезда было спроектировано и изготовлено устройство измерения сил в шкворне седельного автопоезда МАЗ. Нами была усовершенствована спроектированная ранее электронная система датчика измерения сил в шкворне полуприцепа МАЗ путем использования фазоим-

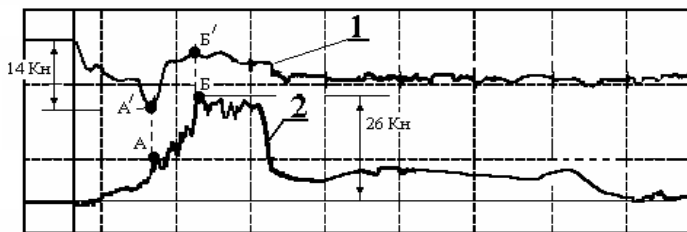
пульсной фильтрации электрических сигналов. Изменения конструкций шкворня и электронного блока обработки информации позволили включить электронный датчик измерения сил в штатную конструкцию шкворня без нарушения его прочностных свойств. Шкворень с устройством измерения сил представлен на рисунке 10. Электронный датчик позволяет измерять силы в двух продольных и в двух поперечных направлениях. Таким образом, преду-



**Рисунок 10 – Устройство измерения сил в шкворне АТС МАЗ и электронные блоки обработки информации**



**Рисунок 11 – Датчик измерения сил в опоре колодок тормоза**



**Рисунок 12 – Осциллограмма изменения сил в шкворне автопоезда при его экстренном торможении на криволинейной траектории передними тормозами тягача**

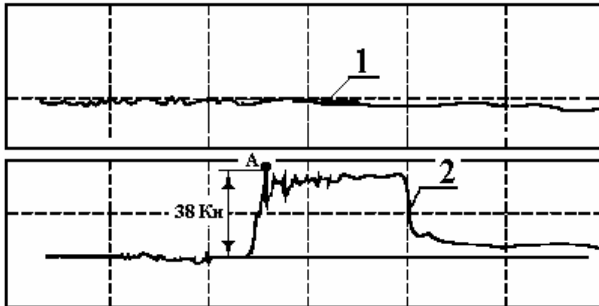
смотрены исследования тормозного и тягового режимов движения седельного автопоезда за счет повышения информативности устройства. Способ измерения сил в шкворне может быть использован и для создания устройства измерения сил в сцепном устройстве колесного трактора.

Натурные испытания седельного автопоезда предусматривали проверку приоритетных сигналов управления тормозами звеньев автопоезда, которые были установлены при теоретических исследованиях. При экспериментах проводилось торможение седельного автопоезда МАЗ по криволинейной траектории (радиус траектории составлял 130 м) с начальной скоростью 40 км/ч. Конечные положения звеньев поезда в конце торможения качественно подтвердили результаты моделирования на ПЭВМ (см. рисунки 5–7). Угол между осями полуприцепа и тягача в конце торможения составлял около  $90^{\circ}$ .

Характерными признаками торможения автопоезда по криволинейной траектории являются изменения продольной и боковой составляющих сил, действующих на шкворень (рисунок 12). Из рисунка видно, боковая составляющая силы на шкворне достигает максимума раньше, чем продольная (точ-

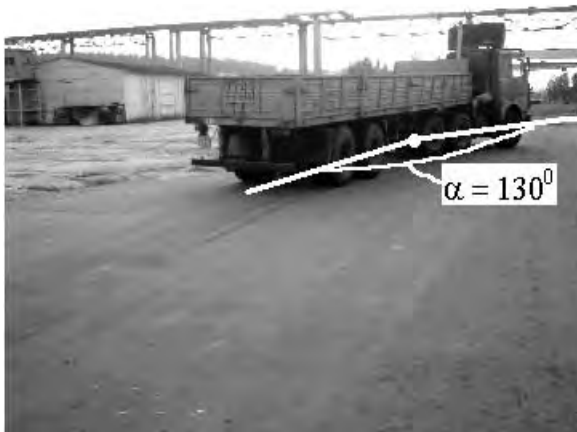


ки  $A'$  и  $A$ ). При достижении продольной силой (кривая 2) максимального значения (точка  $B$ ) боковая сила имеет резкий спад (точка  $B'$ ). Следовательно, запас устойчивости поезда уменьшается, так как уменьшается коэффициент сцепления колес в боковом направлении. Из анализа заметных спадов сил, действующих на шкворень, можно предположить, что они связаны со скольжением колес поезда относительно опорной поверхности.



1 — силы в поперечном направлении;  
2 — силы в продольном направлении

**Рисунок 13 – Осциллограмма изменения сил в шкворне при прямолинейном торможении седельного автопоезда**



**Рисунок 14 – Положение звеньев автопоезда в конце торможения**

Данное явление можно объяснить изменением сил в контакте колес с опорной поверхностью. Возникновение «толкающей» силы при торможении автопоезда по условию «микст» может служить причиной складывания его звеньев. Для проверки алгоритма торможения седельного автопоезда разработан двухканальный электронный блок формирования сигналов управления. В качестве исполнительного механизма был использован пневмомодулятор фирмы «Кнор-Бремз», установленный на полуприцепе. Приоритетным сигналом управления при обнаружении «толкающей» силы на тягач со стороны полуприцепа был сигнал растормаживания тормозов тягача. При этом торможение седельного автопоезда осуществлялось только тормозами полуприцепа. Натурными испытаниями установлено, что реализация разработанного алгоритма торможения автопоезда позволяет повысить начальную скорость торможения на 15 км/ч по сравнению с неуправляемым торможением. При этом складывания звеньев автопоезда не наблюдалось (рисунок 14).

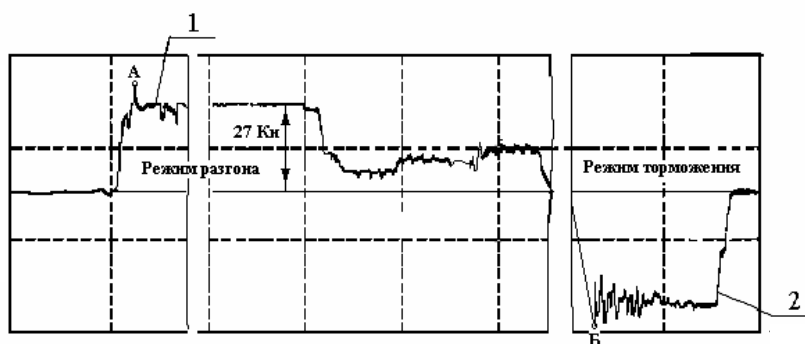
Результаты торможения седельного автопоезда колесами задней оси тягача по криволинейной траектории с радиусом 130 м, с начальной скоростью торможения 40 км/ч по мокрому асфальту подтвердили результаты расчета на ПЭВМ.

На рисунке 13 представлена осциллограмма записи изменения сил на шкворне при экстренном торможении седельного автопоезда по прямолинейной траектории (торможение всеми колесами поезда).

Запаздывание срабатывания тормозов полуприцепа обнаруживается возникновением «толкающей» силы на тягач со стороны полуприцепа (см. рисунок 13). После достижения максимума силы (точка  $A$ ) происходит колебательный процесс его изменения.

Для принципиальной проверки возможности реализации алгоритма управления тяговым режимом колесного трактора проведен анализ сил, действующих на шкворень в процессе разгона и торможения автопоезда по прямолинейной траектории. Осциллограмма изменения продольных сил в шкворне в процессе разгона и торможения поезда представлена на рисунке 15, где 1 – кривая изменения сил на шкворне при разгоне; 2 – кривая изменения сил на шкворне при торможении автопоезда.

На осциллограмме изменения продольных сил в шкворне в начале разгона и торможения автопоезда четко выражены максимум силы (точка А) и его спад. Предположительно спад происходит из-за буксования ведущих колес тягача в начале разгона. В режиме торможения также наблюдаются максимум силы (точка Б) и его спад. Анализ полученных результатов подтверждает возможность использования информации о силах в узлах связи машинно-тракторного агрегата для реализации алгоритма управления тяговым режимом движения колесного трактора.



**Рисунок 15 – Осциллограмма изменения сил в шкворне при разгоне и торможении**

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

### Основные научные результаты диссертации

1. Получены новые уравнения кинематических связей качения колеса, представляющие собой функциональные связи вторых производных от обобщенных координат в зависимости от производных параметров деформации упругого пневматика, позволяющие сохранить действительные начальные условия уравнений движения колесных машин и решить обратные задачи динамики колесных машин при контакте колес с опорной поверхностью [8, 11].

2. Разработаны математическая модель курсового движения седельного автопоезда в квазикоординатах с использованием новых уравнений кинематических связей качения колес и методика его моделирования на ПЭВМ, позволяющие исследовать курсовое движение автопоезда с учетом отрыва и скольжения колес.

Анализ результатов моделирования курсового движения седельного автопоезда на ПЭВМ показал:

– при движении седельного автопоезда по асфальтобетонному шоссе неудовлетворительного качества со скоростью 80 км/ч среднеквадратичная разгрузка переднего моста составила около 20 % от его статической нагрузки, что приводит к потере устойчивости и управляемости автопоезда [5, 9, 12, 18, 21];

– включение в подвеску тягача элементов релаксации демпфирования позволяет повысить стабильность контакта колес с дорогой на 10–15 % [4, 5, 21];

– способ управления, основанный на синтезе двух алгоритмов – алгоритма АБС и алгоритма управления торможением седельного автопоезда – основанных на анализе сил в контакте колес и в шкворне, позволяет исключить складывание звеньев автопоезда при экстренных торможениях и повысить транспортные скорости его движения на 15 км/ч [1, 2, 6, 10, 13–15, 20, 22].

3. Разработаны математическая модель тягового режима движения колесного трактора, включающая новые уравнения кинематических связей качения колес, и методика его моделирования на ПЭВМ. Расчетами установлено, что способ управления, основанный на анализе крюковой силы, позволит повысить тяговый КПД за счет уменьшения буксования ведущих колес трактора на 12 % [3, 7, 9, 13, 16, 17, 20, 22].

4. Разработаны и испытаны макетные образцы новых адаптивных компонентов системы автоматического управления, представляющие собой:

– устройство измерения сил в шкворне седельного автопоезда [1, 2, 10, 13, 14, 20, 22];

– устройство измерения тормозного момента [1, 2, 6, 9, 15, 19];

– электронный блок обработки и формирования сигналов управления [1, 2, 7, 15].

Результаты испытаний подтвердили эффективность разработанных алгоритмов управления. Ожидаемый экономический эффект от внедрения результатов исследований составит около 120 миллионов рублей в год (акты внедрения результатов исследований на РУП МАЗ «Могилевский завод «Трансмаш») за счет снижения дорожно-транспортных происшествий, повышения средних транспортных скоростей на 15 км/ч и коммерциализации созданной наукоемкой продукции.

### **Рекомендации по практическому использованию результатов**

Использование элемента релаксации демпфирования повысит стабильность контакта управляемых колес тягача с дорогой на 10–15 % [21].

Система управления, основанная на анализе тормозных моментов и сил в шкворне, исключит складывание звеньев автопоезда и повысит транспортные скорости движения на 15 км/ч [20, 22].

Устройство измерения тормозных моментов и сил в шкворне седельного автопоезда может быть использовано в автоматических системах управления торможением седельного автопоезда и в системах диагностики синхронности срабатывания тормозов седельных автопоездов.

## СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

### *Статьи в научных журналах*

1. **Билык, О.В.** Схемотехническая реализация адаптивного алгоритма электронной системы управления движением колесной машины / О.В. Билык, Г.В. Бочкарев, А.А. Метто, В.А. Ким, И.С. Сазонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 3. – С. 12–17.

2. **Бочкарев, Г.В.** Повышение эффективности функционирования электронной системы активной безопасности автотранспортных средств / Г.В. Бочкарев, В.А. Ким, О.В. Билык, И.С. Сазонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 3. – С. 6–9.

3. **Билык, О.В.** Возможность адаптации элементов привода ведущих колес мобильных машин к системе управления его движением / О.В. Билык // Вестн. МГТУ. – 2003. – №1. – С. 27–30.

4. **Амельченко, Н.П.** Анализ воздействий на оператора колесного трактора / Н.П. Амельченко, О.В. Билык, В.А. Ким // Вестн. МГТУ. – 2001. – № 1. – С. 72–76.

5. **Амельченко, Н.П.** О некоторых мерах гашения колебаний на сиденье колесного трактора / Н.П. Амельченко, О.В. Билык, В.А. Ким // Вестн. МГТУ. – 2001. – № 1. – С. 77–82.

6. **Ким, В.А.** Новый принцип формирования сигналов управления торможением АТС / В.А. Ким, Р.И. Фурунжиев, Г.В. Бочкарев, О.В. Билык // Автомобильная промышленность. – 1999. – № 6. – С. 19–22.

7. **Ким, В.А.** Формирование сигналов управления тяговым режимом движения колесного трактора / В.А. Ким, И.С. Сазонов, В.Д. Рогожин, О.В. Билык // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – № 1. – С.25–28.

### *Материалы научных конференций*

8. **Сазонов, И.С.** Оценка состояния физико-механического взаимодействия движителей колесной тяговой машины с опорной поверхностью / И.С. Сазонов, В.А. Ким, О.В. Билык // Новые технологии в промышленности – 99 : сб. рефератов. – Прешов, 1999. – С. 111–115.

9. **Билык, О.В.** Измерение сил в контакте колес автотранспортных средств с опорной поверхностью / О.В. Билык [и др.] // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – Ч. 2. – С. 8–10.

10. **Билык, О.В.** Критерии оценки устойчивости криволинейного движения автомобиля / О.В. Билык, Ж.Л. Курек // Материалы междунар. науч.-техн. конф. профессоров, преподавателей, научных работников и аспирантов БГПА. – Минск: БГПА, 1999. – Ч. 1. – С. 98 .

11. **Сазонов, И.С.** Анализ моделей качения колеса / И.С. Сазонов, О.В. Билык, В.А. Ким // Современные технологии, материалы, машины и обо-

рудование : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: МГТУ, 2002. – С. 344.

12. **Сазонов, И.С.** Электронная система автоматической регистрации загрузок кузова автомобиля-самосвала / И.С. Сазонов, О.В. Билык, В.А. Ким, А.В. Вовк // Современные направления развития производственных технологий и робототехники : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: МГТУ, 1999. – С. 58 .

13. **Сазонов, И.С.** Формулировка стратегии управления движением колесных машин / И.С. Сазонов, В.А. Ким, О.В. Билык // Интерстроймех-2002: материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: МГТУ, 2002. – С. 195–197.

14. **Билык, О.В.** К созданию систем контроля динамики автотранспортных средств / О.В. Билык, Ж.Л. Курек // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2006. – Ч. 2. – С. 8–10.

15. **Билык, О.В.** Питание датчика для измерения тормозного момента / О.В. Билык, В.А. Ким, И.С. Сазонов, Г.В. Бочкарев // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2006. – Ч. 2. – С. 11.

16. **Билык, О.В.** Управление тяговым режимом движения колесного трактора / О.В. Билык, И.С. Сазонов // Перспективные технологии, материалы и системы : сб. науч. тр. – Могилев, 2001. – С. 60–64.

#### *Тезисы докладов научных конференций*

17. **Сазонов, И.С.** Измерение тяговой силы колесной машины / И.С. Сазонов, О.В. Билык // Новые конкурентоспособные и прогрессивные технологии, машины и механизмы в условиях современного рынка : тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: МГТУ, 2000. – С. 391.

18. **Билык, О.В.** Управление подвесками колесных машин / О.В. Билык, Ж.Л. Курек // Новые конкурентоспособные и прогрессивные технологии, машины и механизмы в условиях современного рынка: тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. – Могилев: МГТУ, 2000. – С. 379.

19. **Билык, О.В.** Перспективные источники первичной информации электронных систем диагностики эксплуатационных качеств автомобилей / О.В. Билык, Л.Л. Борисов, Н.А. Коваленко // Междунар. науч.-техн. конф. профессором, преподавателей, научных работников и аспирантов БГПА. – Минск: БГПА, 1999. – Ч. 1. – С. 61.

#### *Патенты*

20. **Пат. 2299140 РФ, МКИ<sup>6</sup> В 60 Т С 1.** Способ регулирования торможением автопоезда / И.С. Сазонов, А.Т. Скойбеда, В.И. Василевский, Г.В. Бочкарев, В.А. Ким, В.В. Корсаков, Н.А. Коваленко, И.И. Цыганков, Л.Г. Красневский, В.В. Сикорский, В.Д. Рогожин, О.В. Билык; заявитель и патентообладатель Беларус.-Рос. ун-т. – № 2005132206/11 ; заявл. 18.10.05;

опубл. 20.05.07, Бюл. № 14. – 5 с. : ил.

21. Пат. 2902 РБ, МПК<sup>7</sup> А 01 D 67/04 ВУ. Сиденье водителя колесного трактора / Н.П. Амельченко, О.В. Билык, С.М. Стреж, В.А. Ким; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № и 20050750 ; заявл. 28.11.05; опубл. 30.08.06, Бюл. № 9. – 2 с. : ил.

22. Пат. 9589 РБ, С1 МПК (2006) В 60 Т 8/00, В 60 Т 8/52. Способ регулирования торможением автопоезда / И.С. Сазонов, А.Т. Скойбеда, В.И. Василевский, Г.В. Бочкарев, В.А. Ким, В.В. Корсаков, Н.А. Коваленко, И.И. Цыганков, Л.Г. Красневский, В.В. Сикорский, В.Д. Рогожин, О.В. Билык; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. –№ 20041020; заявл. 11.08.04; опубл. 19. 04.07, Бюл. № 14. – 4 с. : ил.

## РЭЗЮМЭ

БІЛЫК Вольга Валер'еўна

### ПАЛЯПШЭННЕ ДЫНАМІКІ КОЛАВЫХ МАШЫН ШЛЯХАМ СІНТЭЗУ АЛГАРЫТМАЎ КІРАВАННЯ ІХ РУХАМ НА АСНОВЕ АНАЛІЗУ СІЛАВЫХ ФАКТАРАЎ

**Ключавыя словы:** крыніцы першаснай інфармацыі, крытэрыі фарміравання сігналаў кіравання, высокаінфарматыўныя крыніцы інфармацыі, спектральны аналіз ваганняў, алгарытмы кіравання антыблакіровачнай сістэмы (АБС), супрацьбуксіровачныя сістэмы (СБС), сістэмы актыўнай бяспекі аўтатранспартных сродкаў (САБ АТС), устройства вымярэння тармажных момантаў, абагульненныя і квазікардынаты.

**Аб'ект даследавання** – магістральная АТС МАЗ, колавы трактар. Прадметам даследавання з'яўляюцца сістэмы аўтаматычнага кіравання рухам колавых машын.

**Мэтай работы** з'яўляецца сінтэз алгарытмаў кіравання рухам колавых машын на аснове сілавога аналізу – сіл у кантакце з апорнай паверхняю і ў шарнірнай сувязі колавых машын (шкворан, крукавое ўстройства трактара), паляпшаючых устойлівасць руху аўтацягніка і цягава-счэпныя ўласцівасці трактара, практычна рэалізаваць асобныя вынікі даследаванняў шляхам стварэння новых кампанентаў сістэмы кіравання. Для рэалізацыі дадзенай мэты былі распрацаваны тэарэтычныя метады аналізу, якія ўключаюць распрацоўку ураўненняў, матэматычныя мадэлі руху аўтацягніка і колавага трактара з крукавай нагруккай і метады іх мадэліравання ПЭВМ, дазваляючыя даследаванне эфектыўнасці распрацоўваемых алгарытмаў кіравання.

На аснове вынікаў тэарэтычных даследаванняў распрацаваны адаптыўны алгарытм тармажэння седлавага аўтацягніка, які выкарастоўвае аналіз сіл (момантаў) – сілы, дзейнічаючыя на шкворан седлавага аўтацягніка і тармажныя моманты, фактычна рэалізуемыя коламі аўтацягніка.

Фарміраванне сігналаў кіравання выканаўчымі тармазнымі механізмамі ажыццяўляецца пры ідэнтыфікацыі перавышэння зададзенага модуля сілы, дзейнічаючыя на шкворан седлавога аўтацягніка, і тармазныя моманты, фактычна рэалізуюцца коламі аўтацягніка. Фарміраванне сігналаў кіравання выканаўчымі тармазнымі механізмамі ажыццяўляецца пры ідэнтыфікацыі перавышэння зададзенага модуля сілы, дзейнічаючага на шкворан, якая безупынна вызначаецца з рэальнай умовы счাপлення колаў з апорнай паверхняю шляхам вымярэння тармазных момантаў. Для праверкі эфектыўнасці распрацаваных алгарытмаў кіравання былі выраблены макетныя ўзоры ўстройстваў вымярэння тармазнога моманту для барабаннага тормаза і сіл у шкворне седлавога аўтацягніка. Эксперыментальныя даследаванні пацвердзілі магчымасць атрымання ўстойлівых электрычных сігналаў, прапарцыянальных тармазным момантам і сілам у шкворні. Створаны макетны ўзор электроннага блока фарміравання сігналаў кіравання. Вынікі эксперыментальных даследаванняў пацвердзілі эфектыўнасць і магчымасць практычнай рэалізацыі новых аўтаматычных сістэм кіравання на аснове распрацаваных алгарытмаў, дазваляючых павысіць устойлівасць руху седлавога аўтацягніка, выключыць складанне яго звенняў пры экстраным тармажэнні. Дадзены алгарытм выкарастаны для кіравання цягавым рэжымам руху колавага трактара. Чакаемая эфектыўнасць ад укаранення вынікаў даследаванняў складзе каля 120 мільянаў рублей у год.

## РЕЗЮМЕ

БИЛЫК Ольга Валерьевна

### УЛУЧШЕНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН ПУТЕМ СИНТЕЗА АЛГОРИТМОВ УПРАВЛЕНИЯ ИХ ДВИЖЕНИЕМ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ

**Ключевые слова:** источники первичной информации, критерии формирования сигналов управления, высокоинформативные источники первичной информации, спектральный анализ колебаний, алгоритмы управления антиблокировочной системы (АБС), противобуксовочные системы (ПБС), системы активной безопасности автотранспортных средств (САБ АТС), устройства измерения тормозных моментов, обобщенные и квазикоординаты.

**Объект исследования** – магистральная АТС МАЗ, колесный трактор. Предметом исследования являются системы автоматического управления движением колесных машин.

**Целью работы** является синтез алгоритмов управления движением колесных машин на основе силового анализа – сил в контакте колес с опорной поверхностью и в шарнирной связи колесных машин (шкворень, крюковое устройство трактора), улучшающих устойчивость движения автопоезда и тягово-сцепные свойства трактора, практически реализовать отдельные результаты исследований путем создания новых компонентов системы управления.

Для реализации данной цели были разработаны теоретические методы анализа, включающие разработку уравнений, математические модели движения автопоезда и колесного трактора с крюковой нагрузкой и методы их моделирования ПЭВМ, позволяющие исследовать эффективность разрабатываемых алгоритмов управления.

На основе результатов теоретических исследований разработан адаптивный алгоритм торможения седельного автопоезда, использующий анализ сил (моментов) – силы, действующие на шкворень седельного автопоезда и тормозные моменты, фактически реализуемые колесами автопоезда. Формирование сигналов управления исполнительными тормозными механизмами осуществляется при идентификации превышения заданного модуля силы, действующего на шкворень, которая непрерывно определяется из реального условия сцепления колес с опорной поверхностью путем измерения тормозных моментов. Для проверки эффективности разработанных алгоритмов управления были изготовлены макетные образцы устройств измерения тормозного момента для барабанного тормоза и сил в шкворне седельного автопоезда. Экспериментальные исследования подтвердили возможность получения устойчивых электрических сигналов, пропорциональных тормозным моментам и силам в шкворне. Создан макетный образец электронного блока формирования сигналов управления. Результаты экспериментальных исследований подтвердили эффективность и возможность практической реализации новых автоматических систем управления на основе разработанных алгоритмов, позволяющих повысить устойчивость движения седельного автопоезда, исключить складывание его звеньев при экстренном торможении. Данный алгоритм использован для управления тяговым режимом движения колесного трактора. Ожидаемая эффективность от внедрения результатов исследований составит около 120 миллионов рублей в год.

## SUMMARY

BILIK Olga Valerievna

### IMPROVEMENT OF DYNAMICS OF THE WHEELED MACHINES BY THE MEANS OF SYNTHESIS OF ALGORITHMS OF THE CONTROL OF ITS MOVEMENT ON THE BASIS OF ANALYSIS OF THE FORCE FACTORS

**Keywords:** primary information generators, criteria of forming of control signals, high-informing primary information generators, spectral analysis of vibrations, algorithms of the control of the antiblocking system (ABS), antiskidding systems (ASS), systems of active safety of vehicles (SASV), devices of measuring of brakes moments, generalized.

**Research object** – main road vehicle MAZ, wheeled tractor. The article of research is the automatic traffic control systems of the wheeled machines.

**Purpose of work** is synthesis of algorithms of the traffic control of the wheeled machines on the basis of power analysis – forces in the contact of wheels



with a supporting surface and in joint connection of the wheeled machines (hook device of tractor), making better stability of motion of lorry convoy and hauling-couplings properties of tractor, to realize practically the separate results of researches by creation of new components of the control system. For realization of this purpose the theoretical methods of analysis, including development of equalizations, the mathematical models of motion of lorry convoy and wheeled tractor with the hook loading and methods of their design by a computer, allowing research of efficiency of the developed algorithms of management have been developed.

On the basis of the results of theoretical researches the algorithm of braking of saddle lorry convoy, using the analysis of forces, (moments) was developed. Forming of signals of management by executive brakes mechanisms is carried out during authentication of exceeding of the set module of force, which is continuously determined from the real condition of coupling of wheels with a supporting surface by measuring of brakes moments. The models standards of devices of measuring of brake moment were made for the drum brake for verification of efficiency of the developed algorithms of management. Experimental researches confirmed possibility of receipt of steady electric signals proportional to the brakes moments. The model standard of electronic block of forming of management signals was created. The results of experimental researches confirmed efficiency and possibility of practical realization of the new automatic control systems on the basis of the developed algorithms, allowing to promote stability of motion of saddle lorry convoy, eliminate the stowage of its links at the urgent braking. This algorithm is used for the management by the hauling mode of motion of the wheeled tractor. The expected efficiency from introduction of results of researches will make the about 120 million rubles of RB in a year.