

На правах рукописи

УДК 629.33

Скотников Глеб Игоревич

**КОМПЛЕКСНЫЙ МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ  
ДВУХЗВЕННОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ ЭКСТРЕННОМ ТОРМОЖЕНИИ**

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва – 2021

Работа выполнена на кафедре колесных машин федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный руководитель: Жилейкин Михаил Михайлович  
доктор технических наук, профессор кафедры  
колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: Кисуленко Борис Викторович  
доктор технических наук, старший научный  
сотрудник, советник генерального директора по  
техническому регулированию ГНЦ РФ ФГУП  
«НАМИ»

Тумасов Антон Владимирович  
кандидат технических наук, доцент,  
директор Института транспортных систем  
НГТУ им. Р.Е. Алексеева

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Московский автомобильно-дорожный  
государственный технический университет»  
(МАДИ)

Защита состоится « 1 » июля 2021 г. в \_\_:\_\_ на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба направлять по адресу: 105005, г. Москва, улица 2-я Бауманская, д. 5, к. 1, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.07.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на официальном сайте МГТУ им. Н.Э. Баумана: [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Автореферат разослан « » 2021 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
д.т.н., доцент



В.А. Горелов

## **ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

Актуальность темы. Двухзвенные автопоезда с полуприцепом обладают высокими эксплуатационными характеристиками и позволяют эффективно решать транспортные задачи при наземной перевозке грузов. Однако эксплуатация данного типа грузового транспорта связана с некоторыми трудностями, такими как сложность маневрирования при движении задним ходом, неустойчивое поведение на высоких скоростях и при торможении, особенно экстренном. По этой причине продолжают происходить дорожно-транспортные происшествия (ДТП), тяжелые последствия которых вызваны большой массой автопоездов, значительно превышающей массу большинства остальных транспортных средств – участников движения. Для снижения числа ДТП и тяжести их последствий транспортные средства оснащаются системами активной безопасности. Разработкой и исследованиями систем активной безопасности для автопоездов занимаются многие производители тягачей, полуприцепов и их комплектующих. В этой связи тема диссертационного исследования, направленного на повышение устойчивости двухзвенных автопоездов при экстренном торможении является актуальной.

Вопросам устойчивости и управляемости автопоездов посвящены работы ученых: Г.И. Гладова, В.А. Горелова, Е.И. Железнова, Я.Х. Закина, В.А. Кима, Б.В. Кисуленко, Я.Е. Фаробина, А. L. Dunn, F. Hecker и других, а также труды научных школ: МГТУ им. Н.Э. Баумана, МАДИ, МАМИ, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», ВолгГТУ, Белорусско-Российского университета и других.

Цель и задачи. Целью диссертационной работы является повышение безопасности движения двухзвенных автопоездов с полуприцепом путем повышения устойчивости при экстренном торможении за счет создания стабилизирующего момента, препятствующего складыванию тягача и полуприцепа.

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

- 1) проведен анализ причин потери устойчивости двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении;
- 2) разработана математическая модель пространственного движения двухзвенного автопоезда с полуприцепом для исследования процесса экстренного торможения;
- 3) проведены экспериментальные исследования движения двухзвенного автопоезда с целью верификации математической модели движения автопоезда;
- 4) разработаны законы повышения устойчивости двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении – составляющие комплексного метода;
- 5) определены критерии эффективности системы стабилизации автопоезда, препятствующей складыванию звеньев при экстренном торможении;
- 6) методами имитационного моделирования проведена оценка эффективности разработанных алгоритмов работы комплексной системы стабилизации двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении.

Объектом исследования является двухзвеный автопоезд, состоящий из автомобиля – тягача (транспортное средство категории N3) с колесной формулой 4x2 и формулой рулевого управления 1-0 и полуприцепа (прицеп категории О4) колесной формулой 4x0.

Научная новизна работы:

1) разработана математическая модель пространственного движения двухзвенного автопоезда с полуприцепом для исследования процесса экстренного торможения, отличающаяся тем, что позволяет учесть работу систем активной безопасности, таких как антиблокировочная система (АБС), система корректировки угла поворота управляемых колес, система управления моментом трения в седельно-сцепном устройстве, система перераспределения тормозных моментов на колесах автопоезда;

2) разработаны новые принципы работы комплексной системы стабилизации двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении, основанной на законах повышения устойчивости с помощью управления моментом трения в седельно-сцепном устройстве, корректировки угла поворота управляемых колес, перераспределения тормозных моментов на колесах автопоезда;

3) разработаны новые критерии эффективности комплексной системы стабилизации двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении, позволяющих проводить количественную оценку качества работы системы стабилизации автопоезда на этапе проектирования путем имитационного математического моделирования;

4) получены новые результаты вычислительных экспериментов по анализу эффективности комплексной системы стабилизации двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении.

Основные положения, выносимые на защиту:

1) математическая модель пространственного движения двухзвенного автопоезда с полуприцепом для исследования процесса экстренного торможения;

2) принципы работы комплексной системы стабилизации двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении, основанной на законах повышения устойчивости с помощью управления моментом трения в седельно-сцепном устройстве, корректировки угла поворота управляемых колес, перераспределения тормозных моментов на колесах автопоезда;

3) результаты вычислительных экспериментов по анализу эффективности комплексной системы стабилизации двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении.

Практическая значимость заключается:

1) в разработке законов повышения устойчивости двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении, которые могут быть включены в системы активной безопасности колесных транспортных средств данного типа;

2) в разработке программного обеспечения для проведения виртуальных испытаний экстренного торможения двухзвенного автопоезда с полуприцепом, оснащенного комплексной системой повышения устойчивости при экстренном торможении.

Реализация результатов работы. Результаты работы внедрены на отраслевом предприятии АО «Центр эксплуатации объектов наземной космической инфраструктуры» - «Конструкторское бюро «Мотор», а также используются в учебном процессе на кафедре колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались:

1. На 95ой Международной научно-технической конференции «Конструктивная безопасность автотранспортных средств». П. Автополигон (Московская область), 2016;

2. На научно-технических семинарах кафедры колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2018-2021.

3. На Международном автомобильном научном форуме «Интеллектуальные транспортные системы» (МАНФ-2017). Москва, 2017.

4. На научно-технической конференции «Технологии проектирования колесных и гусеничных машин». Москва, 2019.

5. На научно-техническом семинаре «Подвижность НТТМ». Нижний Новгород, 2019.

Публикации по теме диссертации. По материалам диссертации опубликовано 7 научных работ общим объемом 3,6 п.л., из них по списку, рекомендованному ВАК РФ, – 5, индексируемых в международной базе научных изданий SCOPUS – 2.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих результатов и выводов, списка литературы. Работа изложена на 145 листах машинного текста, содержит 89 рисунков, 16 таблиц. Список литературы содержит 94 наименования.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во Введении обоснована актуальность темы диссертации, приведено краткое содержание выполненных исследований, сформулированы цель и задачи работы, научная новизна, а также основные положения, выносимые на защиту.

Глава 1 диссертации посвящена анализу причин потери устойчивости автопоездов при торможении, факторов, влияющих на устойчивость движения автопоездов. Проведен анализ научных работ в области повышения устойчивости двухзвенных автопоездов с полуприцепом при торможении, классифицированы системы повышения устойчивости. Проведен анализ научных работ в области методов и подходов к исследованию движения двухзвенных автопоездов.

Проведенный анализ показал, что наиболее распространенными причинами, приводящими к складыванию автопоезда, являются: торможение в повороте, торможение на опорной поверхности с низким коэффициентом сцепления, резкое воздействие на рулевое колесо, замедленная реакция водителя на дорожную ситуацию, резкое уменьшение крутящего момента двигателя, превышение безопасной для данных дорожных условий скорости движения, а также неравномерность тормозных сил на колесах автопоезда, неравномерное

распределение нормальных реакций по колесам автопоезда, неравномерное распределение груза по платформе полуприцепа.

Выявлено, что общим принципом работы систем активной безопасности, предназначенных для предотвращения складывания автопоезда, является создание стабилизирующего момента, действующего относительно вертикальных осей, проходящих через центры масс звеньев автопоезда, предотвращающего их занос. Стабилизирующий момент может быть создан путем индивидуального регулирования тормозных моментов на колесах автопоезда, изменением углов поворота колес автопоезда или приложением момента в седельно-сцепном устройстве (ССУ).

Проведенный аналитический обзор математических моделей движения автопоезда показал следующее:

- оценка эффективности и работоспособности законов повышения устойчивости движения двухзвенного автопоезда при экстренном торможении может быть проведена с помощью верифицированной математической модели;
- математическая модель движения двухзвенного автопоезда должна описывать пространственное движение подпрессоренных масс тягача и полуприцепа для учета различных факторов, вызывающих потерю устойчивости, и оценки границ применимости разработанных законов;
- при описании взаимодействия шины с опорным основанием можно ограничиться рассмотрением недеформируемой опорной поверхности.

Выполненные в первой главе исследования позволили сформулировать задачи работы, решению которых посвящены остальные главы диссертации.

В Главе 2 приведено описание имитационной математической модели пространственного движения двухзвенного автопоезда по ровному недеформируемому опорному основанию, учитывающей работу антиблокировочной системы (АБС), отличающейся возможностью приложения изменяемого момента трения в ССУ, корректировки угла поворота управляемых колес и перераспределения тормозных моментов по колесам автопоезда.

При разработке имитационной математической модели приняты следующие допущения:

- пространственное движение автопоезда рассматривается как движение двух недеформируемых тел, соединенных упругодемпфирующей связью. Связь между кинематическими параметрами и внешними возмущениями устанавливается дифференциальными уравнениями, составляющими математическую модель движения автопоезда,
- при составлении математической модели движения двухзвенного автопоезда принято, что оси координатных систем с началом координат в центре подпрессоренных масс являются главными осями инерции тела, и моменты инерции относительно них не зависят от изменения кинематических параметров,
- при записи дифференциальных уравнений трансмиссии принято допущение, согласно которому моменты инерции элементов приведены к ведущим колесам, а моменты инерции элементов двигателя внутреннего сгорания к коленчатому валу.

Математическая модель описывает движение автопоезда в системе координат  $O_2X_2Y_2Z_2$  опорного основания (СКОО). Начало и оси СКОО неподвижны. Для записи уравнений динамики подпрессоренной массы тягача используется система координат  $X_{IT}Y_{IT}Z_{IT}$ , начало которой связано с центром масс подпрессоренной части тягача, а оси совпадают с главными осями инерции. Данную систему координат будем называть системой координат тягача (СКТ). Аналогичная система координат  $O_{1п}X_{1п}Y_{1п}Z_{1п}$  – система координат полуприцепа (СКП) используется для записи уравнений динамики подпрессоренной массы полуприцепа (Рис. 1).

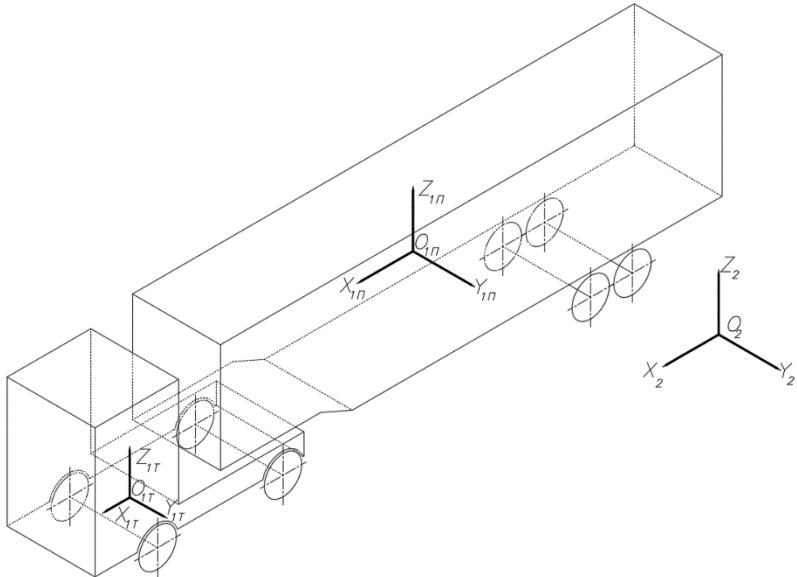


Рис.1. Системы координат, используемые в математической модели движения двухзвенного автопоезда

используются следующие обозначения:  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$  – проекции вектора угловой скорости на оси СКТ,  $\dot{\omega}_x, \dot{\omega}_y, \dot{\omega}_z$  – проекции вектора углового ускорения на оси СКТ;  $V_{cx}, V_{cy}, V_{cz}$  – проекции вектора линейной скорости центра масс на оси СКТ;  $\dot{V}_{cx}, \dot{V}_{cy}, \dot{V}_{cz}$  – проекции вектора ускорения центра масс на оси СКТ;  $G_x, G_y, G_z$  – проекции вектора силы тяжести на оси СКТ;  $F_x, F_y, F_z$  – проекции вектора силы внешнего воздействия на оси СКТ;  $R_i^x, R_i^y, R_i^z$  – проекции силы взаимодействия между колесом и опорной поверхностью на оси СКТ;  $R_{X_2ccy}, R_{Y_2ccy}, R_{Z_2ccy}$  – проекции вектора реакции в ССУ;  $P_i$  – силы в подвеске  $i$ -го колеса,  $M_x(F), M_y(F), M_z(F)$  – проекции момента от силы внешнего воздействия на оси СКТ;  $M_x(R_i), M_y(R_i), M_z(R_i)$  – проекции момента от силы взаимодействия между колесом и опорным основанием на оси СКТ;  $M_{stab}$  – стабилизирующий момент, прикладываемый в ССУ;  $I_x, I_y, I_z$  – моменты инерции относительно осей СКТ;  $m$  – масса подпрессоренных частей;  $m_k$  – масса неподпрессоренных частей;  $h_c$  – высота центра масс подпрессоренных частей в СКОО;  $h_{ccy}$  – высота ССУ в СКОО;  $L_{ccy}$  – продольная координата ССУ в СКТ;  $l_{lc}$  – продольная координата ССУ в СКП;  $del_{cpr}$  – поперечное смещение центра масс полуприцепа относительно продольной оси;  $N$  – количество осей звена автопоезда (переменные с индексом « $m$ » относятся к тягачу, с индексом « $pr$ » к полуприцепу).

## Уравнения

поступательного движения центров масс тягача и полуприцепа получены на основе теоремы об изменении количества движения. Уравнения динамики вращательного движения подпрессоренных масс тягача и полуприцепа вокруг центров масс получено на основе теоремы об изменении главного момента количества движения. В системах уравнений динамики тягача (1) и полуприцепа (2) в проекциях на оси СКТ и СКП

$$\left. \begin{aligned}
& (m_m + 2N_m m_{km}) \dot{V}_{c xm} + (m_m + 2N_m m_{km}) (\omega_{ym} V_{czm} - \omega_{zm} V_{cym}) = \\
& \quad = G_{xm} + F_{xm} + \sum_{i=1}^{2N_m} R_{im}^x + R_{m X_2 ccy} \\
& (m_m + 2N_m m_{km}) \dot{V}_{cym} + (m_m + 2N_m m_{km}) (\omega_{zm} V_{cxm} - \omega_{xkm} V_{czm}) = \\
& \quad = G_{ym} + F_{ym} + \sum_{i=1}^{2N_m} R_{im}^y + R_{m Y_2 ccy} \\
& m_m \dot{V}_{czm} + m_m (\omega_{xkm} V_{cym} - \omega_{ym} V_{cxm}) = G_{zm} + F_{zm} + \sum_{i=1}^{2N_m} P_{im}^z + R_{m Z_2 ccy} \\
& I_{xm} \dot{\omega}_{xm} + \omega_{ym} \omega_{zm} (I_{zm} - I_{ym}) = M_{xm}(F) + \sum_{i=1}^{2N_m} M_{xm}[P_{im}] + R_{m Y_2 ccy} (h_{cm} - h_{ccy}) \\
& I_{ym} \dot{\omega}_{ym} + \omega_{zm} \omega_{xm} (I_{xm} - I_{zm}) = \\
& \quad = M_{ym}(F) + \sum_{i=1}^{2N_m} M_{ym}[P_{im}] + R_{m Z_2 ccy} L_{cccy} + R_{m X_2 ccy} (h_{cm} - h_{ccy}) \\
& I_{zm} \dot{\omega}_{zm} + \omega_{xm} \omega_{ym} (I_{ym} - I_{xm}) = \\
& \quad = M_{zm}(F) + \sum_{i=1}^{2N_m} M_{zm}[R_{im}] + \sum_{i=1}^{2N_m} M_{nkim} + R_{m Y_2 ccy} L_{cccy} - M_{cma\delta} \\
& (m_{np} + 2N_{np} m_{knp}) \dot{V}_{cxnp} + (m_{np} + 2N_{np} m_{knp}) (\omega_{ynp} V_{cznp} - \omega_{znp} V_{cynp}) = \\
& \quad = G_{xnp} + F_{xnp} + \sum_{i=1}^{2N_{np}} R_{inp}^x + R_{np X_2 ccy} \\
& (m_{np} + 2N_{np} m_{knp}) \dot{V}_{cynp} + (m_{np} + 2N_{np} m_{knp}) (\omega_{znp} V_{cxnp} - \omega_{xkn} V_{cznp}) = \\
& \quad = G_{ynp} + F_{ynp} + \sum_{i=1}^{2N_{np}} R_{inp}^y + R_{np Y_2 ccy} \\
& m_{np} \dot{V}_{cznp} + m_{np} (\omega_{xkn} V_{cynp} - \omega_{ynp} V_{cxnp}) = G_{znp} + F_{znp} + \sum_{i=1}^{2N_m} P_{inp}^z + R_{np Z_2 ccy} \\
& I_{xnp} \dot{\omega}_{xnp} + \omega_{ynp} \omega_{znp} (I_{znp} - I_{ynp}) = \\
& \quad = M_{xnp}(F) + \sum_{i=1}^{2N_{np}} M_{xnp}[P_{inp}] + R_{np Y_2 ccy} (h_{cnp} - h_{ccy}) + R_{np Z_2 ccy} del_{cnp} \\
& I_{ynp} \dot{\omega}_{ynp} + \omega_{znp} \omega_{xnp} (I_{xnp} - I_{znp}) = \\
& \quad = M_{ynp}(F) + \sum_{i=1}^{2N_{np}} M_{ynp}[P_{inp}] + R_{np Z_2 ccy} l_{1c} + R_{np X_2 ccy} (h_{cnp} - h_{ccy}) \\
& I_{znp} \dot{\omega}_{znp} + \omega_{xnp} \omega_{ynp} (I_{ynp} - I_{xnp}) = \\
& \quad = M_{znp}(F) + \sum_{i=1}^{2N_{np}} M_{znp}[R_{inp}] + \sum_{i=1}^{2N_{np}} M_{nknp} + R_{np Y_2 ccy} l_{1c} + R_{np X_2 ccy} del_{cnp} + M_{cma\delta}
\end{aligned} \right. \begin{aligned}
& (1) \\
& (2)
\end{aligned}$$

Силы и моменты взаимодействия тягача и полуприцепа определяются моделью седельно-сцепного устройства. ССУ моделируется как упругодемпфирующая связь, которая описывается следующими уравнениями в проекциях на оси СКОО (расчетная схема представлена на Рис. 2):

$$\begin{aligned} F_{1x} &= \Delta x \cdot c_x + \Delta \dot{x} \cdot k_x; \\ F_{1y} &= \Delta y \cdot c_y + \Delta \dot{y} \cdot k_y; \\ F_{1z} &= \Delta z \cdot c_z + \Delta \dot{z} \cdot k_z; \\ F_1 &= -F_2, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $F_1$  – сила, действующая на тягач,  $F_2$  – сила, действующая на полуприцеп,  $\Delta x, \Delta y, \Delta z$  – относительные перемещения в сцепке,  $\Delta \dot{x}, \Delta \dot{y}, \Delta \dot{z}$  – относительные скорости,  $c_x, c_y, c_z$  – коэффициенты жесткости шарнира,  $k_x, k_y, k_z$  – коэффициенты демпфирования шарнира.

Момент в седельно-сцепном устройстве  $M_{стаб.}$  прикладывается непосредственно к подрессоренным массам тягача и полуприцепа и учитывается в уравнениях систем (1) и (2).

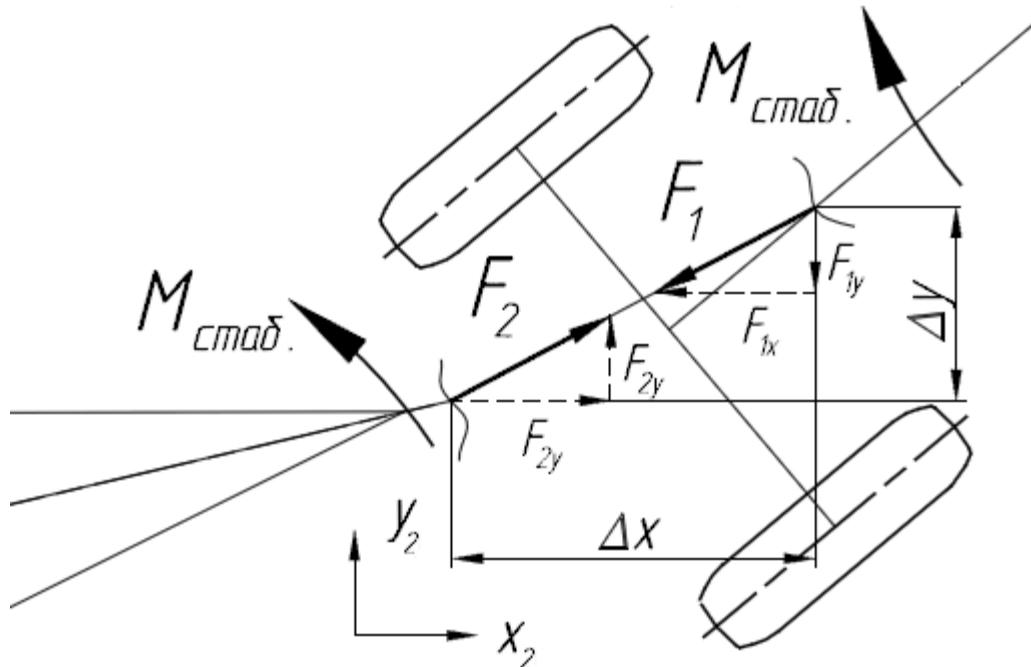


Рис. 2. Расчетная схема определения сил седельно-сцепного устройства

В Главе 3 описана методика верификации имитационной математической модели движения двухзвенного автопоезда, приведено описание объекта экспериментальных исследований, используемой измерительной аппаратуры. Приведены результаты эксперимента. На основании сравнения результатов натурного и вычислительного экспериментов доказана адекватность используемой в исследовании для проверки эффективности и работоспособности систем повышения устойчивости автопоезда имитационной математической модели.

Для получения значений динамических параметров движения автопоезда с целью проведения оценки адекватности математической модели был проведен эксперимент, включающий 25 заездов по траекториям, соответствующим ГОСТ

52302-2004 на дорогах Центра испытаний ФГУП «НАМИ».

В качестве сопоставляемых параметров, по которым была верифицирована имитационная математическая модель, выбраны проекции линейного ускорения корпуса тягача и полуприцепа на оси неподвижной системы координат, угловые скорости корпуса тягача и полуприцепа вокруг трёх осей координат. Данные параметры движения являются следствием действующих на транспортное средство сил, в частности реакций взаимодействия колес с опорной поверхностью. Следовательно, сравнение результатов натурных экспериментов с результатами имитационного моделирования по выбранным параметрам позволяет оценить адекватность и точность описания динамики движения транспортного средства. В Таблице 1 представлены результаты сравнения.

Таблица 1.

**Среднеквадратичные ошибки результатов моделирования испытаний**

Параметр движения автопоезда	Среднеквадратичная ошибка мат. моделирования, %	
	Поворот $R_{\pi}=35\text{м}$	Переставка $S_{\pi}=20\text{м}$
Ускорение центра масс тягача вдоль оси X	6,3	7,6
Ускорение центра масс тягача вдоль оси Y	5,4	6,1
Ускорение центра масс тягача вдоль оси Z	8,3	8,1
Угловая скорость подпрессоренной массы тягача вокруг оси X	12,9	11,6
Угловая скорость подпрессоренной массы тягача вокруг оси Y	9,7	10,5
Угловая скорость подпрессоренной массы тягача вокруг оси Z	5,3	6,2
Ускорение центра масс прицепа вдоль оси X	6,8	5,6
Ускорение центра масс прицепа вдоль оси Y	10,8	9,2
Ускорение центра масс прицепа вдоль оси Z	9,1	10,3
Угловая скорость подпрессоренной массы прицепа вокруг оси X	11,7	12,1
Угловая скорость подпрессоренной массы прицепа вокруг оси Y	12,6	11,8
Угловая скорость подпрессоренной массы прицепа вокруг оси Z	3,5	4,4

На Рис. 3 и Рис. 4 приведены траектории движения тягача и прицепа, полученные при математическом моделировании маневров «поворот  $R_{\pi} = 35\text{м}$ » и «переставка  $S_{\pi} = 20 \text{ м}$ ».

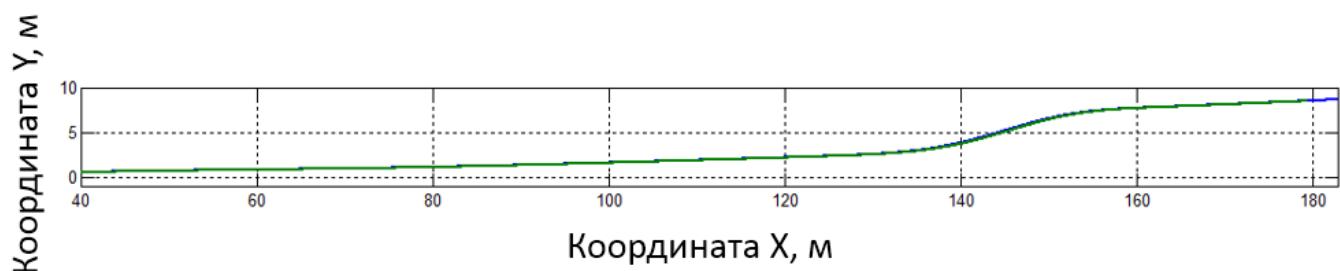


Рис. 3. Траектории движения тягача и полуприцепа, полученные при моделировании маневра «переставка  $S_{\pi} = 20 \text{ м}$ »

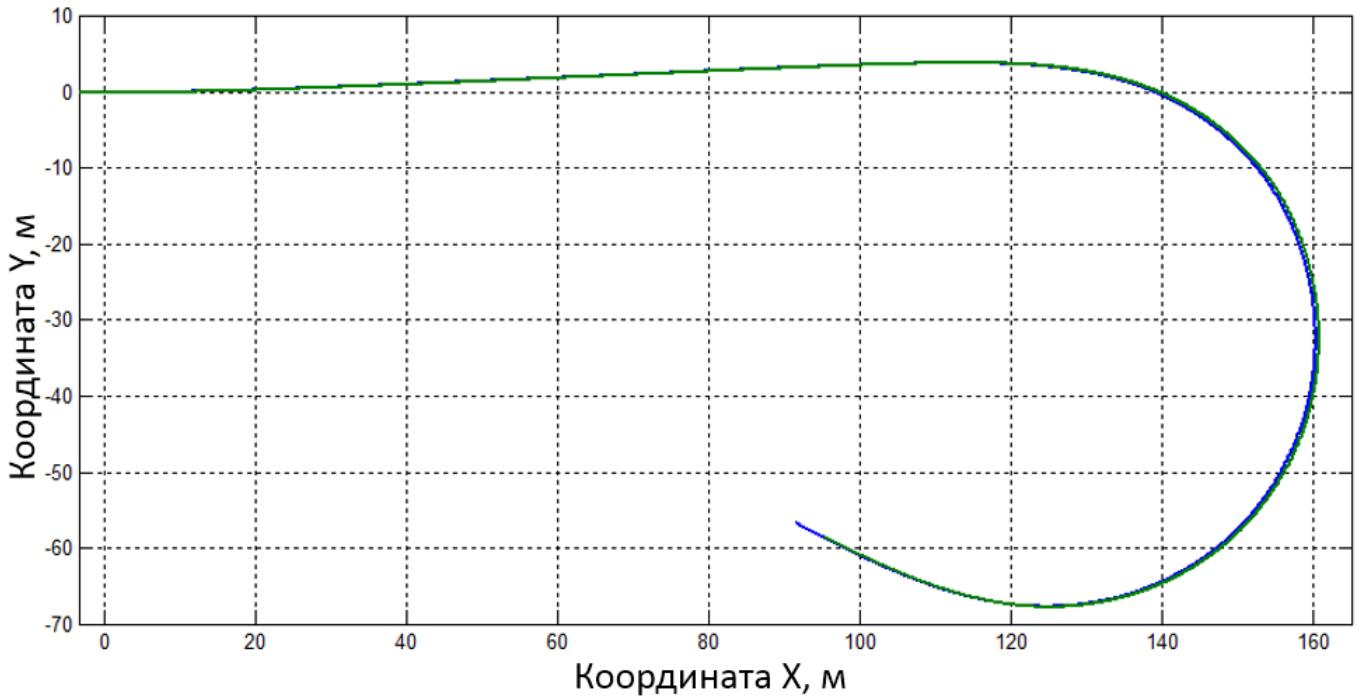


Рис. 4. Траектории движения тягача и полуприцепа, полученные при моделировании маневра «поворот  $R_p = 35\text{м}$ »

В Главе 4 представлены предлагаемые законы повышения устойчивости двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении: закон повышения устойчивости двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении путем управления моментом трения в седельно-сцепном устройстве, закон повышения устойчивости двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении путем корректировки углов поворота управляемых колес, закон повышения устойчивости двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении путем перераспределения тормозных моментов на колесах автопоезда.

Закон повышения устойчивости автопоезда с помощью управления моментом трения в ССУ отличается тем, что в качестве входного сигнала использует регулирование по скорости складывания, а не по углу, как рассматривается многими исследователями, что позволяет стабилизировать движение автопоезда не только при торможении на прямой, но и при торможении на криволинейной траектории, когда вероятность потери устойчивости значительно выше. Показана применимость данного закона для случая потери курсовой устойчивости как тягачом, так и полуприцепом. Закон управления моментом трения в ССУ определяется следующей зависимостью:

$$\begin{aligned} h_{brake} = 0 \quad \text{ИЛИ} \quad |\Delta h_{steering}| > h_{st} \quad M_{stab.} = 0; \\ h_{brake} > 0 \quad \text{И} \quad |\Delta h_{steering}| < h_{st} \quad M_{stab.} = p(\omega_{zn} - \omega_{zm}), \end{aligned} \quad (4)$$

значение  $h_{brake}$  равное 0 означает, что педаль тормоза не нажата, равное 1, что нажата;  $p$  – коэффициент пропорционального регулятора,  $\Delta h_{steering}$  – изменение угла поворота рулевого колеса,  $h_{st}$  – пороговое значение изменения угла поворота

рулевого колеса, при котором дополнительный момент трения в ССУ не создается,  $M_{stab}$  – создаваемый момент трения в ССУ,  $\omega_{zm}$ ,  $\omega_{zn}$  – угловые скорости вращения тягача и полуприцепа вокруг вертикальных осей, проходящих через их центры масс.

Закон повышения устойчивости двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении с помощью корректировки угла поворота управляемых колес (4) создает стабилизирующий момент, препятствующий складыванию автопоезда, вызванного потерей курсовой устойчивости тягача, используя перераспределение нормальных реакций между осями тягача, вследствие чего передние колеса нагружаются дополнительной вертикальной силой. Это обстоятельство, а также работа антиблокировочной системы, препятствующей блокированию колес тормозным моментом, приводит к повышению сцепных свойств этих колес с опорным основанием, что позволяет применить корректирующее изменение углов поворота управляемых колес (подруливание), которое будет способствовать удержанию тягача в коридоре движения.

$$\Delta\Theta_{1cp}(t) = -|\Delta\gamma(t)|sign[\gamma(t)] \quad (5)$$

где  $\Delta\gamma(t)$  – изменение угла складывания автопоезда,  $\Delta\Theta_{1cp}(t)$  – средний корректирующий угол поворота управляемых колес.

Закон повышения устойчивости двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении с помощью перераспределения тормозных моментов по колесам автопоезда предотвращает складывание, вызванное потерей курсовой устойчивости полуприцепом. Данное событие распознаётся сравнением угловых скоростей вращения тягача  $\omega_{zm}$  и полуприцепа  $\omega_{zn}$ . Занос полуприцепа определяется условием, описываемым неравенством:

$$|\omega_{zp}| > |\omega_{zt}|. \quad (6)$$

Для противодействия заносу полуприцепа необходимо создать момент противовращения за счет большего подтормаживания колес левого или правого борта полуприцепа в зависимости от направления заноса. Однако большее подтормаживание может привести к блокированию этих колес, поэтому необходимо наоборот, растормаживать противоположные колеса оси.

Тогда тормозной момента на каждом колесе полуприцепа определяется по следующей зависимости:

$$M_{ti\Pi} = h_{brake} h_{ABSi\Pi} h_{ESPi\Pi} T_{max\Pi}, i = 1, \dots, 4, \quad (7)$$

где  $h_{ESPi\Pi} = [0 \dots 1]$  – степень снижения действующего тормозного момента на  $i$ -м колесе полуприцепа за счет работы алгоритма противодействия заносу при торможении,  $h_{ABSi\Pi}$  – степень снижения действующего тормозного момента на  $i$ -м колесе полуприцепа за счет работы АБС,  $T_{max\Pi}$  – максимальный тормозной момент, развиваемый тормозными механизмами колес полуприцепа.

Алгоритм определения значения  $h_{ESPi\Pi}, i = 1, \dots, 4$  с учетом правила знаков, принятом при моделировании, должен быть следующим:

если  $\Theta_1 > 0^\circ$  (поворот налево) и выполняется условие (5), то

$$h_{ESP1\Pi} = h_{ESP2\Pi} = 1 - C|\omega_{zp} - \omega_{zt}|; h_{ESP3\Pi} = h_{ESP4\Pi} = 1,$$

если  $\Theta_1 < 0^\circ$  (поворот направо) и выполняется условие (5), то

$$h_{ESP3\Pi} = h_{ESP4\Pi} = 1 - C|\omega_{zp} - \omega_{zt}|; h_{ESP1\Pi} = h_{ESP2\Pi} = 1,$$

если  $\Theta_1 = 0^\circ$  (движение прямо) и  $\omega_{z\Pi} > 0$ , то

$$h_{ESP1\Pi} = h_{ESP2\Pi} = 1 - C|\omega_{z\Pi} - \omega_{zT}|; h_{ESP3\Pi} = h_{ESP4\Pi} = 1,$$

если  $\Theta_1 = 0^\circ$  (движение прямо) и  $\omega_{z\Pi} < 0$ , то

$$h_{ESP3\Pi} = h_{ESP4\Pi} = 1 - C|\omega_{z\Pi} - \omega_{zT}|; h_{ESP1\Pi} = h_{ESP2\Pi} = 1.$$

В Главе 5 предложены новые критерии эффективности и работоспособности комплексной системы стабилизации двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении: величина выхода автопоезда из коридора движения шириной 3 м  $N$  (Рис. 5), величина угла складывания автопоезда после полной остановки.

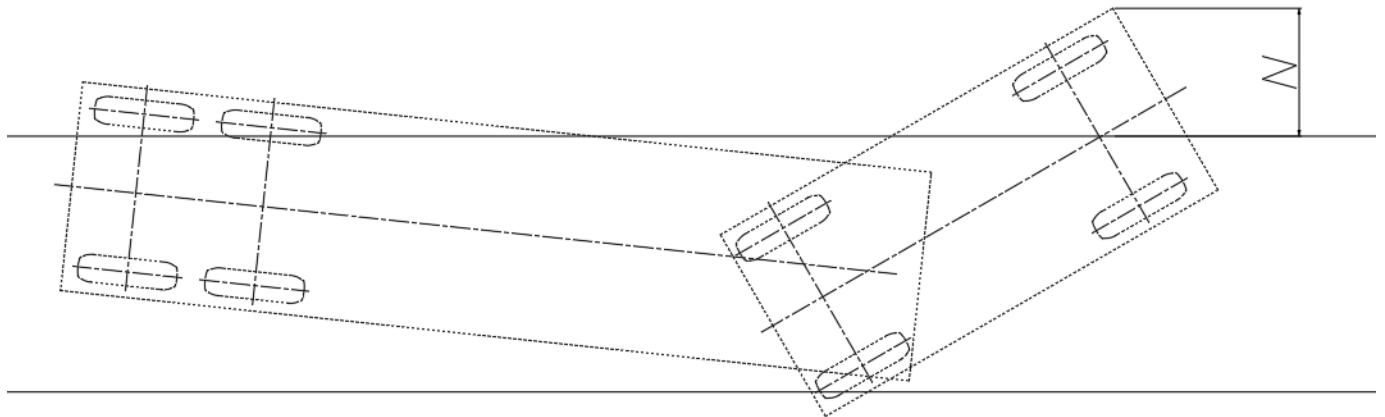


Рис. 5. Расчетная схема к определению величины ( $N$ ) выхода автопоезда из коридора движения

Согласно описанным критериям с помощью верифицированной имитационной математической модели проведена оценка эффективности предлагаемых законов при экстренном торможении двухзвенного автопоезда в следующих случаях движения: прямолинейное, в повороте, при совершении маневра переставка. Эффективность работы предложенных законов оценена по перечисленным критериям путем сравнения с результатами моделирования аналогичных испытаний автопоезда, оснащенного только системой АБС.

На Рис. 6 приведены результаты вычислительных экспериментов экстренного торможения автопоезда на прямой. Величина выхода из коридора движения автопоезда, оснащенного только системой АБС (рис. 6 а), составила 1,2 м. Угол складывания достиг 20 град. Величина выхода тягача автопоезда, оснащенного системой управления моментом трения в ССУ и АБС (рис. 6 б), из коридора движения составила 0,4 м. Угол складывания составил 0,1 град. Автопоезд, оснащенный системой корректировки угла поворота управляемых колес и АБС (рис. 6 в), при экстренном торможении на прямой вышел из коридора движения на 0,87 м, а угол складывания достиг 2,2 град.

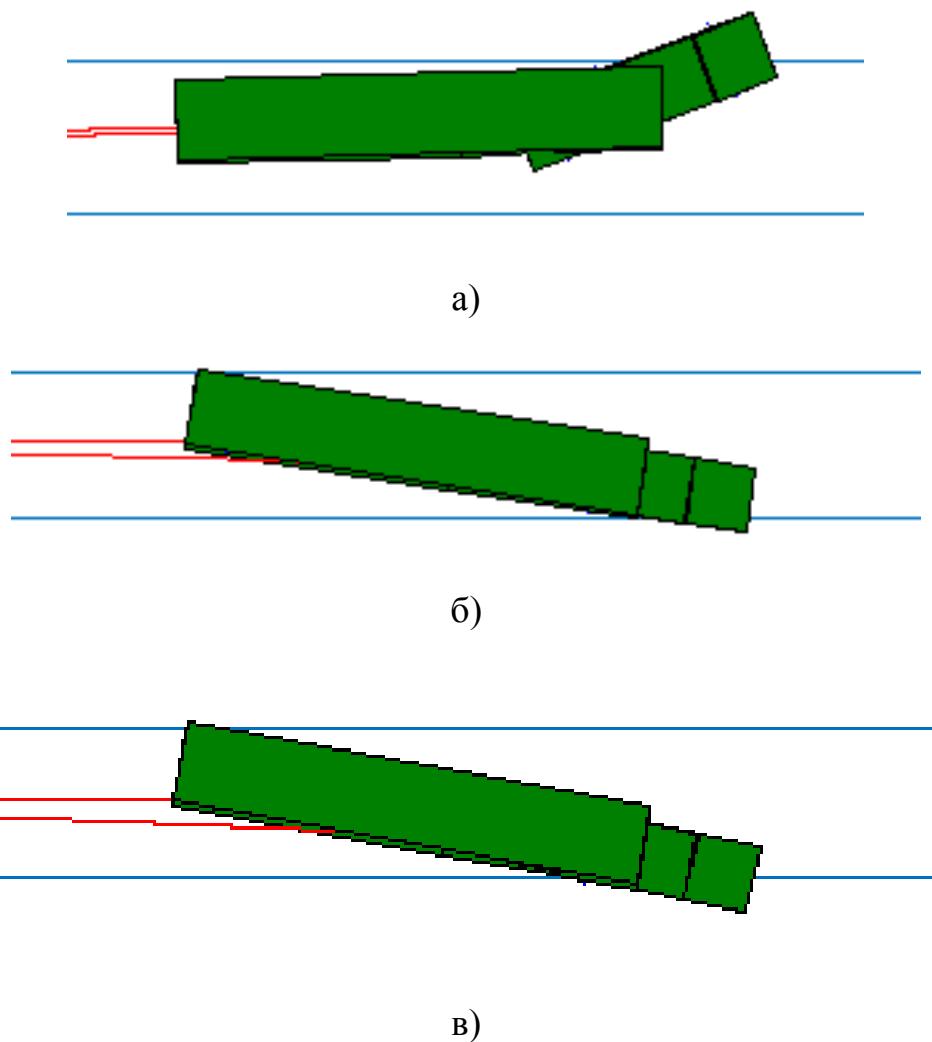


Рис.6. Положение автопоезда после остановки при экстренном торможении на прямой: а) оснащенного системой АБС, б) оснащенного системой управления моментом трения в ССУ и АБС, в) оснащенного системой корректировки угла поворота управляемых колес и АБС

На Рис. 7 приведены результаты вычислительных экспериментов экстренного торможения автопоезда в повороте. Величина выхода из коридора движения автопоезда, оснащенного только системой АБС (Рис. 7, а), составила 1,2 м. Угол складывания достиг 27,7 град. Автопоезд, оснащенный системой управления моментом трения в ССУ и АБС (Рис. 7, б), не вышел из коридора при экстренном торможении в повороте. Относительный угол складывания составил 0,7 град. Автопоезд, оснащенный системой корректировки угла поворота управляемых колес и АБС (Рис. 7, в), при экстренном торможении в повороте также не вышел из коридора движения, а относительный угол складывания достиг 9,4 град.

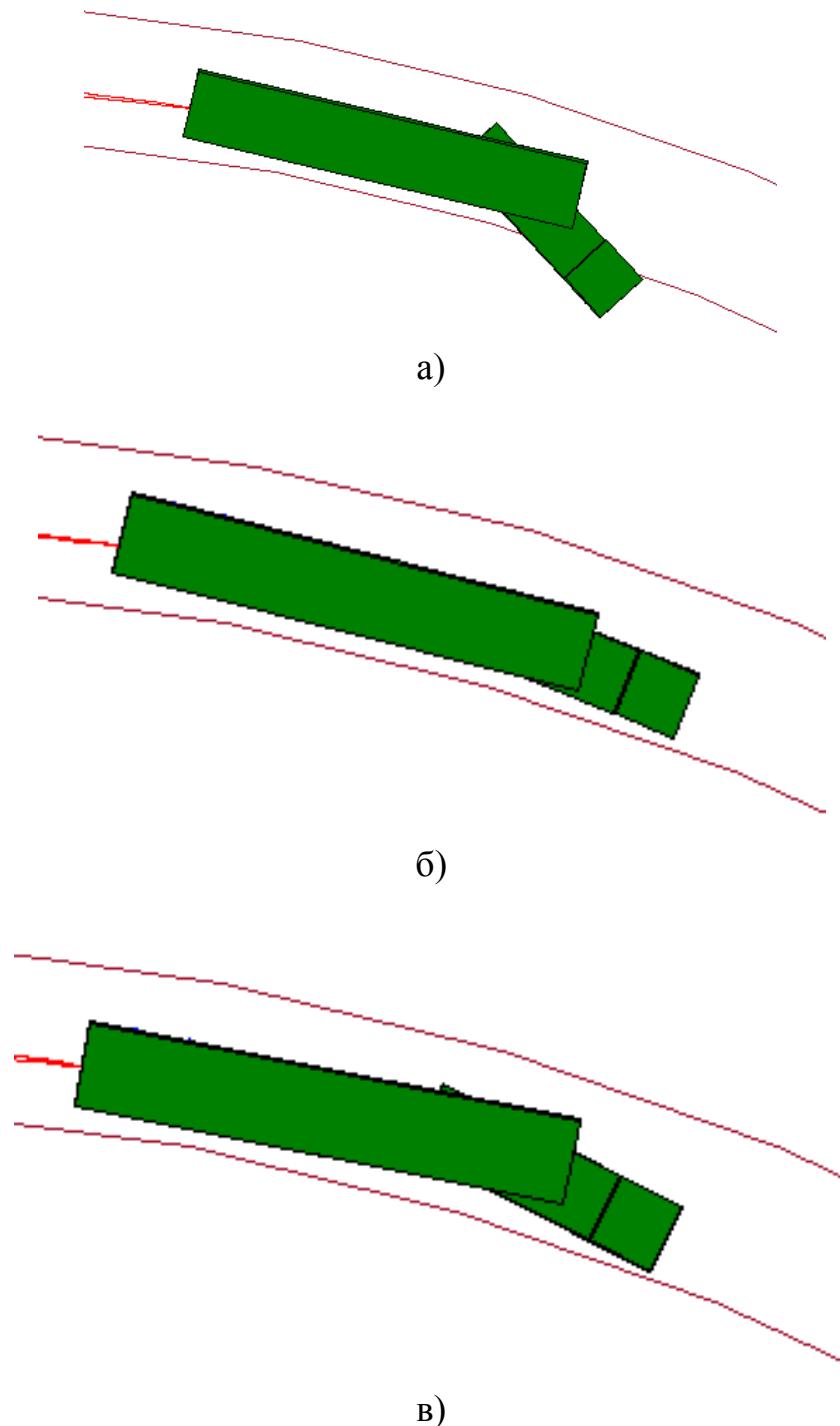


Рис.7. Положение автобуса после остановки при экстренном торможении в повороте: а) оснащенного системой АБС, б) оснащенного системой управления момента трения в ССУ и АБС, в) оснащенного системой корректировки угла поворота управляемых колес и АБС

На Рис. 8 приведены результаты вычислительных экспериментов экстренного торможения автобуса на выходе из маневра переставка. Величина выхода из коридора движения автобуса, оснащенного только системой АБС (Рис. 8, а), составила 1,9 м. Относительный угол складывания достиг 6,7 град. Автобус, оснащенный системой управления момента трения в ССУ и АБС (Рис. 8, б), вышел из коридора движения на 0,1 м. Относительный угол складывания составил 4,0 град.

Величина выхода из коридора движения автопоезда, оснащенного системой перераспределения тормозных моментов и АБС (Рис. 8, в), при экстренном торможении на выходе из маневра переставка составила 0,3 м, а относительный угол складывания достиг 2,0 град.

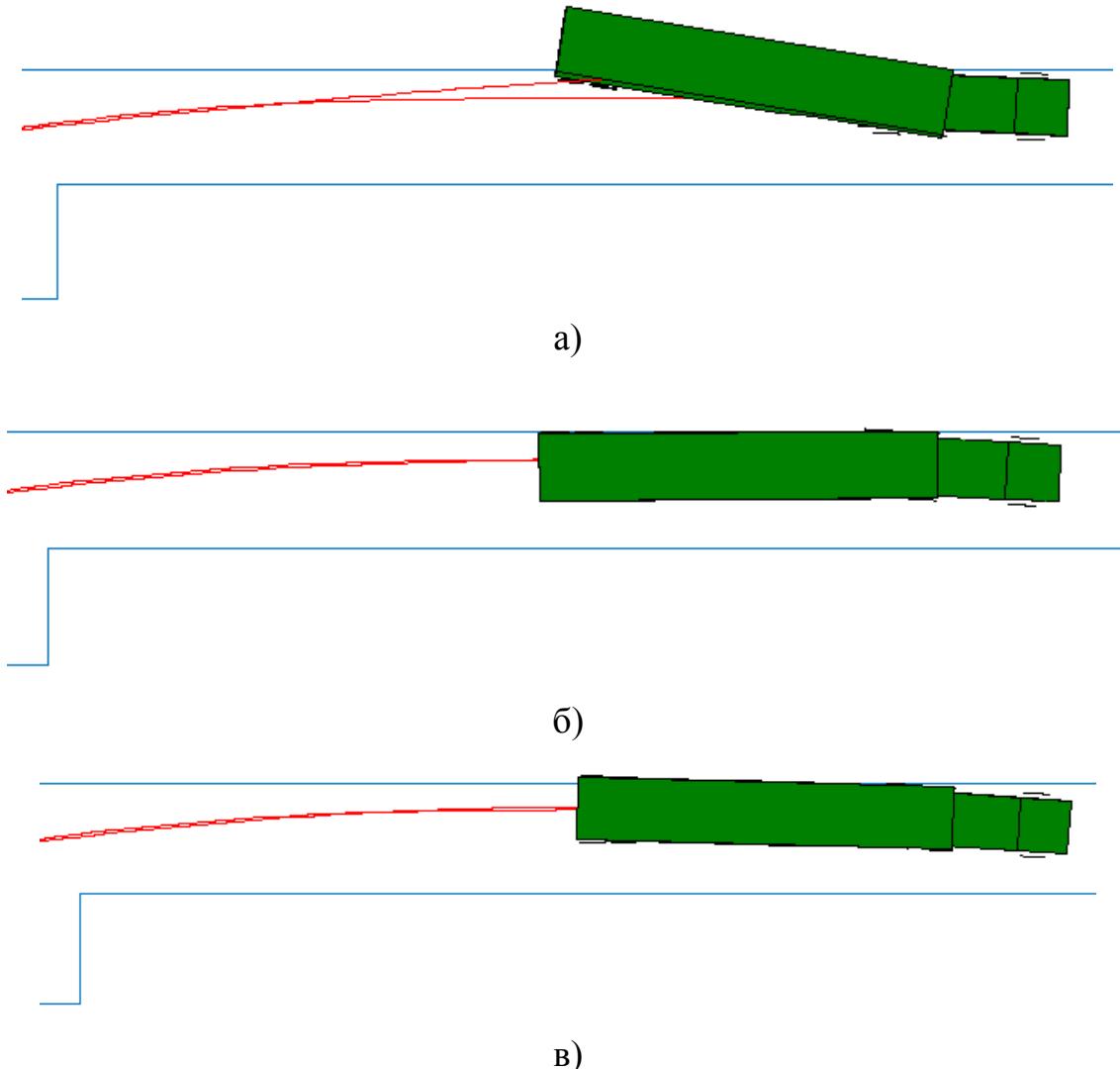


Рис.8. Положение автопоезда после остановки при экстренном торможении на выходе из маневра переставка: а) оснащенного системой АБС, б) оснащенного системой управления моментом трения в ССУ и АБС, в) оснащенного системой перераспределения тормозных моментов по колесам автопоезда и АБС

Приведенные результаты вычислительных экспериментов доказывают эффективность предложенных законов повышения устойчивости экстренного торможения двухзвенного автопоезда с полуприцепом.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработана математическая модель пространственного движения двухзвенного автопоезда с полуприцепом для исследования процесса экстренного

торможения, отличающаяся тем, что позволяет учесть работу систем активной безопасности, таких как антиблокировочная система (АБС), система корректировки угла поворота управляемых колес, система управления моментом трения в седельно-сцепном устройстве, система перераспределения тормозных моментов на колесах автопоезда.

2. Разработанная математическая модель верифицирована путем сравнения результатов численного и натурного экспериментов, включающих в себя движение двухзвенного автопоезда по различным траекториям. Установлено, что нормированное среднеквадратичное отклонение линейных ускорений тягача и прицепа, полученных по математической модели, по линейным ускорениям составило 5,4-10,8%, по угловым скоростям тягача и прицепа составило 4,4-12,8%. Достигнутая точность математической модели движения двухзвенного автопоезда достаточна для проведения исследований эффективности и работоспособности предложенных законов повышения устойчивости экстренного торможения методами имитационного моделирования.

3. Предложены новые критерии эффективности комплексной системы стабилизации двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении, а именно: величина выхода автопоезда из коридора движения, относительное увеличение угла складывания автопоезда по сравнению со значением перед применением экстренного торможения, позволяющие проводить количественную оценку качества работы системы стабилизации автопоезда на этапе проектирования.

4. Разработан новый закон повышения устойчивости двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении с помощью управления моментом трения в седельно-сцепном устройстве, позволяющий сохранить устойчивость автопоезда при экстренном торможении как при движении по прямолинейной траектории, так и по криволинейной. Установлено, что применение данного закона снижает относительный угол складывания автопоезда при экстренном торможении на криволинейной траектории на 40-97% (относительно автопоезда, оснащенного только АБС), а на прямолинейной траектории исключает складывание. Величина выхода за коридор движения снижается на 66% при экстренном торможении на выходе из маневра переставка и исключается при экстренном торможении в повороте. Повышение устойчивости экстренного торможения с помощью управления моментом трения в седельно-сцепном устройстве эффективно как при потере курсовой устойчивости тягача, так и при потере курсовой устойчивости полуприцепа, однако требует изменения конструкции седельно-сцепного устройства.

5. Разработан новый закон повышения устойчивости двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении с помощью корректировки угла поворота управляемых колес, позволяющий предотвратить складывание двухзвенного автопоезда за счет сохранения курсовой устойчивости тягача, отличающийся тем, что управляющее воздействие формируется на основе угла складывания автопоезда до применения экстренного торможения. Установлено, что применение данного закона снижает угол складывания автопоезда при экстренном торможении на прямолинейной траектории на 89%, на криволинейной траектории на 66% (относительно автопоезда оснащенного только антиблокировочной системой

тормозов). Величина выхода за коридор движения снижается на 26% при торможении на прямой и исключается при торможении в повороте. Закон корректировки угла поворота управляемых колес эффективен при потере курсовой устойчивости тягачом.

6. Разработан новый закон повышения устойчивости двухзвенного автопоезда с полуприцепом при экстренном торможении с помощью перераспределения тормозных моментов по колесам автопоезда, отличающийся тем, что тормозной момент колес полуприцепа снижается, относительно заданного антиблокировочной системой тормозов. Установлено, что применение данного закона снижает угол складывания автопоезда при экстренном торможении на криволинейной траектории на 70% (относительно автопоезда оснащенного только антиблокировочной системой тормозов). Величина выхода за коридор движения снижается на 84%. Закон перераспределения тормозных моментов по колесам автопоезда эффективен при потере курсовой устойчивости полуприцепом.

## **ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:**

1. Жилейкин М.М., Скотников Г.И. Разработка принципов повышения устойчивости движения многозвездных тракторных поездов // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 10. С. 19-23.
2. Скотников Г.И. Проверка адекватности математической модели криволинейного движения автопоезда // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 8 (677). С. 29-37.
3. Разработка принципов повышения устойчивости автопоездов при экстренном торможении в повороте и аварийном отказе тормозной системы прицепных звеньев / Г.И. Скотников [и др.] // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 4 (673). С. 37-43.
4. Разработка принципов повышения устойчивости автопоездов при экстренном торможении на прямолинейном участке и отказе тормозной системы прицепного звена / Г.И. Скотников [и др.] // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2016. № 5 (674). С. 23-29.
5. Skotnikov G., Jileykin M., Komissarov A. Increasing the stability of the articulated lorry at braking by locking the fifth wheel coupling // IOP Conference Series Materials Science and Engineering. 2018. №315. DOI: 10.1088/1757-899X/315/1/012027
6. Жилейкин М.М., Горелов В.А., Скотников Г.И. Метод повышения устойчивости автопоездов при экстренном торможении в повороте в случае отказа тормозной системы прицепных звеньев // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2020. № 1. С. 122 – 130.
7. Zhileykin M., Skotnikov G. The method of increasing the stability of trailer-trucks in case of emergency braking in a turn and emergency failure of the trailer brake system \ IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. №420. DOI:10.1088/1757-899X/820/1/012017