

На правах рукописи



Голубева Татьяна Алексеевна

**ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНЫХ СМЕЩЕНИЙ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ
ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ
НА ПОКАЗАТЕЛИ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМОБИЛЯ
В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ**

2.5.11 – Наземные транспортно-технологические средства и комплексы

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Волгоград – 2022

Работа выполнена на кафедре "Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей" в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Волгоградский государственный технический университет»

Научный руководитель	доктор технических наук, доцент Балакина Екатерина Викторовна
Официальные оппоненты:	Гребенников Александр Сергеевич доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.», кафедра «Организация перевозок, безопасность движения и сервис автомобилей», профессор Зотов Вячеслав Михайлович кандидат технических наук, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Волгоградский государственный аграрный университет», кафедра «Физика», доцент
Ведущая организация	Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»

Защита диссертации состоится «23» июня 2022 г. в 12-00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.282.07, созданного на базе ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет» по адресу: 400005, г. Волгоград, пр. им. В.И. Ленина, 28, ауд. 209.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет» и на сайте <http://www.vstu.ru> по ссылке <https://www.vstu.ru/upload/iblock/747/747accb9915129e24b976820f4b40a0a.pdf>

Автореферат разослан « » _____ 2022 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Балакина Екатерина Викторовна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность научного исследования.

Обеспечение безопасности дорожного движения относится к приоритетным задачам развития России. Согласно "Транспортной стратегии РФ на период до 2030 г.", одним из главных целевых ориентиров транспортной стратегии Российской Федерации является снижение аварийности, рисков и угроз безопасности по видам транспорта. Основой для разработки проектов Национальной технологической инициативы является "дорожная карта" 2018-2035 г.г. Основными целями предусмотренного этим документом плана мероприятий являются, в том числе, повышение уровня безопасности АТС и повышение уровня безопасности на дорогах. В связи с этим все научные исследования, направленные на повышение безопасности движения автомобилей, являются актуальными.

За последнее десятилетие, благодаря широкому применению автоматических систем, делающих АТС адаптивным к условиям эксплуатации, произошло определенное повышение уровня активной безопасности, однако резервы в этом направлении еще достаточно велики. К свойствам активной безопасности автомобиля относятся: устойчивость, управляемость и тормозная динамика. Возможность прогнозирования этих свойств на этапе проектирования позволяет сократить затраты на создание новых машин.

При проектном математическом моделировании устойчивости движения автомобиля производится выбор конструктивных параметров элементов шасси (колес, шин, подвески, рулевого управления) на основе прогнозирования выполнения будущим автомобилем стандартных маневров. Оно включает в себя несколько этапов. На последнем этапе моделирования производится уточнение конструктивных параметров шасси и их окончательный выбор. Для этих целей используют признанные методики оптимизации. В качестве рабочих инструментов применяют универсальные программные средства, в том числе использующие конечно-элементные модели для решения контактных задач. Однако для использования таких моделей требуется знать первичные входные конструктивные параметры, например геометрические характеристики элементов шин. Для выбора первичных конструктивных параметров элементов шасси целесообразен предварительный (начальный) этап проектного моделирования, в том числе и моделирование выполнения автомобилем стандартных маневров.

Повышение точности оценки устойчивости движения при выполнении автомобилем стандартных маневров на этапе предварительного математического моделирования движения требует знания особенностей процесса взаимодействия эластичного колеса с твердой опорной поверхностью. На сегодняшний день достаточно хорошо изучены общие вопросы сцепного взаимодействия эластичного колеса с твердой опорной поверхностью при прямолинейном и криволинейном движении, вопросы увода эластичного колеса, колебаний в пятне контакта, смещений продольной реакции. Недостаточно полно описанными являются продольные смещения (сносы) нормальной реакции опорной поверхности на эластичное колесо. Использование для этих целей существующих расчетно-экспериментальных зависимостей затруднительно вследствие недостаточности исходных данных, а именно, данных по радиусам качения при торможении колеса. Это приводит к отсутствию возможности учета всех составляющих продольных смещений нормальных реакций, в результате чего ухудшается точность прогнозирования устойчивости движения автомобиля в режиме торможения – критическом режиме по потере устойчивости. Описанная проблема относится к колесным транспортным средствам, управляемым передними колесами.

В связи с этим является важным и актуальным поиск других способов определения величин указанных смещений, обеспечивающих достаточность исходных данных для расчетов, и исследование их влияния на выполнение автомобилем стандартных маневров, связанных с торможением.

Цель исследования – повышение точности прогнозирования устойчивости движения автомобиля в режиме торможения при моделировании стандартных маневров за счет учета влияния продольных смещений нормальных реакций твердой опорной поверхности на колеса.

Объекты исследования. Объектами исследования являются эластичное колесо и двухосный автомобиль категории М1.

Предметы исследования. Предметами исследования являются:

- процесс взаимодействия двух тел с разными физическими свойствами: эластичного колеса и твердой опорной поверхности в разных условиях внешних воздействий;
- процесс движения колесной машины в разных условиях торможения.

Степень разработанности темы исследования. Проблеме обеспечения устойчивости движения автомобилей посвящены работы научных школ НАМИ во главе с акад. Чудаковым Е.А., проф. Петрушовым В.А., проф. Гинцбургом Л.Л., проф. Бахмутовым С.В., научных школ МАДИ, МАМИ, МВТУ им. Н.Э. Баумана, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, СибАДИ, ХАДИ и др.

Разработкой теории качения цилиндра и эластичного колеса занимались и занимаются Антонов Д.А., Балабин И.В., Беляков В.В., Вахидов У.Ш., Вольская Н.С., Горячева И.Г., Дик А.Б., Журавлев В.Ф., Иванов В.Г., Ишлинский А.Ю., Колесников К.С., Карапетян А.В., Кручинин П.А., Литвинов А.С., Московкин В.В., Петрушов В.А., Подригало М.А., Пожидаев С.П., Трояновская И.П., Чудаков Е.А., Fritz G., Mitschke M., Pacejka H., Weber R. и др.

Исследованиям свойств шин посвящены работы Балабина И.В., Бидермана В.Л., Бухина Б.Л., Годжаева З.А., Гребенникова А.С., Дика А.Б., Енаева А.А., Задворнова В.Н., Кнороза В.И., Красавина П.А., Купреянова А.А., Малюгина П.Н., Рыкова С.П., Станкевича Э.Б., Федотова А.И., Чабунина И.С., Bernard J.E., Berote J., Bull, Canudas-de-Wit, Darling J., Emami A., Fritz W., Hadekel R., Ivanov V., Khaleghian S., Minca C., Mitschke M., Pacejka H.B., Plummer A., Katayama T., Viehweger M., Wang H. и др.

Усилиями научных школ и отдельных ученых разработаны методики расчетной оценки устойчивости движения автомобилей, включающие модели увода эластичного колеса, колебаний колес вокруг осей поворота, модели скольжения, модели качения колеса в разных режимах с учетом смещений (сносов) реакций опорной поверхности. Однако в некоторых специфических режимах, в частности связанных с наличием продольного скольжения в пятне контакта, выполнить расчеты продольных сносов нормальных реакций с помощью существующих формул затруднительно вследствие неопределенности величины радиуса качения при торможении колеса и отсутствии возможности замены его радиусом качения в свободном режиме.

Задачи исследования.

1. Анализ факторов, влияющих на расположение реакций в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью.

2. Разработка расчетного метода определения составляющей продольного смещения нормальной реакции твердой опорной поверхности на эластичное колесо, характеризующей упругие угловые деформации шины. Проведение лабораторных экспериментальных исследований с целью определения количественного значения этой величины у шины малых размеров. Определение количественного значения этой величины у шины больших размеров.

3. Разработка математической модели для предварительной проектной оценки устойчивости движения автомобиля при выполнении стандартных маневров, отличающейся учетом влияния трехкомпонентного продольного смещения нормальной реакции твердой опорной поверхности на эластичное колесо и позволяющей оценить влияние этого фактора на расчетные параметры траектории движения автомобиля в режиме торможения при предварительном моделировании стандартных маневров. Создание программной реализации модели.

4. Проведение натурных испытаний двухосного легкового автомобиля на дорогах автополигона НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" с использованием контрольно-измерительной аппаратуры фирмы Corrsys Datron с целью проверки достоверности математической модели.

5. Проведение расчетных исследований для оценки зависимости показателей устойчивости движения автомобиля в режиме торможения при предварительном проектном моделировании стандартных маневров от величин продольных смещений нормальных реакций опорной поверхности на колеса.

Научная новизна диссертационной работы состоит в следующем:

1. Предложен и доказан расчетный метод обособленного определения составляющей продольного сноса нормальной реакции твердой опорной поверхности на эластичное колесо, характеризующей упругие угловые деформации шины, позволяющий устранить сложности математического моделирования специфических режимов движения автомобиля.

2. Разработана уточненная математическая модель движения автомобиля, позволяющая на предварительном этапе проектирования оценивать показатели устойчивости движения в режиме торможения при выполнении стандартных маневров, отличающаяся от известных учетом составляющих продольного сноса нормальных реакций твердой опорной поверхности на эластичные колеса.

3. Показано влияние продольного смещения реакций твердой опорной поверхности на расчетные параметры траектории автомобиля при выполнении маневра «торможение в повороте».

Теоретическая и практическая значимость работы.

Теоретическая значимость работы состоит в возможности распространения разработанных методов исследования устойчивости движения на колесные машины с передними управляемыми колесами, структурно и параметрически отличающиеся от объекта исследования.

Практическая значимость работы состоит в том, что разработанная на основе проведенных исследований уточненная математическая модель движения автомобиля, позволяющая на предварительном этапе проектирования оценивать показатели устойчивости в режиме торможения при выполнении стандартных маневров, реализована в специально созданные программные средства: основную программу и библиотеку подпрограмм, позволяющие на начальном этапе проектирования производить предварительное уточненное прогнозирование характеристик выполнения будущим автомобилем стандартных маневров как показателей его устойчивости движения.

Результаты, полученные в ходе диссертационного исследования, могут быть полезны организациям, занимающимся проектированием, модернизацией и испытаниями АТС.

Методология и методы исследования.

Используемые в работе модели и разработанные методики основываются на фундаментальных положениях физики, теоретической механики и математики. При выполнении теоретических исследований использовались численные методы решения

дифференциальных уравнений, методы математического моделирования и математического анализа.

Экспериментальные исследования параметров траектории движения автомобиля проводились на автополигоне НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" с использованием измерительной аппаратуры Corrsys Datron при выполнении стандартных маневров в соответствии с ГОСТ 31507 и др.

Лабораторные экспериментальные исследования составляющей продольного сноса нормальной реакции твердой опорной поверхности на эластичное колесо, характеризующей упругие угловые деформации шины, проводились автором на специально созданной установке для определения действующих на колесо силовых факторов.

На защиту выносятся:

1. Расчетная зависимость для обособленного определения составляющей продольного смещения нормальной реакции твердой опорной поверхности на эластичное колесо, характеризующей его упругие угловые деформации.

2. Результаты сравнения расчетных значений указанной составляющей со значениями, полученными в ходе лабораторных экспериментальных исследований на шинах малых и больших размеров, подтверждающие количественные значения указанной составляющей сноса.

3. Математическая модель движения автомобиля для предварительной проектной оценки устойчивости движения в режиме торможения при выполнении стандартных маневров с учетом влияния продольных смещений нормальных реакций твердой опорной поверхности на колеса.

4. Результаты математического моделирования влияния продольных смещений нормальных реакций опорной поверхности на расчетные параметры траектории автомобиля в режиме торможения при выполнении стандартных маневров.

Степень достоверности полученных результатов.

Выводы теоретического анализа подтверждаются хорошим совпадением с результатами лабораторных и дорожных экспериментов. При расчетных экспериментах был использован также программный комплекс «StabAuto» для оценки параметров движения АТС, неоднократно апробированный при натурных испытаниях автомобилей на дорогах автополигона НИЦИАМТ, который был модернизирован под задачи диссертации.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационного исследования докладывались и обсуждались на 13 конференциях: на международных конференциях МГТУ им. Н.Э. Баумана (сентябрь 2015 и 2017 гг.), на Международных научно-технических конференциях ААИ в НАМИ (июнь 2016 г.) и ИрННТУ (июнь 2021 г.), на международной научно-практической конференции в ВолгГТУ (октябрь 2018 г.), на научно-практической конференции «INFORMATION INNOVATIVE TECHNOLOGIES» в Праге (апрель 2017 г.), а также на научно-технических конференциях ВолгГТУ (2013-2020 гг.), ПГУ (декабрь 2016 г.), СибАДИ (февраль 2016 г.), на МИКМУС в ИМАШ РАН (декабрь 2014 г.), на научных семинарах ВолгГТУ.

Личный вклад автора. При проведении данного исследования автором лично:

- проведены лабораторные экспериментальные исследования для определения количественных значений составляющей продольного смещения нормальной реакции твердой опорной поверхности на эластичное колесо, характеризующей упругие угловые деформации шины, у шин малых размеров, а также обработаны их результаты;

- обработаны результаты экспериментов по определению количественных значений составляющей продольного смещения нормальной реакции твердой опорной поверхности на

эластичное колесо, характеризующей упругие угловые деформации шины, у шины больших размеров;

- разработана математическая модель и принято участие в разработке реализующего ее программного комплекса для предварительной оценки показателей устойчивости движения автомобиля в режиме торможения при моделировании стандартных маневров с учетом сносов реакций опорной поверхности на колеса;

- обработаны результаты дорожных экспериментов двухосного легкового автомобиля для проверки достоверности математической модели;

- проведена серия вычислительных экспериментов и установлены закономерности влияния сносов реакций твердой опорной поверхности на устойчивость движения автомобиля в режиме торможения при предварительном моделировании стандартных маневров.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 15 научно-технических работ, в том числе 2 статьи в журналах, индексируемых в базе Scopus, 7 статей в журналах из списка, рекомендованного ВАК, 6 других публикаций в рецензируемых источниках, в том числе 5 докладов на международных и всероссийских научных конференциях.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав основного текста, заключения, списка литературы (221 источник, из них 57 – на иностранных языках). Основная часть работы изложена на 178 стр. машинописного текста, содержит 62 рисунка и 18 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулирована цель исследований, приведены основные положения, выносимые на защиту, приведено краткое содержание работы по главам.

В первой главе диссертации представлен обзор исследований отечественных и зарубежных авторов в области устойчивости движения автомобилей. Рассмотрены работы, в которых изучалось влияние смещений (сносов) реакций и деформаций эластичного колеса на явления увода и колебаний управляемых колес, определяющие устойчивость движения автомобиля. Рассмотрены существующие модели взаимодействия эластичного колеса с твердой опорной поверхностью. Составлены классификации и приведены результаты анализа разных моделей.

Проанализированы приведенные в литературе, в частности, в работе В.А. Петрушова, обобщающей современные теоретические представления о взаимодействии колеса с дорогой, формулы для определения значений продольного смещения точки приложения нормальной реакции опорной поверхности на эластичное колесо в различных режимах его движения. Показано, что в некоторых специфических режимах, в частности, связанных с наличием продольного скольжения в пятне контакта, выполнять расчеты с помощью этих формул затруднительно вследствие неопределенности величины радиуса качения при торможении колеса и отсутствии возможности замены его радиусом качения в свободном режиме. Также на предварительных этапах моделирования устойчивости движения автомобиля представляет трудности использование и расчетно-экспериментальных зависимостей Н. Расејка вследствие недостаточности исходных данных.

Предложено при теоретическом рассмотрении взаимодействия эластичного колеса с твердой опорной поверхностью, для устранения сложностей математического моделирования специфических режимов движения, из общего значения продольного сноса нормальной реакции опорной поверхности, определенного экспериментально и теоретически проф. В.А.

Петрушовым, выделить отдельно составляющую e , характеризующую упругие угловые деформации шины. В соответствии с таким подходом общее смещение точки приложения нормальной реакции твердой опорной поверхности на колесо можно представить в общем виде (без учета знаков) как

$$b = a_0 + c + e,$$

где b – продольный снос нормальной реакции (расстояние от линии действия нормальной реакции опорной поверхности до центральной поперечной плоскости колеса); a_0 – плечо сопротивления качению (составляющая продольного сноса нормальной реакции, вызывающая появление момента сопротивления качению и характеризующая гистерезисные потери на качение колеса); c – составляющая продольного сноса нормальной реакции, характеризующая продольное упругое перемещение оси колеса относительно геометрического центра пятна контакта); e – составляющая продольного сноса нормальной реакции, характеризующая упругие угловые деформации шины.

Вычисление составляющих a_0 и c не представляет математической проблемы.

Ниже предложен расчетный метод определения величины e с помощью формулы, не содержащей радиуса качения колеса, что позволило избежать появления неопределенностей решения при моделировании движения автомобиля в специфических режимах.

Такой подход к дополнительному разделению составляющих продольного смещения нормальной реакции на колесо позволяет иметь упрощенные зависимости, удобные для применения при предварительном математическом моделировании движения транспортных средств с эластичными колесами по твердой опорной поверхности при выполнении ими стандартных маневров.

Разработана схема смещений реакций в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью в режиме торможения, представленная на рисунке 1.

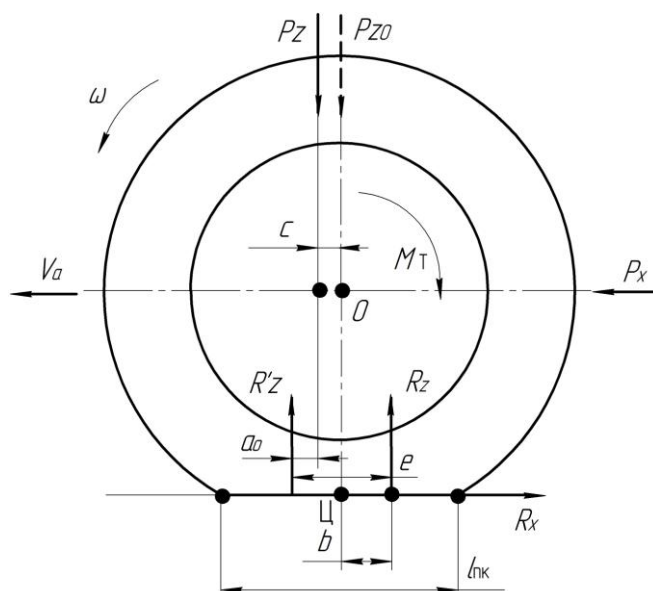


Рисунок 1 – Схема смещений (сносов) нормальной реакции опорной поверхности в режиме торможения колеса

Приведена предлагаемая формула для расчета общего продольного сноса b нормальной реакции опорной поверхности от геометрического центра пятна контакта колеса в режиме торможения:

$$|b| \approx |e| - |c| - |a_0|.$$

На основании проведенного анализа поставлена цель работы и сформулированы задачи исследования.

Во второй главе предложен расчетный метод и получено выражение для расчета составляющей продольного сноса e :

$$e_i \approx \left(\frac{R_0}{r} \right)^2 \cdot \Delta z_i \cdot \varphi_{xi}, \quad (1)$$

где R_0 – свободный радиус шины; r – посадочный радиус шины; Δz_i – радиальная деформация шины; φ_{xi} – коэффициент сцепления в продольном направлении.

Показано, что уменьшение свободного радиуса и (или) увеличение посадочного радиуса шины способствуют снижению значения составляющей продольного смещения нормальной реакции твердой опорной поверхности на эластичное колесо, характеризующей упругие угловые деформации шины: до 17% – для грузовых шин и до 11% – для легковых шин.

Справедливость расчета по этой формуле подтверждена результатами экспериментов:

- 1) для шины малых размеров модели 3.25/3.00-8;
- 2) для шины больших размеров модели 14,00-20.

Проведены лабораторные экспериментальные исследования с целью определения количественного значения этой величины у шины малых размеров. Приводится описание экспериментальной установки, ее аппаратного оснащения, обоснована методика проведения эксперимента. Фотографии созданной установки представлены на рисунке 2. Особенностью установки является то, что ее конструкция позволяет исключить измерение двух других составляющих сноса a_0 , c : a_0 – колесо не вращалось, c – ось колеса не перемещалась в продольном направлении; прикладывались только нормальная нагрузка и момент в главной плоскости колеса.



Результаты эксперимента по определению зависимости $e = f(M_T)$ для шины малых размеров приведены на рисунке 3.

Рисунок 2 – Фотографии экспериментальной установки

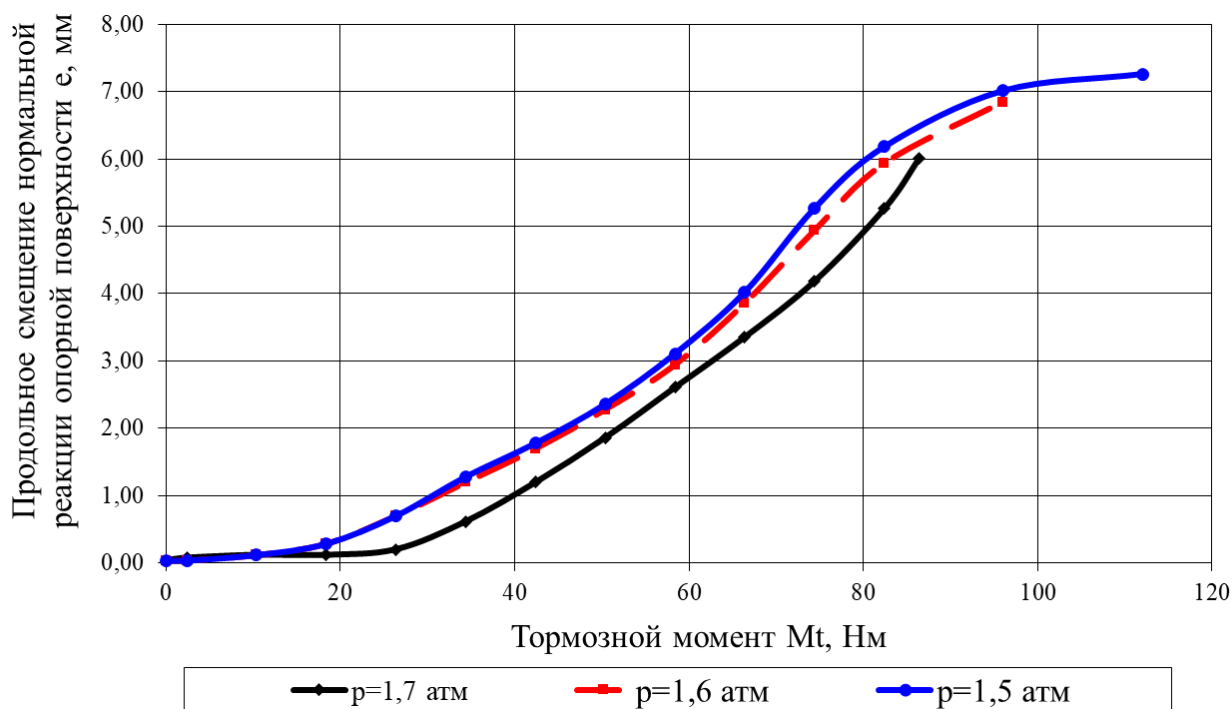


Рисунок 3 – Зависимости составляющей смещения e нормальной реакции опорной поверхности от тормозного момента для шины модели 3.25/3.00-8 ($p_{\max}=25$ PSI=1,72 bar=1,72 атм)

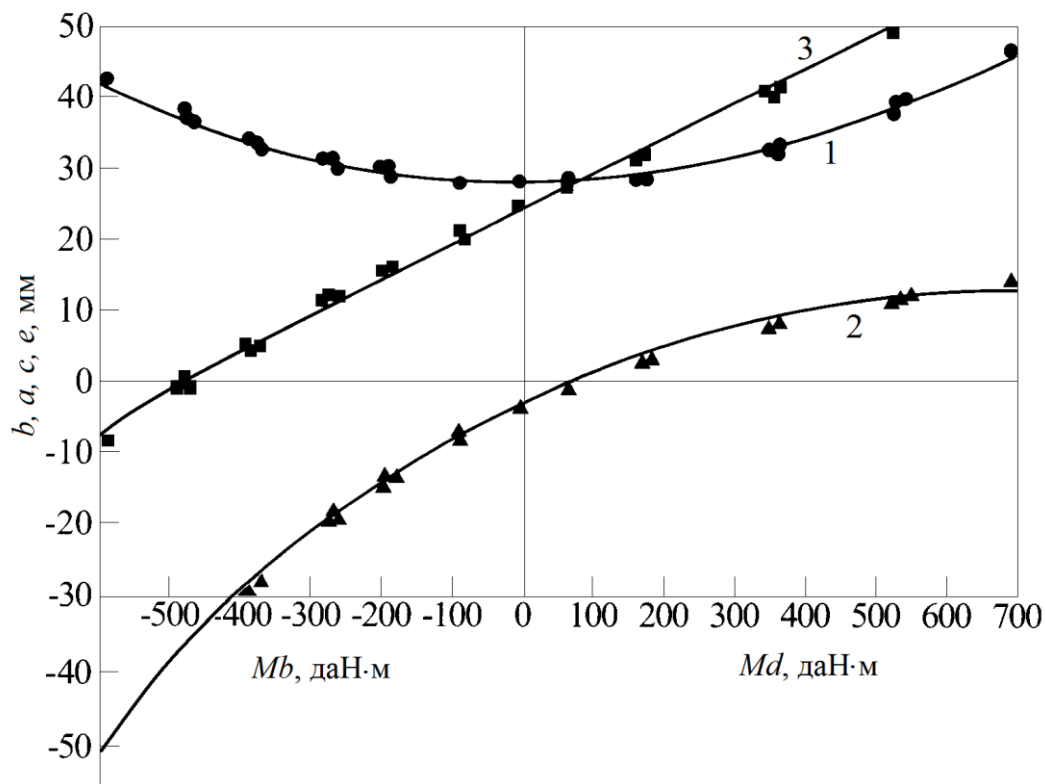


Рисунок 4 – Результаты экспериментального определения составляющих сноса нормальной реакции для шины 14,00-20:

1 – составляющая сноса a ; 2 – разность составляющих сноса $e - c$; 3 – общий снос b

Для оценки возможности применения полученного выражения (1) для расчета составляющей продольного сноса e нормальной реакции для шин больших размеров было проведено сравнение результатов расчета по нему значений e для шины модели 14,00-20 с той же величиной, определенной из имеющихся результатов экспериментов, выполненных для той же грузовой шины модели 14,00-20 проф. В.А. Петрушовым, показанных на рисунке 4.

Таким образом, экспериментально определено количественное значение исследуемой составляющей смещения для шины малых размеров модели 3.25/3.00-8, при этом расхождение измеренных величин с рассчитанными по теоретической зависимости (1) – не более 6%. На основании обработки имеющихся экспериментальных данных определено количественное значение этой составляющей смещения для шины больших размеров модели 14,00-20, при этом расхождение измеренных величин с рассчитанными по теоретической зависимости (1) – не более 12%.

В третьей главе изложена математическая модель для предварительной проектной оценки устойчивости движения автомобиля при выполнении стандартных маневров, отличающаяся учетом влияния трехкомпонентного продольного смещения нормальной реакции твердой опорной поверхности на эластичное колесо и позволяющая оценить влияние этого фактора на расчетные параметры траектории движения машины в режиме торможения при предварительном проектном моделировании стандартных маневров. Модель учитывает все составляющие смещений (сносов) реакций твердой опорной поверхности на ее колеса.

Проанализированы нормативные документы, содержащие ограничения по параметрам траектории движения АТС при выполнении стандартных испытательных маневров: ГОСТ 31507-2012, ГОСТ Р 51709-2001, ГОСТ Р 41.13-2007 (Правила ЕЭК ООН №13), ГОСТ Р 58804-2020 и ГОСТ Р 58807-2020.

Для целей предварительного прогнозирования устойчивости движения автомобиля в режиме торможения на начальном этапе проектирования было принято решение моделировать движение при выполнении следующих стандартных маневров: «прямолинейное торможение на поверхности с высоким коэффициентом сцепления» (добавлена постоянная боковая сила), «прямолинейное торможение на поверхности с пониженным коэффициентом сцепления» (добавлена постоянная боковая сила), «прямолинейное торможение на поверхности с разными коэффициентами сцепления («микст»)), «торможение в повороте». При указанных маневрах присутствуют силы, нарушающие устойчивое и управляемое движение автомобиля.

При моделировании учитывались явления: продольного и поперечного перераспределения нагрузок на колеса, увода всех колес и колебаний управляемых колес. Неровности дороги моделировались, но при расчетах не учитывались.

В соответствии с принятыми допущениями расчетную схему автомобиля можно представить в виде, показанном на рисунке 5. За заданную траекторию принята средняя линия полосы движения.

Общая модель движения автомобиля включает в себя частные модели: модель движения машины в опорной плоскости, модели движения каждого колеса как тела, деформируемого по трем линейным и одной угловой координатам, модели сцепного взаимодействия шин с опорной поверхностью, деформационные модели увода, модель колебаний управляемых колес. Система уравнений математической модели составлена на основе принципа Даламбера и теоремы о скоростях точек плоской фигуры и содержит нелинейные неоднородные дифференциальные уравнения второго порядка, а также алгебраические уравнения связей.

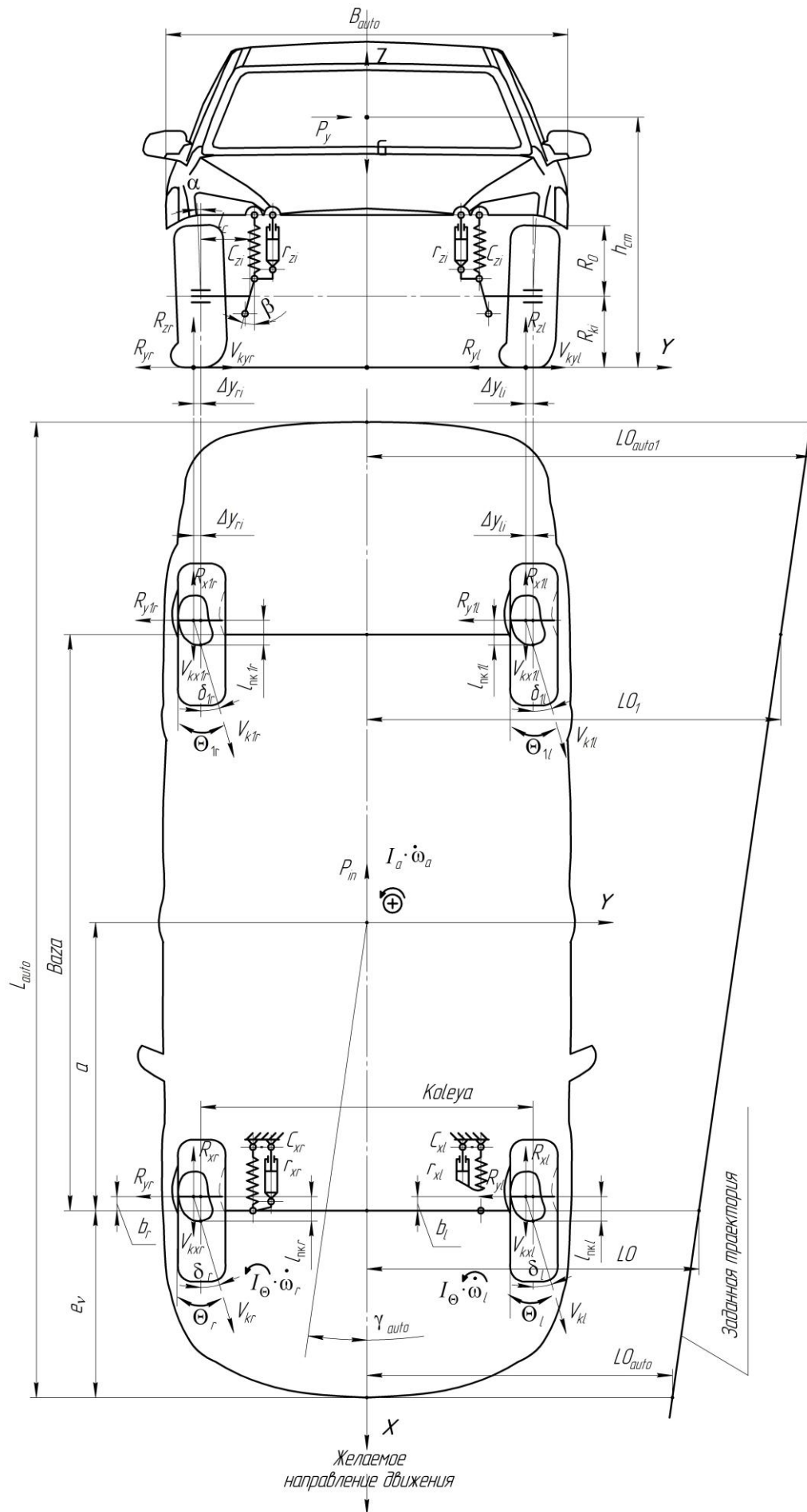


Рисунок 5 – Общая расчетная схема

Математическая модель движения автомобиля построена на основе известных уравнений плоского движения корпуса колесной машины, рассматриваемого как недеформируемое твердое тело. Уравнения построены в подвижной системе координат, связанной с автомобилем. Она является неголономной.

$$\begin{cases} \dot{V}_{ax0} = \omega_a \cdot V_{ay0} - \frac{\sum R_{xi}}{m_a}; \\ \dot{V}_{ay0} = -\omega_a \cdot V_{ax0} - \frac{\sum R_{yi}}{m_a}; \\ \dot{\omega}_a = \Delta \sum R_{xi} \cdot \frac{Koleya}{2J_a} + \frac{\sum (R_{yi} \cdot a_i)}{J_a}. \end{cases}$$

где ω_a – угловая скорость автомобиля; m_a – масса автомобиля; $Koleya$ – колея автомобиля; J_a – момент инерции автомобиля в горизонтальной плоскости; $\Delta \sum R_{xi}$ – разность сумм продольных реакций опорной поверхности под бортами; $\sum (R_{yi} \cdot a_i)$ – сумма моментов боковых реакций (в опорной плоскости) относительно центра масс; a_i – плечи действия боковых реакций относительно центра масс; V_{ax0}, V_{ay0} – проекции скорости центра масс автомобиля в подвижной системе координат.

Продольные и нормальные реакции на каждое колесо со стороны опорной поверхности

$$R_{xi} = R_{zi} \cdot \phi_{xi} \pm dR_{wxi}; \quad R_{zi} = m_i \cdot g \pm dR_{azi} \pm dR_{bzi} \pm dR_{wzi},$$

где m_i – масса, приходящаяся на i -е колесо; ϕ_{xi} – коэффициент сцепления под i -м колесом; $dR_{azi}; dR_{bzi}; dR_{wzi}; dR_{wxi}$ – слагаемые от продольного и поперечного перераспределения нагрузок и от возможного наличия неровностей.

Боковые реакции на колесах R_{yi} вычислялись из общей боковой силы, действующей на машину, и распределялись по колесам пропорционально нормальным нагрузкам на них.

Математическая модель содержит уравнения движения колес, рассматриваемых как тела, деформируемые по 4-м координатам. Колеса взаимодействуют с корпусом в вертикальном и продольном направлениях через упруго-демпфирующие элементы подвески и через упруго-демпфирующий рулевой привод.

Поступательные скорости управляемых колес в продольном и поперечном направлениях рассчитывались по зависимостям, в которые, в отличие от известных, добавлено слагаемое, учитывающее составляющие сноса реакций, включая характеризующую упругие угловые деформации шины:

$$\text{Для управляемых колес} \quad V_{xi} = (V_{xi \min} - g \cdot \phi_{xi} \cdot dt) \cos \Theta_i; \quad V_{yi} = V_{xi} \cdot \operatorname{tg}(\delta_i + \underline{\Theta}_i),$$

где $\delta_i = f(\Delta y_i; l_{\text{пк}i}; s_i)$ – текущий угол увода i -го колеса, рассчитываемый по деформационной теории; Θ_i – угол поворота управляемого колеса вокруг оси поворота, определяемый как $\Theta_i = f(\sum M_{\Theta i})$, в том числе с учетом момента $\underline{M_{\Theta i}(b_i)}$, и ограничиваемый геометрической связью с рулевым приводом; dt – шаг расчета (0,005с).

Для неуправляемых колес $\Theta_i = 0$.

Для середин осей автомобиля

$$V_{axi} = f(V_{xi}) \pm \omega_a \cdot a_i \cdot \cos(90 - \gamma_{auto});$$

$$V_{ayi} = f(V_{yi}) \pm \omega_a \cdot a_i \cdot \sin(90 - \gamma_{auto}).$$

Скорость центра масс автомобиля в неподвижной системе координат $V_{ax} = \max \text{ из } V_{axi} \min$.

Путь автомобиля вычислялся по известной зависимости вида $S_{auto} = f(V_{ax}, t)$.

Линейные отклонения осей автомобиля вычислялись по известным зависимостям вида $LO, LO_1 = f(V_{ay}, \gamma_{auto}, t)$.

Угол разворота автомобиля в плоскости опорной поверхности вычислялся по зависимости вида $\gamma_{auto} = f(LO, LO_1, Baza, \Delta S_{auto}, Koley, t)$. Он включает в себя составляющие, определяемые неодинаковостью линейных отклонений осей, неодинаковостью тормозных путей бортов и др.

Для описания вращательного движения каждого затормаживаемого колеса в плоскости вращения использовалось общепринятое уравнение.

Коэффициенты сцепления ϕ_{xi} каждого i -го колеса вычислялись по существующей методике, основанной на коэффициенте использования трения покоя в пятне его контакта с опорной поверхностью. Рассматривался только случай появления боковой силы до появления тормозного момента на колесе. Результаты расчета коэффициентов сцепления для этого случая совпадают с результатами расчетов по методике Н. Расејка.

Коэффициент продольного скольжения каждого колеса $s_i = \left| 1 - \frac{\omega_i \cdot r_k}{V_{xi}} \right|$.

где ω_i – угловая скорость i -го колеса в плоскости его вращения; r_k – радиус качения колеса в свободном режиме.

Т.к. в режиме торможения колеса боковая реакция опорной поверхности приложена к середине участка с трением покоя в пятне контакта, которая находится под центром эпюры нормальных напряжений, то допустимо считать, что в режиме торможения колеса места приложения нормальной и боковой реакций в пятне контакта совпадают. Таким образом, продольный снос нормальной реакции является плечом боковой реакции, что приводит к появлению дополнительного поворачивающего момента на управляемом колесе. Дополнительный поворот управляемого колеса может происходить в пределах зазоров в рулевом управлении и в пределах упругой податливости рулевого привода и шин.

Поэтому для описания движения каждого управляемого колеса в плоскости, перпендикулярной оси его поворота, использовалось базовое уравнение, в которое был добавлен момент $M_{\Theta i}(b_i)$ от составляющих сноса реакций, в том числе и от составляющей e_i , возникающей из-за упругих угловых деформаций шины:

$$J_{k\Theta} \cdot \dot{\omega}_{\Theta i} = \sum M_{\Theta i} = f(R_{xi}, R_{yi}, R_{zi}, \Delta y_i, \Delta z_i, \Delta \Theta_i) + \underline{M_{\Theta i}(b_i)} \rightarrow \underline{\Theta_i(b_i)},$$

где R_{xi}, R_{yi}, R_{zi} – реакции опорой поверхности; $\Delta y_i, \Delta z_i, \Delta \Theta_i$ – деформации шины.

Значение момента $M_{\Theta i}(b_i)$ определялось как:

$$M_{\Theta i}(b_i) = R_{yi} \cdot b_i; \quad |b| \approx |e| - |c| - |a_0|; \quad a_0 = f \cdot r_k; \quad c \approx P_x / C_{ux},$$

где b_i – продольный снос нормальной реакции; a_0, c, e_i – составляющие продольного сноса нормальной реакции; a_0 – плечо сопротивления качению (составляющая продольного сноса нормальной реакции, вызывающая появление момента сопротивления качению и характеризующая гистерезисные потери на качение колеса); c – составляющая продольного сноса нормальной реакции, характеризующая продольное упругое перемещение оси колеса относительно геометрического центра пятна контакта); e_i – составляющая продольного сноса нормальной реакции, характеризующая упругие угловые деформации шины; f – коэффициент сопротивления качению; P_x – толкающая сила колеса; r_k – радиус качения колеса в свободном режиме.

Система уравнений математической модели решалась численным методом, с шагом по времени 0,005с, обеспечивающим необходимую точность и устойчивость решения.

Программный комплекс, реализующий указанную модель, написан на языке Pascal ABC. Для расчета по программному комплексу необходимо знать более 50 входных конструктивных и эксплуатационных факторов и параметров автомобиля, являющихся геометрическими и упруго-демпфирующими характеристиками машины и ее элементов, и указать дополнительные условия, касающиеся режимов движения и характеристик опорной поверхности. Результат расчета представляется массивами значений выходных параметров, характеризующих геометрическое положение автомобиля на дороге, динамику автомобиля, динамику колес, сцепное взаимодействие шин с дорогой, силовое взаимодействия в пятнах контакта шин, снос реакций.

Расчет выполнялся в цикле до момента остановки автомобиля при торможении.

В четвертой главе описываются проведенные для проверки адекватности модели натурные дорожные испытания двухосного легкового автомобиля категории М1 на дорогах автополигона НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" с использованием контрольно-измерительной аппаратуры фирмы Corrsys Datron. Фотография объекта испытаний показана на рисунке 6.



Рисунок 6 – Объект испытаний

На рисунках 7,8 показаны относительные погрешности расчета линейных отклонений середины передней оси от заданной траектории движения и углов разворота автомобиля в горизонтальной плоскости без учета и с учетом составляющих сноса, по отношению к экспериментальным значениям тех же величин. На рисунке 9 представлен график наибольшего изменения линейного отклонения середины передней оси при расчете без учета и с учетом сносов.

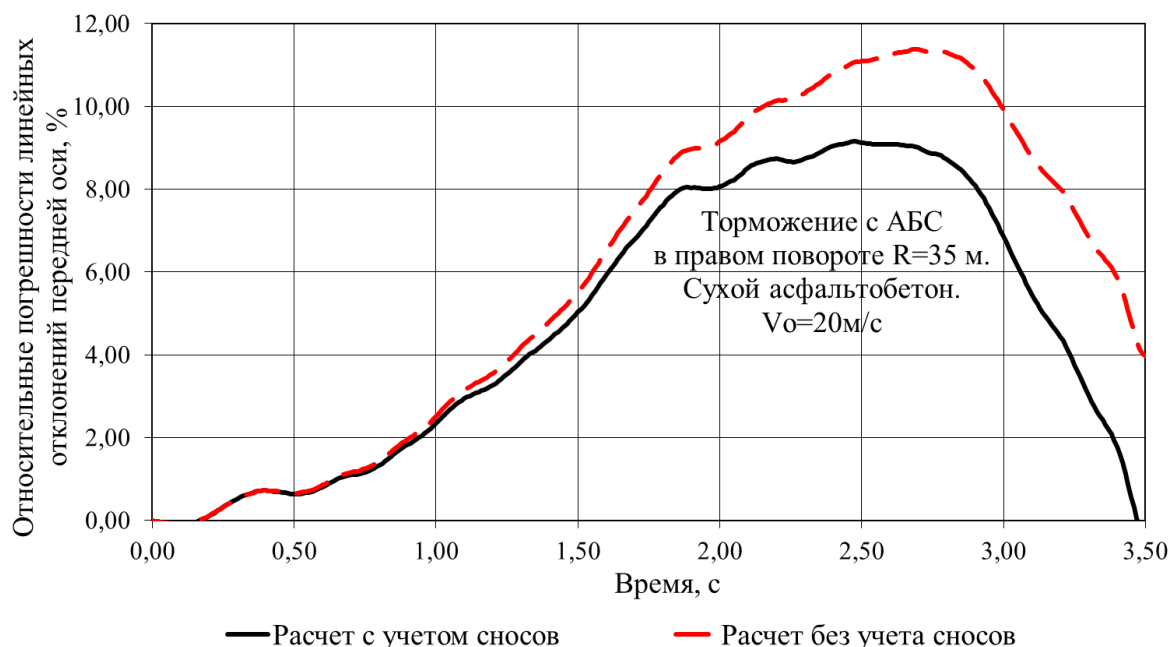


Рисунок 7 – Зависимость относительной погрешности расчета линейных отклонений середины передней оси автомобиля от времени движения (маневр «торможение в повороте», скорость 20 м/с)

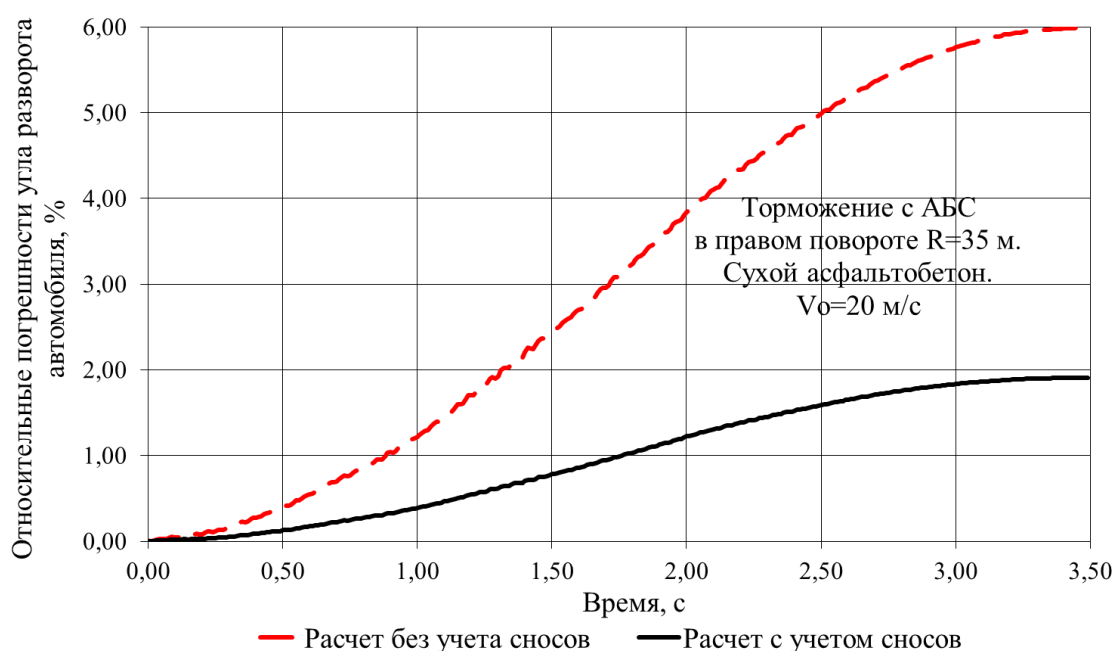


Рисунок 8 – Зависимость относительной погрешности расчета углов разворота автомобиля от времени (маневр «торможение в повороте», скорость 20 м/с)

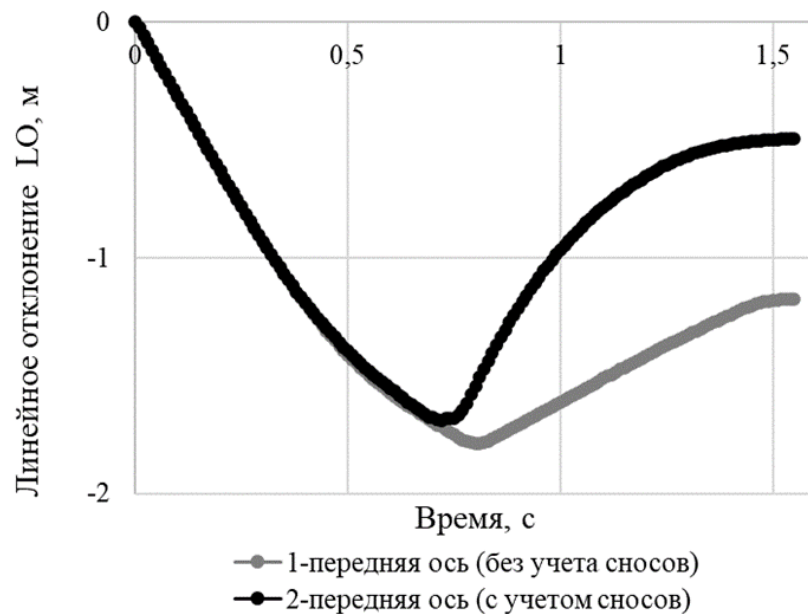


Рисунок 9 – График изменения линейного отклонения передней оси во времени при расчете без учета и с учетом сносов (маневр «торможение в повороте», скорость 16м/с)

Из рисунка 9 видно, что расчетные линейные отклонения затормаживаемого автомобиля от заданной траектории могут существенно (до 1,5 раз) изменяться при учете продольных сносов реакций.

В отношении рассматриваемого автомобиля можно сделать вывод, что снижение значения сноса уменьшает линейные отклонения, что способствует устойчивости движения.

В пятой главе были рассчитаны параметры траектории автомобиля при торможении с учетом и без учета составляющих сносов реакций опорной поверхности: линейные отклонения осей, угол разворота и тормозной путь. Расчеты проведены для выбранных стандартных маневров, связанных с торможением. При выполнении каждого маневра задавалась начальная скорость движения автомобиля. Значения начальных скоростей варьировались с шагом в 1 м/с в интервале от 1 м/с до критической скорости по условию нахождения машины в габаритном коридоре движения. Определен маневр, в котором влияние исследуемых сносов реакций на траекторию движения автомобиля максимально: «торможение в повороте».

На рисунке 10 приведены зависимости, показывающие влияние сносов реакций опорной поверхности на линейные отклонения автомобиля при выполнении маневра «торможение в повороте». Резонансные зоны на графиках объясняются приближением (или совпадением) частот бокового наклона кузова и собственных частот колебаний упругих элементов подвески и шин. Влияние сносов реакций на параметры траектории движения автомобиля без АБС менее существенно по сравнению со случаем наличия АБС, так как это влияние не успевает себя проявить до наступления момента блокирования колес.

Проведенные вычислительные эксперименты показали, что при предварительном проектном моделировании устойчивости движения автомобиля, учет составляющих продольных сносов реакций опорной поверхности на колеса существенно влияет на результаты расчета параметров его траектории при выполнении маневра «торможение в повороте», а именно, изменяются величины линейных отклонений до 1,5 раз (начальная скорость – 16м/с) и углы разворота автомобиля.



Рисунок 10 – Абсолютное изменение расчетных линейных отклонений автомобиля – объекта исследования – при учете сносов реакций опорной поверхности (маневр «торможение в повороте»)

При этом расчетные величины тормозного пути практически не изменяются.

При выполнении других маневров, связанных с торможением, параметры траектории изменяются несущественно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования показали, что учет составляющих продольных смещений (сносов) нормальных реакций твердой опорной поверхности на колеса позволяет повысить точность прогнозирования устойчивости движения автомобиля в режиме торможения при предварительном проектном моделировании стандартных маневров.

В результате выполнения диссертационной работы решены следующие задачи.

1. Проведен анализ факторов, влияющих на расположение реакций в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью. Изучены результаты существующих исследований величины и направления продольного смещения нормальной реакции и его составляющих.

2. Предложен расчетный метод обособленного определения величины составляющей продольного смещения нормальной реакции твердой опорной поверхности на эластичное колесо, характеризующей упругие угловые деформации шины.

3. Проведены лабораторные экспериментальные исследования для измерения составляющей продольного смещения нормальной реакции твердой опорной поверхности на эластичное колесо, характеризующей упругие угловые деформации шины. Экспериментально определено количественное значение этой составляющей смещения для шины малых размеров модели 3.25/3.00-8, при этом расхождение измеренных величин с рассчитанными по теоретической зависимости – не более 6%. На основании обработки имеющихся экспериментальных данных определено количественное значение этой составляющей смещения для шины больших размеров модели 14,00-20, при этом расхождение измеренных величин с рассчитанными по теоретической зависимости – не более 12%.

4. Установлено, что уменьшение свободного радиуса и (или) увеличение посадочного радиуса шины способствуют снижению значения составляющей продольного смещения нормальной реакции твердой опорной поверхности на эластичное колесо, характеризующей упругие угловые деформации шины: до 17% – для грузовых шин и до 11% – для легковых шин.

5. Разработана математическая модель и реализующий ее программный комплекс для предварительной проектной оценки устойчивости движения автомобиля при выполнении

стандартных маневров, позволяющие исследовать влияние трехкомпонентных продольных смещений нормальной реакции твердой опорной поверхности на показатели устойчивости движения в режиме торможения при предварительном моделировании стандартных маневров. Достоверность математической модели подтверждена результатами проведенных натурных испытаний двухосного легкового автомобиля категории М1 на дорогах автополигона НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" с использованием контрольно-измерительной аппаратуры фирмы Corrsys Datron (расхождение по совокупности дорожных условий: линейных отклонений – до 16%; тормозного пути: до 6%).

6. Проведены расчетные исследования для оценки зависимости показателей устойчивости движения автомобиля в режиме торможения от величин продольных смещений нормальных реакций опорной поверхности на колеса при предварительном моделировании стандартных маневров. Доказано, что учет составляющих продольных сносов вертикальных реакций опорной поверхности на колеса существенно изменяет результаты расчета параметров траектории автомобиля при выполнении маневра «торможение в повороте», а именно, изменяются величины линейных отклонений до 1,5 раз и углы разворота автомобиля. При этом снижение значений общего продольного сноса реакций на колесах рассматриваемого автомобиля уменьшает линейные отклонения его задней оси, что способствует устойчивости движения. При выполнении других маневров параметры траектории автомобиля практически не зависят от учета сносов реакций при предварительном проекте моделировании. Дополнительно показано, что на расчетные значения тормозного пути автомобиля учет сносов не оказывает влияния ни при каких маневрах.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

– в изданиях, входящих в базу Scopus:

1. Golubeva, T.A. Finding New Component in Displacement of Normal Supporting Surface Reaction to Car Wheels / T.A. Golubeva, E.V. Balakina // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019) (Sochi, Russian Federation, March 25-29, 2019). Vol. I . – Cham (Switzerland): Springer Nature Switzerland AG, [2020]. – P. 855-863. – URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-030-22041-9_91. – (Book ser.: Lecture Notes in Mechanical Engineering – LNME).

2. Method for measuring the position of the normal reaction on the vehicle wheel / E.V. Balakina, T.A. Golubeva, I.V. Sergienko, D.S. Sarbaev // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 2061 (2021) 012036: International Conference on Actual Issues of Mechanical Engineering (AIME 2021) (Irkutsk, Russia, 02 June – 04 June, 2021): Proceedings / Irkutsk National Research Technical University. – [IOP Publishing], [2021]. – 9 p. – doi: 10.1088/1742-6596/2061/1/012036.

– в изданиях из перечня, рекомендуемого ВАК:

1. Балакина, Е.В. Необходимость моделирования динамики эластичного колеса машины с учётом составляющих сносов реакций опорной поверхности / Е.В. Балакина, Т.А. Голубева, Ю.Н. Козлов // Вестник машиностроения. - 2018. - № 2. - С. 16-20.

2. Балакина, Е.В. Положение зон разного трения в пятне контакта шины с дорогой и активная безопасность автомобиля / Е.В. Балакина, Т.А. Голубева, А.В. Мельников // Автомобильная промышленность. - 2016. - № 3. - С. 6-8.

3. Результаты расчёта оценочных параметров устойчивости движения автомобиля при учёте составляющих продольного смещения боковой и нормальной реакций опорной поверхности / Е.В. Балакина, Т.А. Голубева, А.В. Мельников, Ю.А. Бубнов // Научное обозрение. - 2017. - № 16. - С. 17-20.

4. Анализ и классификация моделей эластичного колеса / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов, А.П. Федин, Т.А. Голубева, Д.А. Марухин, А.В. Кочетков // Грузовик. - 2015. - № 10. - С. 10-16 + 3-я и 4-я стр. обл.

5. Балакина, Е.В. Исследование механизма влияния колёсной базы машины на устойчивость движения / Е.В. Балакина, Р.Р. Санжапов, Т.А. Голубева // Известия ВолгГТУ. Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 11. - Волгоград, 2015. - № 5 (165). - С. 5-10.

6. О разных трактовках понятия коэффициента сцепления шины с дорогой / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов, А.П. Федин, Т.А. Голубева // Известия ВолгГТУ. Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 12. - Волгоград, 2015. - № 6 (166). - С. 13-16.

7. Балакина, Е.В. Деформации эластичного колеса и их взаимосвязь со сносами реакций опорной поверхности / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов, Т.А. Сторчилова (Голубева) // Известия ВолгГТУ. Сер. Наземные транспортные системы. Вып. 9. - Волгоград, 2014. - № 19 (146). - С. 5-8.

- в других научных рецензируемых изданиях:

1. Балакина, Е.В. Составляющие продольного сноса нормальной реакции опорной поверхности на колесо (The longitudinal components of the normal reaction of the support surface to the wheel) / Е. В. Балакина, Т. А. Голубева, Д. С. Саббаев // Journal of Advanced Research in Technical Science (JARiTS) (USA). – 2019. – Issue 17, vol. 1. – P. 66-68.
2. Deformations of the elastic tyre and their interrelation with shifts of reactions of the basic surface / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов, Т.А. Сторчилова (Голубева) // Information Innovative Technologies (I2T) : materials of The International Scientific-Practical Conference (Prague, Czech Republic, April 24-28, 2017) / ed. by S.U. Uvaysov, I.A. Ivanov ; Moscow Technological Univ. (MIREA), Russian Centre of Science and Culture in Prague, Association of graduates and employees of AFEA named after prof. Zhukovsky [et al.]. - Moscow, 2017. - С. 522-525.
3. Голубева, Т.А. Деформации эластичного колеса и их взаимосвязи со сносом реакций опорной поверхности / Т.А. Голубева // Актуальные проблемы науки и техники глазами молодых учёных : мат. междунар. науч.-практ. конф. (г. Омск, 8-9 февр. 2016 г.) / ФГБОУ ВПО «Сибирская гос. автомобильно-дорожная академия (СибАДИ)». - Омск, 2016. - С. 242-244.
4. Балакина, Е.В. Экспериментальное измерение величины продольного смещения нормальной реакции опорной поверхности из-за упругих угловых деформаций эластичного колеса / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов, Т.А. Сторчилова (Голубева) // Проблемы механики совр. машин: матер. VI международной конференции (29 июня – 4 июля 2015 г.). Том 1. Секция «Динамика, прочность и надёжность машин» / Восточно-Сибирский гос. ун-т технологий и управления [и др.]. - Улан-Удэ, 2015. - С. 3-7.
5. Сторчилова (Голубева), Т.А. Анализ продольного сноса нормальной реакции твёрдой плоской опоры на эластичное колесо / Т.А. Сторчилова, Е.В. Балакина, Н.М. Зотов // Будущее машиностроения России: сб. докл. восьмой всерос. конф. молодых учёных и специалистов (г.Москва, 23-26 сент. 2015 г.) / Союз машиностроителей России, Московский гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана. - Москва, 2015. - С. 895-899.
6. Балакина, Е.В. О взаимосвязи реакций опорной поверхности на эластичное колесо и их смещений / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов, Т.А. Сторчилова (Голубева) // XXVI международная инновационно-ориентированная конференция молодых учёных и студентов. МИКМУС-2014 (г.Москва, 17-19 дек. 2014 г.): матер. конф. (аннотации докладов) / Ин-т машиноведения им. А.А. Благоднарова РАН [и др.]. - М., 2014. - С. 66.

Подписано в печать _____. Заказ № _____. Тираж 70 экз. Печ. л. ____.

Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная. Печать трафаретная.

Отпечатано в типографии ВолгГТУ

400005, Волгоград, просп. В. И. Ленина, 28, корпус 7