

*На правах рукописи*



**Батжаргал Нямбат**

**СИЛОВОЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ  
АМОРТИЗАТОРОВ АВТОМОБИЛЯ В ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ**

Специальность 2.9.5. Эксплуатация автомобильного транспорта

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Иркутск – 2024

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Иркутский национальный исследовательский технический университет»

**Научный руководитель**

**Федотов Александр Иванович**  
доктор технических наук, профессор,  
Заслуженный деятель науки РФ,  
ФГБОУ ВО «Иркутский национальный  
исследовательский технический  
университет», заведующий кафедрой  
Автомобильного транспорта

**Официальные оппоненты:**

**Енаев Александр Андреевич**  
доктор технических наук, профессор,  
ФГБОУ ВО «Псковский государственный  
университет», профессор кафедры  
Автомобильного транспорта (г. Псков)

**Гергенов Сергей Митрофанович**  
кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ  
ВО «Восточно-Сибирский государственный  
университет технологий и управления»,  
доцент кафедры «Автомобили» (г. Улан-Удэ)

**Ведущая организация:**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
образования «Курганский государственный  
университет» (г. Курган)

Защита состоится «24» декабря 2024 г. в 10 часов на заседании диссертационного совета ИРНТУ.05.01, созданного на базе ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет», по адресу: 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, корпус «К», конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» и на официальном сайте: <https://www.istu.edu/deyatelnost/nauka/dissertatsii/elementy/>

Отзывы на автореферат (два экземпляра, заверенные в установленном порядке) направлять в адрес диссертационного совета ИРНТУ.05.01:

**664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83, каб. К-115;**

e-mail: [ds.05.01@istu.edu](mailto:ds.05.01@istu.edu); телефон: **8-(3952) 40-56-89**; факс: **8-(3952) 40-56-89**

Автореферат разослан: «01» ноября 2024 г.

Ученый секретарь диссертационного  
совета, кандидат технических наук



Яньков Олег Сергеевич

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность научного исследования.** Благодаря способности обеспечивать перевозку людей и грузов «от двери» - «до двери» автотранспортные средства (АТС) стали наиболее распространенным видом транспорта. При этом АТС остаются самым опасным транспортом современности. Статистика дорожно-транспортных происшествий (ДТП) в Российской Федерации за 2023 показывает их рост на 4,5%, а рост зарегистрированных ДТП в Монголии составил 6,7 %. В России в ДТП погибло более 14500 человек, пострадало более 166500 человек. В Монголии погибло 539 человек, пострадало более 2874 человек. При численности жителей Монголии чуть более 3,4 млн. человек, это значительные цифры.

Всё больше ДТП сопровождается потерей АТС устойчивости с заносом, неконтролируемым изменением траектории движения и опрокидыванием. Отклонение АТС от заданного направления движения и потеря курсовой устойчивости является одной из наиболее распространённых причин ДТП. Оно наступает вследствие недостаточности сил сцепления шин АТС с дорогой, когда внешние боковые силы превышают силы сцепления колес с дорогой. Совершенствование конструкции транспортных средств (ТС) позволяет улучшать их характеристики управляемости и устойчивости, повышать безопасную скорость движения и ускорение.

Способность шин обеспечивать их сцепление с дорогой зависит от многих конструктивных и внешних факторов. Основными из этих факторов являются характеристики подвески АТС, тип и техническое состояние шин, а также вид и состояние дорожного покрытия.

Очень важным фактором, влияющим на стабильность контакта шин с дорожным покрытием, является техническое состояние амортизаторов. В условиях эксплуатации техническое состояние амортизаторов ухудшается и со временем они теряют способность обеспечивать стабильный контакт шин с дорогой. Это приводит к снижению способности шин создавать боковые и продольные реакции в контакте с опорной поверхностью дороги. При высоких скоростях движения АТС на дорогах с низким коэффициентом сцепления это приводит к потере их курсовой устойчивости, боковому заносу и, в конечном итоге, к ДТП.

С позиции обеспечения активной безопасности АТС амортизаторы являются одними из наиболее важных аппаратов систем поддрессоривания. Но, как показывает выполненный обзор публикаций, в процессе проведения технических осмотров АТС, как в России, так и в Монголии, не учитывают работоспособность амортизаторов и их влияние на показатели курсовой устойчивости автотранспортных средств.

Многочисленные попытки разработки методов, позволяющих выполнять контроль технического состояния амортизаторов в дорожных условиях оперативно и с учетом их способности обеспечивать устойчивость АТС, вступают в противоречие с отсутствием знаний о функциональных связях технического состояния амортизаторов с показателями способности шин создавать боковые реакции с дорогой, а также с параметрами, характеризующими устойчивость управляемого движения автотранспортных средств.

Поэтому, решение задачи повышения устойчивости автотранспортных средств в условиях эксплуатации, на основе силового метода контроля технического состояния амортизаторов, в условиях дорожных возмущений с учетом бокового сцепления шин АТС с дорогой, приобретает актуальность. Решение этой научно-технической задачи обеспечит возможность значительного повышения таких важных эксплуатационных свойств АТС как устойчивость их управляемого движения и активная безопасность.

### **Степень разработанности темы исследования**

Вопросам повышения активной безопасности АТС, их устойчивости и управляемости посвящены многочисленные труды ученых России и зарубежья. Глубоко проработаны вопросы теории устойчивости и управляемости АТС на этапе их проектирования. Хорошо проработаны вопросы теории и практики обеспечения активной и пассивной безопасности АТС, вопросы контроля устойчивости и управляемости АТС в процессе полигонных и дорожных испытаний.

Разработаны теоретические основы контроля технического состояния подвески и амортизаторов АТС. Большой вклад в вопросы повышения активной безопасности АТС, их устойчивости и управляемости внесли научные коллективы таких учреждений как НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ»,

ФГБОУ ВО МАДИ, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Волгоградского ГТУ, Владимирского ГУ, Братского ГУ, МАМИ, Магнитогорского ГТУ им. Г.И. Носова, СПбГАСУ, СибАДИ и многих других.

Анализ публикаций показывает:

Во-первых, в условиях эксплуатации, при проведении технического осмотра АТС, контроль технического состояния подвески и амортизаторов не проводится. Это негативно отражается на показателях устойчивости АТС.

Во-вторых, в условиях эксплуатации отсутствуют оперативные методы и доступные для СТО средства контроля технического состояния амортизаторов АТС, способные гарантированно обеспечивать их устойчивость.

В-третьих, стремление создать эффективные методы контроля технического состояния амортизаторов, вступает в противоречие с недостатком знаний о закономерностях влияния их работоспособности на силовые параметры, определяющие устойчивость движения АТС в процессе переезда их колёсами единичной неровности и действии боковой силы.

**Цель исследования.** Повышение устойчивости автотранспортных средств в условиях эксплуатации на основе контроля технического состояния амортизаторов, учитывающего их влияние на силовые параметры, определяющие устойчивость движения АТС.

**Научная гипотеза.** Устойчивость автотранспортных средств в условиях эксплуатации можно значительно повысить, если регулярно контролировать техническое состояние амортизаторов, в процессе их движения по круговой траектории с заданной скоростью и переезда колёсами единичной неровности, с измерением силовых параметров, определяющих устойчивость АТС.

**Объект исследования.** Сложный физический процесс формирования силовых параметров, определяющих устойчивость движения АТС по круговой траектории с заданной скоростью и переездом колёсами единичной неровности, с учетом влияния на него технического состояния амортизаторов.

**Предмет исследования.** Зависимости силовых параметров, определяющих устойчивость движения АТС, от параметров технического состояния амортизаторов, в процессе его движения по круговой траектории, действии боковой силы заданной величины и переезда колёсами единичной неровности.

**Задачи исследования:**

1. Выполнить анализ влияния технического состояния амортизаторов на силовые параметры, определяющие устойчивость движения АТС, их активную безопасность и обосновать необходимость регулярного контроля способности амортизаторов обеспечивать устойчивость автотранспортных средств в условиях эксплуатации.

2. Разработать математическую модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога», позволяющую исследовать влияние технического состояния амортизаторов на силовые параметры, определяющие устойчивость движения АТС в процессе переезда их колёсами единичной неровности и действии боковой силы заданной величины;

3. Выявить функциональные зависимости, отражающие влияние технического состояния амортизаторов на силовые параметры, определяющие устойчивость движения АТС, в процессе переезда его колёсами единичной неровности и действии боковой силы заданной величины, а также их нормативные значения;

4. На основе выявленных функциональных зависимостей разработать силовой метод контроля технического состояния амортизаторов в дорожных условиях с измерением силовых параметров, определяющих устойчивость движения АТС;

5. Выполнить производственную проверку результатов научного исследования и дать им оценку.

**Научная новизна и теоретическая значимость исследования:**

1. Разработана математическая модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога», включающая уравнения динамического равновесия масс АТС и его систем поддрессорования, неравенства и уравнения, описывающие техническое состояние амортизаторов, фрикционные характеристики сцепления шин с опорной поверхностью, упругие и демпфирующие характеристики под-

вески и стабилизаторов поперечной устойчивости, *отличающаяся тем, что она* включает математические описания *силовых параметров, определяющих устойчивость* движения АТС, движущегося под действием боковой силы с переездом колёсами единичной неровности и отрывом шин от опорной поверхности;

2. Установлены *силовые параметры*  $\hat{\varphi}_{y1}$  и  $\hat{\varphi}_{y2}$ , которые позволяют определять техническое состояние амортизаторов в дорожных условиях, *отличающиеся тем, что они определяются как средние значения реализованного бокового коэффициента сцепления переднего и заднего (по радиусу поворота АТС) наружных колес после переезда ими единичной неровности;*

3. Установлены *функциональные зависимости*  $\hat{\varphi}_{y1} = f(\chi_1)$  и  $\hat{\varphi}_{y2} = f(\chi_2)$ , *отличающиеся тем, что* описывающие их уравнения отражают влияние технического состояния амортизаторов на способность шин обеспечивать их контакт с опорной поверхностью в условиях дорожных возмущений, вызванных переездом колёс единичной неровности при одновременном действии на АТС боковой силы.

**Практическая значимость исследования.** Разработанный силовой метод контроля технического состояния амортизаторов автомобилей в условиях эксплуатации (имеются акты внедрения на предприятиях Автосервис «Диагностик тув» и ООО «Гавшай тээвэр» г. Эрдэнэт, Монголия), а также реализующее его оборудование позволят центрам инструментального контроля значительно повысить качество контроля технического состояния подвески, сократить трудовые и временные потери на поиск неисправностей в её элементах, повысить устойчивость и активную безопасность АТС. Разработанное оборудование позволяет экспертным организациям количественно оценивать техническое состояние амортизаторов, а также устойчивость и управляемость АТС.

#### **Методология и методы исследования:**

Планирование проводимых экспериментальных исследований выполняли на основе статистической теории планирования экспериментов;

Обработку результатов исследования, а также оценку адекватности разработанной математической модели исследуемого процесса, выполняли на основе теории вероятности, математической статистики, регрессионного анализа и метода наименьших квадратов;

Аналитические исследования системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» базировались на основных положениях теоретической механики, теории эксплуатационных свойств АТС, методах интегрального и дифференциального исчисления, а также на численных методах. При этом расчетно-экспериментальное моделирование исследуемых процессов выполняли в программных средах: Scilab; Simulink; Microsoft Excel.

В процессе экспериментального исследования технических характеристик амортизаторов, снятых с АТС, а также фрикционных характеристик шин были использованы стендовые методы;

Экспериментальные исследования показателей, характеризующих устойчивость и управляемость АТС, выполняли на основе экспериментальных дорожных методов исследования движения с использованием поверенного цифрового измерительного оборудования фирмы L-Card.

#### **Научные положения, выносимые на защиту:**

1) Математическая модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога», позволяет аналитически исследовать влияние технического состояния амортизаторов на боковые реакции в пятнах контакта шин с опорной поверхностью дороги, а также на *силовые параметры, определяющие устойчивость* движения АТС, в процессе переезда колёсами единичной неровности и действии боковой силы заданной величины. Модель впервые учитывает влияние на величину боковых реакций шин в пятнах их контакта с дорогой технического состояния амортизаторов, а также неустановившегося увода шин, при их отрыве и последующем контакте с дорогой;

2) Научно обоснованные *силовые параметры*  $\hat{\varphi}_{yi}$  как средние (за процесс взаимодействия шин с измерительными платформами) значения реализованного бокового сцепления шин, учитывают влияние технического состояния амортизаторов на величину боковых реакций в пятнах их контакта шин и на устойчивость движения АТС;

3) Установленные *функциональные зависимости*  $\hat{\varphi}_{yi} = f(\chi_i)$  *силовых параметров*  $\hat{\varphi}_{yi}$  и их нормативные значения  $[\hat{\varphi}_{yi}]$  позволяют с высокой эффективностью выполнять контроль технического состояния амортизаторов в дорожных условиях;

4) Разработанный *силовой метод*, реализующий *тестовый режим* в виде движения АТС с постоянной скоростью 40 км/час по окружности, радиусом 15 метров, в условиях действия боковой центробежной силы, с переездом колесами через единичную неровность, предусматривающий измерение реакций в пятнах контактов шин, расчет *силовых параметров*  $\hat{\phi}_{yij}$ , а также использование выявленных функциональных зависимостей  $\hat{\phi}_{yi} = f(\chi_i)$  и нормативных значений  $[\hat{\phi}_{yi}]$ , позволяет значительно повысить качество контроля технического состояния амортизаторов, а также устойчивость АТС в условиях эксплуатации.

**Степень достоверности результатов исследования обоснована:**

- надежным статистическим материалом, полученным в ходе длительных экспериментальных исследований процесса функционирования амортизаторов и бокового сцепления шин с опорной поверхностью дороги, при движении АТС с постоянной скоростью по окружности с переездом колёсами единичной неровности, при варьировании технического состояния амортизаторов, который позволил провести его тщательный качественный и количественный анализ;
- валидностью использованных в работе методик и полученных результатов исследования, поставленным в работе задачам;
- использованием поверенного измерительного оборудования с высокими метрологическими показателями;
- большим массивом полученного экспериментального материала;
- непротиворечивостью полученных результатов и выводов, результатам и выводам ранее проведенных исследований.

**Апробация результатов работы**

В период с 2020 по 2024 г. результаты исследований были рассмотрены и одобрены на: 110-й Международной научно технической конференции ААИ «Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации», ИРНИТУ, Иркутск, 02–04 июня 2021 г.; 80-й научно-методической и научно исследовательской конференции МАДИ «Актуальные вопросы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта», МАДИ, Москва, 25–26 января 2022 г.; 81-й Международной научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, Москва, 30 января – 3 февраля 2023; 116-й Международной научно технической конференции ААИ «Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации», ВСГУТУ и ИРНИТУ, Улан-Удэ, 12–15 сентября 2023 г.; 82-й Международной научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, Москва, 29 января–2 февраля 2024 г.

**Публикации.** Содержание и основные положения диссертации отражены в 14 опубликованных печатных трудах, объемом 6,38 усл. п. л., (автору принадлежит 5,12 усл. п. л.), из которых 4 публикации в изданиях из Перечня ВАК РФ, 1 публикация в издании из реферативной базы Scopus, 1 патент на полезную модель, 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

**Структура и объем работы.** Рукопись научно-квалификационной работы представлена на 190 страницах формата А4, через полтора интервала, размером шрифта 14 пунктов. Её содержание включает разделы: введение; 4 главы; заключение, содержащее основные результаты и выводы; список использованных источников, включающий 269 наименований, в том числе 14 на иностранных языках, содержит 16 таблиц, 56 рисунков; 4 приложения с материалами результатов исследований и их внедрения.

**СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** приведено обоснование актуальности темы научного исследования, изложена общая характеристика работы, цель и задачи научного исследования, степень разработанности темы исследования, степень достоверности её результатов, методы исследования, основные защищаемые научные положения, приведена информация о структуре диссертации и автореферата, а также об апробации работы.

**В первой главе** проведен анализ методов контроля технического состояния амортизаторов и подвески АТС. Дан анализ вопросам повышения активной безопасности АТС, их устойчивости и управляемости. Им посвятили свои труды ученые России и зарубежья, такие как: Антонов Д.А., Ахметшин А.М., Бахмутов С.В., Ветчинкин В.П., Гинцбург Л.Л., Горелик А.М., Жуковский Н.Е.,

Зимелев Г.В., Илларионов В.А., Иванов А.М., Келлер А.В., Кнороз В.И., Кленников В.М., Кристальный С.Р., Литвинов А.С., Малюгин П.Н., Певзнер Я.М., Пчелин И.К., Ревин А.А., Тарутин А.А., Хачатуров А.А., Чудаков Е.А., Фалькевич Б.С., Юрчевский А.А., Aparicio A., Alice Haskins, J. Ellis, Raymond J. Kiefer, Jonathan M. Hankey и многие другие.

Значительное развитие получили вопросы теории устойчивости и управляемости АТС на этапе их проектирования. Значительно проработаны вопросы теории и практики обеспечения активной и пассивной безопасности АТС, вопросы контроля показателей устойчивости и управляемости АТС в процессе полигонных и дорожных испытаний.

Выполнен анализ публикаций, посвященных вопросам контроля технического состояния подвески и амортизаторов АТС. Разработка теоретических основ контроля технического состояния подвески и амортизаторов АТС связаны с именами таких ученых как: Аринин И.Н., Бахмутов С.В., Васильев В.И., Волошин Ю.Л., Воропаев Г.А., Говорущенко Н.Я., Гридасов Г. Г., Гришкевич А.И., Гун И.Г., Гурьянов М.В., Даллакян Ю.Н., Дембаремдикер А.Д., Енаев А.А., Ендачев С.Е., Ечеистов Ю.А., Жигарев, В.П., Иванов А.М., Кашуба Б.П., Кирса В.И., Кнороз В.И., Копилевич Э.В., Косолапов Г.М., Крамаренко Г.В., Кузнецов Н.Ю., Литвинов А.С., Лысенко А.В., Михлин В.М., Мирошников Л.В., Новиков А.Н., Павлов Б.В., Пархиловский И.Г., Певзнер Я.М., Порхаев В.Г., Рампель Й., Ротенберг Р.В., Рыков С.П., Рязанцев В.А., Скиндер И.Б., Степанов И.С., Федотов А.И., Фуфаев И.А., Хачатуров А.А., Чудаков Е.А., Н. Цимбалин В.Б., Яценко Н.Н., Arpetaur M., Carbon C., Gethoffen, F.H. Lange, Lehr E, Marquard E., R Rabiner, Pacejka H.V., Zeransci P. и многих других.

Большой вклад в вопросы повышения активной безопасности АТС, их устойчивости и управляемости внесли научные коллективы таких учреждений как НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», ФГБОУ ВО МАДИ, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Волгоградский ГТУ, Владимирский ГУ, Братский ГУ, МАМИ, ИРНИТУ, ВСГУТУ, Псковский ГУ, Магнитогорский ГТУ им. Г.И. Носова, СПбГАСУ, СибАДИ и многих других.

Анализ публикаций показывает, что в России и в Монголии в условиях эксплуатации АТС контроль технического состояния подвески и амортизаторов при проведении технического осмотра не производится. При этом именно подвеска и в том числе амортизаторы, обеспечивает качество контакта колес с дорогой. Тем самым работа подвески значительно влияет на активную безопасность АТС. Установлено, что в условиях эксплуатации отсутствуют оперативные методы и доступные для СТО средства контроля технического состояния подвески и амортизаторов, учитывающие их влияние на способность шин обеспечивать устойчивость управляемого движения АТС.

Стремление создать эффективные методы контроля технического состояния подвески и амортизаторов АТС, вступает в противоречие с недостатком знаний о закономерностях влияния их работоспособности на характеристики бокового сцепления шин с дорогой, а также на показатели курсовой устойчивости АТС, движущегося под действием боковой силы в условиях дорожных возмущений. Обоснована необходимость проведения научного исследования с целью разработки эффективного силового метода контроля технического состояния амортизаторов с учетом устойчивости АТС. В заключение главы сформулированы выводы, а также цель и задачи исследования.

**Вторая глава** посвящена разработке теоретических предпосылок силового метода контроля технического состояния амортизаторов АТС в дорожных условиях на основе измерения боковых и нормальных реакций. Для решения поставленных в работе задач разработана математическая модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога», позволяющая исследовать силовые параметры бокового сцепления шин с опорной поверхностью дороги, их влияние на устойчивость АТС в процессе переезда колёсами единичной неровности и действии боковой силы заданной величины.

Математическая модель учитывает влияние на исследуемый процесс технического состояния амортизаторов. Она позволяет выполнять аналитические исследования влияния функциональных характеристик амортизаторов на изменение реакции в контакте шин с дорогой, определяющих устойчивость АТС, в процессе его движения под действием центробежной (боковой) силы и переезде через единичную неровность.

Для разработки метода контроля амортизаторов в дорожных условиях, были проанализированы виды и параметры тестовых воздействий на объект исследования. Тестовое воздействие на АТС в рамках данного метода включает два одновременных процесса – движение АТС под действием

боковой силы заданной величины, а также возмущения, действующие на колеса АТС в виде колебаний нормальной нагрузки на них.

Заданную величину боковой силы обеспечивали посредством движения АТС по окружности заданного радиуса  $r$  с заданной скоростью  $V_a$ . Это обеспечит действие на АТС центробежной силы, величину которой можно определить по формуле:

$$F_{цб} = \frac{m_a \cdot V_a^2}{r}, \quad (1)$$

где:  $m_a$  - снаряженная масса автомобиля;  $v_a$  - скорость автомобиля;  $r$  - радиус окружности, по которой движется АТС.

Возмущения, действующие на колеса, должны способствовать возбуждению затухающих колебаний неподрессоренных масс с амплитудами, которые обеспечивают высокую чувствительность измеряемых параметров устойчивости АТС к изменению параметров технического состояния его амортизаторов. При этом длина единичной неровности должна быть значительно меньше, чем длина пятна контакта шины с дорожным покрытием.

Для разработки математической модели исследуемого процесса была разработана структурная схема системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога», (см. рис. 1).

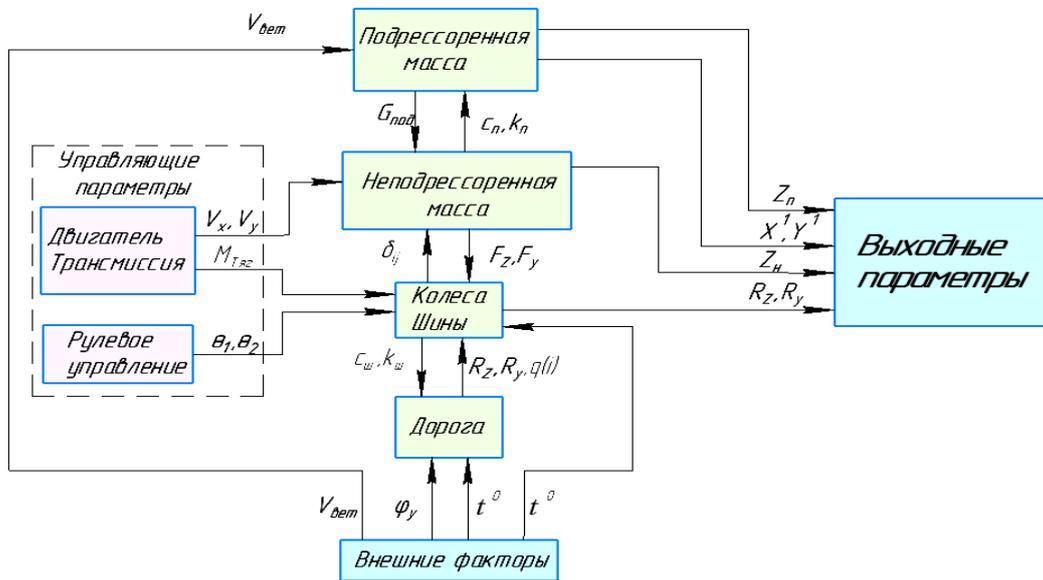


Рис. 1. Детализированная структурная схема процесса функционирования системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога»

Структурная схема (рис. 1) позволила представить связи между элементами исследуемого процесса и на этой основе разработать его математическую модель. На основе этой схемы были записаны функционалы для боковых и нормальных реакций, действующих со стороны дороги на шину в пятне её контакта, в виде:

$$R_{yij} = F[m_p, V_x, V_y, q_0, l_0, F_{Cп}, F_{Ka}, F_{Cш}, F_{Kш}, F_{ст}, \delta, \theta_1, \theta_2, R_{zij}, C_{sy}, \varphi_y, f_0] \quad (2)$$

$$R_{zij} = F[m_p, V_x, q_0, l_0, F_{Cп}, F_{Ka}, F_{ст1}, F_{ст2}, F_{Cш}, F_{Kш}, \theta_1, \theta_2] \quad (3)$$

где:  $R_{yij}$  – боковые реакции, действующая на шины колес АТС от дороги, [Н];  
 $R_{zij}$  – нормальные реакции, действующие на шины колес АТС от дороги, [Н];  
 $m_p$  – поддрессоренная масса АТС, [кг];  
 $V_x, V_y$  – продольная и боковая составляющие скорости АТС, [м/с];  
 $q_0, l_0$  – геометрические параметры микро-профиля дороги (высота, длина), [м];  
 $F_{Cп}, F_{Ka}$  – упругая и демпфирующая силы подвески, [Н];  
 $F_{Cш}, F_{Kш}$  – упругая и демпфирующая сила шины, [Н];  
 $\theta_1, \theta_2$  – углы поворота управляемых колес, [рад.];  
 $F_{ст}$  – сила сопротивления поперечной стабилизатора, [Н];  
 $\delta$  – угол увода колеса, [рад.];

$C_{sy}$ – коэффициент бокового проскальзывания шины, [Н/м];

$\varphi_y$ – коэффициент бокового сцепления шины;

$f_6$ – коэффициент снижения фрикционных свойств шины в блоке.

Была составлена расчетная схема АТС, включающая подрессоренную массу с шестью степенями свободы, а также четыре неподдресоренных массы, связанных с массой подрессоренной упругими и демпфирующими элементами подвески (см. рис. 2).

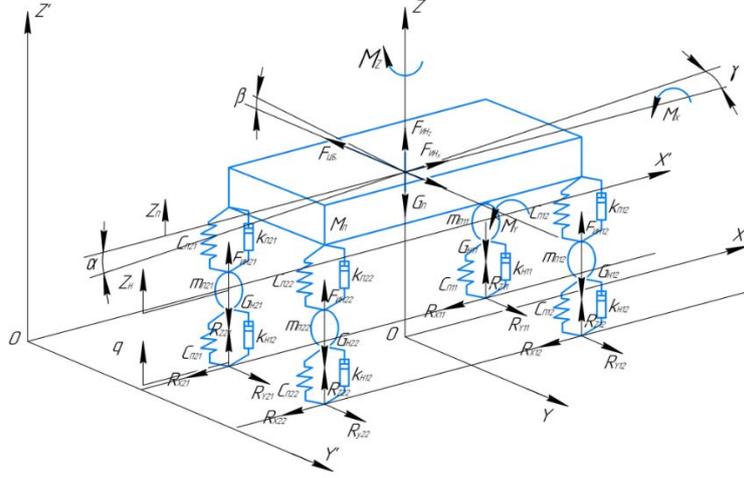


Рис. 2. Пространственная схема автомобиля как колебательной системы, в подвижной системе координат XYZ, перемещающейся относительно неподвижной системы координат X'Y'Z'

На основании расчетной схемы (рис. 2) были составлены дифференциальные уравнения, описывающие процесс движения подрессоренной массы АТС относительно неподвижной системы координат X'Y'Z', а также её колебаний относительно плоскости XOZ.

$$\begin{aligned} m_n(\ddot{x} + \dot{\alpha}z - \dot{\gamma}y) &= \sum F_x; & J_y\ddot{\alpha} + (J_x - J_z)\dot{\beta}\dot{\gamma} &= \sum M_y \\ m_n(\ddot{z} + \dot{\beta}y - \dot{\alpha}x) &= \sum F_z; & J_x\ddot{\beta} + (J_z - J_y)\dot{\gamma}\dot{\alpha} &= \sum M_x \\ m_n(\ddot{y} + \dot{\gamma}x - \dot{\beta}z) &= \sum F_y; & J_z\ddot{\gamma} + (J_y - J_x)\dot{\alpha}\dot{\beta} &= \sum M_z \end{aligned} \quad (4)$$

где:  $m_n$  - масса подрессоренной части АТС;

$\alpha$  - угол поворота подрессоренной массы АТС относительно оси OY;

$\dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$  - угловая скорость и ускорение подрессоренной массы относительно оси OY;

$\ddot{z}$  - проекция вектора ускорения подрессоренной массы на вертикальную ось OZ;

$\dot{x}$  - проекция вектора продольной скорости подрессоренной массы на ось OX;

$J_x, J_y, J_z$  - осевой момент инерции кузова;

$\sum F_z$  - сумма проекций сил на ось OZ;

$\sum F_x$  - сумма проекций сил на ось OX;

$\sum F_y$  - сумма проекций сил на ось OY;

$\sum M_x$  - суммы моментов от сил относительно оси OX;

$\sum M_y$  - суммы моментов от сил относительно оси OY;

$\sum M_z$  - суммы моментов от сил относительно оси OZ.

Далее, согласно законам теоретической механики были составлены уравнения сумм проекций сил на оси OX, OY и OZ:

$$\sum F_x = R_{x11}\cos\theta_1 + R_{x12}\cos\theta_2 - R_{y11}\sin\theta_1 - R_{y12}\sin\theta_2 + R_{x21} + R_{x22} \quad (5)$$

$$\frac{d^2x_n}{dt^2} = \frac{dy_n}{dt} \frac{dy_n}{dt} - \frac{d\alpha_n}{dt} \frac{dz_n}{dt} + \frac{-R_{y11}\sin\theta_1 - R_{y12}\sin\theta_2}{m_n}, \quad (6)$$

$$\sum F_y = R_y\cos\theta_1 - R_{y12}\cos\theta_2 + R_{y21} + R_{y22}, \quad (7)$$

$$\frac{d^2y_n}{dt^2} = \frac{d\beta_n}{dt} \frac{dz_n}{dt} - \frac{dy_n}{dt} \frac{dx_n}{dt} + \frac{R_{y11}\cos\theta_1 + R_{y12}\cos\theta_2 + R_{y21} + R_{y22}}{m_n}, \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \sum F_z = & m_{\Pi}g + c_{\Pi 11}(z_{\Pi 11} - z_{H11}) + k_{\Pi 11} \left( \frac{dz_{\Pi 11}}{dt} - \frac{dz_{H11}}{dt} \right) + c_{\Pi 12}(z_{\Pi 12} - z_{H12}) + \\ & + k_{\Pi 12} \left( \frac{dz_{\Pi 12}}{dt} - \frac{dz_{H12}}{dt} \right) + c_{\Pi 21}(z_{\Pi 21} - z_{H21}) + k_{\Pi 21} \left( \frac{dz_{\Pi 21}}{dt} - \frac{dz_{H21}}{dt} \right) + \\ & + c_{\Pi 22}(z_{\Pi 22} - z_{H22}) + k_{\Pi 22} \left( \frac{dz_{\Pi 22}}{dt} - \frac{dz_{H22}}{dt} \right), \end{aligned} \quad (9)$$

$$\frac{d^2 z_{\Pi}}{dt^2} = \frac{d\alpha_{\Pi}}{dt} \frac{dx_{\Pi}}{dt} - \frac{d\beta_{\Pi}}{dt} \frac{dy_{\Pi}}{dt} - g + \left( \begin{array}{c} c_{\Pi 11}(z_{\Pi 11} - z_{H11}) + k_{\Pi 11} \left( \frac{dz_{\Pi 11}}{dt} - \frac{dz_{H11}}{dt} \right) + \\ c_{\Pi 12}(z_{\Pi 12} - z_{H12}) + k_{\Pi 12} \left( \frac{dz_{\Pi 12}}{dt} - \frac{dz_{H12}}{dt} \right) + \\ c_{\Pi 21}(z_{\Pi 21} - z_{H21}) + k_{\Pi 21} \left( \frac{dz_{\Pi 21}}{dt} - \frac{dz_{H21}}{dt} \right) + \\ c_{\Pi 22}(z_{\Pi 22} - z_{H22}) + k_{\Pi 22} \left( \frac{dz_{\Pi 22}}{dt} - \frac{dz_{H22}}{dt} \right) \end{array} \right) / m_{\Pi}, \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \sum M_x = & \left( \begin{array}{c} \left( c_{\Pi 11}(z_{\Pi 11} - z_{H11}) + k_{\Pi 11} \left( \frac{dz_{\Pi 11}}{dt} - \frac{dz_{H11}}{dt} \right) \right) - \\ \left( c_{\Pi 12}(z_{\Pi 12} - z_{H12}) + k_{\Pi 12} \left( \frac{dz_{\Pi 12}}{dt} - \frac{dz_{H12}}{dt} \right) \right) \end{array} \right) \cdot \frac{S_1}{2} + \\ & + \left( \begin{array}{c} \left( c_{\Pi 21}(z_{\Pi 21} - z_{H21}) + k_{\Pi 21} \left( \frac{dz_{\Pi 21}}{dt} - \frac{dz_{H21}}{dt} \right) \right) - \\ - \left( c_{\Pi 22}(z_{\Pi 22} - z_{H22}) + k_{\Pi 22} \left( \frac{dz_{\Pi 22}}{dt} - \frac{dz_{H22}}{dt} \right) \right) \end{array} \right) \cdot \frac{S_2}{2} - \\ & - \left( \begin{array}{c} R_{y21} + R_{y22} - R_{y11} \cos \theta_1 - \\ - R_{y12} \cos \theta_2 + \end{array} \right) (h_g + z_{\Pi} - z_{CT} - z_{dij}) \end{aligned} \quad (11)$$

Аналогичные уравнения составлены для вычисления сумм моментов, действующих на подрессоренную массу, относительно осей  $OY$  и  $OZ$ , а также уравнения для вычисления её угловых ускорений относительно осей  $OX'$ ,  $OY'$  и  $OZ'$ .

Составлена расчетная схема кинематики подвески для описания динамических процессов колебаний подрессоренных и непрессоренных масс АТС (рис. 3).

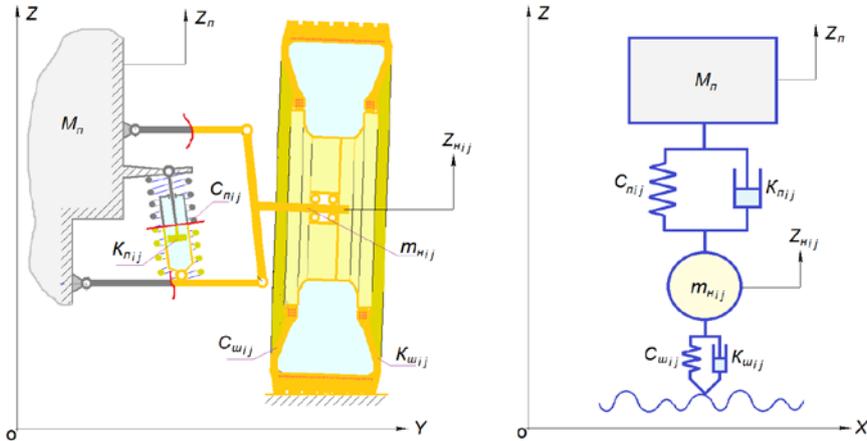


Рис. 3. Схемы кинематики подвески для расчета динамических процессов колебаний подрессоренных  $M_{\Pi}$  и непрессоренных  $m_{\Pi ij}$  масс АТС относительно оси  $OZ$

На основе расчетной схемы (рис. 3) было составлено дифференциальное уравнение, позволяющее описывать динамику колебаний непрессоренных масс  $m_{\Pi ij}$  АТС вдоль оси  $OZ$ :

$$m_{\Pi ij} \frac{d^2 z_{\Pi ij}}{dt^2} = -m_{\Pi ij}g + c_{\Pi ij}(z_{\Pi ij} - z_{Hij}) + k_{\Pi ij} \left( \frac{dz_{\Pi ij}}{dt} - \frac{dz_{Hij}}{dt} \right) - c_{w ij}(q_{ij} - z_{Hij}) - k_{w ij} \left( \frac{dq_{ij}}{dt} - \frac{dz_{Hij}}{dt} \right) \quad (12)$$

Расчет составляющих вектора движения АТС по круговой траектории выполняли с использованием уравнений вида:

$$V_x = \frac{dx_{\Pi}}{dt} \cdot \cos \gamma - \frac{dy_{\Pi}}{dt} \cdot \sin \gamma \quad \text{и} \quad V_y = \frac{dx_{\Pi}}{dt} \cdot \sin \gamma + \frac{dy_{\Pi}}{dt} \cdot \cos \gamma \quad (13)$$

Расчету фрикционных характеристик эластичных шин в боковом направлении уделено особое внимание, поскольку в процессе движения АТС по круговой траектории, колебания нормальной

нагрузки на колесах могут вызывать отрыв шин от их контакта с дорогой. Поэтому расчеты выполняли на основе математического описания, предложенного в работе А.Б. Дика:

$$R_y = R_{z,ss} \cdot \varphi_{y\max} \cdot \sin(a \cdot \arctan(b \cdot S)) \quad (14)$$

где:  $R_{z,ss}$  – нормальная реакция, действующая на шину от опорной поверхности, [Н];

$\varphi_{y\max}$  – максимальный коэффициент бокового сцепления шины с опорной поверхностью;

$a$  и  $b$  – коэффициенты Магической функции А.Б. Дика;

$S$  – боковое проскальзывание шины, которое рассчитывали по формуле:

$$S = \sin \delta_c \quad (15)$$

где:  $\delta_c$  – угол увода шины при стационарном режиме качения колеса.

После отрыва шины от дороги следует её контакт с дорогой. Он сопровождается неустановившимся уводом шины, при котором происходит монотонное нарастание её боковой реакции  $R_y$ , названное процессом *релаксации шины*. Учет релаксации шины выполняли на основе её струнной модели. Скорость релаксации рассчитывали согласно дифференциальному уравнению:

$$\frac{dv}{ds} = \delta - \frac{v}{L_{oy}^*} \quad (16)$$

где:  $\frac{dv}{ds}$  – производная бокового отклонения  $v$  струны на передней кромке пятна контакта по пути  $s$  его центра;  $\delta$  – угол увода;  $L_{oy}^*$  – длина пересечения, учитывающая работу протектора в боковом направлении.

Используя дифференциальное уравнение (16), вычисляли величину отклонения  $v$  и определяли эквивалентный угол увода  $\delta'$  по формуле:

$$\delta' = \frac{v}{L_{oy}^*} \quad (17)$$

Заменяя в формулах (14 и 15) угол увода  $\delta_c$  на  $\delta'$ , а нормальную реакцию  $R_{z,ss}$  на  $R_z$  определяли величину боковой реакции  $R_y$  шины при нестационарном режиме изменения нормальной нагрузки  $R_z$ . При этом длину пересечения  $L_{oy}^*$ , учитывающую работу протектора в боковом направлении определяли по формуле:

$$L_{oy}^* = \frac{L_{oy}(F_z)}{C_{sy}(F_z)} \frac{R_y}{\delta'} \quad (18)$$

где:  $L_{oy}(F_z)$  и  $C_{sy}(F_z)$  – функции изменения длины релаксации и жесткости бокового проскальзывания шины от её нормальной нагрузки  $R_{z,ss}$ .

Расчет нормальной реакции  $R_z$ , действующей на шину со стороны дороги выполняли, как:

$$R_z = \left( c_{ш} \cdot (z_{nij} - z_{дij}) + k_{ш} \cdot \left( \frac{dz_{nij}}{dt} - \frac{dz_{дij}}{dt} \right) \right) \cdot p_{от}, [Н] \quad (19)$$

где:  $c_{ш}$  – жесткость шины;  $(z_{nij} - z_{дij})$  – деформация шины;  $k_{ш}$  – коэффициент неупругого сопротивления шины;  $\left( \frac{dz_{nij}}{dt} - \frac{dz_{дij}}{dt} \right)$  – скорость деформации шины;  $p_{от}$  – признак отрыва шины от дороги.

В математическом описании процесса переезда колесом единичной неровности учитывали сглаживающую способность шины по известной зависимости:

$$q_i = \frac{q_0}{2} \left( 1 - \cos \left( \frac{2\pi t q}{T} \right) \right), [М] \quad (20)$$

где:  $q_0$  – максимальное значение ординаты профиля дороги с единичной неровностью;

$t_q$  – время, от момента начала взаимодействия шины с единичной неровностью;

$T$  – период гармонической функции (20), описывающей профиль дороги:

$$T = \frac{l_0}{V_x}, [с] \quad (21)$$

где:  $l_0$  – длина профиля единичной неровности;  $V_x$  – линейная скорость центра колеса.

В математическом описании рабочей характеристики гидравлического амортизатора учитывали её несимметричность на ходе сжатия и на ходе отбоя. Сила  $F_a$  его сопротивления была описана при помощи кусочно-линейной функции вида:

$$F_a = \begin{cases} F_{a1}(V_a), & V_1 \leq V_a \leq 0 \\ F_{a2}(V_a), & 0 \leq V_a \leq V_2 \end{cases}, [Н] \quad (22)$$

Скорость перемещения поршня амортизатора  $V_a$  определяли как первую производную от перемещения  $\Delta z$  неподрессоренных масс АТС, относительно поддрессоренной массы вдоль оси  $OZ$ :

$$V_a = \frac{d\Delta z}{dt}, [\text{м/с}] \quad (23)$$

Поскольку целью исследования является *контроль технического состояния амортизаторов*, то в данной главе были предложены количественные показатели технического состояния *установленного на АТС* амортизатора. Для их расчета сначала рассчитывали мощности сопротивления, создаваемые амортизатором за один цикл на ходе сжатия  $N_{\text{сж}}$  и на ходе отбоя  $N_{\text{отб}}$  по формулам:

$$N_{\text{сж}} = \int_0^{V_2} F_{a2}(V_a) \cdot dV_a, [\text{Вт}] \quad \text{и} \quad N_{\text{отб}} = \int_{V_1}^0 F_{a1}(V_a) \cdot dV_a, [\text{Вт}] \quad (24)$$

где:  $V_1$  - максимальная скорость штока амортизатора при отбое;

$V_2$  - максимальная скорость штока амортизатора при сжатии.

Затем рассчитывали количественный показатель технического состояния амортизатора, как относительную разность  $\chi$  мощностей, создаваемых его силами сопротивления. При этом расчет основан на сравнении мощностей испытуемого и образцового амортизатора:

$$\chi = 100\% - \frac{\left[ \frac{|N_{\text{сж}i} - N_{\text{сж}i}|}{N_{\text{сж}}} + \frac{|N_{\text{отб}i} - N_{\text{отб}i}|}{N_{\text{отб}}} \right]}{2} \cdot 100\% \quad (25)$$

где:  $N_{\text{сж}i}$  и  $N_{\text{отб}i}$  - мощности, создаваемые испытуемым амортизатором на ходе сжатия и отбоя;

$N_{\text{сж}}$  и  $N_{\text{от}}$  - мощности, создаваемые образцовым амортизатором, на ходе сжатия и ходе отбоя;

В математической модели исследуемого процесса было учтено действие на поддрессоренную массу АТС стабилизатора поперечной устойчивости. Создаваемые стабилизатором силы  $+F_{\text{ст}}$  и  $-F_{\text{ст}}$  снижают крен поддрессоренной массы АТС. Они равны по величине, но направлены в разные стороны. Величину этих сил определяли по формуле:

$$+F_{\text{ст}} = -F_{\text{ст}} = C_{\text{ст}} \cdot \Delta f \quad \text{и} \quad \pm F_{\text{ст}1} = \pm C_{\text{ст}1} \cdot (\Delta 11 - \Delta 12) \quad (26)$$

где:  $\Delta 11$  - перемещение поддрессоренной массы АТС связанной с передним левым колесом относительно неподрессоренной массы;  $\Delta 12$  - перемещение поддрессоренной массы АТС связанной с передним правым колесом относительно неподрессоренной массы.

В этой главе приведены теоретические основы метода контроля работоспособности амортизаторов, *установленных на АТС* силовым методом в процессе дорожных испытаний. Для этого использовали *силовые параметры*  $\hat{\phi}_{y1}$  и  $\hat{\phi}_{y2}$  как средние значения реализованного бокового коэффициента сцепления переднего и заднего (*по радиусу поворота*) наружных колес АТС. Их расчет выполняли по формуле:

$$\hat{\phi}_{yi} = \frac{\bar{R}_{yij}}{\bar{R}_{zij}}, \quad (27)$$

где:  $\bar{R}_{yij}$  - среднее значение *боковой реакции*  $R_y$  за время контакта шины с платформой;  $\bar{R}_{zij}$  - среднее значение *нормальной реакции*  $R_z$  за время контакта шины с платформой.

При повороте АТС нагружаются его наружные колеса, а внутренние разгружаются и реакции на них становятся меньше. Поэтому реакции внутренних колес менее чувствительны к *изменениям технического состояния амортизаторов*.

Силовой параметр  $\hat{\phi}_{y1}$  - характеризует реализацию фрикционных свойств *переднего наружного колеса* с опорной поверхностью. Чем выше уровень  $\chi_1$  технического состояния амортизаторов передней подвески, тем выше силовой параметр  $\hat{\phi}_{y1}$  переднего наружного колеса и тем лучше устойчивость АТС.

Силовой параметр  $\hat{\phi}_{y2}$  - характеризует реализацию фрикционных свойств *заднего наружного колеса* с опорной поверхностью. Чем выше уровень  $\chi_2$  технического состояния амортизатора задней подвески, тем выше силовой параметр  $\hat{\phi}_{y2}$  заднего наружного колеса и тем лучше устойчивость АТС.

Нормативное значение Силовых параметров среднего реализованного бокового сцепления шины  $[\hat{\phi}_{yi}]$  устанавливаются из условия, что при  $\hat{\phi}_{yi} > [\hat{\phi}_{yi}]$  работоспособные амортизаторы обеспечивают нахождение АТС внутри коридора движения.

Во второй главе также приведен алгоритм расчета параметров исследуемого процесса диагностирования амортизаторов в процессе движения АТС, в программной среде Scilab 6.1.0. В приложении представлен листинг программы (Свидетельство № 2022617367).

Таким образом, представленные во второй главе теоретические предпосылки *силового метода контроля* позволяют на этапе аналитических исследований учитывать влияние *технического состояния амортизаторов* на показатели устойчивости АТС в дорожных условиях.

**Третья глава** посвящена описанию методик, используемых в процессе проведения экспериментального исследования, а также подробному описанию реализующего их оборудования и метрологическому обеспечению систем измерения контролируемых параметров. Представлена методика экспериментального исследования технического состояния амортизаторов с учетом их влияния на показатели устойчивости АТС, движущегося под действием боковой силы в условиях возмущений, вызванных колебаниями нормальной нагрузки на колесах. Для измерения боковой  $R_y$  и нормальной  $R_z$  реакций в пятне контакта шин АТС с дорогой были изготовлены две тензометрические дорожные платформы (рис. 4). Платформы вмонтированы на уровне поверхности дороги внутри коридора движения, после единичной неровности.

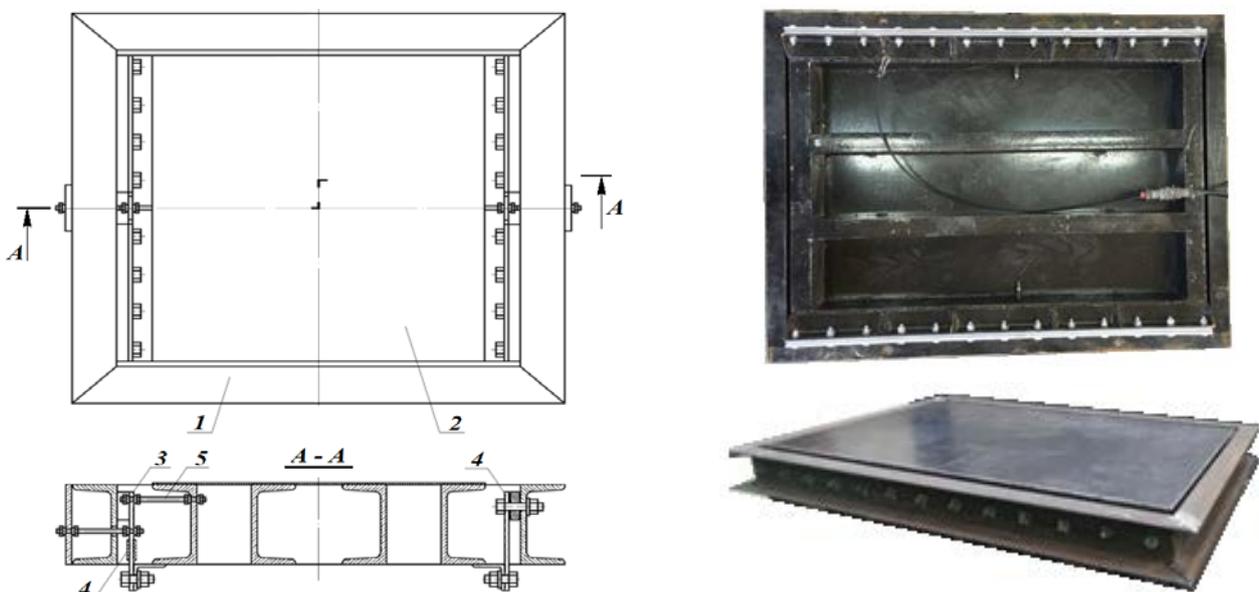


Рис. 4. Тензометрическая платформа, обеспечивающая измерение реакций  $R_z$  и  $R_y$  в контакте с колесами АТС: 1 – жесткая рама (базовая деталь); 2 – опорная платформа; 3 – тензометрическая упругая измерительная пластина; 4 – тензорезисторные датчики; 5 – цилиндрическая шпилька

Такое расположение платформ обеспечивало возможность измерения боковой  $R_y$  и нормальной  $R_z$  реакций в пятне контакта шин с дорогой в момент действия на колеса АТС возмущений, вызванных их переездом через единичную неровность. Опорная платформа 2 закреплена внутри жесткой рамы 1 на двух плоских тензометрических упругих измерительных пластинах 3. На пластинах 3 выполнены два тензорезисторных датчика 4, измеряющих боковые реакции, а также шпильки 5 с коническими гайками. Средние сегменты плоских упругих пластин 3 являются чувствительными элементами, на которых смонтированы датчики 4, измеряющие боковые реакции  $R_y$ .

Чтобы повысить чувствительность датчиков 4, измеряющих боковые реакции  $R_y$ , средние сегменты плоских упругих пластин 3 в верхней части соединяются с коническими гайками с горизонтальной платформой 2 при помощи шпилек 5, а в средней части – с рамой 1.

В главе приведено описание статистической методики оценки адекватности математической модели исследуемого процесса, методик тарирования систем измерений кинематических и силовых параметров, а также методик стендовых испытаний амортизаторов. Приведено описание методики определения динамических характеристик эластичных шин в режиме увода при варьировании нормальной нагрузки. Приведено описание методики определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости АТС и методики измерения относительного перемещения неподрессоренных масс относительно поддрессоренных, влияющих на процесс диагностики амортизаторов.

В четвертой главе приведены результаты математического моделирования и экспериментального исследования процесса функционирования системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога», а также бокового сцепления шин с опорной поверхностью дороги, при движении АТС с постоянной скоростью по окружности и переездом его колёсами единичной неровности. Разработан метод силового контроля технического состояния амортизаторов в дорожных условиях.

На первом этапе были получены экспериментальные характеристики шин для оценки адекватности математической модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» (рис. 5).

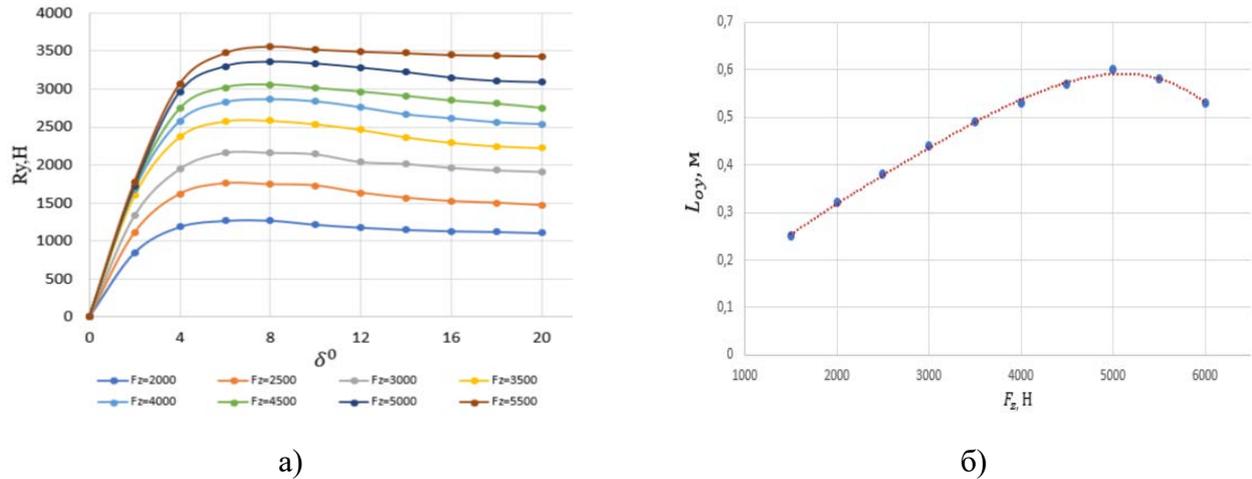


Рис. 5. Графики зависимости: а) - боковой реакции от угла увода 15 дюймовой шины DUNLOP WINTER MAX WM01 при скорости 11 м/с; б) - длины релаксации от нагрузки на эту шину

С этой же целью были получены экспериментальные характеристики рабочих процессов амортизаторов, имеющих широкий диапазон параметров технического состояния (рис. 6).

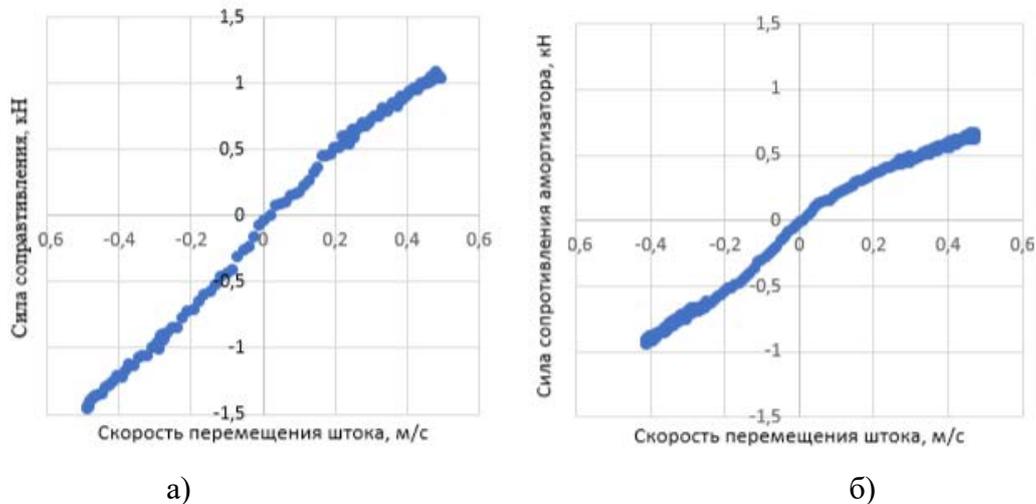


Рис. 6. Графики характеристик рабочих процессов амортизаторов: а) – работоспособного и исправного; б) – не работоспособного

Всего в экспериментальном исследовании было использовано пять полных комплектов амортизаторов. Получены функциональные зависимости характеристик их рабочих процессов как для режима сжатия, так и для режима отбоя с учетом технического состояния каждого из них.

Анализ полученных графиков и функциональных зависимостей показывает, что новые работоспособные амортизаторы создают большие силы сопротивления при сжатии и отбое. В отличие от них, амортизаторы, находившиеся в эксплуатации, показывают значительно меньшие усилия в этих режимах и обладают меньшей эффективностью при демпфировании колебаний масс АТС.

Согласно методике, описанной в третьей главе, были определены упругие характеристики переднего и заднего стабилизаторов поперечной устойчивости автомобиля Toyota Prius. Получены зависимости создаваемых ими сил упругого сопротивления  $F_{ст1}$  и  $F_{ст2}$  от взаимно противоположного вертикального перемещения колесных узлов.

На следующем этапе были проведены экспериментальные исследования автомобиля Toyota Prius с амортизаторами марки «Монго», имеющими характеристики, соответствующие нормативным документам завода-изготовителя, а также со старыми амортизаторами, техническое состояние  $\chi$  которых составляло от 84 до менее чем 5%. На автомобиле были установлены шины DUNLOP WINTER MAX WM01 с износом протектора 15%. Экспериментальные исследования выполняли на горизонтальной ровной площадке, имеющей покрытие асфальтобетон, по методике, включающей тестовое воздействие на автомобиль центробежной боковой силы, а также возмущающее воздействие на его колеса в виде переезда единичной неровности, с измерением боковых реакций в пятнах контакта шин и контролем выхода АТС из коридора движения (рис. 7).

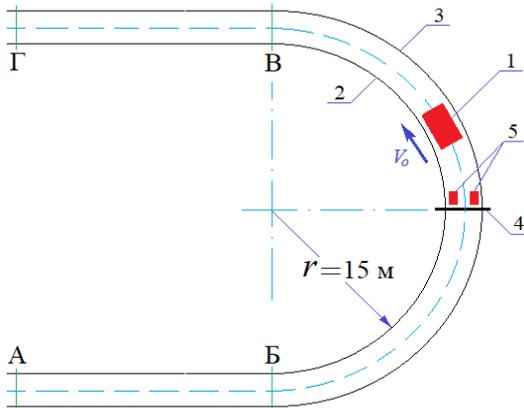


Рис. 7. Схема площадки и внешний вид дорожного контроля амортизаторов АТС: АБ – участок разгона; БВ – диагностический участок; ВГ – участок остановки АТС: 1 – автомобиль; 2 и 3 – границы коридора движения; 4 – единичная неровность с размерами сечения  $0,05 \times 0,05$  м; 5 – платформы, измеряющие нормальную  $R_z$  и продольную  $R_y$  реакции на колесах АТС

В процессе экспериментальных исследований получены графики изменения боковых реакций  $R_y$  на передних и задних колесах автомобилей. На рис. 8, в качестве примера, показан график реакций  $R_y$ , измеренных на передних колесах (*наружных по радиусу поворота*) автомобиля Toyota Prius движущегося по окружности радиусом 15 м, со скоростью 11,1 м/с, после переезда колес через единичную неровность при работоспособных и не работоспособных амортизаторах.

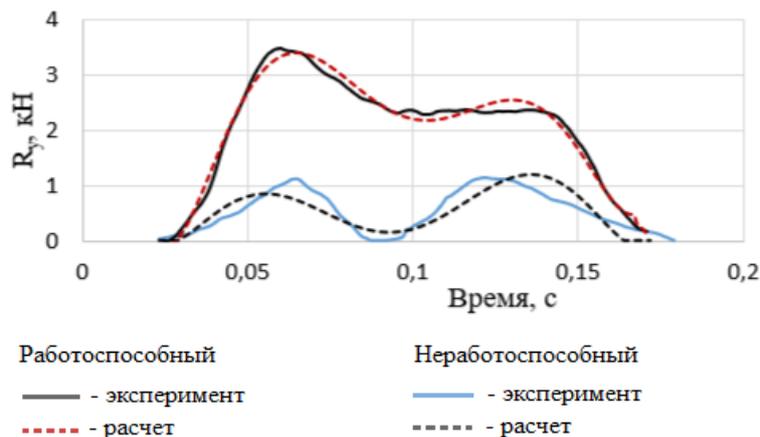


Рис. 8. Графики изменения боковой реакции  $R_y$  на переднем наружном (по радиусу поворота) колесе автомобиля Toyota Prius движущегося по окружности радиусом 15 м, со скоростью 11 м/с, после переезда через единичную неровность при исправном и неисправном амортизаторе

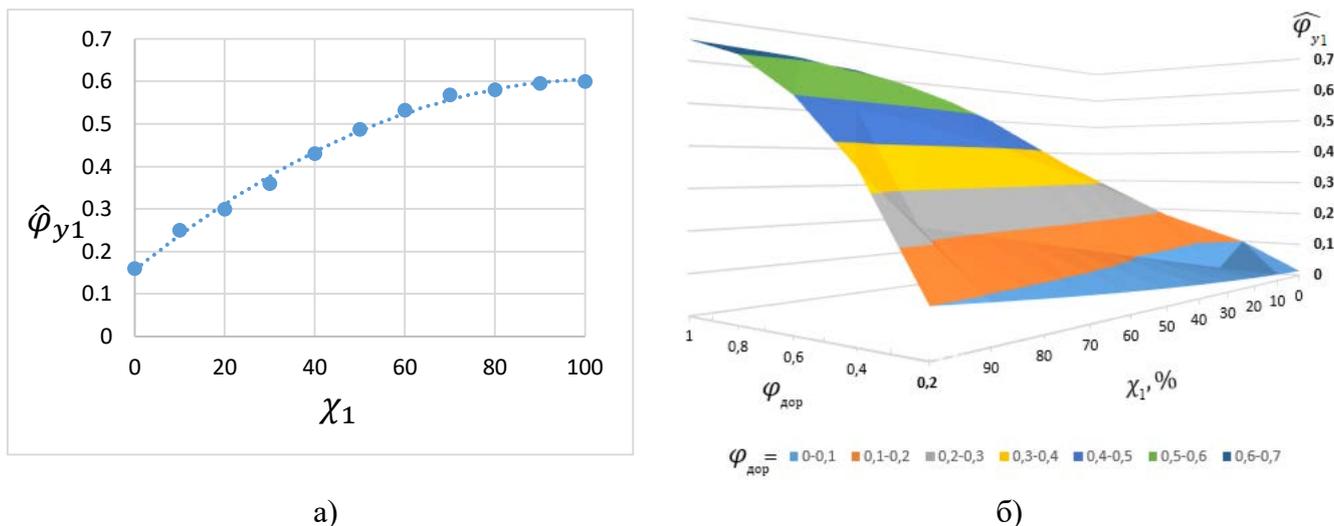
Полученные в процессе экспериментальных исследований результаты позволили выполнить расчет статистических параметров, характеризующих адекватность математической модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - Дорога». Результаты анализа представлены в табл. 1.

Установлено, что для уровня значимости 0,05 при количестве степеней свободы, равном 6, расчетные значения критерия Фишера  $F_{\text{расч}}$  значительно превышают его табличные значения  $F_{\text{табл}}$ . Таким образом с достоверностью 95% модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - Дорога» можно считать значимой.

Таблица 1. Результаты анализа адекватности математической модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - Дорога» по результатам расчета её параметров

Выходной параметр системы	Расчетные значения $F$ - критерия	Табличные значения $F$ -критерия	Коэффициент корреляции $R^2$
Боковая реакция $R_{y1}$ на переднем колесе при работоспособном переднем амортизаторе	5855,3	3,905	0,987
Боковая реакция $R_{y1}$ на переднем колесе при не работоспособном переднем амортизаторе	486,8	3,905	0,861
Нормальная реакция $R_{z2}$ на заднем колесе при работоспособном заднем амортизаторе	530,3	3,909	0,915
Нормальная реакция $R_{z2}$ на заднем колесе при не работоспособном заднем амортизаторе	2225,4	3,907	0,967
Координата центра масс автомобиля по оси $X$	525,3	3,82	0,941
Координата центра масс автомобиля по оси $Y$	494,5	3,82	0,935

Далее, с использованием математической модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога», были построены графики зависимости (рис. 9) силового параметра  $\hat{\varphi}_{y1}$ , полученного для шины переднего наружного колеса АТС от параметра технического состояния амортизатора  $\chi_1$ , при изменении коэффициента  $\varphi_{дор}$  сцепления шины с дорогой, в диапазоне  $1,0 \geq \varphi_{дор} \geq 0,2$ .



а)

б)

Рис. 9. Графики зависимости силового параметра  $\hat{\varphi}_{y1}$ , измеренного на переднем наружном колесе АТС, от параметра технического состояния амортизатора  $\chi_1$  при варьировании коэффициента  $\varphi_{дор}$  сцепления шин с дорогой: а) - при коэффициенте сцепления  $\varphi_{дор} = 0,8$ ; б) – объемный график с варьированием коэффициента сцепления шины с дорогой  $1,0 \geq \varphi_{дор} \geq 0,2$

Представленные на рис. 9 зависимости с достаточной точностью аппроксимируются полиномом второй степени, имеющем вид:

$$\hat{\varphi}_{y1} = \hat{\varphi}_{y1min} + C_1 \cdot \chi_1^2 + C_2 \cdot \chi_1, \quad (28)$$

$$\hat{\varphi}_{y2} = \hat{\varphi}_{y2min} + C_3 \cdot \chi_2^2 + C_4 \cdot \chi_2, \quad (29)$$

Числовые значения силовых параметров, входящих в формулы (28) и (29) для каждой аппроксимирующей зависимости, приведены в таблице 2.

В процессе экспериментального исследования технического состояния амортизаторов на участке диагностики (рис. 7) фиксировали выход АТС из коридора движения после переезда колёс через единичную неровность.

Таблица 2. Числовые значения коэффициентов, входящих в формулы (28) и (29)

Номер формулы, для колес	Коэффициенты			
	$\hat{\varphi}_{y1min}$	$C_1$	$C_2$	$R^2$
Формула (28), для передних колес	0.16	$-4.1 \cdot 10^{-05}$	0.0086	0.995
Формула (29), для задних колес	$\hat{\varphi}_{y2min}$	$C_3$	$C_4$	$R^2$
	0.14	$-2.1 \cdot 10^{-05}$	0.0042	0.996

Математическая модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» позволила рассчитать траекторию движения АТС и определить моменты его выхода за пределы коридора движения. Это позволило определить нормативные значения  $[\hat{\varphi}_{yi}]$  силовых параметров  $\hat{\varphi}_{yi}$  среднего реализованного бокового сцепления шины. Они были установлены из условия, что при  $\hat{\varphi}_{yi} > [\hat{\varphi}_{yi}]$  амортизаторы еще обеспечивают нахождение АТС в пределах коридора движения.

Результаты установленных нормативных значений силовых параметров  $\hat{\varphi}_{yi}$  среднего реализованного бокового сцепления шин переднего и заднего наружных (по радиусу поворота АТС) колес, представлены в таблице 3 и таблице 4.

Таблица 3. Результат определения нормативных значений  $[\hat{\varphi}_{y1}]$  силового параметра  $\hat{\varphi}_{y1}$  среднего реализованного бокового сцепления шины переднего колеса

Среднее значение боковой реакции за процесс взаимодействия шин с измерительной платформой, [Н]	Среднее значение нормальной реакции $R_z$ за процесс взаимодействия шин с измерительной платформой, [Н]	Нормативное значение силового параметра $\hat{\varphi}_{y1}$	Техническое состояние передних амортизаторов, [%]
$\bar{R}_{y1}$	$\bar{R}_{z1}$	$[\hat{\varphi}_{y1}]$	$[\chi_1]$
1510	3520	0.43	40

Таблица 4. Результат определения нормативных значений  $[\hat{\varphi}_{y2}]$  силового параметра  $\hat{\varphi}_{y2}$  среднего реализованного бокового сцепления шины заднего колеса

Среднее значение боковой реакции за процесс взаимодействия шин с измерительной платформой, [Н]	Среднее значение нормальной реакции $R_z$ за процесс взаимодействия шин с измерительной платформой, [Н]	Нормативное значение силового параметра $\hat{\varphi}_{y2}$	Техническое состояние задних амортизаторов, [%]
$\bar{R}_{y2}$	$\bar{R}_{z2}$	$[\hat{\varphi}_{y2}]$	$[\chi_2]$
820	2740	0,30	50

На основе выявленных зависимостей силовых параметров  $\hat{\varphi}_{yi}$  от параметра технического состояния  $\chi_i$  и их нормативных значений  $[\hat{\varphi}_{yi}]$  был разработан метод силового контроля технического состояния амортизаторов АТС на горизонтальных, ровных асфальтированных площадках с коэффициентом сцепления не менее  $\varphi_y=0.8$ . Силовой метод предусматривает разгон АТС и движение с постоянной скоростью  $V = 11,1$  м/с по окружности радиусом 15 м. Переезд колес через единичную неровность с дальнейшим проездом по измерительным платформам, с измерением боковых и нормальных реакций в контакте шин (Получен патент RU204570U1).

Контролируемыми параметрами, характеризующими устойчивость управляемого движения АТС по заданной траектории под действием боковой силы и колебаниях нормальной нагрузки на колесах при испытаниях, были координаты выхода АТС за пределы коридора движения.

Контролируемыми параметрами, отражающими влияние технического состояния амортизаторов на способность шин создавать боковые реакции  $R_{yi}$ , были значения силовых параметров  $\hat{\varphi}_{yi}$  среднего бокового сцепления шин. Значения этих силовых параметров сравнивали с их нормативными значениями  $[\hat{\varphi}_{y1}]$  и  $[\hat{\varphi}_{y2}]$ . По итогам сравнения делали заключение о техническом состоянии амортизаторов. Если в процессе испытаний автомобиль оставался в пределах коридора движения, то это позволяло утверждать, что его амортизаторы работоспособны и они обеспечивают АТС удовлетворительную устойчивость управляемого движения.

Если в процессе испытаний любая проекция автомобиля на плоскость дороги выходила за

пределы коридора движения, то в этом случае выполняли контроль *технического состояния амортизаторов*. Для этого заезд АТС повторяли дважды, причем в противоположных направлениях.

При каждом заезде выполняли измерение силовых параметров  $\hat{\varphi}_{yi}$  на внешних (*по радиусу движения*) колесах АТС. Значения параметров  $\hat{\varphi}_{yi}$  сравнивали с их нормативными значениями  $[\hat{\varphi}_{y1}]$  и  $[\hat{\varphi}_{y2}]$ . По итогам сравнения делали заключение о техническом состоянии амортизаторов.

Результаты научного исследования прошли производственную проверку на предприятиях Монголии: Автосервис «Диагностик тув» в г. Эрдэнэт и ООО «Гавшгай тээвэр» в г. Эрдэнэт.

Результаты производственной проверки показывают, что разработанный силовой метод позволяет оперативно выполнять *контроль технического состояния амортизаторов* с учетом их влияния на показатели устойчивости управляемого движения АТС. Причем от 11,2% до 13,7% автомобилей, успешно прошедших контроль технического состояния амортизаторов на вибростендах, не прошли его по разработанному силовому методу контроля технического состояния амортизаторов в дорожных условиях, поскольку не обеспечивали устойчивость движения.

Ошибки контроля технического состояния амортизаторов «пропуск отказа» не превышали 2,9%, ошибки «ложная неисправность» не превышают 4,6%.

*Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы.* В процессе дальнейшей разработки темы целесообразно исследовать влияние на величину силовых параметров  $\hat{\varphi}_{yi}$  упругих характеристик элементов рулевого привода и уровня износа шин.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе проведённых исследований получены основные результаты и выводы.

1. Снижение технического состояния амортизаторов в условиях эксплуатации автомобилей снижает стабильность контакта их шин с опорной поверхностью дороги. Это приводит к снижению способности шин создавать боковые и продольные реакции в контакте с опорной поверхностью дороги. При высоких скоростях движения АТС и на дорогах, имеющих неровности микропрофиля, это приводит к потере их курсовой устойчивости, боковому заносу и даже к ДТП. Поэтому регулярный контроль технического состояния амортизаторов, с учетом их влияния на способность шин создавать боковые реакции с опорной поверхностью дороги, направлен на повышение устойчивости движения АТС, а также на обеспечение их активной безопасности в условиях эксплуатации.

2. Разработанная математическая модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога», учитывает: динамику движения масс АТС и его систем поддрессоривания, техническое состояние амортизаторов, фрикционные характеристики сцепления шин с опорной поверхностью, упругие и демпфирующие характеристики подвески и стабилизаторов поперечной жесткости. Модель позволяет исследовать влияние технического состояния амортизаторов на боковые реакции в пятнах контакта шин с опорной поверхностью дороги, а также на *силовые параметры*  $\hat{\varphi}_{yij}$ , определяющие *устойчивость* движения АТС, в процессе переезда их колёсами единичной неровности и действии боковой силы заданной величины.

3. В ходе экспериментальных дорожных, а также аналитических исследований выявлены функциональные зависимости, отражающие влияние параметра технического состояния амортизаторов  $\chi_i$  на силовые параметры  $\hat{\varphi}_{yij}$ , показывающие способность шин создавать боковые реакции в их контакте с опорной поверхностью дороги, а также установлены геометрические параметры  $X$  и  $Y$ , позволяющие контролировать устойчивость АТС, в процессе переезда колёсами единичной неровности и действии боковой силы заданной величины.

Силовые параметры  $\hat{\varphi}_{yij}$  определяется индивидуально для каждого колеса АТС как частное от деления средних значений  $\bar{R}_{yij}$  боковой реакции  $R_y$  на среднее значение  $\bar{R}_{zij}$  нормальной реакции  $R_z$  за время взаимодействия шины колеса с измерительной платформой.

Установлено, что при снижении технического состояния *передних амортизаторов*  $\chi_1$  от 100% до 0% величина силового параметра  $\hat{\varphi}_{y1}$  *колес передней оси* уменьшается от 0,6 до 0,16 и это не влияет на величину силового параметра  $\hat{\varphi}_{y2}$  *колес задней оси*. При снижении технического состояния задних амортизаторов  $\chi_2$  от 100% до 0% величина силового параметра  $\hat{\varphi}_{y2}$  *колес задней оси* уменьшается от 0,35 до 0,14 и это не влияет на величину силового параметра  $\hat{\varphi}_{y1}$  *колес передней оси*.

В качестве нормативных значений  $[\hat{\varphi}_{y1}]$  и  $[\hat{\varphi}_{y2}]$  силовых параметров бокового сцепления переднего и заднего колес приняты числовые значения их силовых параметров  $\hat{\varphi}_{y1}$  и  $\hat{\varphi}_{y2}$  в момент начала выхода АТС за пределы коридора движения.

4. Разработанный силовой метод контроля технического состояния амортизаторов, включает

*тестовый режим* в виде движения АТС с постоянной скоростью 40 км/час по окружности диаметром 30 метров в условиях действия боковой центробежной силы, переезд колесами через единичную неровность, а также измерение реакций в пятнах контактов шин с измерительными платформами и последующий расчет силовых параметров  $\hat{\varphi}_{yij}$  (Патент RU204570U1). Использование выявленных зависимостей силовых параметров  $\hat{\varphi}_{yi}$  от параметров технического состояния  $\chi_i$  и нормативных значений  $[\hat{\varphi}_{yi}]$  позволяет выполнять контроль технического состояния амортизаторов с учетом их влияния на устойчивость управляемого движения АТС.

5. Производственная проверка результатов проведенного исследования проведена на предприятиях Авто Сервис «Диагностик» в г. Эрдэнэт, (Монголия), ООО «Гавшгай тээвэр» в г. Эрдэнэт, (Монголия). Её результаты показывают, что разработанный силовой метод позволяет оперативно выполнять контроль технического состояния амортизаторов с учетом устойчивости управляемого движения АТС. Причем от 11,2% до 13,7% автомобилей, успешно прошедших контроль технического состояния амортизаторов на вибростендах, не проходят его по разработанному силовому методу контроля технического состояния амортизаторов в дорожных условиях, по причине того, что они не обеспечивают устойчивость движения. Ошибки контроля технического состояния амортизаторов «пропуск отказа» не превышают 2,9%, а ошибки «ложная неисправность» не превышают 4,6%.

### СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ АВТОРОМ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

#### *Статьи из Перечня изданий, рекомендованных ВАК РФ*

1. **Батжаргал, Н.** Расчет стационарных и динамических характеристик автомобильных шин при изменении нормальной нагрузки / **Н. Батжаргал**, Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов, С.П. Озорнин // Транспортное дело России. – 2023. – № 5. – С. 114-117.

2. **Батжаргал, Н.** Влияние жесткости стабилизатора поперечной устойчивости автомобиля на угол его крена / **Н. Батжаргал**, А.И. Федотов, Д.А. Тихов-Тинников // Грузовик. – 2023. – № 10. – С. 30-34.

3. **Батжаргал, Н.** Экспериментальное исследование рабочих характеристик амортизаторов / **Н. Батжаргал**, Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов // International Journal of Advanced Studies. – 2023. – Т. 13, № 2. – С. 75-85.

4. **Батжаргал, Н.** Методика диагностирования амортизаторов автотранспортного средства на основе измерения боковых сил на колесах / **Н. Батжаргал**, А.И. Федотов, Ю.А. Власов // Грузовик. – 2024. № 10. С. 35-38.

#### *Статья в рецензируемом научном издании, индексируемом в международной реферативной базе данных*

5. Tikhov-Tinnikov, D.A. Theoretical background of experimental methods for studying the influence of technical conditions of shock absorbers on lateral tire reactions / D.A. Tikhov-Tinnikov, A.I. Fedotov, **N. Batzhargal** // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Irkutsk, September 21-26, 2020. Vol. 1061: – P. 73-80.

#### *Патент на полезную модель*

6. Патент на полезную модель № 204570 U1 Российская Федерация, МПК G01M 17/02. Устройство для измерения боковой реакции в пятне контакта пневматической шины опорной поверхностью / Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов, О.С. Яньков, **Н. Батжаргал**; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «ВСГУТУ». № заявки 2021103898, заявл. 16.02.2021; опубл. 31.05.2021.

#### *Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ*

7. Свидетельство № 2022617367, Российская Федерация, Расчет параметров процесса прямолинейного движения автомобиля с переездом единичной неровности / Д.А. Тихов-Тинников, **Н. Батжаргал**; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «ВСГУТУ». № заявки 2022616121, заявл. 07.04.2022; опубл. 20.04.2022.

#### *Статьи в научных рецензируемых изданиях и сборниках трудов*

8. **Батжаргал, Н.** Методика контроля технического состояния амортизаторов силоизмерительным методом / **Н. Батжаргал**, Б. Идэрсайхан, А.С. Потапов // Нанотехнологии: наука и производство. – 2023. – № 2. – С. 44-49.

9. **Батжаргал, Н.** Исследование влияния технического состояния амортизаторов на колебания подвески при переезде единичной неровности / **Н. Батжаргал**, Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов // Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации: Материалы 110-й Международной научно-технической конференции, Иркутск, 02–04 июня 2021 года. Том 2. – Иркутск: ФГБОУ ВО «ИРНИТУ», 2021. – С. 178-182.

10. Тихов-Тинников, Д.А. Влияние расположения единичных неровностей на неопределенность диагностирования амортизаторов дорожным методом / Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов, **Н. Батжаргал** // Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта : Сборник научных трудов, посвященный 85-летию кафедры ЭАТиС МАДИ, по материалам 79-й научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, Москва, 26–27 января 2021 года. – Москва: ФГБОУ ВО «МАДИ», 2021. – С. 170-178.

11. Тихов-Тинников, Д.А. Обоснование параметров экспериментальных исследований боковых реакций в пятне контакта колеса с дорогой / Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов, **Н. Батжаргал** // VIII международная конференция проблемы механики современных машин: Сборник статей конференции, оз. Байкал, 04–09 июля 2022 года. – Улан-Удэ: ФГБОУ ВО «ВСГУТУ», 2022. – С. 359-364.

12. Тихов-Тинников, Д.А. Экспериментальное исследование показателей устойчивости движения автомобилей с использованием тензометрических платформ / Д.А. Тихов-Тинников, **Н. Батжаргал**, А.И. Федотов // Актуальные вопросы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта: Сборник научных трудов 80-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, Москва, 25–26 января 2022 года / ФГБОУ ВО «МАДИ», 2022. – С. 146-152.

13. **Батжаргал, Н.** Исследования колебаний поддрессоренной и неподдрессоренных масс АТС после переезда единичной неровности / **Н. Батжаргал**, Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов // Актуальные вопросы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта: Сборник научных трудов 80-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, Москва, 25–26 января 2022 года / ФГБОУ ВО «МАДИ», 2022. – С. 125-130.

14. **Батжаргал, Н.** Исследование характеристики шины / **Н. Батжаргал**, А.И. Федотов, Д.А. Тихов-Тинников // Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации: Материалы 116-й Международной научно-технической конференции, Улан-Удэ, 12–13 сентября 2023 года. – Улан-Удэ: ФГБОУ ВО «ВСГУТУ», 2023. – С. 22-26.

Подписано в печать 21.10.2024. Формат 60 x 90 / 16.  
Бумага офсетная. Печать цифровая. Усл. печ. л. 1,25.

Тираж 100 экз. Зак. 81к.

Отпечатано в типографии Издательства  
ФГБОУ ВО "Иркутский национальный  
исследовательский технический университет"  
664074, г. Иркутск, у. Лермонтова, 83