

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ИРКУТСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

*На правах рукописи*



**Батжаргал Нямбат**

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

Специальность 2.9.5. Эксплуатация автомобильного транспорта  
(технические науки)

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
**Федотов Александр Иванович**  
Заслуженный деятель науки РФ,  
Доктор технических наук, профессор

Иркутск – 2024

**ОГЛАВЛЕНИЕ**

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	6
ВВЕДЕНИЕ.....	8
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ .....	17
1.1. Общие положения.....	17
1.2. Амортизаторы АТС и их рабочие характеристики.....	22
1.3. Экспериментальные исследования функциональных свойств современных амортизаторов на стендах.....	29
1.4. Анализ методов и средств контроля технического состояния амортизаторов АТС в условиях эксплуатации.....	33
1.5. Анализ контроля технического состояния амортизаторов АТС с учетом их влияния на устойчивость АТС .....	36
1.6. Выводы по первой главе .....	46
1.7. Задачи исследования.....	47
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ СИЛОВОГО МЕТОДА КОНТРОЛЯ АМОТИЗАТОРОВ АТС В ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ.....	49
2.1. Теоретические основы силового метода контроля технического состояния амортизаторов .....	49
2.2. Оптимизация параметров тестового воздействия АТС при силовом методе контроля амортизаторов.....	50
2.3. Структурная схема системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» .....	52
2.4. Математическая модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» .....	56
2.4.1. Описание колебаний масс АТС .....	59
2.4.2. Математическое описание динамики неподрессоренных масс АТС .....	64
2.4.3. Расчет траектории движения АТС.....	66
2.4.4. Математическое описание фрикционных и динамических	

характеристик эластичных шин с опорной поверхностью .....	67
2.4.5. Зависимость нормальной реакции, действующей на колесо от поверхности дороги .....	70
2.4.6. Математическое описание демпфирования в шине при переезде единичной неровности.....	71
2.4.7. Описание рабочей характеристики гидравлического амортизатора	73
2.4.8. Определение технического состояния амортизаторов .....	75
2.4.9. Математическое описание рабочей характеристики стабилизатора поперечной устойчивости .....	76
2.5. Алгоритм расчёта параметров системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога».....	77
2.6. Теоретические основы силового метода контроля технического состояния амортизаторов .....	79
2.6.1. Учет влияния технического состояния амортизаторов на реакции шин в их контакте с опорной поверхностью дороги.....	79
2.7. Выводы по второй главе .....	81
<b>ГЛАВА 3. МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....</b>	<b>83</b>
3.1. Методика экспериментального исследования движения АТС под действием боковой силы с наездом колес на неровность .....	83
3.1.1. Описание режимов тестового воздействия на АТС.....	84
3.1.2. Обоснование требований к измеряемым параметрам.....	87
3.1.3. Измерительные системы параметров исследуемого процесса.....	89
3.1.3.1. Система измерения реакций в контакте шин АТС с дорогой ....	89
3.1.3.2. Методика калибровки систем измерения сил измерительными платформами .....	93
3.1.3.3. Система измерения относительного перемещения подпрессоренной и неподпрессоренных масс АТС.....	97
3.1.3.4. Калибровка системы измерения относительного перемещения подпрессоренной и неподпрессоренных масс АТС.....	99

3.2. Методика определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости АТС.....	102
3.3. Методика экспериментального исследования технического состояния амортизаторов снятых с автомобилей.....	104
3.3.1. Количественная оценка уровня технического состояния амортизаторов по итогам стендовых испытаний.....	107
3.4. Методика определения динамических характеристик эластичных шин в режиме увода .....	109
3.4.1. Определение стационарных характеристик шины по уводу .....	111
3.4.2. Определение зависимости длины релаксации шины от нагрузки на колесо.....	112
3.4.3. Методика определения динамических характеристик эластичных шин .....	116
3.5. Методика оценки адекватности математической модели .....	117
3.6. Выводы по третьей главе .....	119
ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ .....	121
4.1. Определение адекватности модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога».....	121
4.1.1. Результаты определения параметров элементов подсистемы «Поддрессоренная масса – Подвеска – Неподдрессоренные массы» .....	122
4.1.2. Результаты анализа влияния технического состояния амортизаторов на их характеристики в условиях стенда.....	123
4.1.3. Результаты экспериментального исследования жесткости стабилизатора поперечной устойчивости.....	127
4.1.4. Результаты экспериментального исследования фрикционных характеристик шин в режиме увода.....	130
4.1.4.1. Получение характеристик шин в режиме увода.....	130
4.1.4.2. Результат экспериментального исследования для определения зависимости длины релаксации шины от нормальной нагрузки .....	134
4.1.5. Анализ адекватности математической модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» .....	138

4.2. Анализ движения автомобиля под действием боковой силы и колебаний нормальной нагрузки на колесах.....	144
4.2.1. Тестовые режимы силового метода контроля технического состояния амортизаторов.....	144
4.2.2. Результаты экспериментального исследования реакций на колесах автомобиля.....	145
4.2.3. Анализ влияния технического состояния амортизаторов на изменение реакций на колесах.....	149
4.2.4. Обоснование нормативных значений силовых параметров на колесах автомобиля.....	154
4.3. Метод силового контроля технического состояния амортизаторов в дорожных условиях.....	155
4.4. Результаты экспериментальной и производственной проверки методики силового контроля амортизаторов в дорожных условиях .....	158
4.5. Выводы по четвертой главе .....	159
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	161
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	164
ПРИЛОЖЕНИЕ 1 .....	191
ПРИЛОЖЕНИЕ 2 .....	192
ПРИЛОЖЕНИЕ 3 .....	193
ПРИЛОЖЕНИЕ 4 .....	203

## СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- $F_y$  – боковая сила, действующая вдоль оси ОУ;
- $R_y$  – боковая реакция, действующая вдоль оси ОУ;
- $R_x$  – продольная реакция, действующая вдоль оси ОХ;
- $R_z$  – нормальная реакция, действующая вдоль оси ОZ;
- $G_k$  – нормальная нагрузка на колесо, действующая вдоль оси ОZ;
- $F_a$  – сила сопротивления, создаваемая амортизатором;
- $F_{трп}$  – сила упругого сопротивления в подвеске;
- $F_{цб}$  – центробежная сила;
- $\varphi$  – коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью дороги;
- $r_{ко}$  – силовой радиус колеса;
- Актив-Без – активная безопасность;
- Ан. Иссл – аналитическое исследование;
- Бок.Сц – боковое сцепление;
- Г и ПГ-Ам – гидравлические и пневмогидравлические амортизаторы;
- ДифУр – дифференциальное уравнение;
- Ед.Нер – единичная неровность;
- Конт-ШОП – контакт шин с опорной поверхностью;
- Контр-Тех-С – контроль технического состояния;
- Кор.Дв - коридор движения;
- Неподр-М – неподрессоренная масса;
- ОИ – объект исследования;
- ОП Дор – опорная поверхность дороги;
- Подр-М – поддрессоренная масса;
- Рабоч-Х – рабочие характеристики;
- Стац-Х – стационарные характеристики;
- Тес.Воз – тестовое воздействие
- Тест-Р – тестовый режим;
- Тех.С – техническое состояние;

- УпрВ – управляющие воздействия;
- Усл.Эксп – условия эксплуатации;
- Уст-УД – устойчивость управляемого движения;
- Уст.Упр – устойчивость и управляемость
- Функц-Х – функциональные характеристики;
- Эксп. Иссл – экспериментальное исследование;
- Эксп-Св. – Эксплуатационные свойства
- ЭлШ – эластичная шина;
- АПШД - системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога»

## ВВЕДЕНИЕ

**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:**

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

✓ Установлены силовые параметры  $\varphi_{y1}$  и  $\varphi_{y2}$ , 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;

✓ Установлены функциональные зависимости  $\varphi_{y1} = f(\chi_1)$  и  $\varphi_{y2} = f(\chi_2)$ , 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 позволит экспертным организациям количественно оценивать техническое состояние амортизаторов, а также устойчивость и управляемость АТС.

#### **Предполагаемые формы внедрения ожидаемых результатов:**

Методика и реализующее её оборудование может быть внедрено в центрах инструментального контроля, выполняющих технический осмотр АТС, на постах диагностики автотранспортных предприятий и авторемонтных заводов, на станциях технического обслуживания автомобилей и фирменных центрах для контроля технического состояния подвески и амортизаторов АТС, а также на предприятиях, выпускающих оборудование для диагностики автомобилей.

#### **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 действию 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*  $\hat{\varphi}_{yij}$ , а также использование выявленных функциональных зависимостей  $\hat{\varphi}_{yi} = f(\chi_i)$  и нормативных значений  $[\hat{\varphi}_{yi}]$ , 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», ИРННТУ, 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 ИРННТУ, Улан-Удэ, 12–15 сентября 2023 г; 82-й Международной научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ, Москва, 29 января–2 февраля 2024.

**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 РФ на изобретение, 1 свидетельство о государственной регистрации программ.

**Структура и её объем.** Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, списка использованных источников, включающего 269 наименований, в том числе 14 на иностранном языке и приложений с материалами результатов. Работа изложена на 190 страницах машинописного текста и включает в себя 16 таблиц, 56 рисунков и 4 приложения.

Автор выражает глубокую благодарность заведующему кафедрой «Автомобили» ВСГУТУ, к.т.н., доценту Д.А. Тихову-Тинникову за неоценимый вклад в выполнение работы.

Свою глубокую искреннюю признательность и благодарность за непосредственную помощь на всех этапах выполнения работы и ценные советы автор выражает научному руководителю, заведующему кафедрой «Автомобильный транспорт» ИРНИТУ, заслуженному деятелю науки Российской Федерации, д.т.н., профессору А.И. Федотову.

## ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В главе приведены результаты выполненного анализа литературных источников, выполненных авторами в разные годы в области исследований, направленных на изучение рабочих процессов и Контр-Тех-С гидравлических и газогидравлических амортизаторов, а также влияния эффективности их работы на такие важнейшие эксплуатационные факторы АТС как управляемость и устойчивость.

Рассмотрены вопросы влияния характеристики и Тех-С амортизаторов на их способность обеспечивать затухание колебаний Подр-М и Неподр-М АТС, а также их способность обеспечивать Конт-ШОП дороги. Приведены результаты анализа методик, обеспечивающих эффективный Контр-Тех-С амортизаторов с точки зрения их влияния на устойчивость АТС, а также оборудования, реализующего эти методики.

В главе также приведены результаты анализа математических моделей позволяющих на расчетном уровне выполнять исследования Уст.Упр автотранспортных средств, осуществляющих движение при одновременном действии боковой силы и возмущений, вызванных неровностями дороги.

### 1.1. Общие положения

Рост численности автомобилей в Мире в целом и в каждой отдельной стране, в частности, обусловлен высокой их эффективностью, которая определяется возможностью доставки пассажира или груза от двери до двери [108], высокими технико-экономическими показателями, а также функциональными преимуществами перед другими видами транспорта. Эти преимущества, ежегодно подтверждаются многочисленными статистическими данными о росте объёмов перевезённого груза, а также о росте перевезенных пассажиров. Статистические данные [267] показывают, что за десять лет рост легковых автомобилей в Российской Федерации составил 51% [267]. Согласно статистическим данным [265] динамика изменения автомобильного парка Монголии тоже имеет положительные тенденции (см. таблицу 1.1).

Таблица 1.1. Статистические данные [265] о динамике изменения автомобильного парка Монголии.

Категория транспортных средств	Годы							
	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023
Автобусы	6823	6859	6501	19535	36084	34073	31832	23356
Грузовые	188884	198668	211945	227525	241268	263852	265661	244867
Легковые	547299	586854	631436	667375	715309	775171	812263	788038
Специальные	23013	22630	21468	20075	20672	20404	18604	14705
Прицепы	22169	25596	31043	47972	40616	52997	64169	73055
Мотоциклы	42752	48203	55926	46951	67781	71677	54760	31520
<b>Итого</b>	<b>841552</b>	<b>900145</b>	<b>970880</b>	<b>1043028</b>	<b>1136734</b>	<b>1234701</b>	<b>1264892</b>	<b>1192520</b>

Но при этом, учитывая явно позитивное влияние автомобильного транспорта на развитие экономики страны нельзя забывать и о серьезных негативных факторах, сопровождающих бурный рост подвижного состава АТ. К ним в полной мере относятся сопутствующие эксплуатации АТС дорожно-транспортные происшествия (ДТП). Проблемы, связанные с ДТП, усугубляются тем, что они зачастую сопровождаются ранением пассажиров и участников движения, приносят большой материальный ущерб предприятиям, организациям и физическим лицам. В процессе ДТП зачастую получают повреждения автомобили и перевозимый ими груз. Но наибольшая тяжесть ДТП заключается в том, что в них гибнут люди. Анализ статистических материалов, опубликованных Министерством транспорта Монголии, убедительно показывает (рис. 1.1), что число дорожно-транспортных происшествий с участием АТС значительно. Оно гораздо больше, чем число аналогичных по тяжести происшествий на всех других видах транспорта [265].

Проблема безопасности автомобильного транспорта настолько остра, что в ряде стран принимают программы ее повышения на правительственном уровне. Так в Монголии и в России вопросам повышения Актив-Без АТС в условиях эксплуатации уделяется особое внимание.

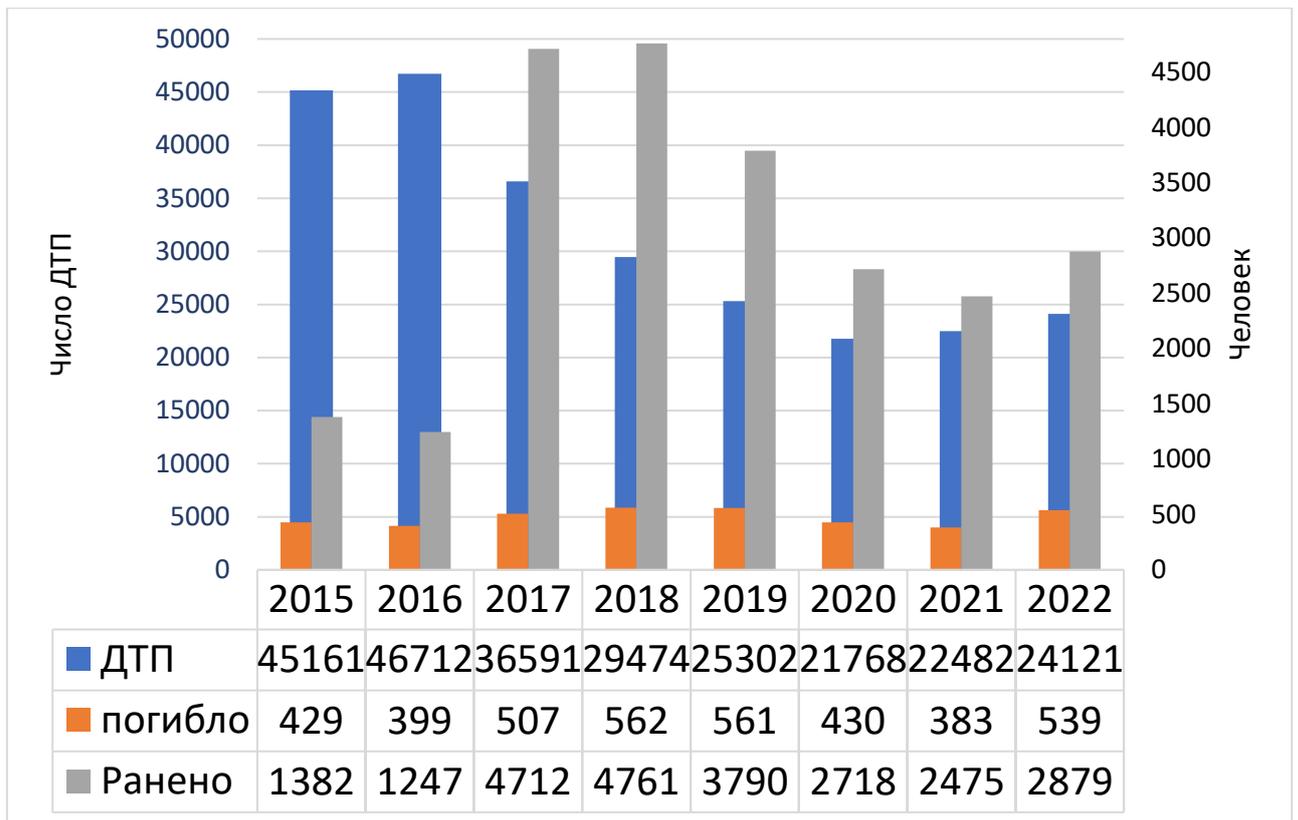


Рис.1.1. Статистика дорожно-транспортных происшествий в Монголии

На этом основании автотранспортные средства проходят технический осмотр (ТО). В этой связи следует отметить, что в рамках ТО техническому состоянию элементов подвески, в том числе и амортизаторов, не уделяют должного внимания. А ведь именно от эффективности работы подвески и амортизаторов зависит надежность Конт-ШОП дороги, зависит устойчивость движения АТС и его управляемость. И как следствие, элементы подвески, и в первую очередь амортизаторы, влияют на Актив-Без АТС и поэтому являются элементами их Актив-Без.

Статистика [265, 267] показывает, что в Монголии, как и в России от 17% до 32% всех находящихся в эксплуатации автомобилей имеют как минимум один неисправный амортизатор при наработке 60-80 тыс. км. При это от 3 до 5% автомобилей эксплуатируются с двумя неисправными амортизаторами и более. Учитывая их уникальный климат и далеко не самые лучшие дорожные условия как Российской Федерации, так и в Монголии, отказ амортизаторов АТС может происходить в гораздо быстрее.

Статистика [61, 92, 136, 161] характерных неисправностей гидравлических и (газогидравлических) амортизаторов и их причин дает возможность проанализировать вызываемые ими последствия:

- снижается курсовая устойчивость и управляемость АТС;
- снижается безопасная скорость маневрирования;
- на дорогах, покрытых водой, существует опасность аквапланирования;
- системы курсовой устойчивости АТС работают значительно хуже.

Современные транспортные магистрали характеризуются высокой загруженностью. На этих магистралях АТС выполняют маневрирование, (*обгоны, повороты, перестроения, объезды препятствий*) и в процессе этого нередко переезжают через искусственные или естественные неровности дороги. Обгон или смена полосы движения, да еще и в условиях движения по дорожным неровностям может приводить к потере курсовой устойчивости автомобилей или автопоездов. А потеря курсовой устойчивости может перерасти в неуправляемый занос (*чаще всего*) задней оси АТС, с выходом автомобиля за пределы коридора движения. Статистический анализ ДТП [263, 267] убедительно показывает, что очень часто потерявшие устойчивость АТС выезжают на полосу со встречным движением АТ. Проведенный анализ многочисленных источников [3, 70, 138, 205, 218] показывает, что большое количество дорожно-транспортных происшествий происходит в результате потери (или сопровождается потерей) устойчивости автотранспортных средств.

Управляемость и устойчивость движения автомобиля во многом определяется стабильностью контакта его шин с опорной поверхностью дороги. Наиболее важными в этом смысле имеют фрикционные свойства шин именно в боковом направлении. Эти свойства принято оценивать при помощи коэффициента бокового сцепления шины  $\varphi_y$ , который находят как частное от деления, действующей на шину боковой реакции  $R_y$  (см. рис. 1.2) на реакцию  $R_z$  от действия  $G_k$  [3, 76, 77, 100, 205, 211, 242].

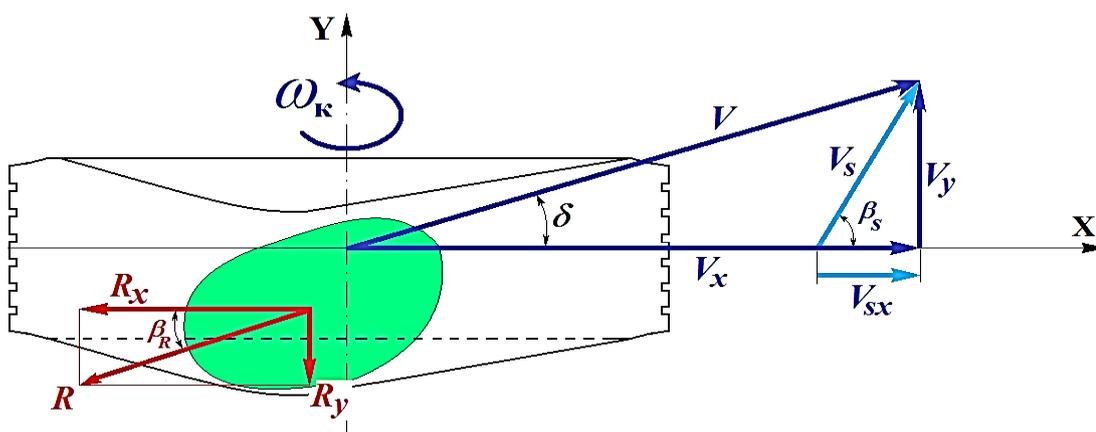


Рис. 1.2. Схема силовых и кинематических параметров, действующих в пятне Конт-ШОП [76, 77, 211].

Фрикционные свойства шин в боковом направлении, а следовательно, и величина коэффициента  $\varphi_y$  зависят от таких факторов как тип и состояние дорожного покрытия, тип и модель шины, Тех-С её протектора, нагрузка на шину, величина угла увода, а также скорость движения автомобиля, от приложения к колесу тяговой или тормозной силы [3, 100, 205, 211, 242].

В большинстве публикаций отмечается, что реализация фрикционных свойств шин в боковом направлении, следовательно, и параметры управляемости и устойчивости АТС в значительной степени зависят от стабильности пятна контакта с дорогой, что обеспечивается эффективной работой элементов подвески, а главное, эффективной работой амортизаторов.

В процессе движения АТС по ОП Дор на его эластичные шины действуют дорожные неровности, вызывая деформацию упругих элементов подвески и, как следствие, колебания Подр-М и Неподр-М. В итоге они перемещаются, совершая колебания как вертикальные, так и угловые [81, 86].

подавляющее большинство современных автотранспортных средств в качестве гасителей колебаний Подр-М и Неподр-М используют Г или ПГ-Ам. Они преобразуют энергию колебаний Подр-М и Неподр-М масс АТС в тепло, которое затем рассеивается в атмосфере [81, 86].

Современные амортизаторы изготавливают телескопическими. Их функционирование заключается в создании гидравлического сопротивления,

которое возникает в процессе перетекания гидрожидкости из одной полости цилиндра в другую. Причем интенсивность этого перетекания ограничивается клапанами сжатия и отбоя. Современные амортизаторы имеют стабильные функциональные характеристики, которые, как правило, стабильны в широком диапазоне температуры окружающей среды, а также во всем спектре частот колебаний [81, 86, 181, 189, 191].

## **1.2. Амортизаторы АТС и их рабочие характеристики**

Возбуждаемые в процессе качения шин по дорожным неровностям вертикальные и угловые колебания кузова негативно отражаются на плавности хода АТС, самочувствии перевозимых пассажиров и сохранности груза. Под действием вертикальных колебаний неподрессоренных масс нарушается Конт-ШОП. Неэффективная работа амортизаторов негативно отражается не только на плавности хода АТС, но и на их устойчивости и управляемости, т.е. на Актив-Без транспортных средств.

Поэтому основной функцией современных гидравлических и газогидравлических амортизаторов является создание эффективного декремента затухания колебаний, возбуждаемых в подвеске дорожными неровностями.

Противоречивость двух одновременных требований к подвеске АТС и её амортизаторам обеспечивать комфорт и Актив-Без автотранспортных средств подтверждается результатами исследований как российских, так и зарубежных ученых [3, 8 – 17, 43 – 49, 59 -74, 112 – 115, 187 - 192, 138 – 157 и мн. др.]. Повышение декремента затуханий колебаний улучшает Уст.Упр АТС, но при этом значительно снижает его плавность хода. Снижение декремента затуханий колебаний улучшает комфортабельность АТС, но при этом значительно снижает его управляемость и устойчивость. Особенно это проявляется при повышении скорости движения АТС, а также при движении по дорогам с неровным покрытием.

Большое число авторитетных российских и зарубежных ученых посвятили свои труды исследованиям влияния демпфирующих свойств амортизаторов на характеристики рабочих процессов подвески, а также совершенствованию их конструкции с учетом влияния на показатели плавности хода, управляемости и устойчивости АТС.

В этой области знаний как наиболее значимые необходимо отметить результаты исследований: С.В. Бахмутова [8 - 17], Л.Л. Гинцбурга [43 - 49], А.Д. Дербаремдиккера [59 - 74], В.Н. Добромирова [81], А.А., Енаева [85], В.А. Илларионов [93 - 96], Н.Ю. Кузнецова [105 - 109], Е. Лера [251], А.С. Литвинова [112 - 115], А.В. Лысенко [117, 118], В.Н. Нгуена [129], И.Б. Скиндера [187 - 192], Я.М. Певзнера [138 - 157], Й. Раймпеля [163 - 165], Р.В. Ротенберга [167 - 171], С.П. Рыкова [173 - 184], Д.А. Тихов-Тинникова [199], А.А. Тихонова [201], А.И. Федотова [215 - 218], А.А. Хачатурова [227 - 231], Л.А. Черепанова [234], Е.А. Чудакова В.Б. [239], Цимбалина [232, 233], Д.Р. Эллиса М. [242], Apetaur [245], С. Bourcier de Carbon [246], E. Marquard [252] и многих других.

Коллективами российских и зарубежных ученых проведен большой объем исследований. В данной области науки получены результаты в области конструкции, испытаний и влияний амортизаторов на Экспл-Св АТС.

Целый ряд исследований позволил оптимизировать рабочие характеристики подвески и амортизаторов для Усл.Эксп АТС с учетом конструктивных особенностей подвески [59 – 74, 167 – 171, 187 – 192 и др.]. На рисунке 1.3 приведен график прогрессивной характеристики подвески современного АТС, обеспечивающей стабильную собственную частоту колебаний поддресоренных масс при изменении его загрузки.

В процессе глубоких исследований были установлены и оптимизированы зависимости сил амортизаторов, расходуемых на демпфирование колебаний поддресоренных масс АТС, от скорости движения их элементов [60, 72, 167, 171, 187, 190 и др.];

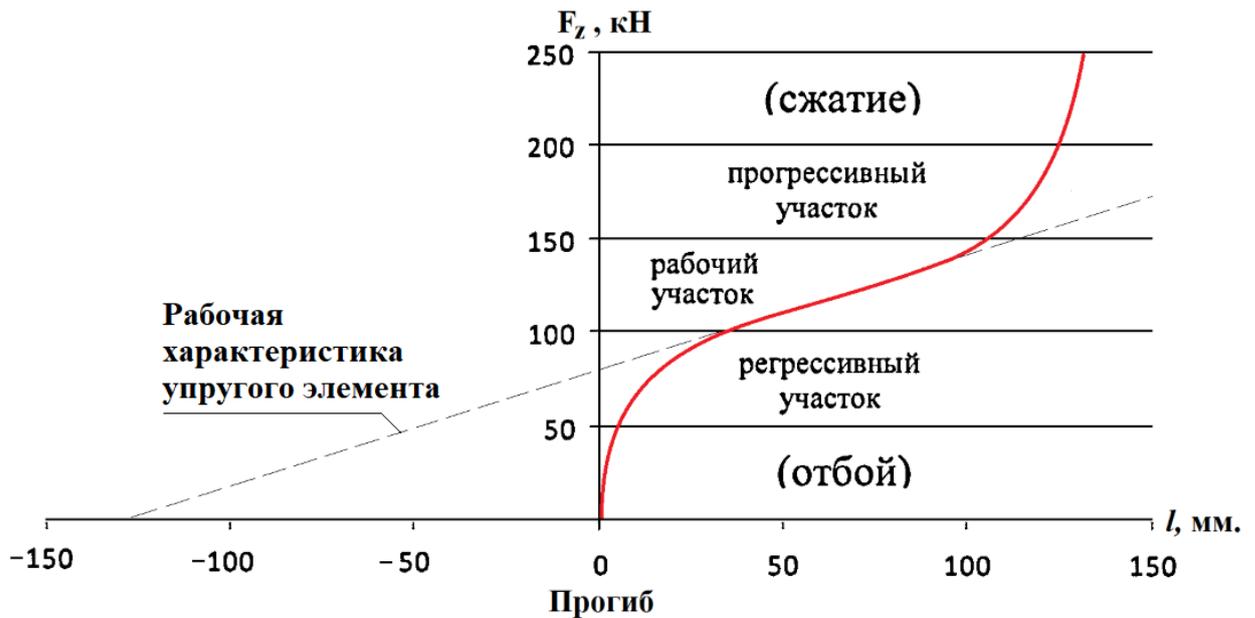


Рис. 1.3. График прогрессивной характеристики подвески современного АТС с разбиением на участки: *рабочий*, *прогрессивный* и *регрессивный*.

Авторами целого ряда работ установлено влияние конструктивных особенностей амортизаторов на их рабочие характеристики АТС [163, 183, 192, 205, 208, 227, 235 и др.]. В них приведен анализ способности амортизаторов обеспечивать гашение колебаний, а также их влияние на амплитудно-частотные характеристики (рис. 1.4) поддресоренных и неподдресоренных масс АТС.

Большая исследовательская работа выполнена учеными в рамках установления зависимостей функциональных свойств амортизаторов от характеристик применяемых в них гидравлических жидкостей [101, 119, 135]. При этом исследования учитывали и температуру окружающей среды, в которой работали амортизаторы, измеряли кинематическую вязкость жидкостей, а также их смазывающие и антикоррозионные свойства.

Довольно большой спектр внимания ученых посвящен вопросам испытания амортизаторов и систем поддресоривания АТС.

В рамках этих исследований научно обоснованы наукоемкие методики, а также реализующие их стенды и стендовые комплексы, позволяющие изучать и оптимизировать рабочие процессы амортизаторов, а также

совершенствовать их функциональные характеристики [17, 33, 55, 58, 60, 72, 82, 96, 99, 105, 107, 117, 128, 129, 133, 136, 144, 161, 171, 183, 188, 218, 233, 235, ].

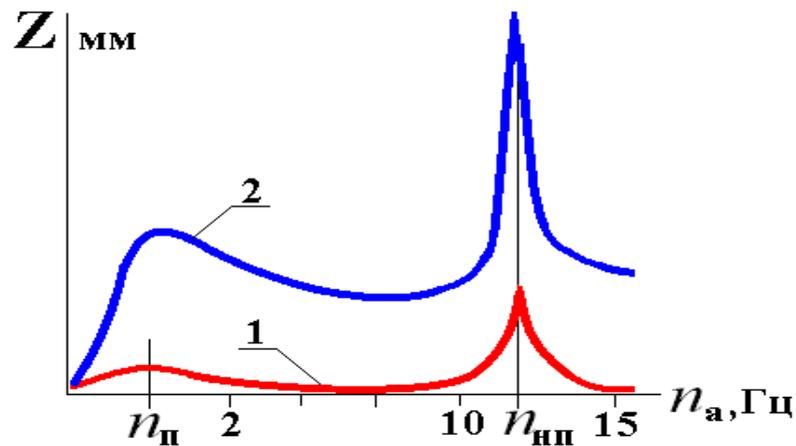


Рис.1.4. Графики амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) подвески автомобиля: 1 – с исправными амортизаторами; 2 – с неисправными амортизаторами [129, 208].

Это позволило значительно улучшить показатели плавности хода АТС, а также показатели устойчивости и управляемости АТС в Усл.Эксп.

Большой объем исследований посвящен изучению плавности хода АТС и влиянию на этот важный эксплуатационный параметр рабочих характеристик амортизаторов [41, 71, 89, 143, 146, 177, 234 и др.]. Установлены критерии и параметры, которые обеспечивают наилучшие показатели плавности хода АТС с разными конструктивными особенностями подвески.

Результатами многочисленных исследований было доказано, что амортизаторы, как элементы подвески АТС, являются не только аппаратами, обеспечивающими плавность их хода, но и обеспечивающими стабильность Конт-ШОП, т.е. обеспечивающими их Актив-Без.

Благодаря многочисленным исследованиям, результаты которых представлены в работах [61, 62, 85, 90, 105, 142, 163, 168, 188, 218, 227, 235 и др.] изучены и оптимизированы характеристики амортизаторов, проанализировано их влияние на стабильность управляемого движения

системы АПЩД. Общепринято, что функциональной характеристикой гидравлических и газо-гидравлических амортизаторов признана зависимость сил их сопротивления от скорости перемещения поршней  $F_a = f(V_a)$ . Причем эти зависимости измеряют как в режиме сжатия, так и в режиме отбоя.

В процессе исследования характеристик амортизатора Л.А. Черепанов делит возмущения, действующие на колебательную систему АТС, на силовые и кинематические [234]. При этом автор установил, что в условиях силовых возмущений, которые возникают в режиме разгона и торможения АТС от амортизаторов требуется максимальный уровень демпфирования во всем диапазоне частот колебаний Подр-М и Неподр-М АТС [234]. В условиях действия кинематических возмущений оптимальный уровень демпфирования амортизаторов определяется величиной амплитуд (*зависящих от геометрических параметров неровностей и скорости движения АТС*), а также от частот действующих возмущений [234].

Особый интерес вызывают результаты большого объема исследований, выполненных профессором Я.М. Певзнером [138 - 157]. Своими исследованиями Я.М. Певзнер значительно расширил теорию колебаний автомобиля, а также теорию устойчивости и управляемости автомобиля [150, 152, 154, 155], дополнив эти теории результатами углубленных исследований Рабоч-Х гидравлических амортизаторов.

Коллективом, под руководством профессора Я.М. Певзнера, установлено влияние функциональных характеристик амортизаторов на показатели динамики колебаний Подр-М и Неподр-М АТС. При этом исследователи учитывали перемещение деталей подвески.

По результатам проведенных исследований профессор Я.М. Певзнер установил, что выбор функциональных характеристик амортизаторов требует очень подробного анализа.

Только с его помощью появляется возможность получения знаний о влиянии каждого отдельного участка характеристики амортизатора на динамику колебаний Подр-М и Неподр-М АТС [118, 148, 149, 157].

Одним из наиболее важных результатов научной деятельности профессора Я.М. Певзнера является установленный им тезис о том, что для определения параметров Рабоч-Х амортизаторов необходимо, во-первых, устанавливать величину коэффициентов их демпфирования, которые определяют на участке дороги, имеющей однородный профиль. Во-вторых, учитывать при этом параметры динамических процессов колебаний элементов подвески АТС, которые возникают при переезде его колес через дорожные неровности. [138, 139, 151].

Анализируя рабочие характеристики амортизаторов, как зависимости, создаваемой ими демпфирующей колебания силы  $F_d$  от скорости  $V_a$  перемещения штока, относительно цилиндра, следует отметить, что в работах [62, 163, 168, 227, 229 и др.] их различают на три вида (см. рис 1.5): *прогрессивную* - 1; *регрессивную* - 2; *линейную* - 3. Даже внешний вид кривых, изображенных на рис. 1.5. позволяет оценить различия в работе амортизатора на режиме сжатия и на режиме отбоя.

При этом усилия  $+F_d$ , создаваемые амортизаторами, установленными на передней оси АТС, в режиме отбоя, как правило, в 1,5-2,0 раза больше, чем усилия  $-F_d$ , создаваемые амортизатором в режиме сжатия. У амортизаторов, устанавливаемых на колесах задней оси АТС, характеристики при отбое в 3-4 раза больше, чем при сжатии [121].

Создаваемая амортизатором сила  $-F_d$  сопротивления сжатию подвески призвана снижать ударные нагрузки на кузов АТС, действующие от неровностей ОП Дор на шину колеса. Эта же сила  $-F_d$  призвана предотвращать отрыв шины от дорожной поверхности во время движения по неровностям.

В условиях движения АТС по дорожным неровностям, вызывающим колебания его Неподр-М надежность Конт-ШОП дороги зависит от эффективности работы амортизатора в режиме отбоя [110]. Сила  $+F_d$ , создаваемая амортизаторами в режиме отбоя, значительно больше по величине, чем сила  $-F_d$ , создаваемая амортизаторами в режиме сжатия.

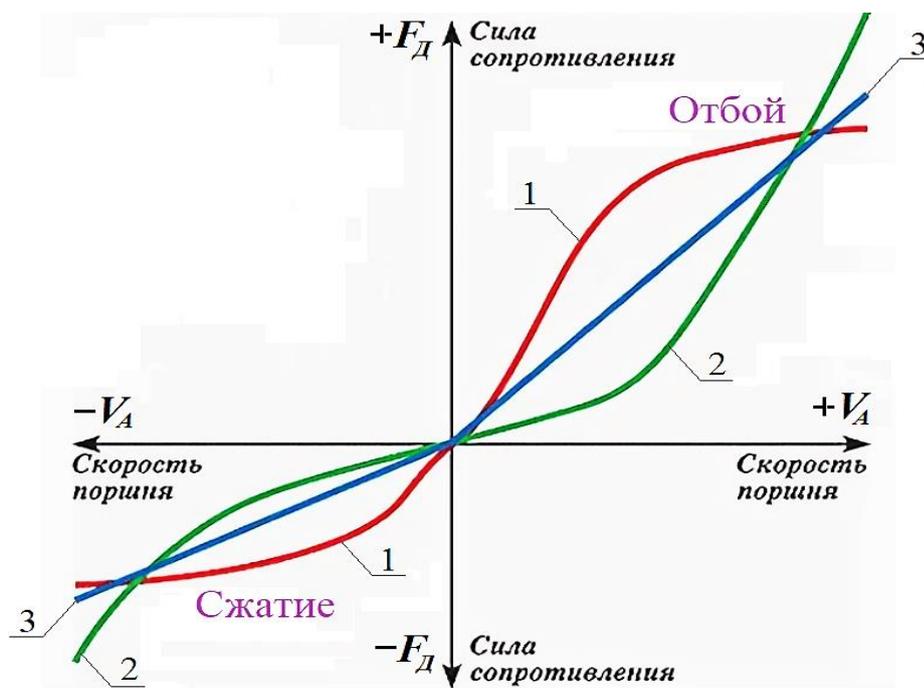


Рис. 1.5. Графики рабочих характеристик гидравлических и пневмогидравлических амортизаторов: 1 – прогрессивная; 2 – регрессивная; 3 – линейная.

Группой ученых из МГТУ им. Баумана, Жилейкина М.М., Котиева Г.О. и Сарача Е.Б. установлены зависимости амплитуды вертикальных ускорений подрессоренной массы автотранспортных средств от частоты возмущающего воздействия при движении по дорожным неровностям. Данные зависимости позволили авторам вычислить интегральный показатель плавности хода АТС.

Используя этот показатель, авторы выполнили оптимизацию характеристики амортизаторов основываясь на его уменьшении. Таким образом им удалось научно обосновать и экспериментально подтвердить методику, позволяющую выполнять оптимизацию нелинейной характеристики амортизатора на основе критерия, обеспечивающего минимальные ускорения подрессоренной массы транспортного средства [90].

В процессе научных исследований Л.А. Черепанов выполнил моделирование продольных и угловых колебаний АТС в Усл.Эксп [234]. Им проведена оптимизация рабочих характеристик амортизаторов подвески, с позиции их влияния на плавность хода короткобазного легкового автомобиля.

Установлено оптимальное соотношение коэффициентов сопротивления амортизаторов передней и задней подвесок на основе подбора оптимальных коэффициентов демпфирования в режиме сжатия и в режиме отбоя.

### **1.3. Экспериментальные исследования функциональных свойств современных амортизаторов на стендах**

Для того, чтобы иметь возможность разработать метод контроля функциональных свойств амортизаторов, работающих в составе АТС, необходимо иметь комплекты амортизаторов с заранее известным техническим состоянием. А для того, чтобы знать Тех-С амортизаторов, необходимо оборудование, реализующие методы их экспериментальных исследований.

Большой объем исследований проведенных как российскими, так и зарубежными учеными посвящен вопросам экспериментального изучения характеристик современных гидравлических и пневмогидравлических амортизаторов на стендах [82, 105, 107, 128, 129, 144, 183, 235 и др.].

В процессе исследований были установлены оптимальные Тест-Р (амплитуды, диапазоны частот, ускорения и их производные), позволяющие с наибольшей информативностью оценивать качество функционирования амортизаторов. Разработан целый ряд методик и реализующее их оборудование, позволяющие проводить доводочные, ресурсные и сертификационные испытания амортизаторов. Позволяющие исследовать силы, создаваемые амортизаторами в режиме сжатия и отбоя, исследовать зависимости этих сил от скорости и величины перемещения их поршней (рис. 1.6) [53].

Результатом большой работы исследователей стал действующий российский стандарт ГОСТ Р 53816–2010, в котором были изложены требования к гидравлическим (в том числе и газогидравлическим) амортизаторам телескопического типа, в том числе и к их характеристикам [53].

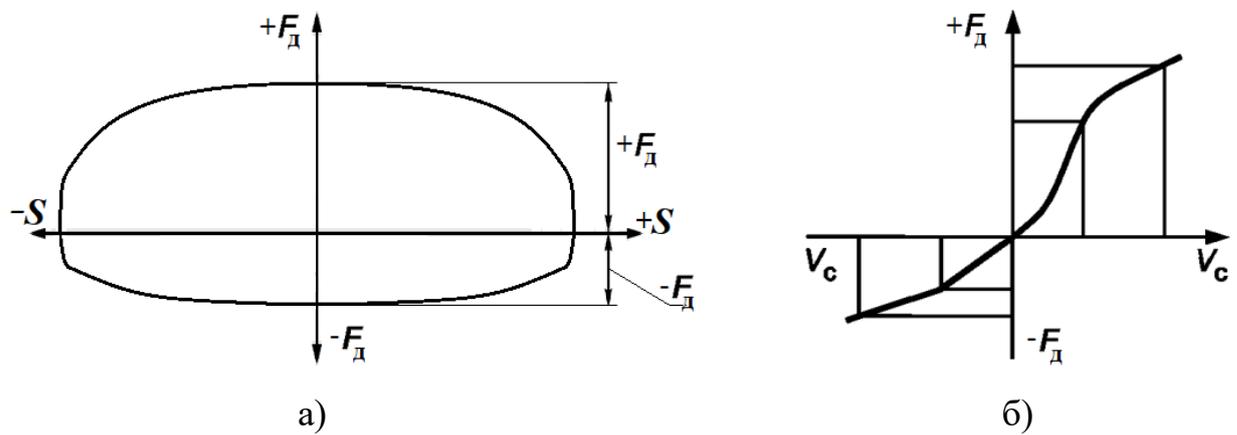


Рис.1.6. Графики зависимостей [53]: а) - рабочей диаграммы гидравлического и пневмогидравлического амортизатора и б) - зависимости сил сопротивления от скорости перемещения штока.

В этом же стандарте представлены методики, которые позволяют выполнять испытания амортизаторов на стендах [53]. Методики испытаний предусматривают Тест-Р в виде задания штоку поршня амортизатора циклических возвратно – поступательных движений (близких к синусоиде) со скоростью  $0,25 \div 0,52$  м/с. Системы измерений стенда должна обеспечивать возможность регистрации диаграмм рабочих характеристик амортизаторов. Общая погрешность измерения силы сопротивления во время испытаний не должна превышать 5%, а частота изменений – 2% [53].

Оценка эффективности работы амортизаторов при таких испытаниях выражена техническим требованием, основанным на сравнении развиваемой ими силы сопротивления, записанной в документах предприятия-изготовителя, с силой, измеренной по данной методике. При этом амортизатор считают работоспособным лишь тогда, когда при скорости поршня от 0,25 до 0,52 м/с, измеренные значения сил сопротивления  $+F_d$  в режиме отбоя не превышают  $\pm 15\%$ , а значения сил  $-F_d$  в режиме сжатия не превышают  $\pm 20\%$  от средних их значений [53].

Отличия вышеуказанных сил  $+F_d$  и  $-F_d$ , измеренных в режиме движения штока поршня со скоростью  $0,08 \div 0,20$  м/с, от их значений, указанных в документации изготовителя, не должны превышать  $\pm 30\%$  ( в режиме отбой) и

$\pm 50\%$  (в режиме сжатие).

Согласно ГОСТ Р 53816–2010 амортизаторы, считают пригодными для эксплуатации, если создаваемые ими силы сопротивления  $+F_d$  и  $-F_d$ , не снижены более, чем на 75 % от номинальной.

Подтверждение этого нормативного требования можно найти в работе профессора Дербаремдикера А.Д. в которой сказано о том, что снижение развиваемой амортизатором сопротивления амортизатора на 25% по сравнению с полностью работоспособным (*в режиме сжатия, и в режиме отбоя*) говорит о его значительной неисправности. А дальнейшая эксплуатация АТС с таким амортизатором опасна [61].

В Российской Федерации наиболее известным производителем оборудования, позволяющего выполнять исследования амортизаторов по ГОСТ Р 53816–2010, является фирма ГАРО, расположенная в г. Великий Новгород. Но в настоящее время на сайте фирмы ГАРО выставлен лишь один стенд для проверки амортизаторов MSG MS1000+ и тот произведен на Украине [269].

Известные конструкции стендов импортного производства много функциональны, имеют целый ряд достоинств. Среди которых: компактность, широкий диапазон создаваемых нагрузок, амплитуд и частот их изменений.

Но при этом импортные стенды имеют и ряд недостатков к которым можно отнести невозможность испытаний длинных телескопических стоек, типа Mac Pherson, их высокая стоимость (до нескольких сот тысяч долларов), не позволяющая применять их на СТО и автотранспортных предприятиях, а также не возможность их приобретения в связи с санкциями.

Конструкции стендов для испытания амортизаторов не отличаются большим разнообразием. Отличия составляет, как правило тип привода, а также функциональные и метрологические возможности систем измерения.

В качестве одного из примеров приведем описание стенда ИТМ010201 отечественной фирмы «Demfi» из г. Тольятти [268], который позволяет выполнять испытания амортизаторов и анализировать их рабочие характеристики (рис. 1.7). Конструкция стенда содержит объект

интеллектуальной собственности, защищенный патентом на полезную модель РФ №39952.

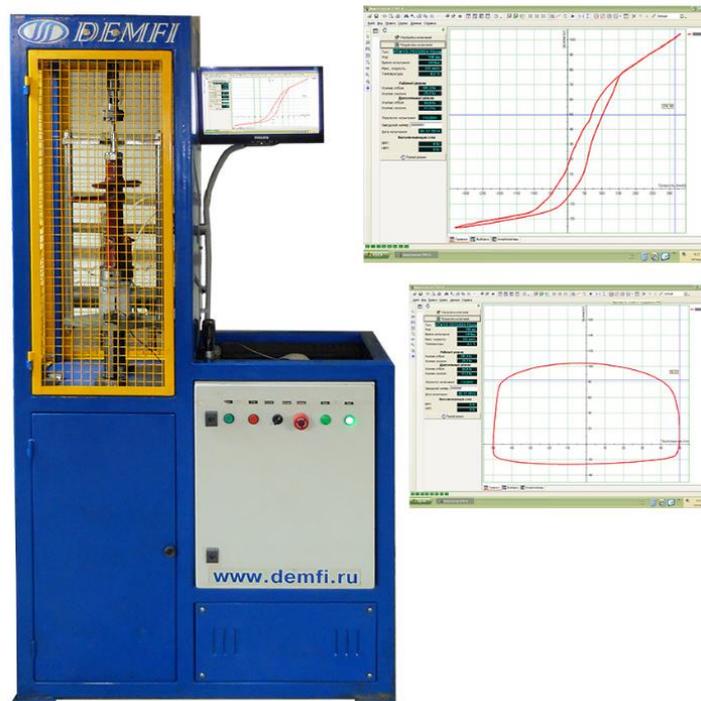


Рис. 1.7. Стенд ИТМ010201 отечественной фирмы «Demfi» для испытания амортизаторов [268].

Измерение сил сопротивления амортизаторов на стенде ИТМ010201 выполняют при перемещении поршня на ходе сжатия и отбоя в динамических режимах [118]. При этом стенд обеспечивает максимальное усилие нагружения амортизаторов 1000 кг при диапазоне измеряемых усилий  $\pm 200$  кг и частотах 1 и 2 Гц. Ход штока амортизатора на стенде составляет 0,01 м (мин) и 0,11 м (макс). Приведенная погрешность измерения сил на стенде ИТМ010201 составляет 0,2%.

В процессе контроля рабочих характеристик установленного на стенде амортизатора, его шток приводят в возвратно-поступательное движение при заданной частоте. Действующая на шток амортизатора сила  $\pm F_d$  передается на силоизмерительный датчик, который и измеряет её величину как на режиме сжатия, так и на режиме растяжения [68, 74, 98, 107, 174, 183, 192]. К сожалению, данный стенд модели ИТМ010201 в настоящее время не доступен к заказу и его нет возможности приобрести [268].

#### **1.4. Анализ методов и средств контроля технического состояния амортизаторов АТС в условиях эксплуатации**

В условиях интенсивного повышения таких важных свойств АТС как динамика их разгона и торможения, максимальная и эксплуатационная скорость, подвеску и амортизаторы автотранспортных средств уже давно считают элементами, обеспечивающими их Актив-Без. Очевидно, что в Усл.Эксп АТС их подвеска, и в частности, амортизаторы, обеспечивающие стабильность Конт-ШОП, требуют регулярного контроля, с использованием методов и средств технической диагностики.

Развитие науки о диагностике Тех-С автотранспортных средств тесно связано с именами таких российских и зарубежных учёных как: Ф.Н. Авдонькин [1], И.Н. Аринин [2], И.А. Биргер [21], И.М. Блянкинштейн [7, 195], А.Д. Борц [25], В.И. Васильев, Г.Ф. Верзаков [39], Ю.А. Власов, Н.Я. Говорущенко [50], Г.Г. Гридасов, А.С. Гребенников [54], Денисов [56], В.П. Калявин [97], А.Н. Карташевич, А.В. Колчин [101], Г.В. Крамаренко [104], С.Н. Кривцов, А.А. Малюков [122], В.М. Михлин [124, 125], А.В. Мозгалевский [126], А.Г. Сергеев [186], В.П. Тарасик, И.П. Терских [196], А.М. Третьяков, А.И. Федотов [208], А.М. Харазов [220- 226] и других.

Современные методы диагностики позволяют определять Тех-С АТС по принципу - «годен» или «не годен» к эксплуатации, без поиска неисправностей и их причин [118]. Так выполняется *«общее»* (или *функциональное*) диагностирование АТС, его агрегатов и систем.

Они также позволяют и выполнять *«поэлементное»* (или *дифференциальное*) диагностирование АТС, его агрегатов и систем в процессе которого выявляют неисправности и их причины [2, 25, 39, 104, 195, 196, 208].

Большое количество исследований посвящено разработке и развитию методов технической диагностики амортизаторов АТС, а также реализующего их оборудования. В последние десять лет стали интенсивно развиваться методы диагностики амортизаторов, основанные на их способности обеспечивать стабильность Конт-ШОП дороги. Другими словами, новые

методы контроля Тех.С амортизаторов основываются не на их функциональной способности обеспечивать плавность хода АТС, а на их способности влиять на их Актив-Без.

Следует отметить, что в Усл.Эксп выявление в составе АТС неисправного амортизатора является очень непростой технической задачей, которую чаще всего решают в процессе испытаний подвески на специализированных вибростендах (рис.1.8).



а)



б)

Рис.1.8. Контр-Тех-С подвески и амортизаторов АТС на вибростенде: а) - Колесо на площадке вибростенда; б) – Скриншот монитора стенда с итогами контроля передней оси.

При этом в процессе тестовых колебаний неподрессоренных масс АТС, в диапазоне частот от 0 до 20 Гц определяют способность амортизаторов демпфировать эти колебания [82, 98, 129, 208, 260, 261].

Методы, реализуемые в процессе Контр-Тех-С подвески на вибростендах весьма разнообразны. Однако наибольшее развитие и использование в практике Контр-Тех-С подвески и амортизаторов получили три метода: метод BOGE/МАНА; метод EUSAMA; метод Тэта.

Распространенные в России и в Мире стенды, реализующие методы диагностики Тех-С подвески: BOGE/МАНА, EUSAMA и Тэта не способны в полной мере учитывать такое важное качество подвески, как её способность обеспечивать стабильность пятна Конт-ШОП [105-107, 117, 129, 199, 218, ].

Это утверждение обосновано условием сохранения устойчивости движения колеса с ЭлШ, при действии на него боковой силы  $F_y$ , которое описывается при помощи Ед.Нер [118, 205, 211]:

$$F_y \leq \sqrt{R_z \cdot \varphi^2 - R_x^2}, \quad (1.1)$$

где:  $R_z$  – нормальная реакция ОП Дор на действие нагрузки на шину  $G_k$ ;

$R_x$  – реакция ОП Дор на действие на шину продольных сил  $F_x$ ;

$\varphi$  – коэффициент сцепления шины с ОП Дор.

В процессе исследований, проведенных украинскими учеными [133] предложена методика Контр-Тех-С амортизаторов автомобиля в процессе его движения. В основе предлагаемого метода Контр-Тех-С автомобильных амортизаторов авторы использовали показатель, заключающийся в измерении спектральной плотности вертикальных ускорений Подр-М АТС при действующих в Усл.Эксп плотностях вертикальных ускорений его Неподр-М, которая зависит от скоростного режима движения автомобиля, а также ровности и состояния дорожного покрытия.

Результаты этих исследований [133] показывают, что предлагаемая авторами методика тоже не способна в полной мере учитывать способность подвески, обеспечивать стабильность пятна Конт-ШОП и создавать реакцию  $R_y$  на действие боковых сил  $F_y$ .

Проблема вибростендов, а также многих дорожных методов заключается в том, что их технические возможности ограничиваются тем, что они позволяют экспериментально оценивать влияние подвески и её элементов (*в том числе и амортизаторов*) лишь только на один из нескольких параметров  $R_z$ , от которых зависит способность шины колеса создавать боковую реакцию  $R_y$ . Даже если в пятне контакта шины продольная реакция  $R_x$  отсутствует (*режим качения свободного колеса*), то в уравнении (1.1) остается как минимум один значительно влияющий на способность колеса создавать боковую реакцию параметр, это  $\varphi$  коэффициент сцепления шины с ОП Дор. Величина коэффициента сцепления  $\varphi$  зависит не только от реакции  $R_z$ , но и от типа шины и состояния (*рисунка, износа*) его протектора, от типа,

вида и состояния дорожного покрытия, от скорости движения АТС.

Поэтому авторы цикла работ [106, 108, 117, 118, 129, 198, 199, 216, 218] направленных на разработку методик Контр-Тех-С амортизаторов, учитывающих их влияние на Уст-УД АТС предлагают измерять эту способность в условиях колебаний подрессоренных масс и действии на автомобиль боковой силы.

### **1.5. Анализ контроля технического состояния амортизаторов АТС с учетом их влияния на устойчивость АТС**

Как уже было отмечено ранее амортизаторы обеспечивают Конт-ШОП дороги и тем самым значимо влияют на Актив-Без АТС. Уже по этой причине необходимо обеспечивать регулярный Контр-Тех-С амортизаторов и подвески АТС в Усл.Эксп.

Но если проанализировать перечень технических воздействий с АТС, проводимых в рамках инструментального контроля на постах и центрах годового технического осмотра, то можно заметить, что Контр-Тех-С подвески и амортизаторов там не предусмотрен [162, 207]. Контр-Тех-С подвески и амортизаторов не предусмотрен и «Техническим регламентом о безопасности колесных транспортных средств», находящихся в эксплуатации [200]. Отсутствие контроля за техническим состоянием подвески и амортизаторов в эксплуатации снижает Уст.Упр АТС ведет к снижению их Актив-Без.

При этом решению проблем, связанных с повышением Актив-Без, Уст.Упр АТС посвятили свои труды такие российские и зарубежные ученые как: Антонов Д.А. [3], Бахмутов С.В. [8-17], Балабин И.В. [6-7], Бергман К. [20], Гинцбург Л.Л. [43-49], Добрин А.С. [78 - 80], Иванов А.М. [111], Илларионов В.А. [93-96], Котиев Г.О. [90], Литвинов А.С. [112-115], Малюгин П.Н. [121], Милликен У. [203], Паттас К. [137], Певзнер Я.М. [138 - 157], Петрушов В.А. [159], Уитком Д. [203], Фалькевич Б.С. [205], Хачатуров А.А. [227 - 231], Чудаков Е.А. [238, 239], Эллис Д.Р. [242] и мн. др.

Из всего богатого перечня научных результатов, который был накоплен учеными за многие годы, в данной работе нас интересуют те из них, которые связаны с работой амортизаторов, параметров подвески и эластичных шин.

В этой связи определенный интерес представляет работа ученика профессора Б.С. Фалькевича и его ученика Н.Г. Васильева [33]. Авторами подтверждено, что колебания неподрессоренных масс АТС могут приводить к отрыву шин от опорной поверхности дороги, что приводит к смещению его центра масс от траектории управляемого движения.

В процессе аналитических и экспериментальных исследований авторам удалось выявить эффекты недостаточной и избыточной поворачиваемости АТС вызванных смещением колес. Так при боковом смещении колес передней оси поворачиваемость автотранспортного средства становится недостаточной, а при боковом смещении колес задней оси – избыточной. Важными являются полученные авторами результаты изменения сил демпфирования амортизаторов, установленных в подвеске АТС. Также установлено, что снижение сил демпфирования амортизаторов от номинального уровня на 50% приводит к снижению такого важного свойства АТС, как управляемость. У автомобилей с низким уровнем демпфирования в подвесках имеет место значительный рост амплитуды колебаний их угловой скорости относительно вертикальной оси, а также и её первой производной [33].

Улучшению Уст. Упр АТС в процессе его движения по дороге с неровной опорной поверхностью посвящена работа Ахмедова А.А. [4]. Научную задачу автор решал на основе методов многокритериальной параметрической оптимизации функциональных характеристик и конструкции автотранспортных средств категории М1. Автором выявлен эффект ухудшения амплитудно-частотной характеристики подвески, а также её негативное влияние на угловую скорость поддрессоренной массы АТС и её боковое ускорение в условиях движения по окружности на неровной поверхности дороги. Одним из важных итогов этого исследования явилось научное обоснование необходимости повысить демпфирующие силы в передней подвеске на 8,5%, и на 12,5% в задней. Это позволило автору значительно

улучшить управляемость и устойчивость АТС в условиях дорожных возмущений.

По утверждению профессора А.А. Хачатурова основной причиной нарушений курсовой устойчивости движения автотранспортных средств являются дорожные неровности, которые вызывают вертикальные колебания колес и, как следствие, нарушение стабильности сцепления шин с ОП Дор [227].

Подтверждение выводам профессора А.А. Хачатурова получены в результатах исследований, проведенных И.В. Костюк. В них автор исследовал устойчивость курсового движения АТС, в условиях возмущений, вызванных колебаниями колес в процессе переезда ими единичной неровности. Автор привел в работе убедительные доказательства влияния дорожных неровностей на боковое смещение центра масс автотранспортного средства. В заключение работы И.В. Костюк обосновал целесообразность включения тестового режима «Переезд колес АТС через Ед.Нер» в методику проведения испытаний колесных транспортных средств на управляемость и устойчивость [102].

Важным результатом исследования, проведенного А.А. Ахмедовым, является положение о том, что анализ устойчивости АТС при действии дорожных возмущений значительно дополняет знания о расчете упругих и демпфирующих характеристик подвески АТС.

Определенный интерес представляют результаты исследований, полученные учеными Братского государственного университета [193]. Они выполнили экспериментальные исследования процесса колебаний подрессоренных, а также непрессоренных масс АТС. В процессе исследований АТС двигался равномерно, а при переезде единичной неровности выполнял экстренное торможение. Установлено, что в процессе проведения исследования колебания масс АТС при отрыве шин от опорной поверхности дороги, значительно отличаются от колебаний этих масс при стабильном контакте шин с дорогой.

Авторы отмечают, что на длину пути, пройденного АТС при торможении

с нестабильным контактом шин, значительно влияет высота неровностей опорной поверхности дороги. Важно отметить и то, что повышение демпфирующих сил в подвеске АТС значительно улучшает Конт-ШОП [193]. При этом стабильность Конт-ШОП дороги значительно зависит от сил их неупругого сопротивления. Авторами рассмотрено влияние неупругого сопротивления в подвеске на величину пути, пройденного АТС в условиях его торможения на дороге с неровностями. Так увеличение этого сопротивления в два раза уменьшает тормозной путь АТС на 17% даже при наличии отрыва шин от их контакта с дорогой [193].

Исследования аспиранта Нгуен Тхе Мань посвящены совершенствованию методики оценки чувствительности АТС к прохождению поворота [130]. В процессе исследования автор особое внимание уделил таким параметрам, как углы увода шин, а также параметрам, учитывающим взаимодействие подвески и рулевого управления АТС. Выявлены закономерности, показывающие взаимосвязи между скоростными режимами движения АТС, координатами его подрессоренной массы в боковом направлении, ускорением центра масс, при заданных дорожных условиях.

На основании выявленных закономерностей автор научно обосновал методику оценки влияния эксплуатационных параметров подвески, рулевого привода, а также характеристик шин АТС на показатели его управляемости и устойчивости.

Исследователи В.В. Филиппов, Н.В. Смирнова и Д.И. Кияшко выполнили подробный анализ факторов, влияющих на возникновение опасных дорожно-транспортных ситуаций на дорогах с неровностями разного уровня. Как результат исследования ими был научно обоснован показатель - коэффициент аварийности, учитывающий ровность дорожных покрытий, которым они восполнили эффективность методики определения аварийности на дорогах [219].

Группой ученых под руководством профессора Федотова А.И. были научно обоснованы геометрические параметры единичной неровности [106,

117, 108, 218] для создания возмущающего тестового воздействия на неподдресоренные массы АТС. Установлено, что геометрические размеры единичной неровности должны, во-первых, обеспечивать чувствительность диагностических параметров, используемых в методике контроля к изменению Тех-С амортизаторов. Во-вторых, геометрические размеры единичной неровности не должны разрушать шины и колеса АТС в процессе диагностики [117, 118].

Возмущающее Тест.Воз на колеса автомобиля в виде гармонических колебаний нормальной реакции  $R_z$  на колесах, при их переезде через Ед.Нер, вызывает колебания колесных узлов (с элементами подвески и тормозными механизмами). При достаточной величине единичной неровности и скорости движения АТС это приводит к нарушению сцепления шин с ОП Дор [108].

В целом ряде публикаций [102, 106, 111, 118] отмечается, что для задания тестового режима в виде колебаний колесных узлов, при испытании АТС на устойчивость управляемого движения, целесообразно использовать Ед.Нер квадратного сечения размером  $50 \times 50$  мм. При этом утверждается, что единичную неровность следует устанавливать перпендикулярно плоскости вращения колес АТС. Переезд колёс АТС через такую неровность генерирует колебания колесных узлов с амплитудой, величина и декремент затухания которых будет определяться показателями эффективности работы амортизаторов. Которая, в свою очередь, зависит от их Тех-С. А при низком техническом состоянии тестовый такой режим может приводить к нарушению контактов шин с дорогой и, как следствие, к нарушению управляемого движения АТС.

Одной из первых работ в области Контр-Тех-С амортизаторов, учитывающей влияние колебаний нормальной реакции  $R_z$  на колесах АТС на их способность обеспечивать боковое сцепление шин с ОП Дор явилось исследование Нгуен Ван Ньяня [129].

В ней автор исследовал способность амортизаторов обеспечивать контакт шин с опорными площадками вибростенда с измерением боковой

реакции  $R_y$  (см. рис. 1.9). В процессе контроля колеса АТС устанавливали на вибростенд так, чтобы измерительное колесо с силоизмерительным датчиком 1 испытывало колебания от вибростенда 2, а второе колесо устанавливали на плоский подшипник, обеспечивая ему возможность свободного перемещения в боковом направлении.

В процессе задания тестового режима в виде вертикальных колебаний колесного узла к колесу прикладывали боковую силу от устройства бокового смещения колеса 4, через тягу 3. Измерительные системы стенда измеряли величину нормальной  $R_y$  и боковой  $R_y$  реакций на колесе во всем диапазоне частот колебаний колесного узла в диапазоне от 0 до 20 Гц. На рис. 1.9, б) изображена осциллограмма этого процесса.

Способность амортизатора обеспечивать стабильность контакта шины с ОП Дор автор оценивал при помощи диагностического параметра – минимального коэффициента бокового сцепления  $\varphi_{\text{умин}}$  рассчитываемого по формуле [129]:

$$\varphi_{\text{умин}} = \frac{R_{\text{умин}}}{R_{\text{зст}}} \cdot 100\% \quad (1.2)$$

где:  $R_{\text{умин}}$  – минимальное за процесс измеренное значение боковой реакции  $R_y$ ;

$R_{\text{зст}}$  – величина нормальной реакции  $R_y$  в статике.

Автором обоснованы нормативные величины  $[\varphi_{\text{умин}}]$  коэффициента Бок.Сц шин (1.2). Если величина измеренного коэффициента Бок.Сц шины  $\varphi_{\text{умин}} > 16,9\%$  – то амортизатор обеспечивает хорошее сцепление в боковом направлении и его Тех-С считают хорошим. Если  $8,8\% \leq \varphi_{\text{умин}} \leq 16,9\%$ , Тех-С амортизатора считают удовлетворительным. Если  $\varphi_{\text{умин}} \leq 8,8\%$ , то Тех-С амортизатора считают неудовлетворительным [129].

При всей оригинальности метода Н.В. Ньяня, его нельзя считать высокоинформативным уже хотя бы потому, что в процессе измерения боковой реакции  $R_y$  колеса не вращаются.

Оригинальным является метод Контр-Тех-С амортизаторов, снятых с

автотранспортного средства на стенде с беговым барабаном, научно обоснованный Кузнецовым Н.Ю. [106]. Исследования функциональных свойств амортизатора автор проводил на стенде (рис. 1.9, а).

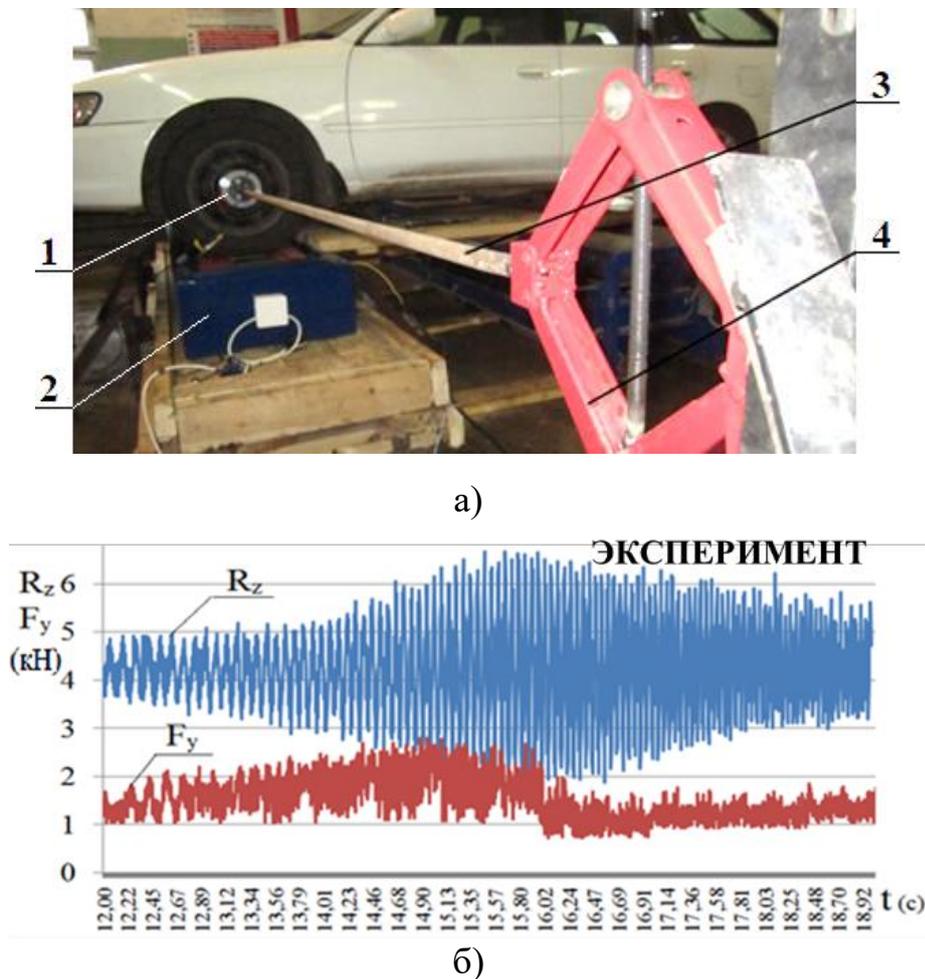


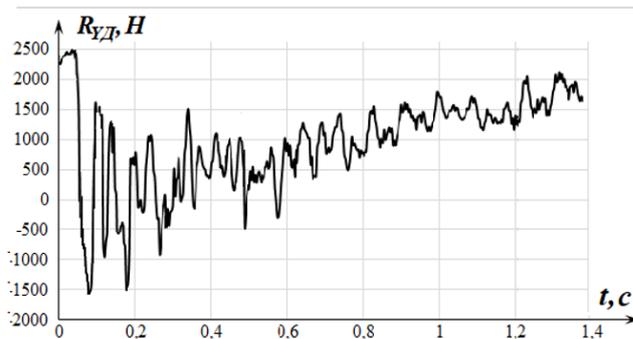
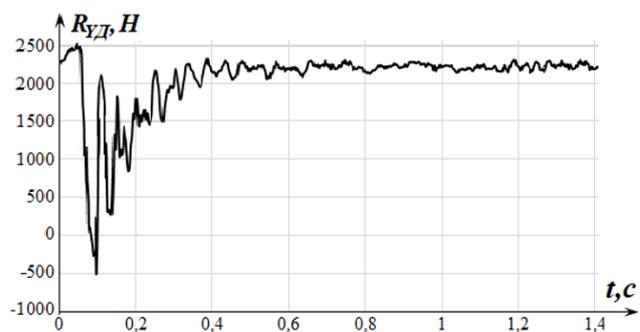
Рис. 1.9. Исследование Тех-С амортизаторов на вибростенде по методу Н.В. Няня [129]: а) – Внешний вид автомобиля на стенде; б) – Осциллограмма изменения нормальной  $R_y$  и боковой  $R_y$  реакций на колесе, 1 – датчик измерения боковой реакции; 2 – вибростенд; 3 – тяга; 4 – силовое устройство бокового смещения колеса.

Амортизатор устанавливали в установку «четверть автомобиля» на стенд с беговым барабаном. Сверху установку нагружали гирями, масса которых была равна  $\frac{1}{4}$  массы АТС. В процессе переезда колесом, движущимся с заданным углом увода, Ед.Нер в установке возбуждались колебания, которые по амплитуде и частоте были эквивалентны рабочим частотам и амплитудам автомобильной подвески [106].

Измерительная аппаратура стенда регистрировала нормальную  $R_z$  и боковую  $R_y$  реакции, действующие на катящееся колесо. На рис 1.10, б) показаны колебания боковой реакции  $R_y$  при исправном амортизаторе (*верхний график*) и при неисправном амортизаторе (*нижний график*). Для количественной оценки влияния амортизатора на характеристики колебаний автор ввел параметр  $\lambda_L$  – коэффициент снижения боковой реакции.



а)



б)

Рис. 1.10. Установка «четверть автомобиля» для исследования функциональных свойств амортизаторов в процессе переезда колесом, движущимся с углом увода, Ед.Нер; а) – общий вид стенда с колесом и испытуемым амортизатором; б) – экспериментальные зависимости боковых сил от пути качения колеса [106].

Его использование позволило установить три уровня Тех-С амортизатора – первый (работоспособный 100% ÷ 65%), второй – (допустимой работоспособности 65% ÷ 40%) и третий – (неработоспособный – менее 40%) [106].

В работе А.В. Лысенко аналитически и экспериментально подтвержден тезис о том, что амплитуда колебаний нормальной реакции  $R_z$  на колёсах

транспортных средств при переезде ими через единичную неровность может увеличиваться только в результате снижения Тех-С амортизаторов [117, 118]. Для Контр-Тех-С амортизаторов автор научно обосновал Тест-Р движения АТС под действием боковой силы заданной величины и переезд колесами через Ед.Нер с заданными параметрами поперечного сечения. Стабильность действующей на АТС боковой силы А.В. Лысенко предложил обеспечивать заданными скоростью и радиусом поворота [117, 118].

Это позволило автору обеспечить эффективный контроль устойчивости управляемого движения АТС в процессе движения по кругу заданного радиуса и при действии возмущений, возникающих при переезде ими единичной неровности. По сути, устойчивость управляемого движения АТС обеспечивают эффективная работа амортизаторов и фрикционные свойства шин [117, 118]. В случае выхода АТС за пределы Кор.Дв (рис. 1.11), устойчивость движения АТС считается недостаточной, а работа амортизаторов и реализация фрикционных свойств шинами не эффективными.



Рис. 1.11. Автомобиль движется по кругу в коридоре движения с единичной неровностью в процессе Контр-Тех-С амортизаторов [118].

Очевидным недостатком метода А.В. Лысенко является функциональная ограниченность контроля амортизаторов по принципу «*годен*» или «*не годен*» т.е. отсутствует возможность Контр-Тех-С каждого отдельно взятого амортизатора АТС,

Анализ научных исследований, направленных на оценку влияния стабильности Конт-ШОП на устойчивость АТС показывает, что важнейшим фактором, влияющим на стабильность сцепления шин с дорожным покрытием, является Тех-С амортизаторов [118].

В Усл.Эксп Тех-С амортизаторов ухудшается и со временем они теряют способность обеспечивать стабильный Конт-ШОП [118]. Это приводит к снижению реализации шинами их фрикционных свойств и способности создавать боковые и продольные реакции в контакте с опорной поверхностью дороги. При высоких скоростях движения АТС и на дорогах с низким коэффициентом сцепления это приводит к потере их курсовой устойчивости, боковому заносу и, в конечном итоге, к ДТП.

С позиции обеспечения Актив-Без АТС амортизаторы являются одними из наиболее важных аппаратов систем подрессоривания. Но, как показывает выполненный обзор публикаций при проведении 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 методик и реализующего их оборудования, позволяющих выполнять Контр-Тех-С амортизаторов АТС в дорожных условиях оперативно и с высокой эффективностью вступает в противоречие с отсутствием знаний о функциональных связях их Тех-С амортизаторов с показателями способности шин создавать боковые реакции с дорогой, а также с силовыми параметрами, характеризующими Уст-УД автотранспортных средств в условиях дорожных возмущений.

Поэтому, решение задачи повышения устойчивости движения автотранспортных средств, на основе совершенствования метода Контр-Тех-С амортизаторов, в условиях дорожных возмущений с учетом бокового сцепления шин АТС с дорогой, приобретает актуальность. Решение этой научной задачи обеспечит возможность значительного повышения таких важных Экспл-Св АТС как устойчивость их управляемого движения и Актив-Без.

## 1.6. Выводы по первой главе

Результаты проведенного анализа научных и учебных публикаций, справочной и нормативной литературы, исследований направленных на изучение характеристик Г и ПГ-АМ, влияния их конструктивных особенностей и Тех-С на показатели устойчивости, управляемости и плавности хода автотранспортных средств, а также методики их испытания АТС с учетом взаимодействия эластичных шин с дорогой в условиях возмущений, вызванных дорожными неровностями, показывают:

1. Основную функцию демпфирования колебаний поддресоренных и неподдресоренных масс автотранспортных средств, вызванных возмущениями, в процессе движения шин по дорожным неровностям, выполняют их гидравлические (или пневмогидравлические) амортизаторы. От эффективности работы амортизаторов зависит стабильность Конт-ШОП, а также такие важнейшие Экспл-Св АТС как управляемость и устойчивость движения. Поэтому амортизаторы по праву признаны элементами Актив-Без современных АТС;

2. В процессе эксплуатации под действием внешних и внутренних факторов Тех-С амортизаторов изменяется и со временем они перестают выполнять возложенные на них функции обеспечения стабильности контакта шин с дорогой и устойчивости управляемого движения. При этом важнейшие Экспл-Св АТС, управляемость и устойчивость движения значительно снижаются.

Поэтому существует острая необходимость периодического Контр-Тех-С амортизаторов в Усл.Эксп АТС;

3. Основной документ «Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств», регламентирующий на территории России [200] требования к АТС, находящимся в эксплуатации, не предусматривает процедуры Контр-Тех-С амортизаторов, а также контроля их влияния на показатели устойчивости АТС в процессе технического осмотра;

4. Существующие дорожные и стендовые методы контроля и

диагностики Тех-С амортизаторов, установленных на АТС, не позволяют *количественно* оценивать их влияние на способность шин создавать боковые реакции в контакте с опорной поверхностью, не оценивают *количественно* их влияние на показатели Актив-Без АТС;

5. Действующий ГОСТ 31507-2012 предписывает выполнять контроль устойчивости АТС в условиях дорожных испытаний. В рамках этих испытаний устойчивость АТС определяют как его реакцию на такие Тест-Р как «*рывок руля*», «*поворот*», «*переставка*». Для количественной оценки устойчивости АТС применяют кинематические и геометрические параметры.

6. Качество Контр-Тех-С амортизаторов АТС можно значительно повысить, если выполнять его на основе зависимостей, характеризующих влияние их Тех-С на силовые параметры сцепления шин с ОП Дор в процессе движения транспортных средств, при действии на них боковой силы, заданной величины и переезде колёсами Ед.Нер.

7. Решение задачи повышения устойчивости движения автотранспортных средств, на основе совершенствования метода Контр-Тех-С амортизаторов, в условиях дорожных возмущений с учетом бокового сцепления шин АТС с дорогой, приобретает актуальность.

Решение этой научной задачи обеспечит возможность значительного повышения таких важных Экспл-Св АТС как устойчивость их управляемого движения и Актив-Без.

### **1.7. 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.

## ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ СИЛОВОГО МЕТОДА КОНТРОЛЯ АМОРТИЗАТОРОВ АТС В ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЯХ

Чтобы обеспечить возможность решения поставленных в диссертации задач, связанных с расчетами исследуемых процессов была выполнена работа по созданию теоретических предпосылок научного обоснования, формирования и экспериментальной проверки силового метода Контр-Тех-С амортизаторов, который позволяет учитывать их влияние на способность шин современных автотранспортных средств создавать боковые реакции [106].

Такой подход позволит обеспечить контроль и поддержание на высоком уровне важнейшее свойство современных АТС – это устойчивость движения. Чтобы решать такую важную и технически сложную задачу автором была разработана математическая модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога». Такая модель позволяет аналитически исследовать реакции в контакте шин с дорогой, и при этом учитывает влияние на них возмущений, вызванных колебаниями нагрузки на колесах. С её помощью появляется возможность учитывать влияние на устойчивость АТС Тех-С амортизаторов. Выполнять Ан.Иссл показателей устойчивости АТС, в процессе их движения по круговой траектории с переездом через Ед.Нер. Это позволяет выполнять Ан.Иссл, направленное на разработку эффективного силового метода контроля Тех-С амортизаторов в Усл.Эксп [110].

### **2.1. Теоретические основы силового метода контроля технического состояния амортизаторов**

Теоретические основы силового метода контроля Тех-С амортизаторов в дорожных условиях, для обеспечения устойчивости АТС предусматривают проведение детального анализа их траектории движения, а также реакций, в контакте шин с дорогой. Таким образом разрабатываемый силовой метод предусматривает четыре основных этапа:

1. Тестовое воздействие: движение АТС под действием заданной боковой

- силы по горизонтальной площадке с возмущающим воздействием на колеса;
2. Измерение нормальных и боковых реакций в пятнах контакта шин его колес после возмущающего воздействия;
  3. Определение показателей устойчивости АТС: Изменение траектории движения АТС в зависимости от Тех-С амортизаторов;
  4. Определение Тех-С амортизаторов по способности обеспечения устойчивости АТС: Анализ измеренных нормальных и боковых реакций в пятнах контакта шин колес АТС, после возмущающего воздействия, с их нормативными значениями в случае выхода АТС за пределы коридора движения.

## **2.2. Оптимизация параметров тестового воздействия АТС при силовом методе контроля амортизаторов**

Эффективность и применимость любого метода диагностики в эксплуатационных условиях зависят от научно обоснованного подхода к выбору параметров Тест.Воз и их стабильности, которые влияют на результаты диагностики. Поэтому при разработке силового метода контроля амортизаторов в дорожных условиях, необходимо определиться с выбором параметров Тест.Воз, на объект диагностирования. Тестовое воздействие на АТС при реализации разрабатываемого силового метода состоит из двух одновременно действующих на движущийся АТС факторов.

Первым действующим фактором тестового режима является стабильная по величине действующая на АТС центробежная сила  $F_{цб}$ . Она возникает в процессе равномерного движения АТС по кругу заданного радиуса. Величина этой центробежной силы, стабильна. Она зависит только от массы автомобиля  $m_a$  скорости его движения  $V_a$  и радиуса круга  $r$ . А рассчитывается она по формуле:

$$F_{цб} = \frac{m_a \cdot V_a^2}{r}, \quad (2.1)$$

Обратите внимание на то, что все, входящие в формулу (2.1) параметры, являются константами. Из этого следует, что если АТС будет перемещаться по кругу заданного радиуса с постоянной скоростью, то и центробежная сила  $F_{цб}$ , которая будет действовать на испытуемый автомобиль, будет постоянной.

Вторым действующим фактором тестового режима является возмущающее воздействие от дорожного покрытия на колеса транспортного средства. Данное воздействие вызывает затухающие гармонические колебания неподдресоренных масс АТС в момент переезда колесами АТС Ед.Нер. Тех-С амортизаторов обеспечивает декремент затухания этих колебаний, а также их способность обеспечивать Конт-ШОП.

При оптимизации первого действующего фактора - силы  $F_{цб}$  учитывали следующие ограничения:

- Скорость  $V_a$  движения АТС и радиус круга  $r$  должны обеспечивать величину боковой силы  $F_{цб}$ , достаточную для возникновения боковых реакций на шинах колес, величина которых обеспечивала чувствительность силового метода к изменению Тех-С амортизаторов; Скорость  $V_a$  движения АТС с неработоспособными амортизаторами по кругу должна быть такой, чтобы не вызывать его неуправляемое движение, а с работоспособными амортизаторами, обеспечивать нахождение АТС внутри Кор.Дв, без выезда за его пределы.

При оптимизации второго действующего фактора - возмущающего воздействия от дорожного покрытия на колеса транспортного средства учитывали следующие ограничения:

- Возмущающие воздействия на колеса представляют собой затухающие гармонические колебания, которые формируются посредством наезда шин АТС на Ед.Нер;

- Наезд шины на Ед.Нер не должен приводить к повреждению шин и колес АТС, поэтому геометрические размеры неровности должны быть значительно меньше длины пятна Конт-ШОП;
- Амплитуды гармонических колебаний Неподр-М АТС должны обеспечивать достаточную чувствительность к изменениям параметров устойчивости АТС и Тех.С амортизаторов.

### 2.3. Структурная схема системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога»

Важнейшим элементом Ан.Иссл, направленного на разработку силового метода диагностики амортизаторов в дорожных условиях является структурная схема процесса движения АТС по кругу при действии на него боковой силы с переездом колесами Ед.Нер. Неотъемлемым элементом такой схемы является учет действия на этот процесс Тех-С амортизаторов.

Для обеспечения требуемого стабильного тестового воздействия на вход ОИ (АТС) в процессе его функционирования подаются УпрВ в виде заданной скорости  $V_a$  движения АТС, а также заданных водителем углов  $\theta_1$  и  $\theta_2$  поворота управляемых колёс (см. рис. 2.1.).

Это обеспечит возможность движения АТС под действием заданной, стабильной по величине боковой силы  $F_{цб}$  [216].

Неотъемлемой частью *тестового воздействия* является импульс, вызывающий гармонические колебания реакций  $R_{zi}$  на колесах АТС. Это тестовое воздействие обеспечивается переездом колес АТС через Ед.Нер в виде прямоугольного бруска, имеющего геометрические размеры сечения -  $0,05 \times 0,05$  м.

На схеме представлены и выходные параметры ОИ. Это прежде всего такие параметры которые позволяют определять положение Подр-М и Неподр-М АТС в пространстве. При этом следует учитывать как продольные, относительно оси  $OY$  ( $\alpha$  - угол деферента), так и поперечные, относительно оси  $OX$  ( $\beta$  - угол крена). Учитывать проекции координат векторов движения АТС по окружности, а также проекции векторов скорости  $\dot{z}_п$  и ускорения  $\ddot{z}_п$

его Подр-М. Необходимо также выполнять расчеты линейных перемещений  $z_{\text{п}}$  центра масс АТС относительно вертикальной оси  $OZ$ , а также ускорения  $\ddot{z}_{\text{н}}$ , скорости  $\dot{z}_{\text{н}}$ , координаты Неподр-М  $z_{\text{н}}$ . И конечно же самым важными для силового метода являются поперечные  $R_y$  и нормальные  $R_z$  реакции, действующие на шины АТС в контакте с дорогой.

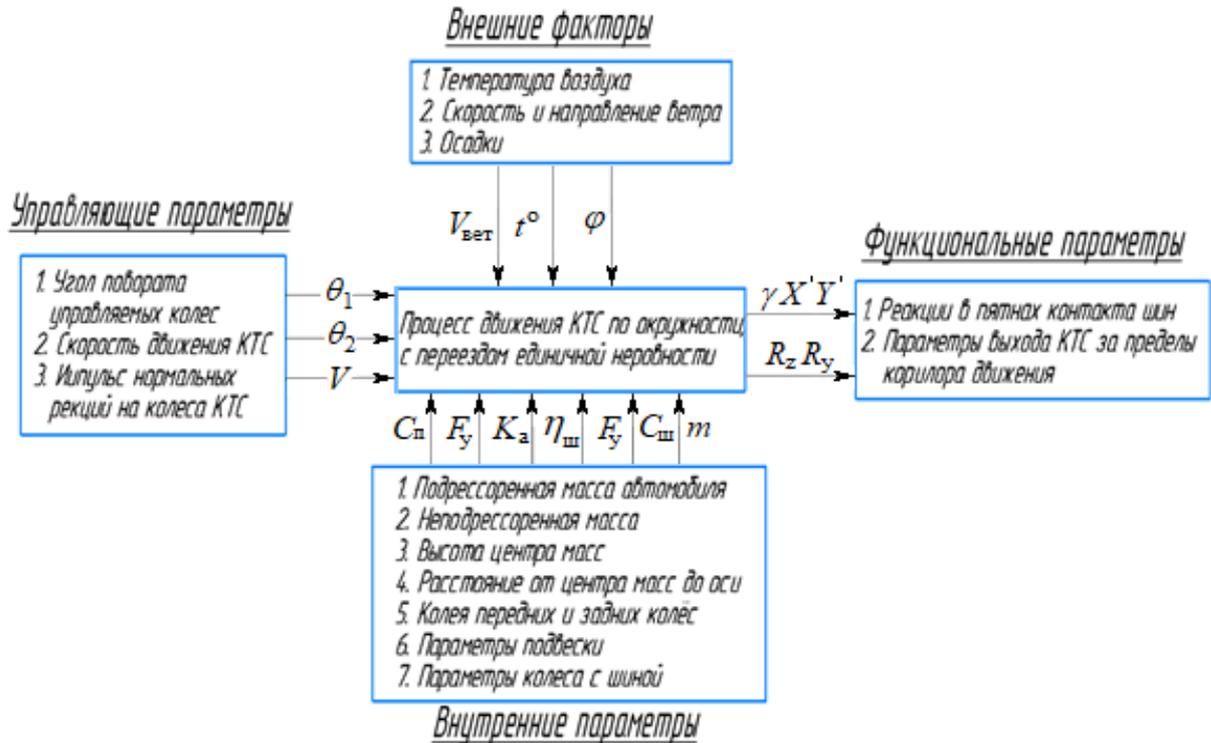


Рис. 2.1. Общая структурная схема исследуемого объекта

Представленные на схеме (рис. 2.1) параметры имеют важное значение в процессе разработки силового метода контроля Тех.С. амортизаторов в дорожных условиях.

Качественные характеристики функционирования объекта исследования определяются как внутренними, так и внешними факторами, которые действуют на него. Внутренние факторы связаны с параметрами, характеризующими Тех-С объекта исследования. Среди них:

- Подр-М автомобиля –  $m_{\text{п}}$ ;
- Неподр-М автомобиля –  $m_{\text{н}ij}$ ;
- Высота расположения центра масс над дорогой –  $h_g$ ;
- Удаления  $a$  и  $b$  передней и задней осей АТС от его центра масс;

- Расстояния между центрами передних  $S_1$  и задних  $S_2$  колес (*колея*);
- Моменты инерции поддресоренной массы АТС относительно осей  $OX, OY, OZ - J_x, J_y, J_z$ ;
- Коэффициенты жесткости передней и задней подвески –  $C_{пij}$ ;
- Силовой радиус колеса -  $r_{ко}$ ;
- Масса колеса с шиной -  $m_{киj}$ ;
- Радиальная жесткость шины -  $c_{шиj}$ ;
- Коэффициент демпфирующих свойств шины -  $k_{шиj}$ ;
- Геометрия профиля ОП Дор - высота ( $q_0$ ) и длина Ед.Нер. -  $l_0$ ;
- Зависимость сил сопротивления, развиваемых амортизатором от скорости его штока  $F_a = f(V)$ ;
- Коэффициент упругого сопротивления подвески  $K_{усп}$ ;
- Коэффициент жесткости упругого сопротивления стабилизатора поперечной устойчивости –  $C_{ст}$ .

Где:  $i = 1$  - передняя ось;  $i = 2$  - задняя ось;  $j = 1$  - правая подвеска;  $j = 2$  - левая подвеска

На схеме (рис. 2.1) представлено действие на ОИ внешних факторов. Перечислим эти внешние факторы: Температура окружающей среды  $t^0$  [град]; Скорость ветра  $V_{вет}$ ; Осадки в виде дождя, снега и др.

Для того, чтобы выполнить расчеты процесса движения АТС в условиях непрерывного действия боковой силы  $F_{цб}$  и возмущающих тестовых воздействий неровностей дороги на колеса, при изменении Тех-С амортизаторов, была разработана более подробная детализированная схема системы (рис. 2.2), включающая её элементы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога».

Детализированная схема (рис. 2.2) дает возможность выявить функциональные связи между взаимосвязанными элементами исследуемого процесса. На основе этой детализированной схемы можно проводить комплексный анализ системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» с

целью разработки силового метода контроля Техн.С амортизаторов автомобилей. На основе схемы рис. 2.2. был записан функционал изменения боковых и нормальных реакций в пятне Конт-ШОП, в виде:

$$R_{yij} = F[m_{\text{п}}, V_x, V_y, q_0, l_0, F_{\text{СП}}, F_{\text{Ка}}, F_{\text{Сш}}, F_{\text{Кш}}, F_{\text{СТ}}, UU, \theta_1, \theta_2, R_{zij}, C_{\text{Су}}, \varphi_y, f_6], \quad (2.2)$$

$$R_{zij} = F[m_{\text{п}}, V_x, q_0, l_0, F_{\text{СП}}, F_{\text{Ка}}, F_{\text{СТ1}}, F_{\text{СТ2}}, F_{\text{Сш}}, F_{\text{Кш}}, \theta_1, \theta_2] \quad (2.3)$$

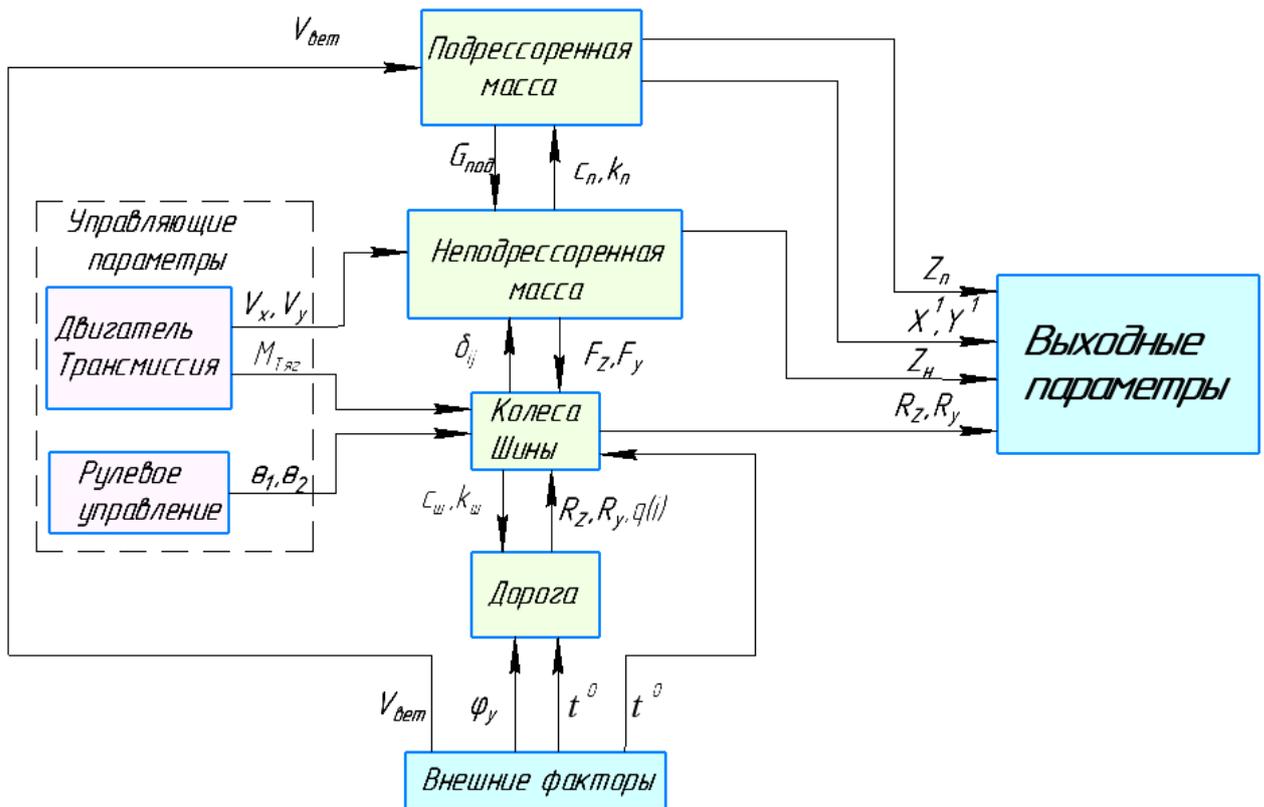


Рис. 2.2. Детализированная схема процесса функционирования системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога».

где:  $R_{yij}$  – боковая реакция колеса, [Н];

$R_{zij}$  – нормальная реакция колеса, [Н];

$m_{\text{п}}$  – Подр-М автомобиля, [кг];

$V_x, V_y$  – скорость автомобиля, [м/с];

$q_0, l_0$  – профиль неровности (высота, длина), [м];

$F_{\text{СП}}, F_{\text{Ка}}$  – упругая и демпфирующая сила подвески, [Н];

$F_{Cш}, F_{Kш}$  – упругая и демпфирующая сила шины, [Н];

$\theta_1, \theta_2$  – угол поворота управляемых колес, [радиан];

$F_{ст}$  – сила сопротивления поперечной стабилизатора, [Н];

$UU$  – угол увода колеса, [радиан];

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

$\varphi_y$  – коэффициент Бок.Сц шины;

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

Выходные параметры системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» являются контрольными параметрами автомобиля, движение которого поддерживается на заданной скорости. При этом оно происходит в коридоре движения с заданным радиусом окружности. На колеса АТС действуют возмущения.

На схеме представлены параметры, которые в полной мере характеризуют качество исследуемого процесса. К таким параметрам относятся: Нагрузка  $G_{kij}$  на колеса АТС; боковые реакции  $R_{yij}$  на колесах АТС линейные перемещения Неподр-М относительно Подр-М, а также отклонение АТС за пределы Кор.Дв при переезде его колесами Ед.Нер -  $\Delta z$ .

#### **2.4. Математическая модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога»**

На рис. 2.3. представлена расчетная схема, позволяющая составлять ДифУр, описывающие динамику системы поддресоривания и координаты движения автотранспортного средства. На схеме показана подвижная  $X, Y, Z$  и неподвижная  $X', Y', Z'$  системы координат.

Фиксированной системой отсчета является неподвижная система координат  $X' Y' Z'$ . Для этого она связана с ОП Дор. При этом подвижная система координат  $X Y Z$  связана с центром масс автомобиля.

При движении АТС по окружности с постоянной скоростью в ведомом режиме, на него действуют силы, вектора которых показаны на рис. 2.3.

Ниже приведен перечень этих сил:

1. Силы тяжести поддрессоренной и неподдрессоренных масс АТС –  $G_{п}, G_{нij}$
2. Центробежная сила, действующая на АТС при повороте –  $F_{цб}$
3. Инерционные силы, которые противоположены действующим силам –  $F_{ин}$
4. Реакции, от дороги на колеса АТС –  $R_z, R_y$

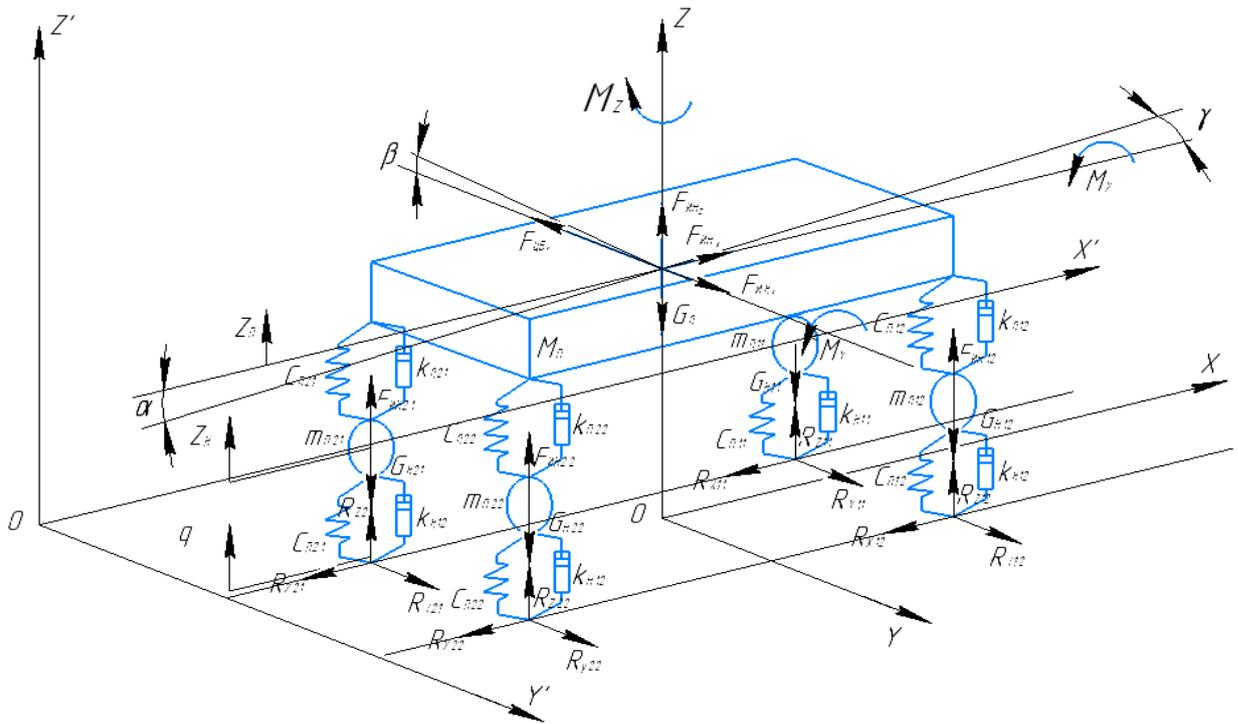


Рис. 2.3. Пространственная расчетная схема автомобиля как колебательной системы.

В процессе работы над математической моделью были учтены основные факторы, которые представлены на структурной схеме рис. 2.2.

Анализ структурной схемы на рисунке 2.2 позволил определить основные связи объединяющие элементы системы «Автомобиль – Подвеска – Шины – Дорога». Благодаря выявленным связям между элементами системы была создана её математическая модель.

Сформированная математическая модель системы «Автомобиль – Подвеска – Шины – Дорога» позволяет выполнять Ан.Иссл процесса движения АТС по кругу с переездом его колесами Ед.Нер. Это дает возможность

учитывать влияние на параметры движения АТС изменения Тех-С его амортизаторов, оценивая параметры, определяющие устойчивость АТС в коридоре движения.

Математическая модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» включает следующие математические описания следующих процессов [129]:

1. Колебаний Подр-М и Неподр-М АТС;
2. Упругих, демпфирующих и диссипативных сил в подвеске АТС с учетом жесткости стабилизатора поперечной устойчивости;
3. Взаимодействия ЭлШ АТС с ОП Дор с учетом изменения нормальной нагрузки;
4. Процесс колебаний масс АТС в результате проезда его колесами через Ед.Нер, с учетом сглаживающих свойств шин.

Основой колебательной системы АТС составляет его Подр-М кузова, рассматриваемая как абсолютно жесткое тело. Кузов имеет 6 степеней свободы и имеет возможность вращения и перемещения относительно оси  $OZ$ , которая проходит через центр масс.

Кузов также имеет возможность вращения и перемещения относительно оси  $OY$  и продольной оси  $OX$ . Кроме того масса кузова имеет возможность перемещения относительно координатах  $X Y Z$  вдоль осей  $OX'$  и  $OY'$  неподвижной системы координат  $X' Y' Z'$ .

Количество Неподр-М АТС соответствует числу его колесных узлов. Обычно под "*неподдрессоренной массой*" понимают массу колеса с ЭлШ, ступицей, тормозными механизмами и элементами подвески. При этом 50% веса направляющего аппарата подвески относит к Неподр-М АТС.

Между Подр-М и Неподр-М массами расположены упругие и демпфирующие элементы подвески. Упругие компоненты – это, пружины, имеющие жесткость  $C_{п}$ . Демпфирующими элементами подвески являются амортизаторы с коэффициентом демпфирования  $K_{п}$ .

В схеме рис. 2.3 для осей передних и задних колес не показаны стабилизаторы поперечной устойчивости кузова АТС. Система поддрессоривания АТС, содержит элементы, обладающие сухим и вязкостным трением  $F_{тр}$ .

На способность шин АТС создавать боковые реакции с ОП Дор влияют демпфирующие свойства амортизаторов. Кроме того, на эту способность влияют; коэффициент жесткости  $C_{ш}$  шин; коэффициент демпфирования  $K_{ш}$  шин, коэффициент бокового сцепления  $\varphi_{max}$  шин, а также жесткость бокового проскальзывания  $C_{sy}$  шин и коэффициент снижения фрикционных свойств шин  $f_{бу}$  в блоке [76].

#### 2.4.1. Описание колебаний масс АТС

В процессе тестирования АТС при переезде колес через Ед.Нер. на них действуют возмущения в виде вертикальных колебаний неподрессоренных масс. В процессе тестирования массы АТС колеблются относительно подвижной  $X Y Z$  и движутся относительно стационарной  $X' Y' Z'$  системы координат. Помимо колебаний действующие на колеса возмущения вызывают смещение центра масс АТС и нарушают стабильность их контакта с дорогой.

Колебания АТС относительно поперечной оси  $OY$ , которые приводят к изменению угла дифферента  $\alpha$ , при определенных условиях могут переходить в галопирование. Эти колебания проявляются при ускорении и замедлении движения АТС, а также при движении без активного привода и прохождении колесами через дорожные неровности.

Движением автомобиля будем считать перемещение его поддрессоренной массы. Это движение полностью характеризуется шестью ДифУр составленными для твердого тела относительно каждой степени его свободы. На основе расчётной схемы рис. 2.3. математическое описание движения АТС по окружности представлено уравнениями динамического равновесия Подр-М АТС [211,249]:

$$\begin{aligned}
m_{\Pi}(\ddot{x} + \dot{\alpha}\dot{z} - \dot{\gamma}\dot{y}) &= \sum F_x \\
m_{\Pi}(\ddot{y} + \dot{\gamma}\dot{x} - \dot{\beta}\dot{z}) &= \sum F_y \\
m_{\Pi}(\ddot{z} + \dot{\beta}\dot{y} - \dot{\alpha}\dot{x}) &= \sum F_z \\
J_x\ddot{\beta} + (J_z - J_y)\dot{\gamma}\dot{\alpha} &= \sum M_x \\
J_y\ddot{\alpha} + (J_x - J_z)\dot{\beta}\dot{\gamma} &= \sum M_y \\
J_z\ddot{\gamma} + (J_y - J_x)\dot{\alpha}\dot{\beta} &= \sum M_z
\end{aligned} \tag{2.4}$$

где:  $m_{\Pi}$  - масса подрессоренной части;

$\alpha$  - угол деферента Подр-М массы относительно оси ОУ;

$\dot{\alpha}$ ,  $\ddot{\alpha}$  - угловая скорость Подр-М и его первая производная;

$\ddot{z}$  - проекция вектора ускорения Подр-М на вертикальную ось;

$\dot{x}$  - проекция векторов продольной скорости Подр-М на горизонтальную ось;

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

$\sum F_z$  - сумма проекций сил на ось  $Z'$ ;

$\sum F_x$  - сумма проекций сил на ось  $X'$ ;

$\sum F_y$  - сумма проекций сил на ось  $Y'$ ;

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

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

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

Применив принцип Д'Аламбера, запишем сумму проекций сил, действующих на АТС вдоль оси  $OX'$ :

$$\sum F_x = R_{x11} \cdot \cos\theta_1 + R_{x12} \cdot \cos\theta_2 - R_{y11} \cdot \sin\theta_1 - R_{y12} \cdot \sin\theta_2 + R_{x21} + R_{x22} \tag{2.5}$$

Решив уравнение (2.5) относительно старшей производной, получим уравнение вида:

$$\frac{d^2 x_{\Pi}}{dt^2} = \frac{d\gamma_{\Pi}}{dt} \frac{dy_{\Pi}}{dt} - \frac{d\alpha_{\Pi}}{dt} \frac{dz_{\Pi}}{dt} + \frac{-R_{y11} \sin\theta_1 - R_{y12} \sin\theta_2}{m_{\Pi}}, \quad (2.6)$$

Применив принцип Д'Аламбера запишем сумму проекций сил, действующих на АТС вдоль оси  $OY'$ :

$$\sum F_y = R_y \cos\theta_1 - R_{y12} \cos\theta_2 + R_{y21} + R_{y22}, \quad (2.7)$$

Решив уравнение (2.7) относительно старшей производной, получим уравнение вида:

$$\frac{d^2 y_{\Pi}}{dt^2} = \frac{d\beta_{\Pi}}{dt} \frac{dz_{\Pi}}{dt} - \frac{d\gamma_{\Pi}}{dt} \frac{dx_{\Pi}}{dt} + \frac{R_{y11} \cos\theta_1 + R_{y12} \cos\theta_2 + R_{y21} + R_{y22}}{m_{\Pi}}, \quad (2.8)$$

Применив принцип Д'Аламбера запишем сумму проекций сил, действующих на АТС вдоль оси  $OZ'$ . Получим уравнение динамического равновесия Подр-М АТС относительно оси  $OZ'$ :

$$\begin{aligned} \sum F_z = & m_{\Pi} g + c_{\Pi 11} (z_{\Pi 11} - z_{H11}) + \\ & + k_{\Pi 11} \left( \frac{dz_{\Pi 11}}{dt} - \frac{dz_{H11}}{dt} \right) + c_{\Pi 12} (z_{\Pi 12} - z_{H12}) + \\ & + k_{\Pi 12} \left( \frac{dz_{\Pi 12}}{dt} - \frac{dz_{H12}}{dt} \right) + c_{\Pi 21} (z_{\Pi 21} - z_{H21}) + k_{\Pi 21} \left( \frac{dz_{\Pi 21}}{dt} - \frac{dz_{H21}}{dt} \right) + \\ & + c_{\Pi 22} (z_{\Pi 22} - z_{H22}) + k_{\Pi 22} \left( \frac{dz_{\Pi 22}}{dt} - \frac{dz_{H22}}{dt} \right) \end{aligned} \quad (2.9)$$

Решив уравнение (2.9) относительно старшей производной, получим уравнение вида:

$$\frac{d^2 z_{\Pi}}{dt^2} = \frac{d\alpha_{\Pi}}{dt} \frac{dx_{\Pi}}{dt} - \frac{d\beta_{\Pi}}{dt} \frac{dy_{\Pi}}{dt} - g +$$

$$+ \left( \begin{array}{l} c_{\Pi 11}(z_{\Pi 11} - z_{\text{H}11}) + k_{\Pi 11} \left( \frac{dz_{\Pi 11}}{dt} - \frac{dz_{\text{H}11}}{dt} \right) + \\ c_{\Pi 12}(z_{\Pi 12} - z_{\text{H}12}) + k_{\Pi 12} \left( \frac{dz_{\Pi 12}}{dt} - \frac{dz_{\text{H}12}}{dt} \right) + \\ c_{\Pi 21}(z_{\Pi 21} - z_{\text{H}21}) + k_{\Pi 21} \left( \frac{dz_{\Pi 21}}{dt} - \frac{dz_{\text{H}21}}{dt} \right) + \\ c_{\Pi 22}(z_{\Pi 22} - z_{\text{H}22}) + k_{\Pi 22} \left( \frac{dz_{\Pi 22}}{dt} - \frac{dz_{\text{H}22}}{dt} \right) \end{array} \right) / m_{\Pi}, \quad (2.10)$$

Применив принцип Д'Аламбера запишем сумму моментов, действующих на Подр-М АТС относительно оси  $OX$ :

$$\sum M_x = \left( \begin{array}{l} \left( c_{\Pi 11}(z_{\Pi 11} - z_{\text{H}11}) + k_{\Pi 11} \left( \frac{dz_{\Pi 11}}{dt} - \frac{dz_{\text{H}11}}{dt} \right) \right) - \\ \left( c_{\Pi 12}(z_{\Pi 12} - z_{\text{H}12}) + k_{\Pi 12} \left( \frac{dz_{\Pi 12}}{dt} - \frac{dz_{\text{H}12}}{dt} \right) \right) \end{array} \right) \cdot \frac{S_1}{2} +$$

$$+ \left( \begin{array}{l} \left( c_{\Pi 21}(z_{\Pi 21} - z_{\text{H}21}) + k_{\Pi 21} \left( \frac{dz_{\Pi 21}}{dt} - \frac{dz_{\text{H}21}}{dt} \right) \right) - \\ - \left( c_{\Pi 22}(z_{\Pi 22} - z_{\text{H}22}) + k_{\Pi 22} \left( \frac{dz_{\Pi 22}}{dt} - \frac{dz_{\text{H}22}}{dt} \right) \right) \end{array} \right) \cdot \frac{S_2}{2} -$$

$$- \left( \begin{array}{l} R_{y21} + R_{y22} - R_{y11} \cos \theta_1 - \\ - R_{y12} \cos \theta_2 + \end{array} \right) (h_g + z_{\Pi} - z_{\text{CT}} - z_{\text{dij}}) \quad (2.11)$$

Решив уравнение (2.11) относительно старшей производной, получим ДифУр динамического равновесия Подр-М АТС относительно оси  $OX$ :

$$\frac{d^2 \beta}{dt^2} = \left( \begin{array}{l} \left( \begin{array}{l} \left( c_{\Pi 11}(z_{\Pi 11} - z_{\text{H}11}) + k_{\Pi 11} \left( \frac{dz_{\Pi 11}}{dt} - \frac{dz_{\text{H}11}}{dt} \right) \right) - \\ \left( c_{\Pi 12}(z_{\Pi 12} - z_{\text{H}12}) + k_{\Pi 12} \left( \frac{dz_{\Pi 12}}{dt} - \frac{dz_{\text{H}12}}{dt} \right) \right) \end{array} \right) \cdot \frac{S_1}{2} + \\ \left( \begin{array}{l} \left( c_{\Pi 21}(z_{\Pi 21} - z_{\text{H}21}) + k_{\Pi 21} \left( \frac{dz_{\Pi 21}}{dt} - \frac{dz_{\text{H}21}}{dt} \right) \right) - \\ \left( c_{\Pi 22}(z_{\Pi 22} - z_{\text{H}22}) + k_{\Pi 22} \left( \frac{dz_{\Pi 22}}{dt} - \frac{dz_{\text{H}22}}{dt} \right) \right) \end{array} \right) \cdot \frac{S_2}{2} - \\ - \left( -R_{y11} \cos \theta_1 - R_{y12} \cos \theta_2 + R_{y21} + R_{y22} \right) \cdot \\ \cdot (h_g + z_{\Pi} - z_{\text{CT}} - z_{\text{dij}}) - (J_z - J_y) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \frac{d\alpha}{dt} \end{array} \right) / J_x \quad (2.12)$$

Применив принцип Д'Аламбера для нахождения главного момента сил

относительно оси  $OY$  составим уравнение, включающая сумму моментов, действующих относительно этой оси:

$$\begin{aligned} \sum M_y = & \left( \left( c_{п11}(z_{п11} - z_{н11}) + k_{п11} \left( \frac{dz_{п11}}{dt} - \frac{dz_{н11}}{dt} \right) \right) - \right. \\ & \left. - \left( c_{п12}(z_{п12} - z_{н12}) + k_{п12} \left( \frac{dz_{п12}}{dt} - \frac{dz_{н12}}{dt} \right) \right) \right) \cdot a \\ & + \left( \left( c_{п21}(z_{п21} - z_{н21}) + k_{п21} \left( \frac{dz_{п21}}{dt} - \frac{dz_{н21}}{dt} \right) \right) - \right. \\ & \left. - \left( c_{п22}(z_{п22} - z_{н22}) + k_{п22} \left( \frac{dz_{п22}}{dt} - \frac{dz_{н22}}{dt} \right) \right) \right) \cdot b \\ & - (-R_{y11} \sin \theta_1 - R_{y12} \sin \theta_2)(h_g + z_{п} - z_{ст} - z_{dij}) \end{aligned} \quad (2.13)$$

Решив уравнение (2.13) относительно старшей производной, получим ДифУр динамического равновесия Подр-М АТС относительно оси  $OY$  [123]:

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \left( \begin{aligned} & \left( \left( c_{п11}(z_{п11} - z_{н11}) + k_{п11} \left( \frac{dz_{п11}}{dt} - \frac{dz_{н11}}{dt} \right) \right) - \right. \\ & \left. \left( c_{п12}(z_{п12} - z_{н12}) + k_{п12} \left( \frac{dz_{п12}}{dt} - \frac{dz_{н12}}{dt} \right) \right) \right) \cdot a + \\ & \left( \left( c_{п21}(z_{п21} - z_{н21}) + k_{п21} \left( \frac{dz_{п21}}{dt} - \frac{dz_{н21}}{dt} \right) \right) - \right. \\ & \left. \left( c_{п22}(z_{п22} - z_{н22}) + k_{п22} \left( \frac{dz_{п22}}{dt} - \frac{dz_{н22}}{dt} \right) \right) \right) \cdot b - \\ & \left( \begin{array}{c} -R_{y11} \sin \theta_1 \\ R_{y12} \sin \theta_2 \end{array} \right) \cdot (h_g + z_{п} - z_{ст} - z_{dij}) - \\ & - (J_x - J_z) \cdot \frac{d\beta}{dt} \frac{d\gamma}{dt} \\ & \quad \square \end{aligned} \right) // J_y \quad (2.14)$$

Применив принцип Д'Аламбера для нахождения главного момента сил относительно оси  $OZ$  составим уравнение:

$$\begin{aligned} \sum M_z = & (-R_{y11} \cos \theta_1 - R_{y12} \cos \theta_2) \cdot a - (R_{y21} + R_{y22}) \cdot b \\ & + (-R_{y11} \sin \theta_1 - R_{y12} \sin \theta_2) \cdot \frac{S_1}{2} + (R_{y21} + R_{y22}) \cdot \frac{S_2}{2} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Решив уравнение (2.15) относительно старшей производной, получим ДифУр динамического равновесия Подр-М АТС относительно оси  $OZ$ :

$$\frac{d^2 \gamma}{dt^2} = \frac{\left( \begin{aligned} & (-R_{y11} \cos \theta_1 - R_{y12} \cos \theta_2) \cdot a - (R_{y21} + R_{y22}) \cdot b + \\ & + (-R_{y11} \sin \theta_1 - R_{y12} \sin \theta_2) \cdot \frac{S_1}{2} + \\ & + (R_{y21} + R_{y22}) \cdot \frac{S_2}{2} - (J_y - J_x) \cdot \frac{d\alpha}{dt} \frac{d\beta}{dt} \end{aligned} \right)}{J_z}, \quad (2.16)$$

#### 2.4.2. Математическое описание динамики неподрессоренных масс АТС

Неровности дороги вызывают силовые воздействия на Неподр-М, которые колеблются в направлении оси  $OZ'$ . Это приводит к изменению реакций  $R_{zij}$  на колесах АТС. Колебания Неподр-М происходят за счет деформации упругих элементов подвески и шин. На них значительное влияние оказывают силы демпфирования амортизаторов, а также силы инерции Неподр-М.

Рассмотрим динамику движения подрессоренной  $M_{\Pi}$  и неподрессоренной  $m_{nij}$  (колесных узлов) массы транспортного средства относительно оси  $OZ$ . Для этого воспользуемся схемой, которая показана на рисунке 2.4.

Согласно рис. 2.4, а) отнесем к подрессоренной массе  $M_{\Pi}$  АТС массу его кузова, силового агрегата и элементов трансмиссии. Отнесем сюда и половину масс упругих элементов подвески с половиной масс её направляющего аппарата.

При этом вору половину масс упругих элементов подвески с половиной масс её направляющего аппарата вместе с массами колесных узлов

и тормозных механизмов отнесем к неподрессоренной  $m_{nij}$  массе АТС.

Сделаем допущение, что неподрессоренные массы совершают вертикальные колебания строго вертикально и при этом углы установки колес, а также расстояния между колесами не изменяются.

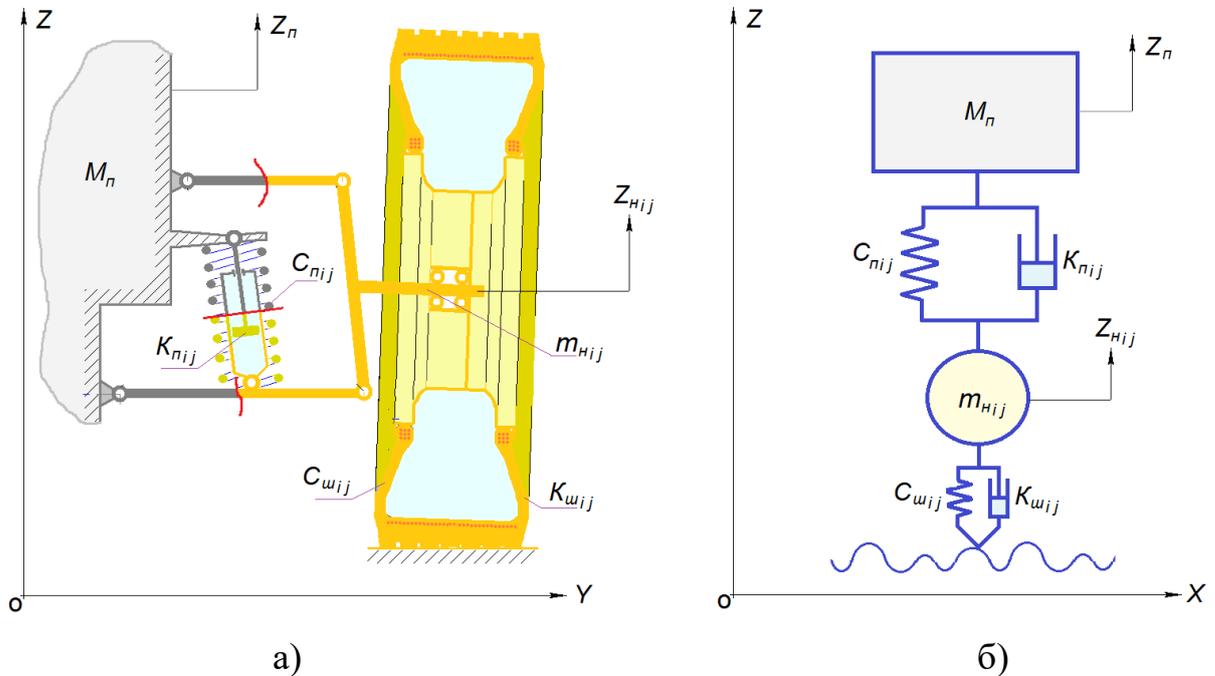


Рис. 2.4. Схемы для расчета динамических процессов колебаний подрессоренных  $M_n$  и неподрессоренных  $m_{nij}$  масс АТС: а) – схема, поясняющая отнесение масс АТС к  $M_n$  и к  $m_{nij}$ ; б) – расчетная схема

Используя схемы, представленные на рис. 2.3 и рис. 2.4, а также применив принцип Д'Аламбера, запишем уравнение динамического равновесия, которое характеризует перемещение массы  $m_{nij}$  в указанном направлении. Таким образом математическое описание колебаний Неподр-М  $m_{nij}$  АТС относительно оси  $OZ$  представлено в виде:

$$m_{nij} \frac{d^2 z_{nij}}{dt^2} = -m_{nij}g + c_{nij}(z_{nij} - z_{nij}) + k_{nij} \left( \frac{dz_{nij}}{dt} - \frac{dz_{nij}}{dt} \right) - c_{nij}(q_{ij} - z_{nij}) - k_{nij} \left( \frac{dq_{ij}}{dt} - \frac{dz_{nij}}{dt} \right) \quad (2.17)$$

После преобразования уравнения (2.17) относительно старшей производной получим ДифУр динамического равновесия неподрессоренных

масс  $m_{nij}$  относительно оси  $OZ$ .

$$\frac{d^2 z_{nij}}{dt^2} = \frac{\left( \begin{array}{l} -m_{nij}g + c_{nij}(z_{nij} - z_{nij}) + k_{nij} \left( \frac{dz_{nij}}{dt} - \frac{dz_{nij}}{dt} \right) - \\ -c_{nij}(q_{ij} - z_{nij}) - k_{nij} \left( \frac{dq_{ij}}{dt} - \frac{dz_{nij}}{dt} \right) \end{array} \right)}{m_{nij}} \quad (2.18)$$

Полученные уравнения для ускорений Подр-М  $m_{п}$  в системе координат позволяют рассчитать скорость её перемещения относительно оси  $OZ$ . Для этого запишем уравнение Эйлера, обеспечивающего возможность численного интегрирования ДифУр (2.18):

$$\frac{dZ_{ni}}{dt} = \frac{dZ_{ni-1}}{dt} + \frac{d^2 Z_{ni}}{dt^2} \cdot \Delta t \quad (2.19)$$

Зная скорость движения Неподр-М относительно оси  $OZ$ , для определения её перемещения вдоль этой оси запишем уравнение Эйлера, обеспечивающего возможность численного интегрирования ДифУр (2.19) [209]:

$$Z_{ni} = Z_{ni-1} + \frac{dZ_{ni-1}}{dt} \cdot \Delta t \quad (2.20)$$

Учитывая, что погрешность решения ДифУр численным методом Эйлера сильно зависит от шага интегрирования  $\Delta t$ , будем учитывать, что величина этого шага в расчетах не должна превышать  $\Delta t \leq 0,001$  с.

### 2.4.3. Расчет траектории движения АТС

Расчет траектории движения АТС в коридоре движения будем выполнять с помощью определения координат центра масс АТС,

относительно осей  $OX'$  и  $OY'$ . Это дает возможность точного определения траектории движения АТС. Координаты  $X_i$  и  $Y_i$ , центра масс АТС, движущегося в коридоре движения со скоростью  $V_x$  и  $V_y$  описываются следующими дифференциальными уравнениями:

$$V_x = \frac{dx_{\Pi}}{dt} \cdot \cos\gamma - \frac{dy_{\Pi}}{dt} \cdot \sin\gamma \quad (2.21)$$

$$V_y = \frac{dx_{\Pi}}{dt} \cdot \sin\gamma + \frac{dy_{\Pi}}{dt} \cdot \cos\gamma \quad (2.22)$$

$$X_i = X_{i-1} + V_x \cdot \Delta t, \quad (2.23)$$

$$Y_i = Y_{i-1} + V_y \cdot \Delta t, \quad (2.24)$$

#### 2.4.4. Математическое описание фрикционных и динамических характеристик эластичных шин с опорной поверхностью

На основании методики, разработанной А.Б. Диком [76] будем выполнить расчет боковых реакций  $R_y$  на колесах АТС, движущегося по кругу. Для стационарного режима качения колеса с углом увода справедливо выражение вида [76]:

$$R_y = R_{z,ss} \cdot \varphi_{y\max} \cdot \sin(a \cdot \arctan(b \cdot S)), \quad (2.25)$$

где:  $R_{z,ss}$  – реакция, действующая на шину вдоль оси OZ, [Н];

$\varphi_{y\max}$  – максимальный коэффициент Бок.Сц шины с ОП;  $a$  и  $b$  – коэффициенты магической функции А.Б. Дика;  $S$  – боковое проскальзывание шины.

Боковое проскальзывание при стационарном уводе найдем по формуле [76]:

$$S = \sin\delta_c \quad (2.26)$$

где:  $\delta_c$  - угол увода шины для стационарного режима качения колеса.

Обычно характеристики шины представлены на графиках, которые

иллюстрируют зависимость боковых реакций  $R_y$  от бокового проскальзывания или от угла увода в стационарном режиме (рис. 2.5). Чтобы найти эту зависимости нужен определить коэффициенты  $\varphi_{ymax}, C_{sy}, a, b$ . Данные коэффициенты могут быть определены путём Эксп.Иссл стационарных характеристик ЭлШ. В диссертации А.Б. Дика [76] эти коэффициенты определяются по следующим формулам:

- Коэффициент Бок.Сц шины

$$\varphi_{ymax} = \frac{R_{ymax}}{R_z}, \quad (2.27)$$

- Коэффициенты магической функции А.Б. Дика  $a$  и  $b$

$$b = \frac{(1 + Z_1^2) \cdot \arctg Z_1 - Z_1}{S_1 \cdot (K_Z \cdot (1 + Z_1^2) - 1)}, \quad a = \frac{\eta_s}{b}, \quad (2.28)$$

где: коэффициенты  $Z_1$  и  $K_Z$ :

$$K_Z = \frac{\pi - \arcsin \cdot \frac{R_1}{R_{ymax}}}{S_1 \cdot \eta_s}, \quad (2.29)$$

$$Z_1 = \frac{\pi}{2 \cdot K_Z}, \quad (2.30)$$

$\eta_s$  - удельный коэффициент жесткости проскальзывания:

$$\eta_s = \frac{C_{sy}}{R_{ymax}}, \quad (2.31)$$

где:  $C_{sy}$  - коэффициент сопротивления боковому уводу:

$$C_{sy} = \frac{dR_y}{dS_y}, \quad (2.32)$$

Известно, что эмпирические коэффициенты  $\varphi_{ymax}, C_{sy}, a$  и  $b$  зависят от реакции  $R_z$ , действующей на колесо от ОП Дор [76]. С целью получения этих коэффициентов была разработана методика экспериментального

исследования Стац-Х эластичной шины (см. 3.4.1). Методика позволяет экспериментально определять функциональных зависимостей этих коэффициентов  $\varphi_{y_{max}} = f(R_z)$ ,  $C_{sy} = f(R_z)$ ,  $a = f(R_z)$ ,  $b = f(R_z)$  которые влияют на формирование  $\varphi - s$  диаграммы шины (Рис.2.5).

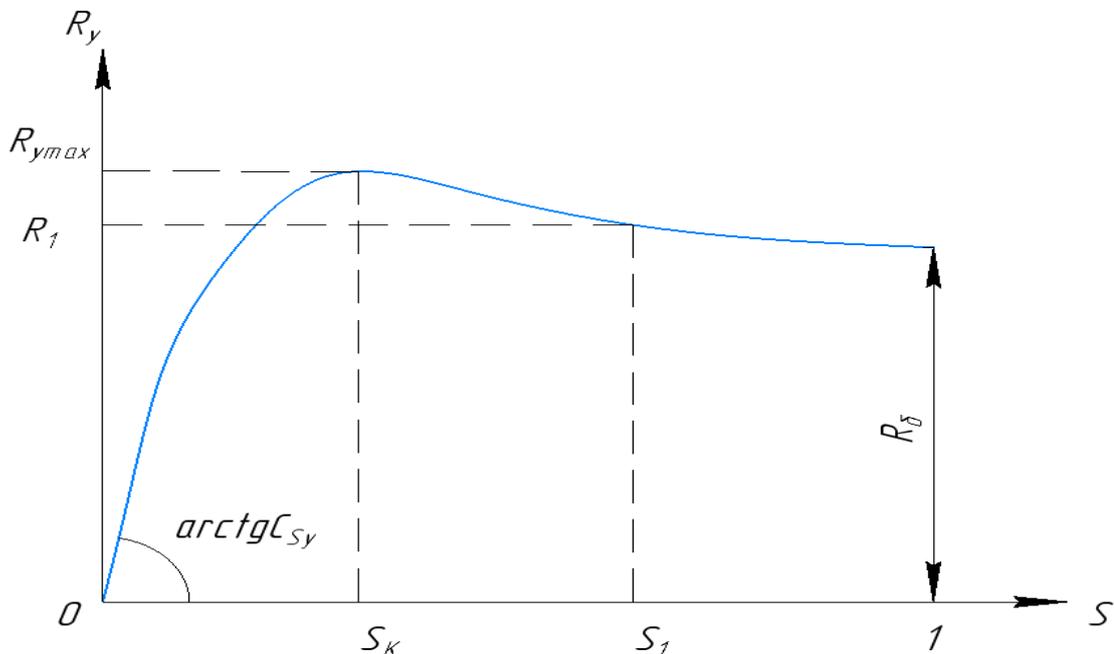


Рис. 2.5. Типовая Стац-Х шины по уводу:  $R_{y_{max}}$ - максимальное значение боковой реакции;  $S_k$ - максимальное известное экспериментальное значение проскальзывания;  $R_1$ - боковая реакция, соответствующая проскальзыванию  $S_1$ ;  $R_6$ - боковая реакция полностью скользящего, не вращающегося колеса.

Стационарные фрикционные характеристики бокового увода шин полученные при известных значениях нагрузки на колесо позволяют рассчитывать боковые реакции в динамике. Более того, они позволяют учитывать изменения нагрузки на колесо [254]. Расчет боковых реакций в динамике выполняли по методике, предложенной Н.В. Ресејка. В основе этой методики заложена бесконечная натянутая нить. Для расчета боковых реакций в динамике используются характеристики жесткости бокового проскальзывания шин, а также зависимости изменения длины релаксации от нагрузки на шину.

Расчет изменения скорости бокового отклонения струны по пути центра пятна контакта шины выполняли по формуле [16, 254]:

$$\frac{dv}{ds} = \delta - \frac{v}{L_{oy}^*} \quad (2.33)$$

где:  $\frac{dv}{ds}$  – первая производная бокового отклонения струны на передней кромке пятна контакта шины по пути  $s$  перемещения центра пятна контакта;

$\delta$  – угол увода;

$L_{oy}^*$  – длина пересечения, учитывающая работу протектора в боковом направлении.

Используя ДифУр (2.33) вычисляли отклонение струны  $v$ , а также эквивалентный угол увода  $\delta'$  по формуле [16, 254]:

$$\delta' = \frac{v}{L_{oy}^*} \quad (2.34)$$

Стационарные боковые реакции  $R_{y,ss}$ , шин рассчитывали согласно методике, предложенной А.Б. Диком [76].

Величину боковой реакции  $R_y$  шины при нестационарном режиме изменения нагрузки  $R_z$  определяли методом замены в формулах (2.25 и 2.26) угол увода  $\delta_s$  на эквивалентный угол увода  $\delta'$  и  $R_{z,ss}$  на  $R_z$ .

Для определения длины пересечения  $L_{oy}^*$ , учитывающую работу протектора в боковом направлении, использовали выражение вида [16, 254]:

$$L_{oy}^* = \frac{L_{oy}(F_z)}{C_{sy}(F_z)} \frac{R_y}{\delta'} \quad (2.35)$$

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

#### **2.4.5. Зависимость нормальной реакции, действующей на колесо от поверхности дороги**

Действующая на шину реакция  $R_z$ , как ответ ОП Дор на действие нагрузки на колесо  $G_k$  при его качении с уводом и переезде через Ед.Нер, зависит от скорости  $V_x$  движения АТС, от упругих и демпфирующими свойств

шины, а также от размеров поперечного сечения Ед.Нер.

Для вычисления реакции  $R_z$  со стороны дороги, на действие нагрузки  $G_k$  на шину используется следующее выражение:

$$R_z = \left( c_{ш} \cdot (z_{nij} - z_{dij}) + k_{ш} \cdot \left( \frac{dz_{nij}}{dt} - \frac{dz_{dij}}{dt} \right) \right) \cdot p_{от}, \quad (2.36)$$

где:  $c_{ш}$ - жесткость шины;  $z_{nij} - z_{dij}$ - деформация шины;  $k_{ш}$ - коэффициент не упругого сопротивления шины;  $\frac{dz_{nij}}{dt} - \frac{dz_{dij}}{dt}$  – скорость деформации шины;  $p_{от}$ - признак отрыва.

При отрыве  $p_{от}$  становится равным нулю. В этот момент выполняется условия:

$$r_{ко} \geq r_o \quad \text{и} \quad p_{от} = 0$$

где:  $r_{ко}$ - силовой радиус колеса;  $r_o$ - свободный радиус колеса

#### **2.4.6. Математическое описание демпфирования в шине при переезде единичной неровности**

При движении АТС основные возмущающие воздействия, которые на него оказывает дорога в значительной степени зависят от типа и состояния её покрытия. Для упрощения и оптимизации математического описания геометрического профиля единичного препятствия на дороге сделано допущение о том, что дорожное покрытие, при наезде на него колеса, остается неизменным и не подвержено деформации. Обычно при испытании АТС в качестве дорожной неровности выбирают брусок прямоугольного (или близкого к прямоугольному) сечения  $50 \times 50$  мм. Такую неровность в литературе принято называть единичной неровностью [28].

При наезде колес АТС на единичную неровность на них действует переменная нормальная нагрузка, которая зависит от высоты этой неровности и скорости движения АТС. Наезд колес АТС на дорожную неровность обычно описывают функцией, отражающей изменение высоты этой неровности по

мере прохождения пути. Но при этом следует помнить, что при переезде шиной через Ед.Нер колесо поднимается на высоту меньшую, чем высота неровности. Это связано со сглаживающей способностью Эл.Ш.

Поэтому разрабатывая математическое описание процесса переезда шиной через Ед.Нер следует учитывать размеры колеса, длину пятна контакта шины и сглаживающую способность эластичных шин. Также необходимо учитывать и что радиус колеса испытуемого АТС намного больше высоты неровности. Кроме того, высота неровности должна быть меньше, чем длина пятна контакта шины [118].

Способность эластичные шины сглаживать действия на колесо и АТС неровностей, довольно подробно изучена и представлена в работах [85, 176] (см. рис. 2.6.).

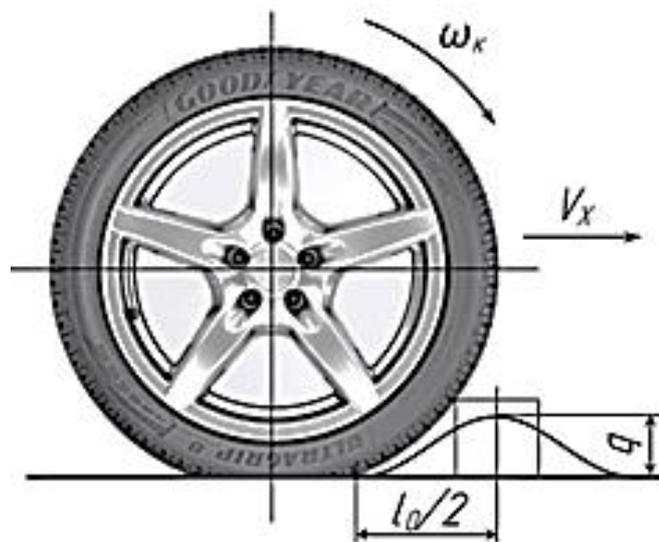


Рис. 2.6. Вид схемы наезда эластичной шины на Ед.Нер.

Принимая во внимание все вышеизложенное обычно профиль переезда колесом с эластичной шиной дорожной неровности исследователи описывают синусоидальной функцией [178]. На этой основе для моделирования процесса, при котором колесо эластичной шиной переезжает через Ед.Нер. мы тоже воспользуемся сглаживающей функцией [180] которая позволяет определять положение колеса (его ординату) в каждый  $i$ -ый временной период [86, 118 131].

$$q_i = \frac{q_0}{2} \left( 1 - \cos \left( \frac{2\pi t q}{T} \right) \right), \quad (2.37)$$

где:  $q_0$  – максимальная значение ординаты профиля дороги с единичной неровностью;  $t_q$  – значение времени в момент начала контакта шины с Ед.Нер;  $T$  – период функции, описывающей профиль дороги с Ед.Нер:

$$T = \frac{l_0}{V_x}, \quad (2.38)$$

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

Данное несложное описание позволяет рассчитывать координаты перемещения оси колеса при переезде его шиной через Ед.Нер. Описание учитывает важное свойство шины – её сглаживающую способность и позволяет рассчитывать реакцию ОП Дор на действие нагрузки на колесо.

Данное математическое описание дает возможность анализировать динамику колебательных процессов Подр-М и Неподр-М масс АТС при проезде его колесами Ед.Нер.

#### 2.4.7. Описание рабочей характеристики гидравлического амортизатора

Известно, что в процессе эксплуатации АТС Тех-С его амортизаторов значительно изменяется. Тех-С амортизаторов АТС характеризуется их рабочей (*функциональной*) характеристикой (рис. 2.7). Рабочая характеристика представляет зависимость силы, развиваемой гидравлическим амортизатором от скорости движения его поршня.

Характеристики амортизаторов, в процессе их работы на сжатие и на отбой, делают несимметричными. Эти характеристики можно выразить через функции сил, создаваемых амортизатором  $F_{a2} = f(V_a)$  на ходе сжатия и  $F_{a1} = f(V_a)$  на ходе отбоя [62, 81, 163].

Силовые характеристики (рис. 2.7) Г и ПГ-Ам определяют на специализированных динамометрических стендах. Это делается путем задания скоростных режимов работы Г и ПГ-Ам с относительным перемещением поршня относительно корпуса вверх и вниз, и измерения при этом силовых параметров. Таким образом получают рабочую характеристику

Г и ПГ-Ам, как зависимость, развиваемой ими силы от скорости движения их штока  $V_a$ .

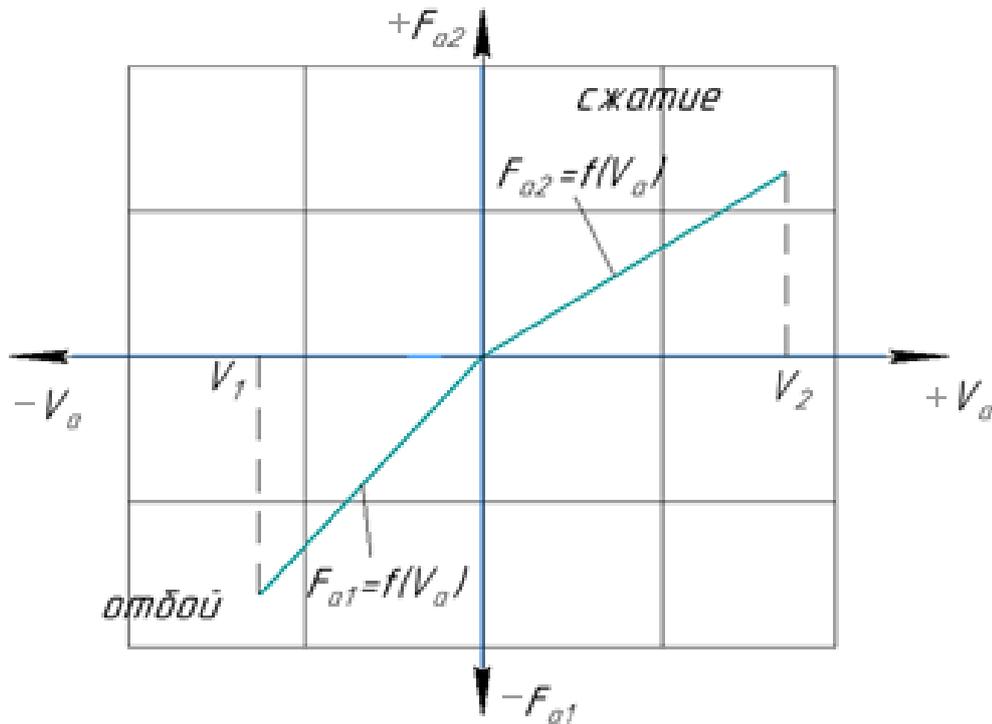


Рис. 2.7. Рабочая характеристика гидравлического амортизатора

При разработке математического описания рабочей характеристики Г и ПГ-Ам силу его сопротивления  $F_a$  принято описывать кусочно-линейной функцией вида:

$$F_a = \begin{cases} F_{a1}(V_a), & V_1 \leq V_a < 0 \\ F_{a2}(V_a), & 0 \leq V_a \leq V_2 \end{cases} \quad (2.39)$$

Определение скорости перемещения поршня Г и ПГ-Ам  $V_a$  [м/с] выполняли как первую производную от смещения  $\Delta z$  Неподр-М АТС относительно подрессоренной его массы по оси  $OZ$ :

$$V_a = \frac{d\Delta z}{dt}, \quad (2.40)$$

Система уравнений (2.39) сформирована на основе аппроксимации экспериментально полученной зависимости силы, создаваемой Г и ПГ-Ам от скорости движения его штока (см. рис. 2.7) [62, 83, 163].

### 2.4.8. Определение технического состояния амортизаторов

Для того, чтобы обеспечить возможность определять уровень работоспособности амортизаторов удобно воспользоваться не сложной методикой [58]. Эта методика позволяет определять уровень работоспособности на основе мощности, которую создает сила сопротивления амортизатора, работающего в заданном скоростном (частотном) диапазоне.

Для расчета мощности, которую создает сила сопротивления амортизатора на ходе сжатия  $N_{сж}$  используют формулу [15, 58]:

$$N_{сж} = \int_0^{V_2} F_{a2}(V_a) \cdot dV_a, [\text{Вт}] \quad (2.41)$$

где:  $V_2$ - максимальная скорость штока амортизатора на ходе сжатия.

Для расчета мощности, которую создает сила сопротивления амортизатора на ходе отбоя  $N_{отб}$  используют формулу [15, 58]:

$$N_{отб} = \int_{V_1}^0 F_{a1}(V_a) \cdot dV_a, [\text{Вт}] \quad (2.42)$$

где:  $V_1$ - максимальная скорость штока амортизатора на ходе отбоя.

На основе мощностей  $N_{сж}$  и  $N_{отб}$  установим показатель  $\chi$ , позволяющий определять уровень Тех-С амортизатора, в диапазоне от 100% (*работоспособный*), до 0% (*неработоспособный*).

Показатель  $\chi$  представляет собой относительную разность  $\chi$  мощностей, создаваемых силами сопротивления амортизатора в процессе его работы. Количественно показатель  $\chi$  можно рассчитать по формуле [58, 62, 163]:

$$\chi = 100\% - \frac{\left[ \frac{|N_{сж} - N_{сжи}|}{N_{сж}} + \frac{|N_{отб} - N_{отби}|}{N_{отб}} \right]}{2} \cdot 100\%, \quad (2.43)$$

где:  $N_{сжи}$  - мощность, создаваемая испытуемым амортизатором, с неизвестной работоспособностью в режиме сжатия;

$N_{сж}$ - мощность, создаваемая образцовым амортизатором, имеющим

100% работоспособность, в режиме сжатия;

$N_{отбi}$  - мощность, создаваемая испытуемым амортизатором, с *неизвестной работоспособностью* в режиме отбоя;

$N_{от}$  - мощность, создаваемая образцовым амортизатором, имеющим 100% работоспособность, в режиме отбоя.

#### **2.4.9. Математическое описание рабочей характеристики стабилизатора поперечной устойчивости**

Стабилизатор поперечной устойчивости призван снижать угол поперечного крена АТС, при действии на него боковой силы.

При появлении бокового крена Подр-М АТС, узлы крепления торсиона стабилизатора изменяют свое положение относительно дороги и осей колес. В этом случае, штанги П-образного стабилизатора движутся в противоположные стороны на расстояние  $\Delta f$  закручивая торсион, распложенный в его центре. Создаваемые при этом равные по величине, но разнонаправленные силы  $+F_{ст}$  и  $-F_{ст}$  снижают угол поперечного крена поддрессоренной массы АТС. Величина этих сил определяется по формуле [211]:

$$+F_{ст} = -F_{ст} = C_{ст} \cdot \Delta f, \quad (2.44)$$

Силы, вызванные действием стабилизатора на колеса и Подр-М АТС, могут быть вычислены как [14]:

$$\pm F_{ст1} = \pm C_{ст1} \cdot (\Delta 11 - \Delta 12), \quad (2.45)$$

где:  $\Delta f$  – разность перемещения колесных узлов передней оси;

$\Delta 11$  – перемещение неподрессоренной массы переднего левого колеса относительно поддрессоренной массы АТС;

$\Delta 12$  – перемещение неподрессоренной массы переднего правого колеса относительно поддрессоренной массы АТС.

Задний стабилизатор функционирует аналогично тому, как

функционирует передний. Количественные характеристики его работы определяли с учетом его жесткости и перемещения.

## **2.5. Алгоритм расчёта параметров системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога»**

Изучение влияния Тех-С амортизатора на боковую устойчивость АТС в условиях воздействия центробежной силы и при проезде через Ед.Нер дороги будем проводить на основе алгоритма, позволяющего выполнять расчеты процессов системы АПШД. Вид алгоритма представлен на рис. 2.8 в виде блок-схемы.

Ниже приведен перечень процедур, которые реализует алгоритм:

1. Ввод исходных данных, констант, необходимых для расчета процессов системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога»;
2. Расчет уравнений для начальных условий цикла;
3. Решение уравнений, моделирующих исследуемые процессы системы АПШД с расчетом параметров;
4. Расчет координат траектории движения АТС.
5. Построение зависимостей координат траектории движения и перемещений Неподр-М АТС, а также сил реакции колес в пятне контакте колес от Тех-С амортизаторов.
6. Разработанный алгоритм позволяет аналитически исследовать процесс движения АТС по окружности в условиях возмущений, вызванных переездом его колес через Ед.Нер.
7. Для выполнения расчетов на модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» процессов, поименованных в задачах исследования, в программной среде Scilab 6.1.0 была создана программа (см. Приложение 3). Эта программа обеспечивает выполнение расчетов параметров исследуемого процесса.

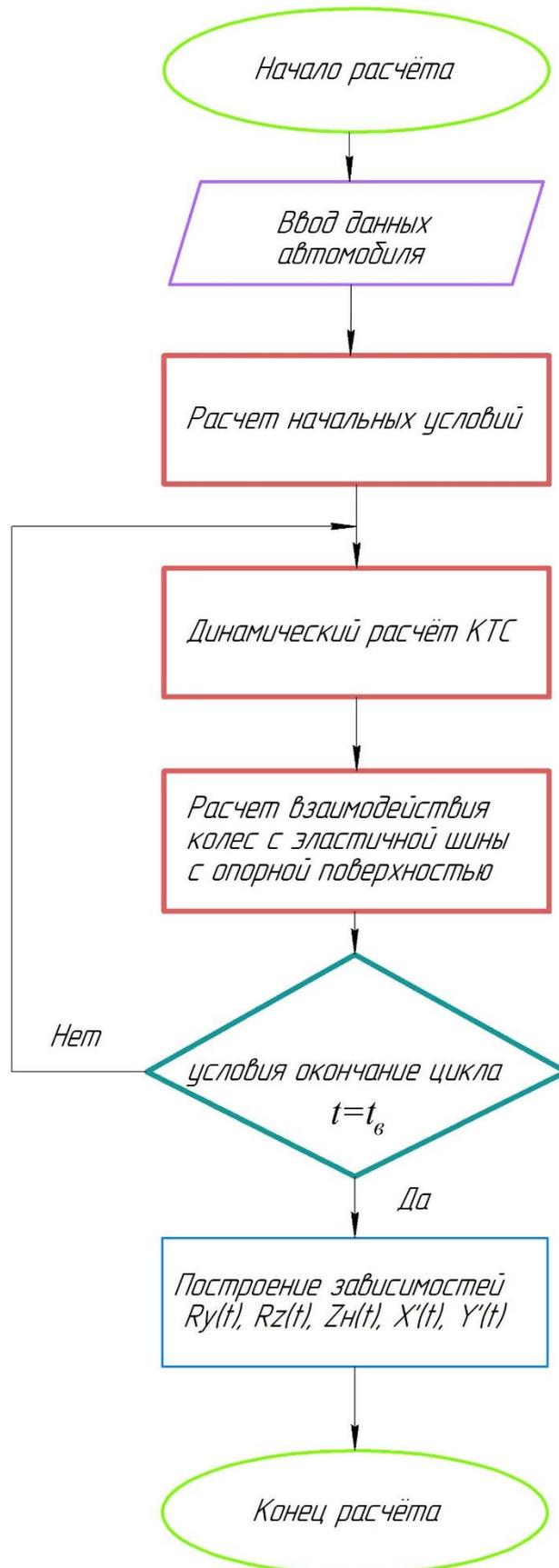


Рис.2.8. Алгоритм расчета функционирования системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога»

## **2.6. Теоретические основы силового метода контроля технического состояния амортизаторов**

Для решения задач, поставленных в диссертации, были разработаны теоретические основы силового метода контроля Тех-С амортизаторов для обеспечения устойчивости АТС. Силовой метод контроля Тех-С амортизаторов в дорожных условиях, основан на анализе их влияния на устойчивость движения АТС. Он состоит из следующих этапов:

1. Тестовое воздействие на испытуемый АТС при движении его по круговой траектории и переезде Ед.Нер;
2. Измерение реакций в пятне контакта шин после переезда Ед.Нер;
3. Контроль устойчивости АТС по выходу проекции любой его точки на плоскость дороги за пределы коридора движения;
4. Сравнение измеренных значений контролируемых параметров с их нормативными значениями и определение Тех-С амортизаторов.

### **2.6.1. Учет влияния технического состояния амортизаторов на реакции шин в их контакте с опорной поверхностью дороги**

Устойчивость управляемого движения АТС при колебаниях его Неподр-М и действии боковой силы оценивается с помощью показателей, характеризующих сцепные свойства шин с ОП Дор.

Сцепные свойства шин с дорогой могут быть количественно оценены при помощи параметра  $\hat{\phi}_y$  - среднего реализованного бокового коэффициента сцепления шины. Этот параметр представляет собой отношение среднего (за время контакта шины с опорной поверхностью измерительной платформы) значения боковой реакции  $\bar{R}_y$  к среднему значению вертикальной нагрузки  $\bar{R}_z$ , действующих после проезда через неровность.

При повороте автомобиля нагружаются наружные колеса, а внутренние колеса разгружаются и реакции на них становятся меньше. Поэтому реакции внутренних колес менее чувствительны к изменениям Тех-С амортизаторов [14].

Поэтому установим силовые параметры  $\hat{\varphi}_{y1}$  и  $\hat{\varphi}_{y2}$  - среднего реализованного бокового коэффициента сцепления шины для переднего и заднего наружных (*по радиусу поворота*) колес.

Их численные значения определим по выражению, вида:

$$\hat{\varphi}_{yi} = \frac{\overline{R}_{yij}}{\overline{R}_{zij}}, \quad (2.46)$$

где:  $\overline{R}_{yij}$  – среднее значение боковой реакции  $R_y$  за процесс взаимодействия шиной с измерительной платформой;

$\overline{R}_{zij}$  – среднее значение реакции  $R_z$  за процесс взаимодействия шины с измерительной платформой.

Силовые параметры  $\hat{\varphi}_{y1}$  и  $\hat{\varphi}_{y2}$  характеризуют реализацию фрикционных свойств шинами переднего и заднего наружных колес АТС с ОП Дор. Чем выше уровень Тех-С амортизаторов, тем выше параметры  $\hat{\varphi}_{y1}$  и  $\hat{\varphi}_{y2}$ . Следовательно, тем лучше реализуются фрикционные свойства шинами наружных колес АТС с опорной поверхностью дороги. И тем лучше они обеспечивают устойчивость АТС.

Для определения нормативных значений  $[\hat{\varphi}_{yi}]$  силовых параметров будем использовать методику, основанную на совместном анализе функциональных зависимостей вида  $\hat{\varphi}_{yi} = f(\chi)$  от Тех-С амортизаторов (рис. 2.9) и результатов контроля выхода АТС за пределы коридора движения.

Зависимости  $\hat{\varphi}_{yi} = f(\chi)$  можно легко определить как на основе теоретических расчетов, так и по результатам эксперимента. Для этого необходимо определить средние значения боковых реакций  $R_y$  и средние значения нагрузок  $G_k = R_z$  на шину, в процессе проезда колес АТС по измерительным платформам.

Оценку устойчивости АТС будем выполнять аналогично требованиям ГОСТ 33997 – 2016 года в процессе проверки устойчивости транспортного средства при торможении, когда АТС не должно ни одной своей частью выходить из нормативного коридора движения шириной 3 м [123].

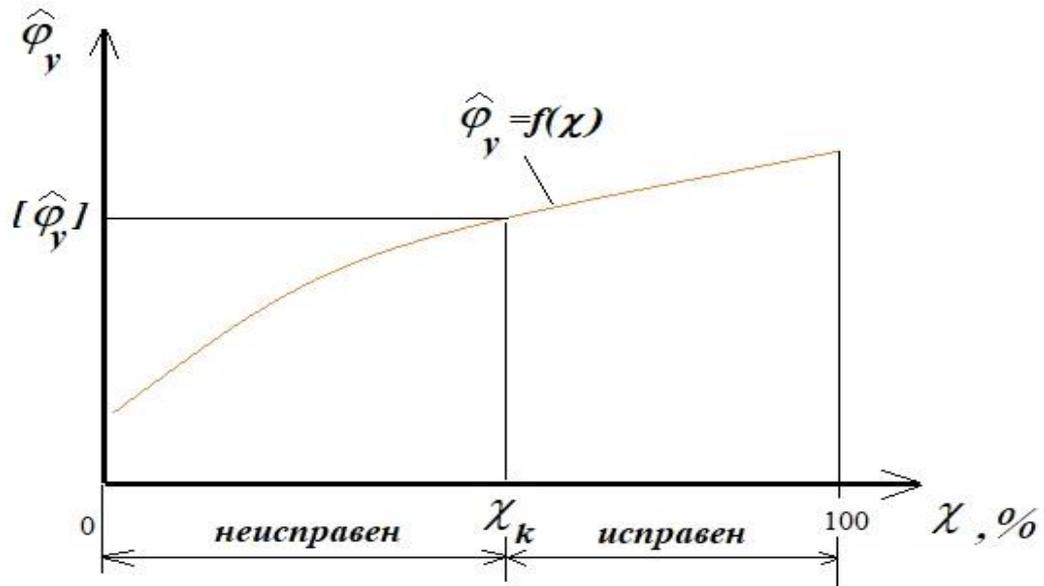


Рис. 2.9. График зависимости силового параметра средней удельной реализованной боковой реакции шины от параметра Тех-С амортизатора

Поэтому нарушением устойчивости АТС, при реализации силового метода, следует считать выход его из нормативного коридора движения шириной 3 м. в процессе движения с постоянной скоростью по окружности и переездом Ед.Нер. Такой метод контроля устойчивости АТС впервые был апробирован учеными университетов ВСГУТУ (г. Улан-Удэ) и ИРНТУ (г. Иркутск) [118, 218]. Этот метод лег в основу определения предельных значений нормативов  $[\hat{\varphi}_{yi}]$ .

Таким образом нормативные значение силовых параметров боковой реакции шины  $[\hat{\varphi}_{yi}]$  устанавливали из условия, что при  $\hat{\varphi}_{yij} > [\hat{\varphi}_{yi}]$   $ij$ -й амортизатор обеспечивают нахождение АТС, в пределах коридора Кор.Дв.

## 2.7. Выводы по второй главе

1. Разработанная структурная схема исследуемой системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» обеспечивает возможность выявления связей между элементами, образующими эту систему и составлять их математические описания. Схема позволяет сформировать общую математическую модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» с целью решения поставленных в работе научных задач.

2. Разработанная математическая модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» учитывает влияние на процесс формирования боковых и вертикальных реакций, а также на изменение траектории движения АТС следующих факторов: скорость движения АТС, радиус окружности в коридоре движения, вертикальные колебания неподрессоренных масс, характеристики Тех-С амортизаторов, упругие свойства подвески, силы сопротивления стабилизатора поперечной устойчивости, упругие и фрикционные характеристики шин при движении в режиме увода, а также геометрические размеры Ед.Нер.

3. Теоретически обоснована возможность разработки и реализации силового метода дорожного контроля Тех-С амортизаторов АТС в Усл.Эксп. Основой силового метода контроля Тех-С амортизаторов являются измерения и анализ реакций в контакте шин с ОП дороги при движении АТС в условиях действия боковой силы с переездом через Ед.Нер.

### ГЛАВА 3. МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В этой главе представлена методика Эксп. Иссл. движения АТС при тестовом режиме, который включает два условия. Во-первых, действие на него постоянной, не изменяющейся во времени боковой центробежной силы  $F_y$ . Во-вторых, действие на его колеса возмущений, вызванных гармоническими колебаниями нагрузки  $G_k = R_z$ .

Приведено описание статистической методики проведения анализа адекватности модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога». Разработаны и представлены описания методик тарирования систем измерений как силовых, так и кинематических параметров, методики стендовых испытаний Г и ПГ-Ам, методики определения динамических характеристик эластичных шин в режиме увода при варьировании нагрузки на колесо, методики определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости АТС, методики измерения относительного перемещения Подр-М и Неподр-М.

Также в главе приведено описание оборудования, используемого в процессе экспериментальных исследований, в том числе платформ, обеспечивающих измерение реакций от сил, действующих на шины вдоль осей ОХ и ОУ в их контакте с дорогой у АИС, движущегося по окружности.

#### **3.1. Методика экспериментального исследования движения АТС под действием боковой силы с наездом колес на неровность**

В соответствии с поставленными задачами, представленными в разделе 1.7. главы №1 диссертации, была разработана и представлена в данном разделе методика с целью обеспечения процедуры Эксп. Иссл. устойчивости автомобилей под действием неизменяющейся во времени боковой силы, величина которой задана скоростью движения АТС и радиусом траектории его движения. Разработанная методика позволяет выполнить количественный анализ адекватности аналитической модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога». В свою очередь, эта модель создана для установления

функциональных зависимостей параметров, характеризующих Тех-С амортизаторов АТС на показатели устойчивости его движения при вышеперечисленных тестовых режимах.

### 3.1.1. Описание режимов тестового воздействия на АТС

Эксп. Иссл. требуют наличия горизонтальной площадки с ровной поверхностью, включающей раздел для разгона АТС до определённой скорости (АБ), зону для поворота (БВ) с установленным радиусом и отдельный участок для торможения (ВГ). Требуется, чтобы площадка для исследований была покрыта асфальтобетоном с коэффициентом сцепления 0,8. Участок для разгона должен быть спроектирован так, чтобы АТС мог достигать заранее определённой скорости (рис 3.1). Кроме того, заданные параметры скорости движения и радиуса поворота должны гарантировать, что на транспортное средство будет оказываться боковая сила заданной величины.

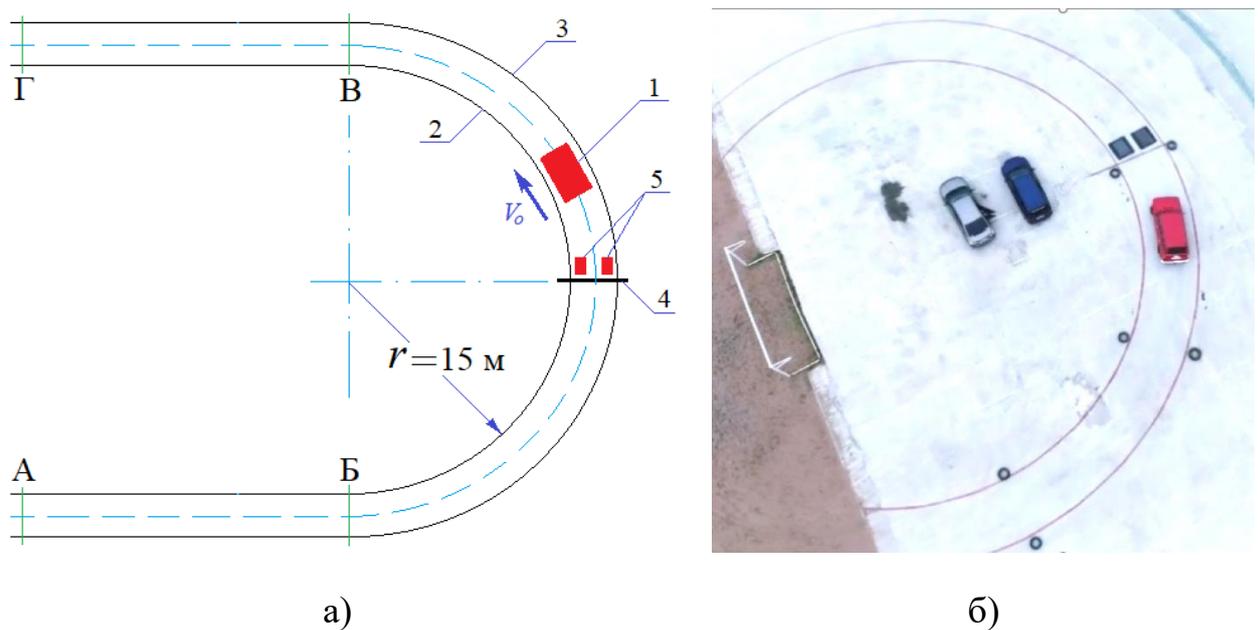


Рис 3.1. Схема и фото внешнего вида экспериментальной площадки для дорожных испытаний подвески АТС: а) – схема; б) – фото площадки (вид сверху): АБ – участок разгона АТС, БВ – круговой участок движения, ВГ – участок остановки АТС; 1 – испытуемый автомобиль, 2, 3 - границы коридора движения, 4 – единичная неровность, 5 – платформы, измеряющие нормальную  $R_z$  и продольную  $R_y$  реакции на колесах АТС.

Необходимо чтобы участок остановки АТС имел достаточную длину для обеспечения безопасной остановки АТС. Примерно центре кругового участка движения должны быть вмонтированы в поверхность дороги измерительные платформы (5), установленные на том же уровне, что и опорная поверхность, для измерения реакции в области контакта шин с дорогой. Перед этими платформами на дорожном покрытии должно быть надежно закреплена единичная неровность (4) с размерами сечения  $0,05 \text{ м} \times 0,05 \text{ м}$ .

Верхняя поверхность платформы (5) должна быть покрыта специальным фрикционным полимерным слоем, обеспечивающий значение коэффициента сцепления с шинами АТС на уровне 0.85.

Перед проведением эксперимента необходимо осуществить следующие подготовительные работы:

1. Проверить Тех-С испытуемого АТС:
  - Проверить работоспособность тормозной системы. Тормозная система должна быть работоспособной и не иметь внешних повреждений;
  - Выполнить внешний осмотр деталей подвески и рулевого механизма на предмет износа и повреждений. Все детали должны быть исправными;
  - Выполнить внешний осмотр шин, контроль давления воздуха в шинах и степени износа их протектора.
2. Установить на АТС комплект амортизаторов, Тех-С которых известно и подтверждено результатами стендовых испытаний;
3. Закрепить на элементах подвески датчики, обеспечивающие измерение их перемещений относительно подрессоренной массы;
4. В багажном отделении испытуемого АТС разместить комплекс (с компьютером Roverbook) и соединить его с системой измерения перемещений элементов подвески;
5. Проверить площадку для проведения дорожных испытаний и при необходимости убрать посторонние предметы (см. рис. 3.1 и 3.2):
  - Удостовериться в надежности крепления единичной неровности на дорожном покрытии;

– Подключить систему измерения боковых и нормальных сил к измерительным платформам и к компьютеру.

6. Включить питание системы измерения, прогреть измерительные системы комплекса;
7. Запустить программы на компьютерах для обеспечения систем измерения перемещения подвески и реакций в контактах шин;
8. Разместить испытуемый АТС в начале разгонного участка АБ.

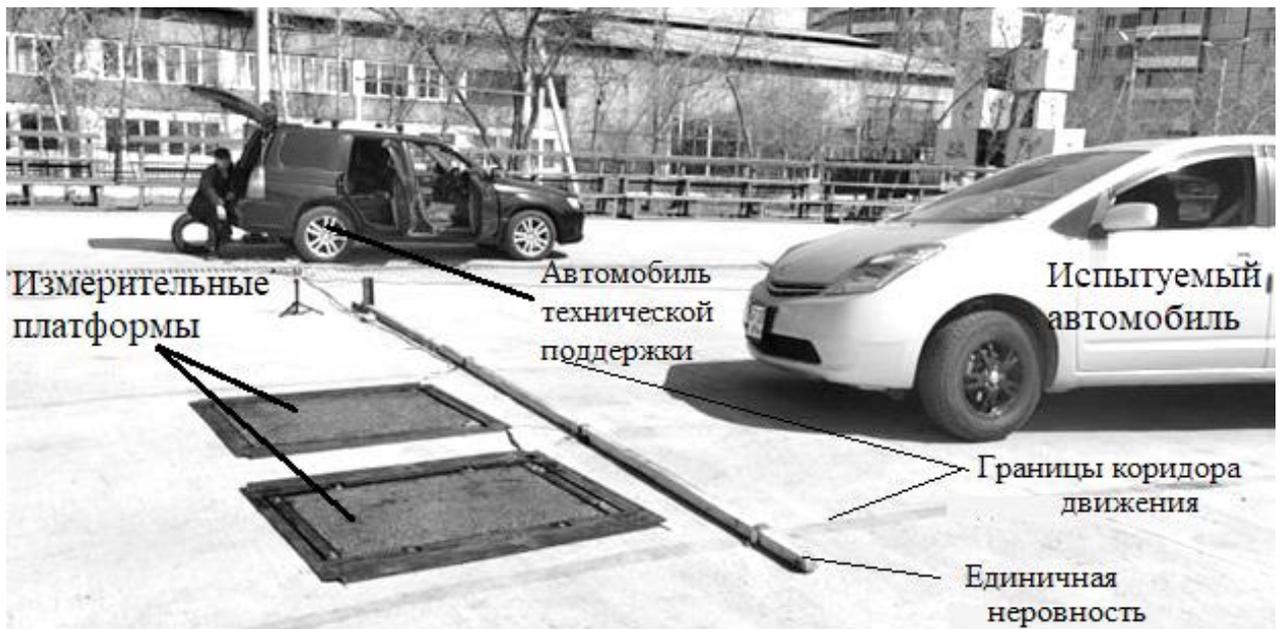


Рис.3.2. Схема эксперимента по определению реакций на колесах автомобиля

Последовательность экспериментального исследования движения АТС под действием боковой силы с наездом колес на неровность следующая:

1. На первом участке обеспечить разгон АТС до заданной скорости 11,1 м/с и поддерживать её во всем коридоре движения;
2. При выезде на круговой участок движения повернуть рулевое колесо так, чтобы обеспечить устойчивое движение АТС по круговой траектории;
3. Отключить трансмиссию от двигателя и не изменяя положения рулевого колеса двигаться с переездом через неровность и измерительные платформы;
4. После переезда через неровность обеспечить движение АТС с «закрепленным рулем» до момента выезда с участка кругового движения

- БВ (см. рис. 3.1.);
5. После выезда с участка кругового движения БВ остановить автомобиль;
  6. Изменить расположения неровности;
  7. Выполнить действия по пунктам с 1 по 5 в обратном направлении;
  8. Записать результаты измеренных параметров в память компьютера;
  9. Заменить на автомобиле комплект амортизаторов на другие с отличающимся техническим состоянием и затем повторить вышеупомянутые действия.

Данная методика экспериментального исследования направлена на измерение параметров, которые отражают процесс движения АТС под действием боковой силы с переездом через Ед.Нер.

Основной влияющий на результаты исследования фактор - это Тех-С амортизаторов. Именно влияние этого фактора на показатели, характеризующие устойчивость АТС, и изучается в процессе выполнения этих экспериментов.

### **3.1.2. Обоснование требований к измеряемым параметрам**

Одними из главных параметров, которые влияют на устойчивость управляемого движения АТС и даже позволяют определять её количественно, являются реакции, действующие в Конт-ШОП дороги. Величина этих реакций позволяет определять допустимую скорость движения АТС на повороте.

В процессе измерения реакции одновременно были проведены измерения перемещений  $\Delta Z$  Неподр-М относительно Подр-М АТС. Текущие значения этих перемещений  $\Delta Z$  можно легко вычислить в любой момент времени, определяя разность координат:

$$\Delta z = z_{\Pi} - z_{Н}, \quad (3.1)$$

Эти перемещения  $\Delta z$  позволяют нам более детально разобраться в том, как Тех-С амортизаторов влияет на устойчивость АТС.

Рассмотренные параметры позволяют выполнить тщательный анализ

устойчивости АТС при движении по кругу и при прохождении через Ед.Нер на дороге. Такой анализ становится особенно важным при изменении Тех-С амортизаторов. Он помогает понять, как эти изменения влияют на стабильность контакта колес с дорогой.

Для экспериментального исследования бокового сцепления шин с дорожным покрытием целесообразно использовать движение АТС с постоянной скоростью по кругу при одновременном действии боковой силы  $F_y$  и возмущений, в виде гармонических колебаний нагрузки  $G_k$  на колесах. Наиболее часто такие возмущения создают посредством переезда колес через Ед.Нер. Это позволит определять Тех-С амортизаторов АТС если при этом использовать системы измерения силовых и кинематических параметров в контакте колес с дорогой [110].

Проведение таких экспериментальных исследований может быть успешным лишь в том случае, если системы измерения силовых и кинематических параметров обеспечат выполнение следующих требований:

1. Непрерывное измерение контролируемых параметров, действующих на внешние (*по радиусу поворота*) колеса АТС:

- боковых реакций  $R_y$ ;
- нормальных реакций  $R_z$ ;
- перемещения Неподр-М АТС относительно Подр-М.

2. Относительная погрешность  $\delta$  измерений параметров не должна превышать норм, приемлемых для анализа контролируемых параметров:

- по боковой реакции  $R_y$ , от 0,0 до 5,0 кН, с погрешностью  $\delta \leq 2,5\%$ ;
- по реакции  $R_z$ , от 0,0 до 5,0 кН, с погрешностью  $\delta \leq 2,5\%$ ;
- по перемещению  $\Delta z$  Неподр-М относительно Подр-М, от 0 до 0,1 м., с погрешностью  $\delta \leq 3,0\%$ .

3. Оборудование, обеспечивающее измерение силовых параметров на колесах АТС должно быть надежно закреплено, не должно испытывать вибраций во время движения автомобиля;

4. В процессе непрерывного измерения система для измерения

перемещения неподрессоренных масс относительного поддрессоренной должна обладать устойчивостью к внешним воздействиям, в том числе к электромагнитным помехам;

5. Системы измерения должны обеспечивать надежное подключение к персональному компьютеру для сохранения и анализа результатов исследования;

6. Пользование оборудованием должно быть доступным и безопасным.

### **3.1.3. Измерительные системы параметров исследуемого процесса**

С учетом установленных требований к системам измерения параметров движения автомобиля по кругу с переездом Ед.Нер, был разработан и создан компьютеризированный измерительный комплекс. Этот комплекс способен измерять и фиксировать боковые и нормальные реакции в Конт-ШОП. Это обеспечивают две тензометрические платформы, надежно вмонтированные в поверхность дороги.

Измерительная система, позволяющая выполнять измерение взаимного перемещения неподрессоренных и поддрессоренной массы, включает датчики, монтируемые на элементы подвески АТС.

#### **3.1.3.1. Система измерения реакций в контакте шин АТС с дорогой**

В соответствии с задачами исследования для выполнения измерений реакций  $R_y$  и  $R_z$ , действующих в контакте шин АТС с дорогой были изготовлены две тензометрические дорожные платформы. Эти платформы были вмонтированы в дорогу на уровне ее опорной поверхности внутри коридора движения, а расположены после единичной неровности. Такое расположение платформ обеспечивало возможность измерения продольной  $R_y$  и  $R_z$  реакций в пятне Конт-ШОП в момент действия на колеса АТС возмущений, вызванных их переездом через Ед.Нер.

На рис. 3.3. показан чертеж общего вида и фотографии одной из двух платформ для измерения реакций  $R_y$  и  $R_z$ , в Конт-ШОП дороги. Внутри

жестких рамы 1 на двух плоских упругих тензометрических пластинах 3 установлена измерительная платформа 2 имеющая фрикционное покрытие.

На основе упругих пластин 3 выполнены два тензометрических датчика 4, которые обеспечивают измерение боковых реакций  $R_y$  и при этом не реагируют на продольные реакции  $R_x$ .

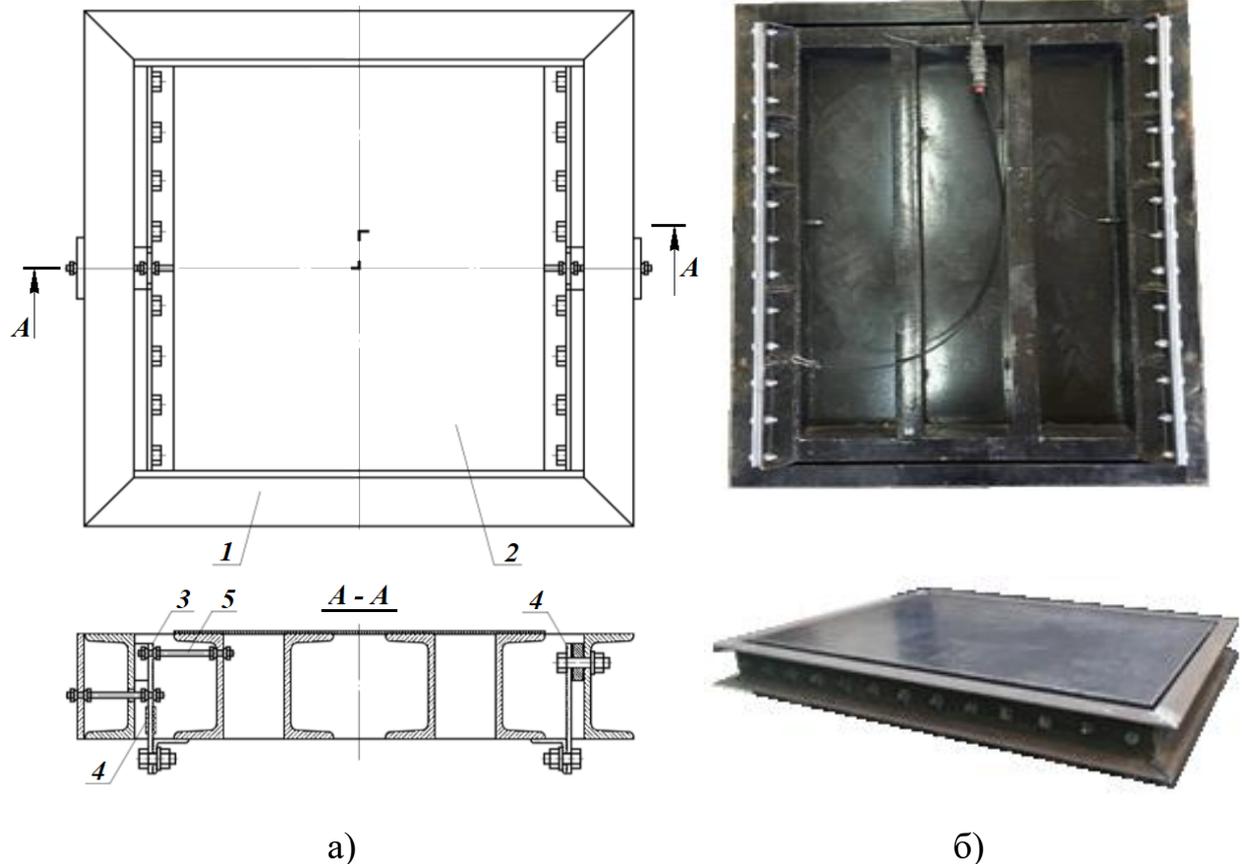


Рис. 3.3. Тензометрическая платформа, обеспечивающая измерение реакций  $R_z$  и  $R_y$  в контакте с колесами автомобиля: 1 – жесткая рама (базовая деталь); 2 – опорная платформа; 3 – тензометрическая упругая измерительная пластина; 4 – тензорезисторы (наклеенные); 5 – цилиндрическая шпилька.

Для повышения чувствительности датчиков 4, к измерению боковых реакций  $R_y$ , использованы шпильки 5 цилиндрической формы, обеспечивающие фиксацию пластин 3 в их средней части. Шпильку увеличивают деформации чувствительных частей пластин 3 и это увеличивает их чувствительность к действию боковых реакций  $R_y$ .

Для измерения реакций  $R_y$  и  $R_z$ , в контакте шин АТС с платформами, эти платформы были установлены на цементные фундаменты в опорной

поверхности дороги. Каждую платформу устанавливали на линии движения левого и правого колес АТС соответственно. Продольные тензометрические упругие измерительные пластины 3 каждой платформы располагали вдоль направления движения АТС. Это позволило сделать их чувствительными только к изменениям боковых реакций и нечувствительными к изменению продольных и нормальных реакций.

В процессе испытаний АТС их колеса, после переезда единичной неровности проезжали по опорным платформам 2. Действующие в пятне контакта шин боковые реакции  $R_y$  вызывали поперечное смещение горизонтальной платформы 2. Это смещение пропорционально величине реализованной боковой реакции  $R_y$ . Тензометрические датчики 4 платформ регистрировали величину боковых реакций  $R_y$ . Конструкция платформ выполнена так, что она устраняет влияние на измерение боковых реакций  $R_y$  паразитных моментов и продольных сил, действующих на платформу в плоскости контакта колеса с её опорной поверхностью. Это позволило значительно снизить погрешность измерения боковых реакций  $R_y$ .

Дорожные платформы выполняют измерение в том числе и реакции  $R_z$ , от действия нагрузки на колеса  $G_k$ , нагружающей платформы вдоль оси OZ. Это измерение обеспечивали четыре тензометрических датчика 1 (рис. 3.4), размещенных на тензометрической упругой измерительной пластине.

Электрические сигналы, поступающие от тензометрических датчиков, измеряющих поперечные  $R_y$  2 и нормальные  $R_z$  1 реакции, усиливали при помощи усилителей ZetLab 5, а затем выполняли их аналого-цифровое преобразование при помощи АЦП компании Lcard.

Таким образом система измерения поперечных  $R_y$  и нормальных  $R_z$  реакций включает - электрический источник питания тензометрических датчиков  $\pm 5$  В, усилители сигналов 3 и 4; аналого-цифровой преобразователь - АЦП; компьютер Roverdook с программным обеспечением L-Graph2.

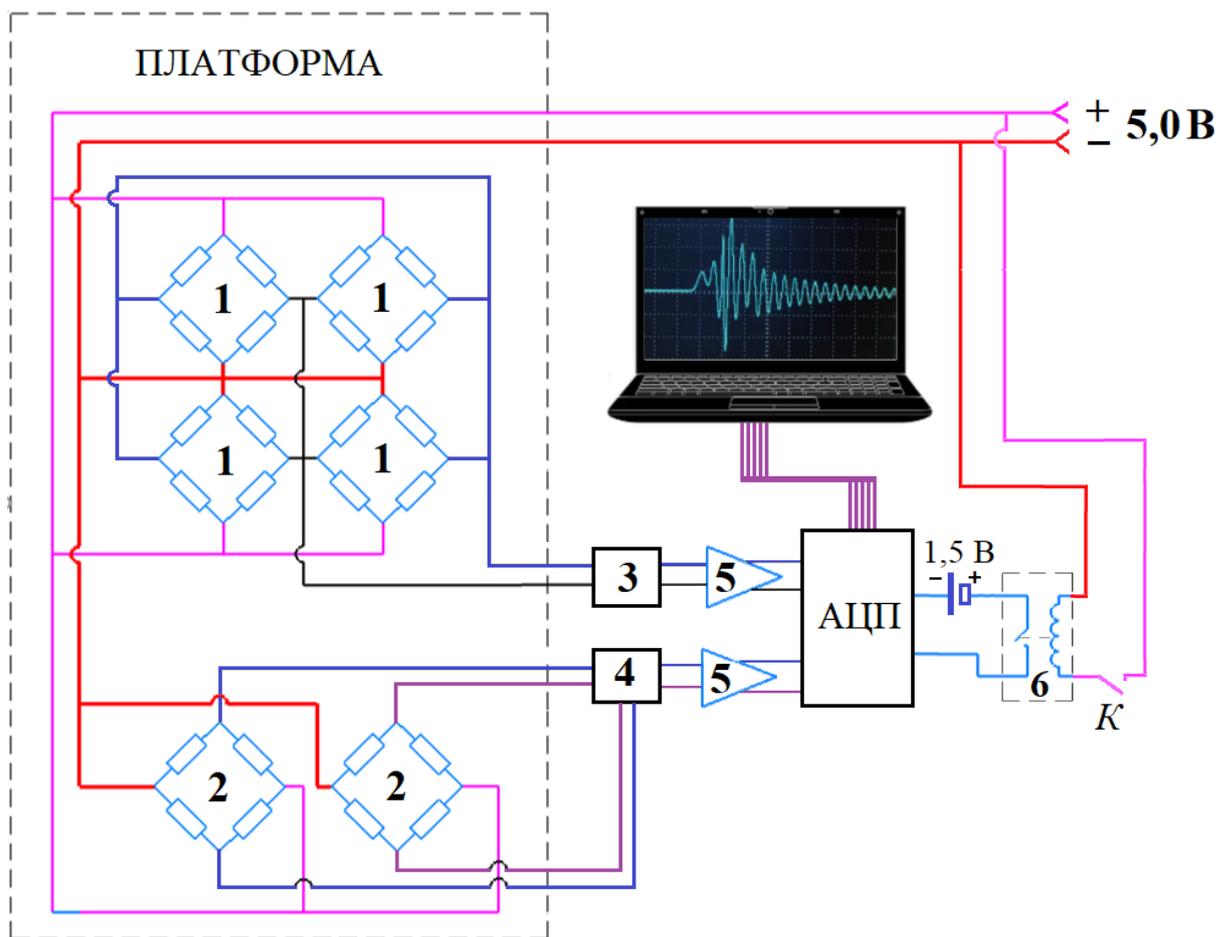


Рис 3.4. Электрическая схема измерительной системы дорожной платформы: 1 – тензомосты измерения нормальной реакции; 2 – тензомосты измерения боковой реакции; 3 – блок балансировки тензомоста нормальной реакции; 4 – блок балансировки тензомоста боковой реакции; 5 – усилители сигналов Zetlab Z412; АЦП – аналого-цифровой преобразователь E-154; 6 – реле; К – контактный датчик наезда на единичную неровность.

На рис. 3.4 изображена электрическая схема измерительной системы одной из дорожных платформ. Электрическая схема второй дорожной платформы полностью аналогична схеме, изображенной на рис. 3.4. При этом сигналы измеряемых силовых параметров поступают от второй платформы на один общий компьютер *Rover-book*.

С помощью реле и датчиков, фиксирующих наезд на единичные неровности, стало возможным автоматически регистрировать сигналы силовых параметров платформы, начиная с момента наезда на неровность и до конца платформы.

### **3.1.3.2. Методика калибровки систем измерения сил измерительными платформами**

Калибровка систем выполняющих измерение реакций, установленных на дорожных платформах, является процессом определения функциональных взаимосвязей между уровнями выходного сигнала системы измерения и регистрируемыми ею физическими величинами. Для определения метрологических характеристик систем измерения реакций в контакте колес с дорогой была проведена их тарировка. В ходе этого процесса устанавливали функциональные зависимости между силами и величинами электрических сигналов на выходе электронных систем измерения дорожных платформ.

Тарировка содержит этапы работ, которые перечислены далее.

#### **I. Подготовительные операции:**

1. Установить и надежно закрепить платформы на испытательной площадке;
2. Прикрепить приспособления для приложения боковой силы от 0 до 5 кН;
3. Подготовить грузы для нагружения платформ от 0 до 5кН с шагом 1 кН;
4. Расположить измерительные системы в безопасном месте;
5. Соединить измерительный динамометр растяжения через приспособления для приложения боковой силы с точкой платформы, которая изготовлена для тарировки.

#### **II. Калибровка системы измерения платформы:**

В ходе дорожного эксперимента наружная платформа подвергается одновременному воздействию нормальной и боковой нагрузок. Поэтому целесообразно производить тарировку системы измерения, учитывая воздействие как боковой, так и нормальной сил.

1. Собрать калибровочную систему как показано на рис 3.5 и подключить измерительный комплекс через кабель с защитой от механических воздействий;
2. Прогреть систему измерения сил в течение 15 минут;

3. Активировать на компьютере программный продукт «L-Graph2»;
4. Используя талреп 2 и динамометр 3, прикладывать к платформам боковое усилие от 0 до 5 кН с дискретностью в 1 кН, а затем снижать это усилие в обратном порядке до исходного состояния.
5. На каждом этапе нагрузки измерять и регистрировать сигналы на выходе измерительной системы;
6. Нагрузить платформы грузом, начиная со 100 кг и увеличивая вес на каждом шаге на 100 кг, до достижения максимального веса в 500 кг.

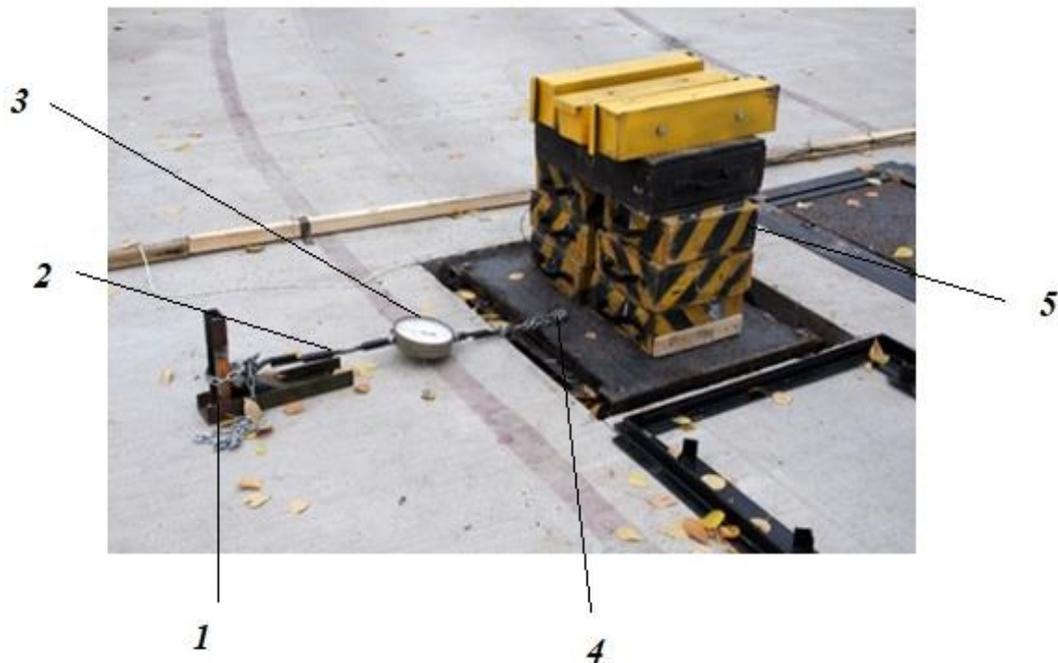


Рис 3.5. Вид установки для выполнения калибровки измерительных систем дорожной платформы: 1 - упор; 2 - талреп; 3 – силоизмерительный динамометр; 4 – базовая крепежная точка; 5 – тарировочные грузы.

7. На каждом этапе увеличения веса груза повторить действия, описанные в пункте 4;
8. Сохранить результаты на компьютере;
9. Приложенные к измерительной системе нагрузки и измеренные сигналы занести в таблицу 3.1 или 3.2;
10. Используя полученные тарировочных значения построить тарировочные графики системы измерения боковой реакции и системы измерения нормальной реакции;

11. Выполнить аппроксимацию тарировочных графиков, с получением уравнений зависимости реакций от выходных сигналов  $U_{Ry}$  или  $U_{Rz}$  системы измерения реакции с оценкой достоверности аппроксимации;
12. Оценить погрешность каждой системы измерения.

Таблица 3.1. Параметры процедуры калибровки системы измерения боковой реакции  $R_y$ .

$R_y$ , кН	Нагружение						Разгрузка				
	0	1	2	3	4	5	4	3	2	1	0
$R_z$ , кН	Напряжения выходного сигнала датчик боковой реакции, $U_{Ry}$ , мВ										
0	2.2	-75.6	-158.7	-245.0	-334.3	-424.5	-329.8	-247.2	-161.0	-76.6	1.4
1	-1.3	-74.2	-155.9	-244.4	-332.3	-419.8	-335.9	-247.1	-160.9	-77.3	1.1
2	1.9	-75.7	-161.6	-247.7	-334.5	-420.5	-336.8	-248.0	-165.8	-79.2	1.0
3	0.1	-77.9	-161.9	-253.1	-339.5	-425.7	-339.9	-255.9	-164.4	-80.7	-0.4
4	2.7	-72.9	-155.5	-249.0	-335.5	-425.7	-340.6	-255.8	-167.0	-83.1	-3.1
5	2.0	-75.1	-156.4	-246.6	-335.9	-424.0	-334.8	-249.3	-163.5	-79.3	1.0

Таблица 3.2. Параметры процедуры калибровки системы измерения нормальной реакции  $R_z$ .

$R_y$ , кН	Нагружение						Разгрузка				
	0	1	2	3	4	5	4	3	2	1	0
$R_z$ , кН	Напряжения выходного сигнала датчик нормальной реакции, $U_{Rz}$ , В										
0	-0.02	-0.01	-0.01	0.00	0.00	0.01	0.00	0.00	-0.01	-0.02	-0.02
1	0.19	0.20	0.20	0.21	0.22	0.22	0.21	0.21	0.20	0.20	0.19
2	0.42	0.42	0.43	0.43	0.44	0.44	0.44	0.43	0.42	0.42	0.41
3	0.62	0.63	0.63	0.63	0.64	0.64	0.64	0.63	0.63	0.62	0.62
4	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.85	0.85	0.84	0.84	0.84	0.83
5	1.05	1.05	1.05	1.05	1.06	1.06	1.06	1.05	1.05	1.05	1.05

По результатам тарировки были построены графики, отражающие зависимость сигнала на выходе системы измерения реакции  $R_y$  в виде напряжения от боковой нагрузки  $F_y$  на платформу, а также сигнала на выходе системы измерения реакции  $R_z$  в виде напряжения от нормальной  $F_z$  нагрузки (рис 3.6 и 3.7).

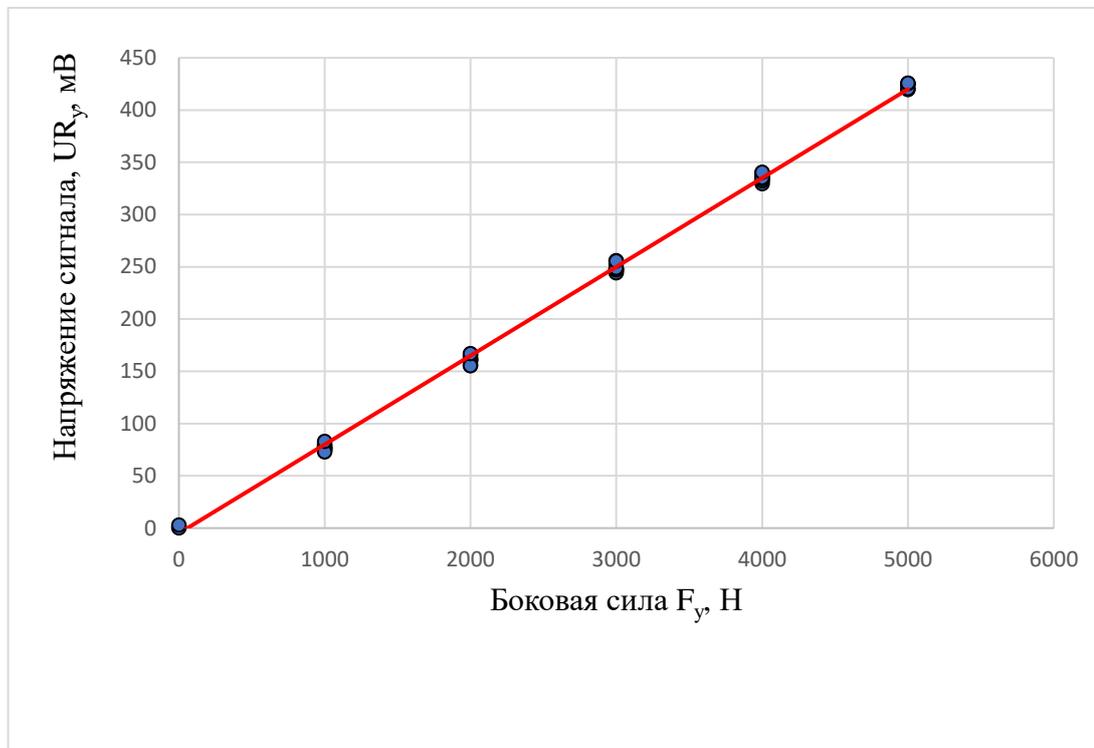


Рис. 3.6. Тарировочный график системы измерения боковой реакции

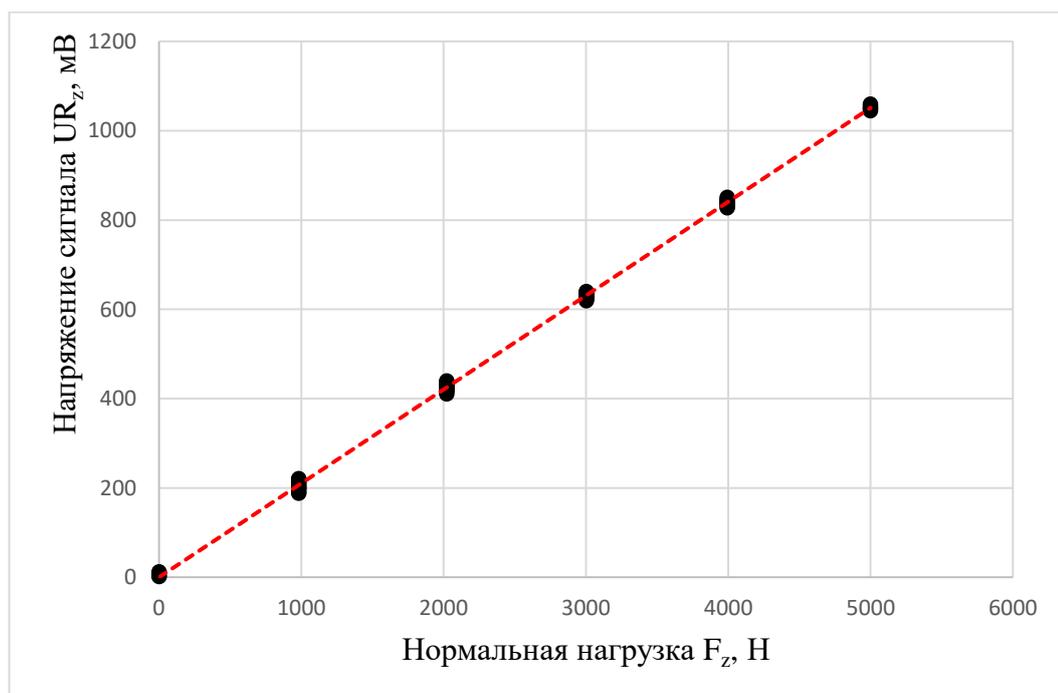


Рис. 3.7. Тарировочный график системы измерения нормальной реакции

В заключение была выполнена аппроксимация полученных тарировочных графиков. В процессе её выполнения получены линейные уравнения, описывающие взаимосвязь между сигналами на выходе систем измерения  $R_y$  и  $R_z$  реакции и их реальными значениями:

$$R_y = 11.976 \cdot U_{Ry}, \quad (3.2)$$

$$R_z = 4.757374 \cdot U_{Rz}, \quad (3.3)$$

где:  $R_y$  - боковая реакция, Н;  $U_{Ry}$  - сигнал на выходе системы измерения реакции  $R_y$ , мВ;

$R_z$  - нормальная реакция, Н;  $U_{Rz}$  - сигнал на выходе системы измерения реакции  $R_z$ , мВ.

Вычисление относительной погрешности системы измерения боковой реакции  $R_y$  показывает, что она составляет  $\Delta_{Ry} = 2.45\%$ , а величина достоверности аппроксимации  $R^2 = 0.998$ . Для нормальной реакции относительная погрешность измерения равно  $\Delta_{Rz} = 2.32\%$ , при этом величина достоверности аппроксимации  $R^2 = 0.999$ . Это свидетельствует о том, что результаты измерений соответствуют установленным требованиям для данных систем, подтверждая их высокую точность и надежность.

### **3.1.3.3. Система измерения относительного перемещения подрессоренной и неподрессоренных масс АТС**

С целью дополнения математической модели исследуемого процесса необходимо было получить информацию о взаимном перемещении подрессоренной и Неподр-М АТС. Для измерения перемещений передних колес использовали датчики на основе стальных упругих пластин. С обеих сторон пластин 1 были наклеены тензометрические резисторы 4 (рис. 3.8). Эти тензорезисторы 4 соединены в мостовую схему, позволяющую с приемлемой точностью измерять деформации, вызванные относительными перемещениями Подр-М и Неподр-М АТС.

Крепление датчиков на автомобиле осуществляли таким образом, что одну сторону датчика жестко закрепляли на кузове автомобиля (поз. 2, рис. 3.8), а другую к рычагу подвески посредством шарнира (поз. 3, рис. 3.8).

Применение шарниров обеспечивало необходимую компенсацию растяжений и сжатий, возникающих в датчике в процессе работы подвески. Это позволяло датчику работать на изгиб и не испытывать при этом действие паразитных сил и моментов.

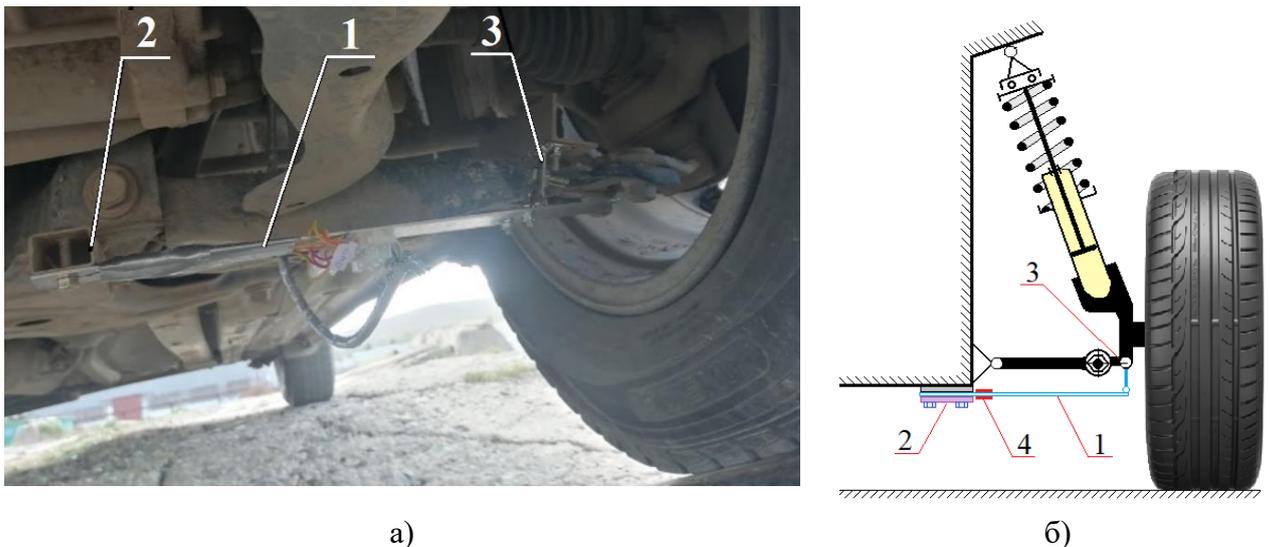


Рис. 3.8. Датчики измерения относительного перемещения Подр-М и Неподр-М на автомобиле Toyota Prius: а) - внешний вид; б) схема установки: 1 – упругая пластина, 2 – крепление пластины на кузове автомобиля, 4 – тензорезисторы, на пластине.

Измерительную систему относительного перемещения Подр-М и Неподр-М масс устанавливали в багажном отделении АТС. На рис. 3.9 показано её размещение в багажном отделении автомобиля Toyota Prius

Во время работы подвески деформация упругих пластин датчиков вызывает изменение сопротивления тензорезисторов, что приводит к разбалансу мостовой схемы. Напряжение, возникающее из-за этого разбаланса, прямо пропорционально перемещению, подвижной части пластины датчика. Это напряжение преобразуется аналого-цифровым преобразователем (АЦП) в цифровые коды и передается в компьютер, где оно отображается как в числовом виде, так и в виде графиков.

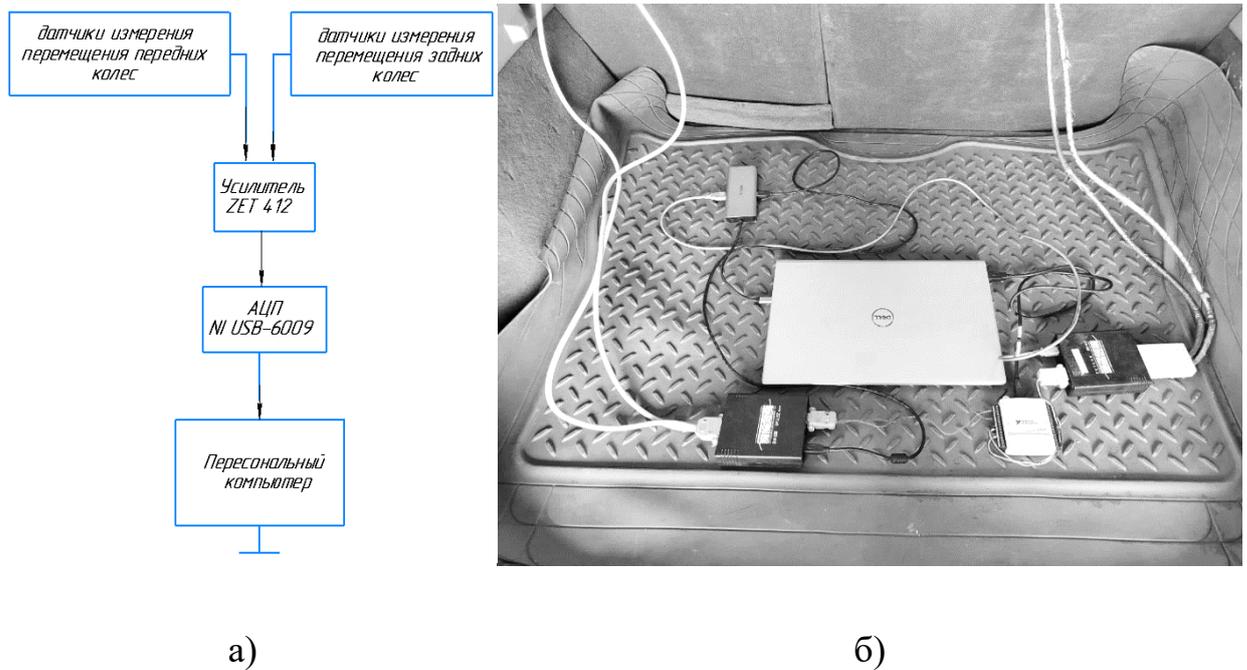


Рис. 3.9. Система измерения относительных перемещений поддресоренной и неподдресоренных масс: а) схема системы измерения относительного перемещения Подр-М и Неподр-М масс; б) измерительная система в автомобиле [14].

Датчики, установленные на автомобиле соединены с размещенным внутри салона электронным блоком, помехозащищенными, экранированными проводами. Эта защита особенно важна для предотвращения воздействия внешних электромагнитных помех, исходящих от двигателя внутреннего сгорания, электромоторов, высоковольтных батарей и различных электрических устройств.

Установка датчиков позволила выполнять непрерывное измерение движения Подр-М при переезде колес АТС через Ед.Нер.

#### 3.1.3.4. Калибровка системы измерения относительного перемещения поддресоренной и неподдресоренных масс АТС

Калибровка системы измерения относительного перемещения Подр-М и Неподр-М масс — это процесс, который позволяет установить зависимость между перемещением ( $\Delta z$ ) колёсных узлов относительно кузова автомобиля и выходным сигналом системы измерения ( $U_z$ ). Знание этих зависимостей

крайне важны для понимания процессов функционирования подвески, а также общей динамики движения автомобиля под действием боковой силы.

### **I. Подготовительные операции:**

- Установить автомобиль на ровную горизонтальную поверхность и отметить статическое положение колесного узла относительно кузова автомобиля;
- Снять колесо и отсоединить упругие элементы подвески, чтобы подвеска могла свободно перемещаться в нормальном направлении;
- Установить домкрат для перемещения колесного узла вдоль оси OZ;
- Напротив центра колесного узла установить визир с линейкой;
- На кузове автомобиля установить указатель 2 (см. рис. 3.11);
- Закрепить датчики, обеспечивающие измерение перемещения Неподр-М массы относительно Подр-М.

II. Калибровка системы измерения перемещений и Неподр-М относительно Подр-М:

1. Включить компьютер и дать электронной системе измерения 15 минут времени для прогрева;
2. С помощью домкрата установить колесный узел автомобиля в статическое положение;
3. Измерять величину перемещения Неподр-М относительно Подр-М с помощью указателя и линейки;
4. Записывать сигналы от системы измерения вертикальных перемещений подвески автомобиля;
5. С помощью домкрата поднимать подвеску автомобиля вверх с шагом в 0,01 м до величины 0,03 м.
6. Повторить операцию, обозначенную позицией 5 в противоположном направлении;
7. Повторить операции, обозначенные позициями 5 и 6, направляясь нормально вниз от статического положения;
8. Сохранить результаты измерений вертикальных перемещений подвески

на жестком диске ноутбука;

9. Выполнить операции, перечисленные в пунктах 1 – 8 для всех четырёх колес автомобиля;

13. Результаты нагружений и измерений занести в таблицу 3.3.

Таблица 3.3. Результаты калибровки системы измерения перемещений неподрессоренных масс относительно поддрессоренной.

$\Delta z,$	$U_z, В$	$\Delta z, м$	$U_z, В$
Перемещение вверх		Перемещение вниз	
0	3,11	0	3,10
0,01	2,98	-0,01	3,24
0,02	2,85	-0,02	3,37
0,03	2,72	-0,03	3,53
0,02	2,84	-0,02	3,38
0,01	2,97	-0,01	3,24
0	3,10	0	3,11

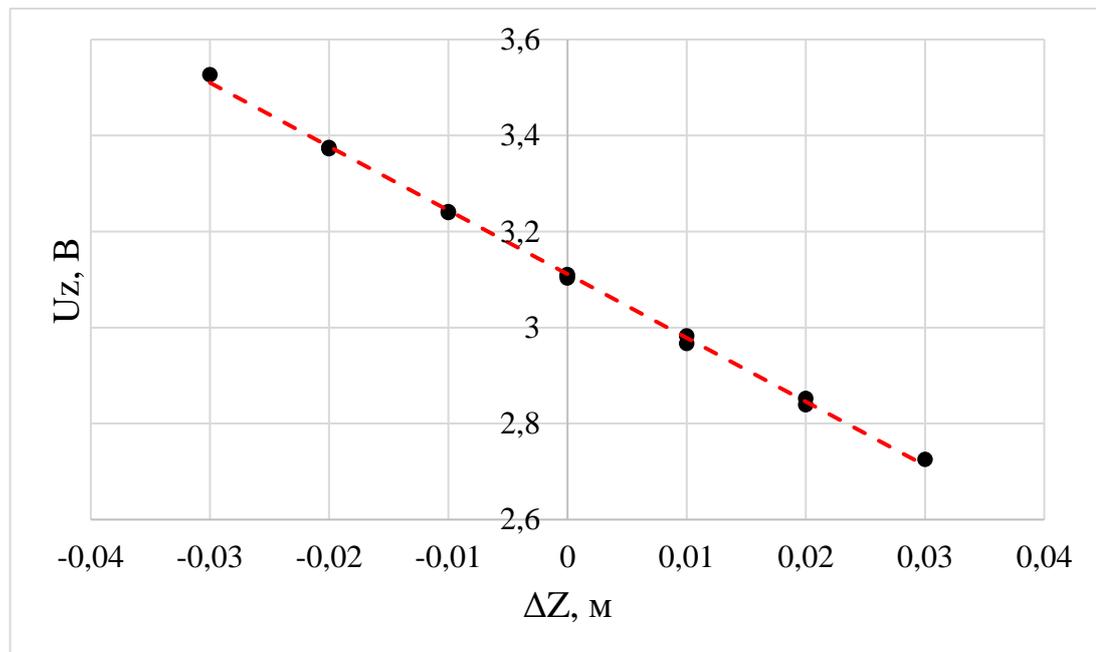


Рис. 3.10. Калибровочный график системы измерения перемещений Неподр-М АТС относительно Подр-М.

Аппроксимация результатов тарировки позволила получить линейные уравнения, описывающие взаимосвязь между сигналами на выходе системы измерения перемещения Неподр-М автомобиля относительно Подр-М (рис. 3.10):

$$\Delta Z = -0.0752 \cdot U_Z + 0.2339, \quad (3.4)$$

где:  $\Delta Z$  – перемещения не подрессоренных масс, м;  $U_Z$  - выходной сигнал системы измерения перемещения, В.

Относительная погрешность системы измерения перемещения Неподр-М автомобиля относительно подрессоренной составляет  $\Delta_{\Delta Z} = 2.64\%$ , а величина достоверности аппроксимации  $R^2 = 0.999$ . Это свидетельствует о том, что результаты измерений соответствуют установленным требованиям для данных систем измерений, подтверждая их высокую точность и надежность.

### **3.2. Методика определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости АТС**

Стабилизатор поперечной устойчивости снижает угол крена подрессоренной массы АТС. Это позволяет значительно снизить вероятность отрыва шин от дороги и повышает устойчивость движения автотранспортных средств при действии на них боковой силы [34, 118].

Рабочие характеристики стабилизаторов поперечной устойчивости подбирают индивидуально для каждой оси АТС исходя из их технических параметров. Разработанная в данном разделе методика позволяет экспериментальным путем определять жесткость стабилизатора на кручение.

Эту жесткость можно представить в виде функциональной зависимости силы упругого сопротивления стабилизатора перемещению колёсного узла в направлении оси OZ как вверх, так и вниз.

Для реализации методики была создана установка позволяющая определять жесткость стабилизатора поперечной устойчивости. Конструкция

установки включает систему измерения силы, создаваемой стабилизатором поперечной устойчивости, прибора измеряющего перемещение неподрессоренной массы, относительно поддрессоренной узла в направлении оси OZ, а также домкрата и платформы. Платформа обеспечивает возможность перемещения элементам установки относительно пола как в поперечном, так и в продольном направлениях [14].

Датчик силы модели ДСТ 9035, закрепленный на опоре установки, совместно с усилителем сигнала модели ZET 412 и аналого-цифровым преобразователем модели NI USB-6009 обеспечивают измерение силы, возникающей при кручении стабилизатора поперечной устойчивости в момент поднятия или опускания колесного узла АТС.

Показанная на рис. 3.11 струбцина (2), установленная кузове автомобиля совместно со шкалой, установленной напротив центра колеса с помощью штанги (3) обеспечивают измерение перемещения колесных узлов АТС.

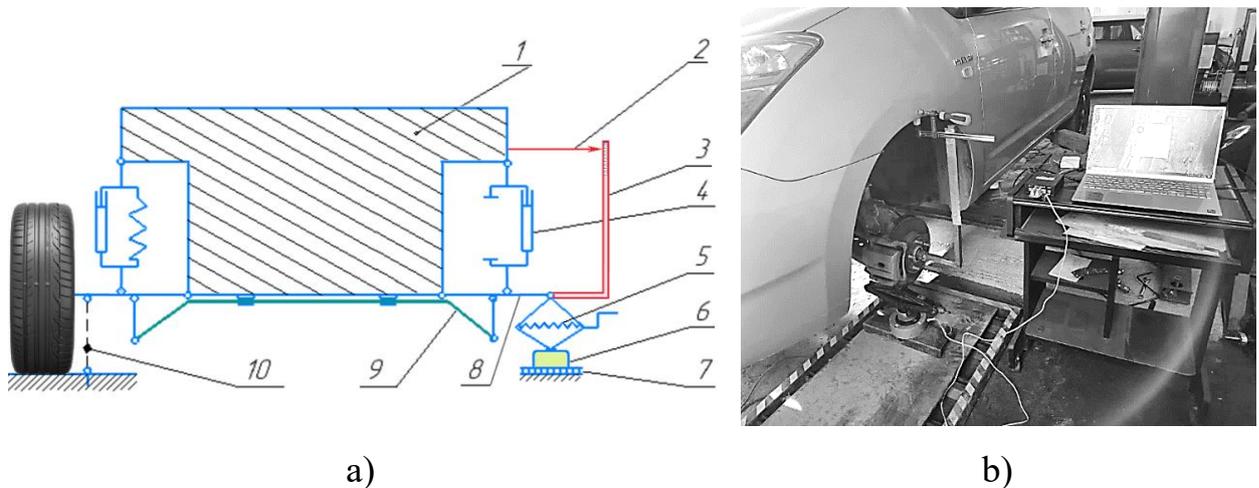


Рис. 3.11. Установка для определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости АТС: а) Кинематическая схема подвески автомобиля с установкой; б) общий вид реализации методики на автомобиле: 1 - кузов автомобиля; 2 - указатель перемещения; 3 - штанг со шкалой; 4 - неисправный Г и ПГ-Ам; 5 - домкрат; 6 - датчик измерения силы ДСТ 9035; 7 - платформа с возможностью перемещаться в поперечном направлении; 8 - рычаг подвески; 9 - стабилизатор поперечной устойчивости; 10 - цепь для крепления подвески [14].

Процедуры, выполняемые при реализации методики определения жесткости стабилизатора поперечной устойчивости:

- Установить автомобиль на ровной поверхности (рис. 3.11);
- Активировать стояночный тормоз, под колеса установить «башмаки»;
- Демонтировать колесо, в подвеске демонтировать упругий элемент и амортизатор;
- Не устанавливая упругий элемент установить неисправный и неработоспособный амортизатор;
- Используя цепь 10 закрепить противоположный конец стабилизатора поперечной устойчивости в горизонтальном положении;
- Установить силоизмерительный датчик 6 на платформе 7 поставить на него домкрат 5, как показано на рис. 3.11;
- Используя домкрат поднимать узел колеса вверх, дискретно с шагом 1 см.;
- Измерять силу, действующую в результате кручения стабилизатора поперечной устойчивости, при каждом дискретном положении узла колеса в диапазоне  $0 \div 50$  мм и обратную сторону;
- Полученные результаты измерений занести в таблицу Microsoft Excel;
- Используя результаты измерений построить график зависимости силы сопротивления стабилизатора поперечной устойчивости от вертикального перемещения колёсного узла.

Последовательность определения жесткости других стабилизаторов поперечной устойчивости АТС аналогична вышеизложенной.

В заключении определяют относительную погрешность измерения силы сопротивления стабилизатора поперечной устойчивости  $\Delta_z$  величина которой не должна превышать 2%.

### **3.3. Методика экспериментального исследования технического состояния амортизаторов снятых с автомобилей**

Общеизвестно, что в процессе эксплуатации АТС под воздействием внешних факторов Тех-С амортизаторов снижается. Это негативно отражается

на устойчивости движения автомобилей, ухудшаются показатели их управляемости. Экспериментальные исследования Тех-С амортизаторов, снятых с автомобилей, проводили на стенде (рис. 3.12), который был разработан и изготовлен сотрудниками и аспирантами ИРНИТУ.

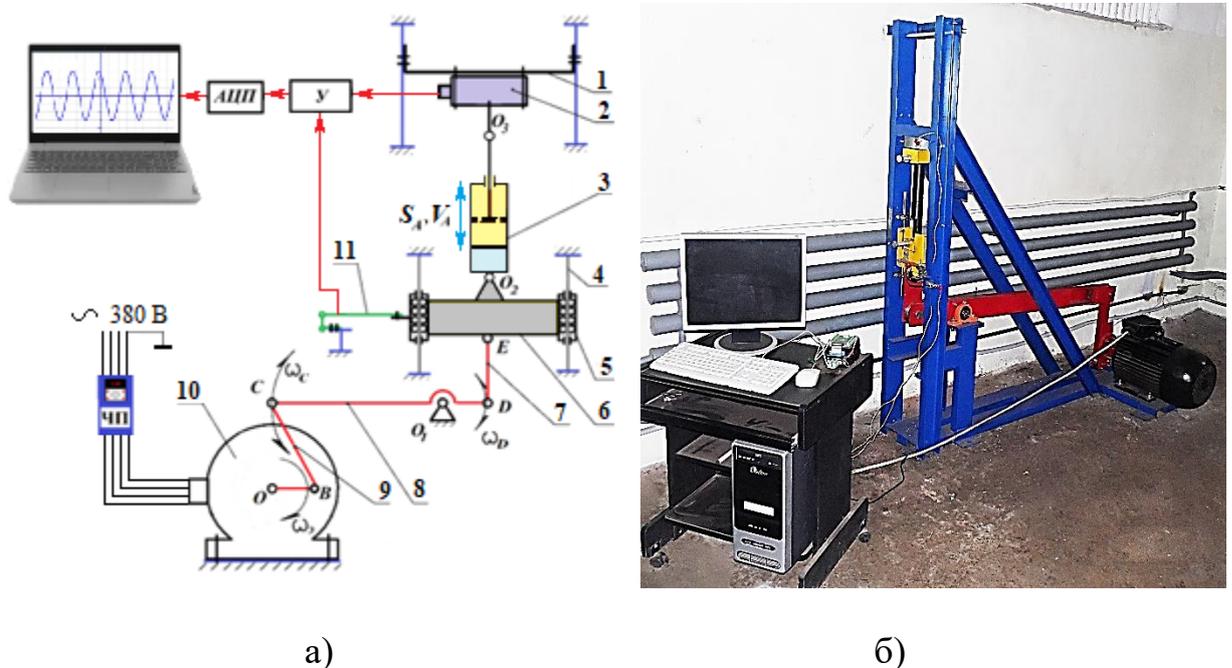


Рис. 3.12. Стенд ИРНИТУ для экспериментального исследования рабочих характеристик амортизаторов: а) - функциональная схема стенда; б) - внешний вид стенда: 1 – верхняя опора; 2 – датчик силоизмерительный; 3 – амортизатор; 4 – опора линейного подшипника; 5 – подшипник линейный; 6 – нижняя опора; 7 – тяга; 8 – двуплечий рычаг; 9 – кулиса; 10 – электродвигатель привода стенда; 11 – датчик перемещения [109].

Ниже приведены функциональные и метрологические характеристики стенда ИРНИТУ для контроля Тех-С амортизаторов [109]:

- Длина испытуемых амортизаторов (по точкам крепления): 0,3 – 0,98 м;
- Рабочий ход (амплитуда перемещения) поршня регулируемая; 0,1 – 0,3 м;
- Частота перемещений штока: 0,1 – 12,0 Гц.
- Мощность электродвигателя стенда: 6 кВт.

Измеряемые на стенде параметры:

1. Усилие на штоке: 0 – 1,8 кН, относительная погрешность 2,3%.
2. Скорость перемещения штока 7 м/с, относительная погрешность 1,7%.

Получение данных, характеризующих Тех-С амортизаторов, выполняют в следующей последовательности:

- 1) Установить испытуемый амортизатор на стенд и надежно закрепить его;
- 2) Включить измерительную систему стенда и прогреть в течение 15 минут;
- 3) На компьютере стенда активировать программу, обеспечивающую ввод измеряемых параметров и выполнить её настройку;
- 4) Включить приводной электродвигатель 10 стенда и при помощи частотного преобразователя переменного напряжения (ЧП) отрегулировать частоту перемещений штока амортизатора на уровень 3 Гц (*контроль по монитору компьютера стенда*);
- 5) На программном уровне активировать процедуру записи измеряемых силовых и кинематических параметров и записать фрагмент рабочего цикла Г и ПГ-Ам (*время цикла 3 – 5 с*);
- 6) На программном уровне перевести файл с результатами эксперимента в программную среду Microsoft Excel;
- 7) В программной среде Microsoft Excel выполнить масштабирование результатов эксперимента и построить графики искомых зависимостей.

Таким образом стенд ИРНТУ позволяет экспериментально получать зависимости силы сопротивления, измеренной на штоке амортизатора, и перемещения штока от времени  $S_a(t), F_a(t)$ , а также усилия на штоке от перемещения и скорости  $F_a(S_a), F_a(V_a)$ .

Точность полученных результатов измерений во многом определяется качеством выходных сигналов измерительных систем стенда. Для повышения качества сигналов измерительных систем стенда принимались следующие меры:

1. Минимизация воздействия помех и шумов на качество сигналов до наименьших значений;
2. Обработка, усиление и цифровое преобразование выходных сигналов

систем измерения непосредственно на выходах датчиков;

3. Оптимизация МЗР<sup>1</sup> и шага дискретизации в процессе аналого-цифрового преобразования измеряемых аналоговых сигналов.

### **3.3.1. Количественная оценка уровня технического состояния амортизаторов по итогам стендовых испытаний**

На рисунке 2.7, раздела 2.4.7 второй главы диссертации представлен график, иллюстрирующий линейные зависимости между силой сопротивления амортизатора и скоростью движения его штока, как в режиме сжатия, так и в режиме отбоя. Значения скорости движения штока амортизатора отложены по горизонтальной оси, тогда как сила сопротивления, создаваемая им на штоке отражена по оси ординат. Отрицательные показатели скорости движения штока отображают *ход отбоя* амортизатора, а положительные значения свидетельствуют о *ходе сжатия*.

Для того, чтобы выполнить количественную оценку уровня Тех-С амортизатора по итогам стендовых испытаний необходимо сначала построить график его рабочей характеристики. Обычно это выполняют в программной среде Microsoft Excel, таким образом:

1. В два параллельных столбца электронной таблицы Microsoft Excel ввести измеренные значения скорости движения поршня и силы сопротивления, создаваемой амортизатором;
2. При помощи электронной таблицы Microsoft Excel построить графики зависимости силы сопротивления, создаваемой амортизатором на стенде, от скорости движения его поршня;
3. Полученный график зависимости разделить на два рабочих режима амортизатора - *ход отбоя* и *ход сжатия*.
4. Для каждого режима, с использованием линейных уравнений, выполнить аппроксимацию полученных результатов эксперимента стремясь

---

<sup>1</sup> МЗР – младшее значение разряда АЦП

обеспечить как можно больший коэффициент достоверности аппроксимации  $R^2$ ;

5. Для каждого из двух режима работы Амортизатора, записать аппроксимирующие уравнения, в форме непрерывной кусочно-линейной функции. Функция должна быть представлена в виде формулы (2.39), указанной в разделе 2.4.7 главы №2 диссертации;

6. Полученные функциональные зависимости позволяют моделировать динамику относительного перемещения Подр-М и Неподр-М масс автотранспортных средств.

Далее оценку Тех-С амортизаторов выполняли в следующей последовательности:

1. Необходимо иметь (или получить экспериментально) рабочую характеристику, полностью работоспособного амортизатора, в виде графика зависимости силы сопротивления, создаваемой амортизатором от скорости движения его штока. Аналогично тому, как показано на рис. 2.7. в главе №2 диссертации. Используя график рабочей характеристики, полностью работоспособного амортизатора получить уравнения аппроксимации, соответствующие формуле (2.39), указанной в разделе 2.4.7 второй главы диссертации;

2. Проинтегрировать уравнение, аппроксимирующее рабочую характеристику полностью работоспособного амортизатора *в режиме сжатия* по скорости. Затем, используя уравнение (2.41) приведенного в разделе 2.4.8 главы №2 диссертации, рассчитать мощность сопротивления  $N_{сж}$ , которую амортизатор поглощает *в режиме сжатия*;

3. Проинтегрировать уравнение, аппроксимирующее рабочую характеристику полностью работоспособного амортизатора *в режиме отбоя* по скорости. Затем, используя следующее уравнение (2.42) приведенного в разделе 2.4.8 главы №2 диссертации, рассчитать мощность сопротивления  $N_{отб}$ , которую амортизатор поглощает *в режиме отбоя*;

4. Выполнить действия, описанные в пунктах 1-3, для предъявленного амортизатора, Тех-С которого следует определить;

5. Используя уравнение (2.43), приведенное в разделе 2.4.8 главы №2 диссертации, определить относительную разность мощностей  $\chi$ , создаваемых силами сопротивления амортизатора в процессе его работы предъявленного и полностью работоспособного амортизатора;

Уравнение (2.43), приведенное в разделе 2.4.8 главы №2 диссертации, позволяет оценивать Тех-С предъявленного амортизатора по сравнению с техническим состоянием полностью работоспособного амортизатора. Показатель  $\chi$  варьируется от 100% до 0%, отражая изменение от полностью работоспособного Тех-С до абсолютно неработоспособного.

### **3.4. Методика определения динамических характеристик эластичных шин в режиме увода**

Для обеспечения возможности моделирования динамических характеристик эластичных шин в боковом направлении использовали методику, предложенную ученым Н.В. Расејка. Это важно с точки зрения моделирования процессов с отрывом шины от контакта с дорогой. Методика Н.В. Расејка базируется на модели бесконечной натянутой нити.

При дискретных значениях нормальной нагрузки, данных о жесткости бокового проскальзывания шины, изменении длины релаксации в зависимости от нагрузки на колесо, а также стационарные характеристики бокового увода шины, можно рассчитать боковую реакцию шины в динамике [16].

Исследование Стац-Х шин и длины их релаксации проводили на шинном тестере (рис. 3.13 и 3,14) с беговым барабаном ИРННТУ.

Ниже приведены функциональные и метрологические характеристики шинного тестера ИРННТУ для исследования характеристики шин:

- Размер испытуемых шин (по диаметрам обода): 11 – 15 дюйм;
- Диаметр бегового барабана шинного тестера - 1,8 м;
- Число передач в коробке перемены передач - 5;
- Окружная скорость бегового барабана стенда - 14,4-62 км/ч;
- Мощность электродвигателя стенда - 65 кВт;
- Диапазон изменения углов увода на стенде  $\pm 30$  град.

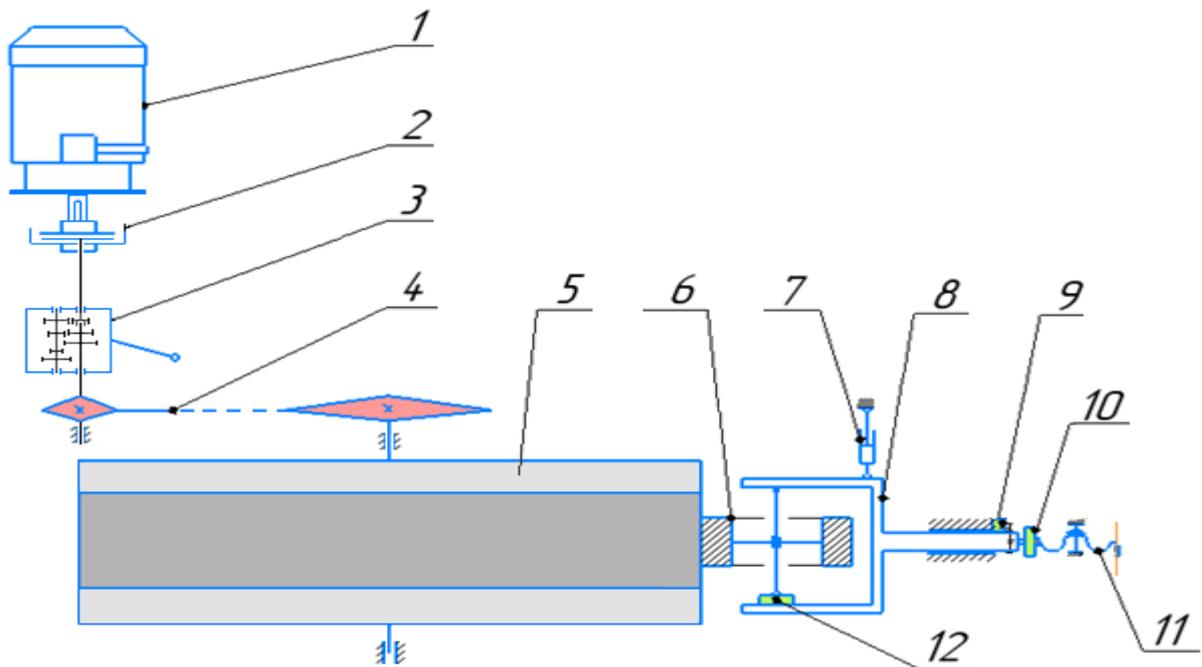


Рис. 3.13. Кинематическая схема стенда «Шинный тестер» ИРНТУ: 1 – приводной электродвигатель; 2 – муфта сцепления; 3 – коробка перемены передач; 4 – цепная передача; 5 – беговой барабан с фрикционным покрытием; 6 – колесо с шиной; 7 – гидравлический цилиндр механизма поворота колеса; 8 – вилка механизма поворота колеса; 9 – датчик угла увода; 10 – датчик нормальной нагрузки; 11 – винт, нагружающий шину нормальной нагрузкой; 12 – датчик боковой реакции [109].



Рис. 3.14. Общий вид шинного тестера ИРНТУ

Измеряемые на стенде параметры и погрешности их измерения:

1. Боковая реакция: 0 – 6 кН, относительная погрешность 2,3%;
2. Нормальная нагрузка 0 – 6 кН, относительная погрешность 1,7%;
3. Угол поворота вилки (угол увода)  $\pm 30^{\circ}$ , относительная погрешность 2%.

### **3.4.1. Определение стационарных характеристик шины по уводу**

Действующая на шину при качении колеса в стационарном режиме боковая реакция, согласно методике Дика А.Б., представленной в главе №2 описывается уравнениями (2.25) - (2.32). Для расчетов по этим уравнениям необходимы результаты Эксп. Иссл стационарных характеристик эластичных шин при уводе. Для этого была разработана методика Эксп. Иссл стационарных характеристик ЭлШ в режиме увода на стенде «Шинный тестер» с беговым барабаном:

1. Проверить шину на отсутствие механических повреждений и отрегулируйте давление воздуха в соответствии с требованиями;
2. Установить на шинный тестер колесо с испытуемой шиной;
3. Выполнить визуальную проверку оборудования на предмет посторонних объектов, мешающих движению его элементов, и при обнаружении таковых - устранить их;
4. Запустить программное обеспечение измерительной системы шинного тестера на персональном компьютере и выполните его прогрев;
5. Прогреть шину, посредством качения по поверхности бегового барабана в течение пятнадцати минут при нормативной нагрузке на колесо, составляющей 75% от максимальной [106];
6. Выключить электродвигатель;
7. Включить требуемую передачу в коробке передач стенда для установки требуемой скорости вращения бегового барабана (10 м/с);
8. Нагрузить колесо нагрузкой в 0,5 кН, используя нагружающий механизм (поз.11, рис 3.13);

9. Установить угол увода шины  $\delta$  равном нулю;
10. Отключить сцепление стенда, после чего запустить электродвигатель. После запуска плавно включить сцепление 2 стенда;
11. С помощью гидроцилиндра 7 повернуть вилки 8 с колесом, чтобы обеспечить угол увода шины в  $2^\circ$ ;
12. Удерживая колесо в этом положении измерить боковую реакцию  $R_y$ . Результаты измерений сохранить на диске компьютера;
13. Установить угол увода шины  $\delta$  равным нулю;
14. Для поддержания температурного режима шины обеспечить свободное качение колеса в течение 5 минут;
15. Повторить процедуры, описанные в пунктах 11-14, дискретно увеличивая угол увода на  $2^\circ$ , до достижения максимального угла увода в  $20^\circ$ ;
16. Повторить последовательное выполнение операций от п. 8 до п. 15. В процессе выполнения дискретно (с дискретностью 0,5 кН) увеличивать нагрузку  $G_k$  на колесо до 80% от максимально-допустимой для данной шины по индексу нагрузки.

### 3.4.2. Определение зависимости длины релаксации шины от нагрузки на колесо

Длина релаксации  $L_{y0}$  — это расстояние, проходимое центром колеса, установленного с углом увода до момента, когда его боковая реакция достигает значения  $R_y^*$  (при малом угле увода) [76].

$$R_y^* \approx 0.632 \cdot R_{ys}, \quad (3.5)$$

где  $R_{ys}$  — установившееся значение боковой реакции

Экспериментальное исследование заключается во вращении шины, которая прижата к барабану стенда и установлена с заданным углом увода  $\delta$ .

Зависимость изменения боковой реакции  $R_y$  от окружного перемещения барабана  $l_r$  определяют при заданных значениях нормальной нагрузки  $G_k$  на колесо (рис. 3.15). Необходимо помнить, что при каждом значении нормальной нагрузки будут получаться разные значения длины релаксации.

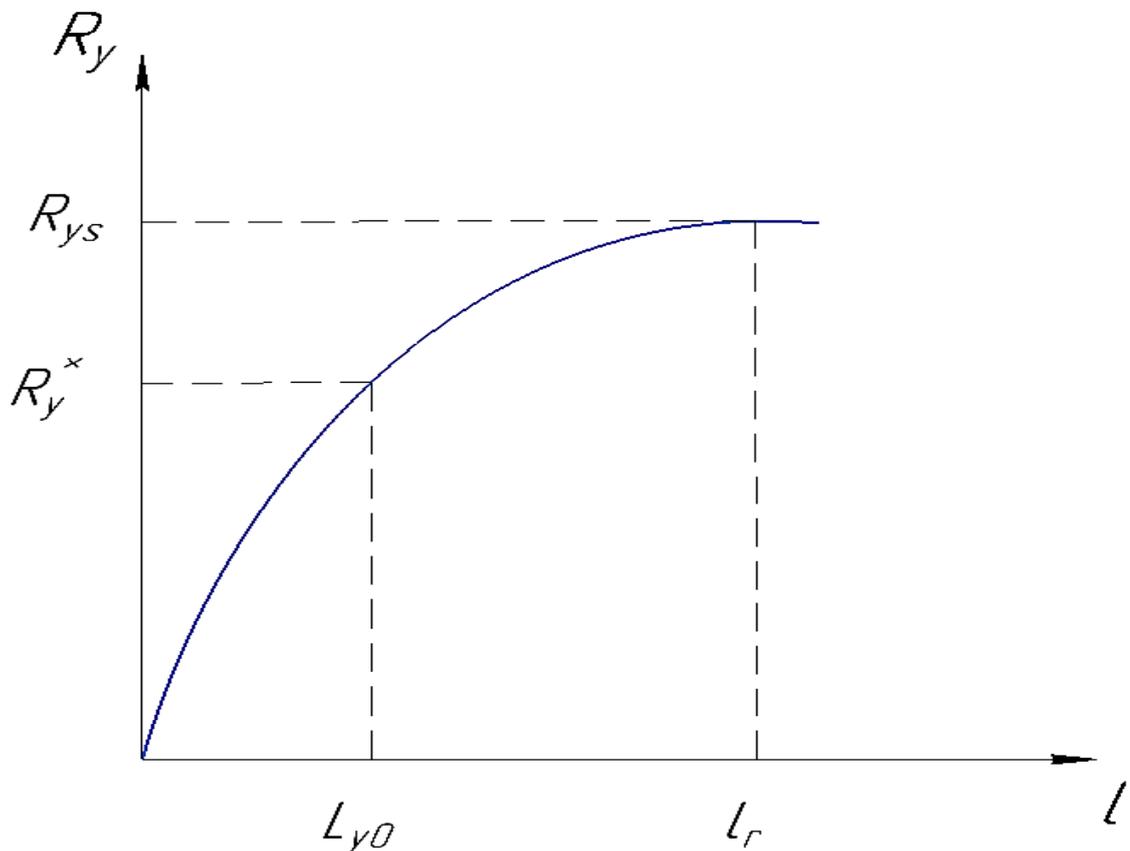


Рис. 3.15. Диаграмма нарастания боковой реакции  $R_y$  шины в функции изменения пути, пройденного ей по барабану стенда

Экспериментальная методика определения зависимости изменения боковой реакции  $R_y$  от пройденного пути  $l_r$  эластичных шин при малом угле увода, включает в себя следующую последовательность действий:

1. Выполнить подготовительные процедуры;
2. Задание тестовых режимов;
3. Произвести измерение контролируемых параметров;
4. Выполнить обработку результатов измерений;
5. Построить графики и определить зависимости длины релаксации  $L_{y0} = f(G_k)$  от нагрузки на колесо;

Рассмотрим каждую процедуру, предусмотренную в разработанной методике экспериментальных исследований.

### 1. Подготовительные процедуры:

– **Подготовка колеса с шиной:** Проверить дисбаланс колеса с шиной; Проверить и довести до нормативных значений давление воздуха в шине; Установить колесо на стенд.

– **Подготовка к проведению испытаний стенда «Шинный тестер»:** Выполнить внешний осмотр шинного тестера с проверкой исправности его механизмов и привода.

– **Прогреть шину** посредством её обкатки в течение 15 мин по беговому барабану Шинного тестера.

– **Подготовка системы измерения:** Активировать и прогреть электронные измерительные системы стенда Шинный тестер.

### 2. Задание тестовых режимов:

Во время эксперимента варьировали только нагрузку на колесо  $G_k$ . Максимальное значение нагрузки на колесо было выбрано таким же, как при эксперименте для определения стационарных характеристик шины, работающей в режиме увода (см. раздел 3.4.1).

Тестовый режим будет информативным, когда угол увода больше. Исходя из этого, угол увода  $\delta$  шины был выбран равным 2 градусам.

Таким образом, в процессе испытаний с целью выявления длины релаксации шины выполняют следующие действия:

1. Установить колесо с углом увода  $\delta$  равным 2 град.;
2. Нагрузить колесо нормальной нагрузкой в 1,5 кН без вращения бегового барабана стенда;
3. Задать вращение беговому барабану стенда;
4. Отключить привод бегового барабана при достижении боковой реакцией шины установившегося значения  $R_{y0}$ ;

5. Сохранить результаты измерения;
6. Повторять действия по пунктам 1 - 5 для каждого значения нагрузки на колесо  $G_k$  от 1,5 до 6,0 кН, с дискретностью 0,5 кН.

### 3. Измерение контролируемых параметров

При эксперименте необходимо проводить измерения боковой реакции и нагрузки на колесо  $G_k$ , а также измерение длины пути, пройденного колесом  $l_r$  по беговому барабану стенда.

Для определения пути  $l_r$  пройденного колесом по беговому барабану стенда измеряли частоту вращения бегового барабана  $n_i$ . На основе этих измерений находили угловую скорость вращения бегового барабана  $\omega_i$ , а также путь  $l_r$  пройденный колесом.

### 4. Обработка результатов измерений

После экспериментального исследования, сохранённые файлы экспортировали в Microsoft Excel в виде массива данных. Затем выполняли их обработку в следующей последовательности:

1. Используя частоту вращения бегового барабана, рассчитывали путь, пройденный колесом от начала движения до момента, когда его боковая реакция достигает установившегося значения  $R_{y0}$ . На основе измеренных значений окружной скорости  $V_{xi}$  бегового барабана стенда, рассчитывали длину релаксации  $L_{y0}$  шины по следующей формуле:

$$L_{y0} = \sum_{i=1}^n V_{xi} \cdot \Delta t, \quad (3.6)$$

$$V_{xi} = \omega_i \cdot r_6 = \frac{\pi \cdot r_6 \cdot n_i}{30}, \quad (3.7)$$

где:  $V_{xi}$  – окружная скорость бегового барабана стенда [м/с];

$n_i$  – частота вращения бегового барабана, [мин<sup>-1</sup>];

$n$  – число точек эксперимента, от начала движения до достижения

боковой реакцией установившегося значения;

$r_6$  – радиус бегового барабана шинного тестера, [м] .

2. В среде Microsoft Excel строили графики переходного процесса  $R_y = f(l_r)$  (рис. 3.15) боковой реакции от пройденного шиной пути  $l_r$  для каждого заданного значения нагрузки на шину  $G_k$ .

3. Используя каждый график переходного процесса  $R_y = f(l_r)$  нарастания боковой реакции по формуле (3.5) определяли длину релаксации шины  $L_{y0}$  для каждой нагрузки на шину  $G_k$ ;

4. Строили график зависимости длины релаксации шины  $L_{y0}$  от нагрузки на шину  $G_k$ , используя процедуру аппроксимации, определяли функциональную зависимость длины релаксации шины от нагрузки на шину  $G_k$  в виде  $L_{y0} = f(G_k)$ .

### 3.4.3. Методика определения динамических характеристик эластичных шин

При расчете динамических процессов работы колеса с эластичной шиной недостаточно иметь её стационарные фрикционные характеристики при движении с уводом. а также зависимости бокового проскальзывания и длины релаксации от нормальной нагрузки. Такие исходные данные помогут выполнить расчеты стационарных процессов. А для выполнения расчетов боковой реакции в динамике, да еще и при изменении нагрузки  $G_k$  вплоть до отрыва колеса от дороги необходим подход, приведенный в методике Н.В. Расејка, Его подход к расчетам боковых реакций основан на модели бесконечной натянутой нити [16].

Для этого заменяли в формулах (2.25 и 2.26), указанных в разделе 2.4.4 главы №2 диссертации, угол увода  $\delta_s$  на  $\delta'$  (уравнение 2.34), а стационарную нагрузку на колесо  $R_{z,ss} = G_k$  на динамическую реакцию  $R_z$ , действующую перпендикулярно ОП Дор. Это позволило рассчитывать боковые реакции  $R_y$  шин при нестационарных режимах изменения нагрузки на колесо  $G_k = R_z$

вплоть до полного отрыва от дороги с последующим контактом. Именно такие режимы предполагается исследовать при решении задач, поставленных в диссертации.

### 3.5. Методика оценки адекватности математической модели

Чтобы оценить достоверность расчётов исследуемого объекта на математической модели системы АПШД, необходимо выполнить анализ её адекватности. Решение этой важной задачи выполняли с применением известной и распространённой статистической методики, основанной на определении критерия  $F$  - распределения (*критерий Фишера*) [26,37].

Использование такого подхода подразумевает определение двух дисперсий. Поэтому в начале необходимо было определить дисперсию адекватности  $S_a$  которая показывает рассеяние результатов, выполненных на модели системы АПШД расчетов по сравнению с результатами экспериментальных исследований. Затем рассчитывали так называемую, дисперсию воспроизводимости  $S_b$ , которая позволяет оценивать разброс, полученных в процессе экспериментов результатов измерений [216].

Далее, используя полученные числовые значения дисперсий  $S_a$  и  $S_b$  выполняли расчет критерия Фишера, по формуле [26,37]:

$$F_p = \frac{S_A^2}{S_B^2}, \quad (3.8)$$

Дисперсию адекватности  $S_A$  для оценки уровня рассеивания результатов аналитических исследований в их сравнении с результатами экспериментальных исследований вычисляли по формуле [26,37]:

$$S_A^2 = \frac{1}{n_a - k} \sum_{i=1}^{n_a} (x_i - x_i^p), \quad (3.9)$$

где:  $n_a$  – число точек, полученных в ходе эксперимента;

$k$  – число коэффициентов, определённых в ходе аппроксимации расчётной

характеристики;

$x_i$  – значение исследуемого параметра  $i$  - ой точки эксперимента;

$x_i^p$  – значение исследуемого параметра  $i$  - ой точки модели.

Расчет дисперсии воспроизводимости  $S_B$  массива  $n_a$  выполняли для каждого эксперимента используя известную формулу [26,37]:

$$S_B^2 = \frac{1}{n_b - 1} \sum_{i=1}^{n_b} (x_j - x_{cp})^2, \quad (3.10)$$

где:  $n_b$  – число выполненных экспериментов, в процессе определения дисперсии  $S_B$ ;

$x_j$  – значение исследуемого выходного параметра, полученное при  $i$  - ом эксперименте;

$x_{cp}$  – среднее значение параметра выходной характеристики, величину которого рассчитывали по формуле [26,37]:

$$x_{cp} = \frac{1}{n_b} \sum_{i=1}^{n_b} x_j, \quad (3.11)$$

Зная число выполненных экспериментов  $n_b$ , а также число точек  $n_a$ , полученных в ходе его проведения определили числа степеней свободы  $f_1$  и  $f_2$ , на основе выражений [26,37]:

$$\begin{cases} f_1 = n_b - 1 \\ f_2 = n_a - k' \end{cases} \quad (3.12)$$

Для каждой точки характеристики был принят уровень значимости 5%. Для этого уровня значимости определяли табличные значения критерия Фишера  $F_{(f_1; f_2; \%)}$ , величину которого сравнивали с его расчётными результатами. Чтобы получить статистически обоснованное подтверждение того, что математическая модель системы АПШД адекватна при выбранном

нами уровне значимости требуется, чтобы рассчитанное значение критерия  $F_p$  было больше его табличного значения  $F_{(f_1; f_2; \%)}$ . Это условие записано в виде неравенства [26,37]:

$$F_p > F_{(f_1; f_2; \%)}, \quad (3.13)$$

Если же неравенство (3.13) не выполняется, то математическая модель системы АПШД признаётся неадекватной и её необходимо уточнять.

### 3.6. Выводы по третьей главе

1. Разработанные и представленные в главе №3 методики позволяют проводить исследования, поставленные в задачах, которые подлежат решению в данной диссертации. Базовая методика научного исследования обеспечивает возможности измерения и анализа реакций, действующих на шины в зоне их контакта с опорной поверхностью в процессе движения АТС по окружности с постоянной скоростью с переездом его колес через Ед.Нер. Базовая методика позволяет получать и выполнять анализ влияния изменений Тех-С амортизаторов на качественные и количественные изменения действующих на шины колес АТС реакций после проезда ими неровности.

2. Спроектированные и изготовленные при участии автора тензометрические силоизмерительные платформы позволяют измерить реакции, действующие по осям ОУ и ОZ в контакте шин с ОП Дор.

3. Разработанные методики позволяют экспериментально определять боковые реакции шин, а также их стационарные и динамические характеристики в условиях динамических изменений нагрузки на колеса при движении колеса с углами увода, в том числе и с отрывом и последующим касанием шин с опорной поверхностью.

4. Разработанные методики, позволяют выполнять тарирование систем измерения параметров исследуемых процессов. Установленные функциональные зависимости позволяют пересчитывать электрические величины выходных сигналов измерительных систем в физические величины

измеряемых параметров.

5. Разработанные системы измерения имеют следующие функциональные и метрологические свойства:

- Система измерения боковой реакции  $R_y$  имеет диапазон измерения от 0 Н до 5,0 кН с относительной погрешностью измерения  $\delta = \pm 2,23\%$ ;
- Система измерения реакции  $R_z$ , имеет диапазон измерения от 0 Н до 5,0 кН с относительной погрешностью  $\delta = \pm 2,11\%$ ;
- Система измерения силы  $F_{ст}$  упругого сопротивления стабилизатора поперечной устойчивости имеет диапазон измерения этого параметра от 0 Н до 2,0 кН при относительной погрешности  $\delta = \pm 2,0\%$ ;
- Система измерения перемещения  $\Delta z$  неподрессоренных масс относительно поддрессоренной массы АТС имеет диапазон измерения от 0 м до 0,06 м при относительной погрешности  $\delta = \pm 2,64\%$ ;

## ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В главе представлены основные результаты научного исследования. С использованием методик, представленных в предыдущей главе получены результаты экспериментальных исследования проведенных в дорожных условиях, и на стендах. Проведены экспериментальные исследования эластичных шин АТС и их амортизаторов на стендах.

Также приведены здесь и результаты Ан. Иссл, которые базируются на положительных результатах анализа адекватности математической модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога».

Приведено научное обоснование силового метода Контр-Тех-С амортизаторов, основанное на анализе боковых реакций, характеризующих способность шин влиять на устойчивость АТС и при действии постоянной боковой силы и возмущающем воздействии колебаний неподрессоренных масс АТС в вертикальном направлении и зависящих от стабильности пятен контакта шин в процессе их взаимодействия с дорогой.

В ходе дорожного эксперимента и расчетов на математической модели приведены полученные функциональные зависимости диагностических параметров амортизатора от параметров их Тех-С. На основе полученных зависимостей разработана методика силового Контр-Тех-С амортизаторов в дорожных условиях, а также приведены результаты её производственной проверки.

### **4.1. Определение адекватности модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога»**

Для оценки адекватности разработанной и представленной во второй главе модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» была использована методика, которая представлена в третьей главе данной диссертации. В начале проводили эксперимент по исследованию силовых и кинематических параметров АТС при движении по кругу, радиусом 15 метров. Автомобиль двигался с постоянной скоростью, равной 11,1 м/с, с возмущениями, в виде колебаний нормальной реакции на колесах. Методика

$G_k$  этого исследования подробно описана в третьей главе.

Затем были выполнены расчеты на математической модели силовых и кинематических параметров вышеописанного процесса. Расчеты были выполнены по программе (см. Приложение 3), алгоритм которой реализует предложенную во второй главе диссертации математическую модель системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога». Для расчетов было необходимо определить следующие параметры исследуемого Toyota Prius:

- технические параметры АТС, которые заданы в техническом паспорте: масса автомобиля, расстояние между центрами и задними колесами, его база, а также геометрические параметры Toyota Prius, которые определили по методикам, предложенным в третьей главе диссертации: удаленность центра масс от передней и задней оси, жесткости подвески, шин, стабилизаторов поперечной устойчивости;

- силовые параметры, такие как: сила сопротивления, создаваемая амортизаторами и ее зависимость от скорости движения штока; реакции, измеренные в контакте шин с поверхностью дороги при заданных углах увода и нормальной нагрузки, которую изменяли в диапазоне от 0,5 кН до 5,5 кН с дискретностью 0,5 кН; длина релаксации шин от нагрузки на колесо  $G_k$ ; показатель жесткости проскальзывания шины в боковом направлении -  $C_{sy}$ , максимум коэффициента сцепления шины с поверхностью дороги в боковом направлении -  $\varphi_{y\max}$  и некоторые другие.

#### **4.1.1. Результаты определения параметров элементов подсистемы**

##### ***«Поддрессоренная масса – Подвеска – Неподдрессоренные массы»***

Используя технические характеристики автомобиля Toyota Prius, были получены параметры, используемые для расчетов колебательной подсистемы «Поддрессоренная масса – Подвеска – Неподдрессоренные массы». Масса поддрессоренная; масса неподдрессоренная (колесный узел с элементами подвески и тормозными механизмами); база автомобиля, колея автомобиля; высота от дороги до центра масс; расстояния от центров передней и задней осей до центра масс АТС.

В таблице 4.1. представлены основные технические характеристики автомобиля Toyota Prius.

Таблица 4.1. Технические параметры автомобиля Toyota Prius

Параметры	Значение
База автомобиля, [м]	2.65
Передняя колея, [м]	1.505
Задняя колея, [м]	1.48
Расстояние от передней оси до центра масс, [м]	1.12
Расстояние от задней оси до центра масс, [м]	1.53
Высота центра масс от поверхности дороги, [м]	0.54
Масса снаряженного АТС, [кг]	1254
Передняя подвеска, (жесткость), [Н/м]	25700
Задняя подвеска, (жесткость), [Н/м]	17100
Давление воздуха в шинах колес, [МПа]	0,22

#### 4.1.2. Результаты анализа влияния технического состояния амортизаторов на их характеристики в условиях стенда

В программе испытаний приняли участие пять полных комплектов амортизаторов Toyota Prius. Первый комплект - новый, имеющий абсолютную работоспособность. Еще четыре комплекта амортизаторов ранее уже бывшие в эксплуатации. Поэтому при анализе уровня их Тех-С появилась возможность сравнения демпфирующих сил, создаваемых бывшими в эксплуатации амортизаторами с демпфирующими силами абсолютно работоспособного амортизатора. Так выбраны пять амортизаторов передней подвески Toyota Prius которые участвовали в программе испытаний влияния Тех-С передних амортизаторов Toyota Prius на его устойчивость и управляемость.

Первичным информационным материалом, получаемым в ходе испытаний, являются графики сигналов датчиков силовых и кинематических параметров при сжатии и отбое амортизатора (рис. 4.1), в виде зависимостей напряжений от времени.

Полный рабочий цикл работы амортизатора выполняет за время периода  $T$  которое включает две фазы - фазу сжатия и фазу отбоя.

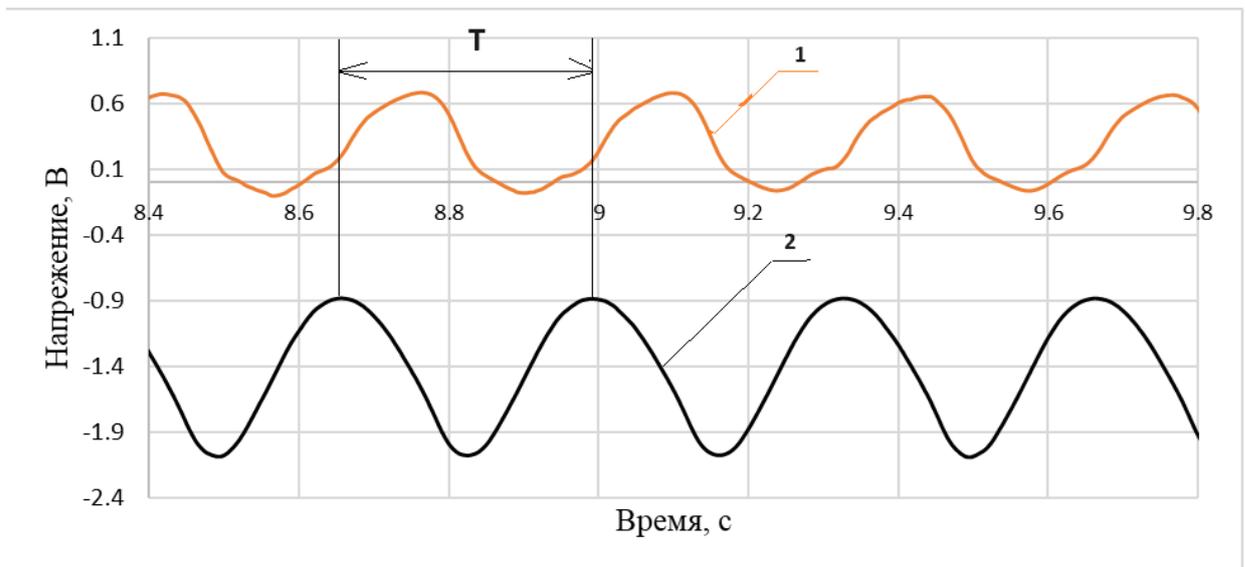


Рис. 4.1. Графики сигналов датчиков силовых и кинематических параметров при испытании амортизатора: 1 – сигнал датчика силы; 2 – сигнал датчика перемещений.

Чтобы из графика сигнала датчика 2 перемещений получить скорость поршня амортизатора, все его значения напряжения сначала были пересчитаны в значения перемещений, а затем была вычислена их первая производная по времени. Так был получен график скорости (см. рис. 4.2).

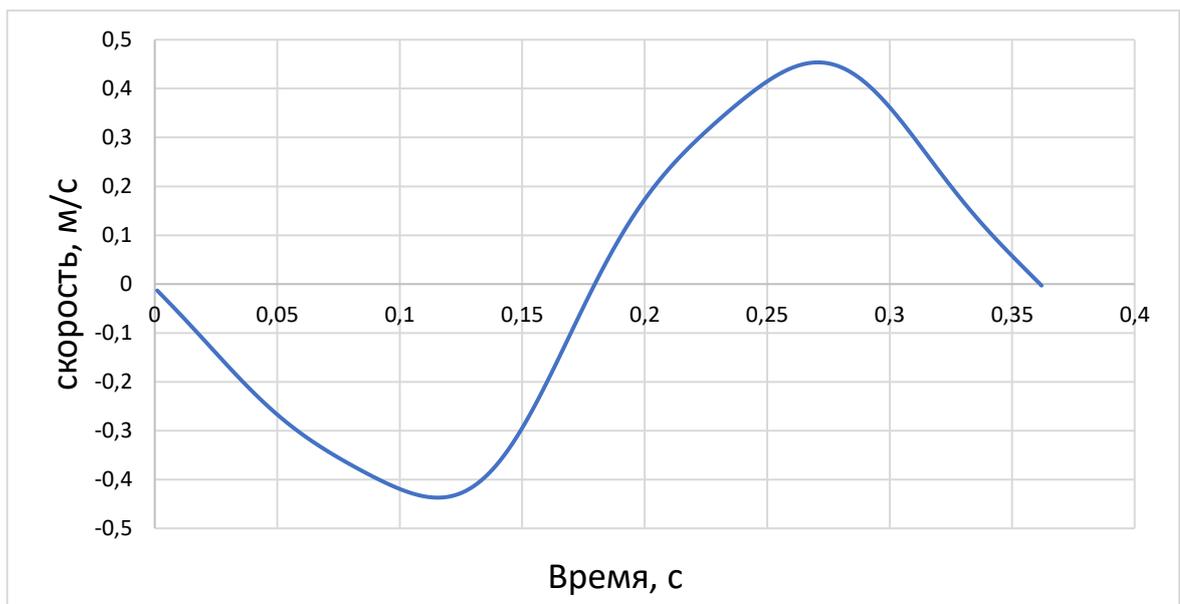


Рис. 4.2. График первой производной перемещений штока поршня амортизатора (один полный период при частоте 2,7 Гц).

Аналогичным образом графики 1 силоизмерительного датчика (рис. 4.1) были пересчитаны в графики силы, создаваемой амортизатором. После этого появилась возможность построить скоростные характеристики амортизаторов, в виде графиков, представляющих собой закономерности изменения их сил сопротивления, от первой производной перемещения их штоков (рис. 4.3).

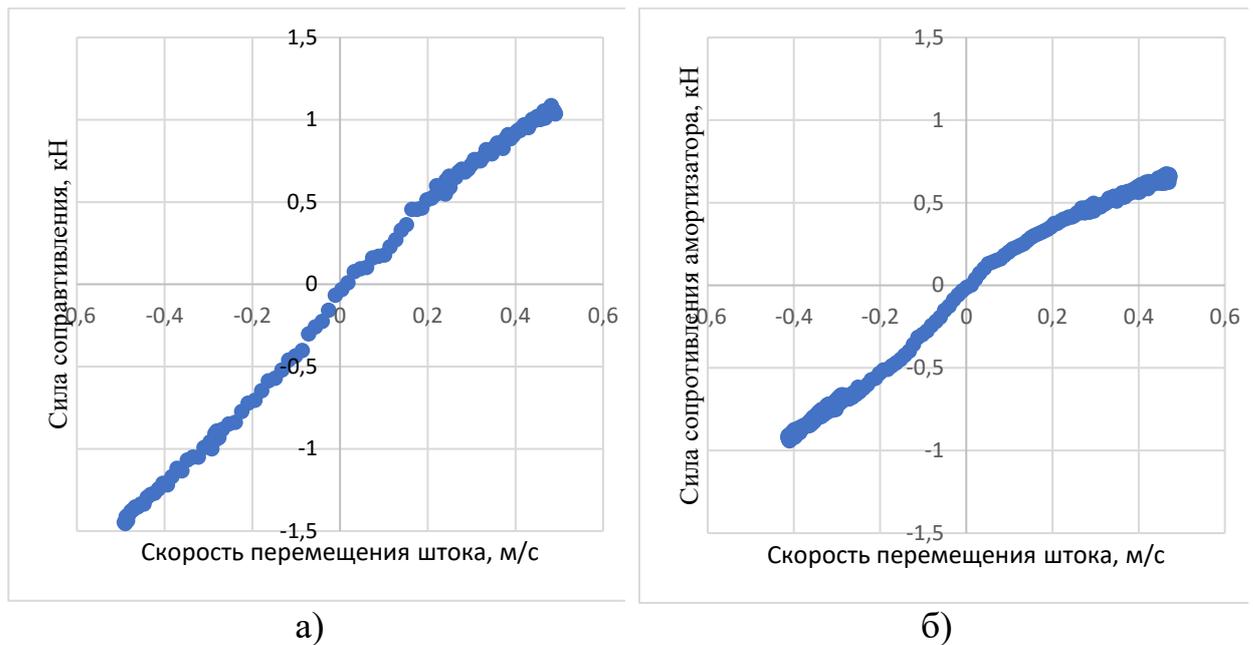


Рис. 4.3. Скоростные характеристики Г и ПГ-Ам: а) – работоспособный амортизатор; б) – неработоспособный амортизатор [15].

С использованием известных методов аппроксимации индивидуально для каждого Г и ПГ-Ам были определены функциональные зависимости демпфирующих колебания сил, создаваемых амортизаторами от первой производной перемещения их штоков (см. формулу 2.39), как показано на графиках (рис.4.4). Очевидно, что это, как правило, графики линейного вида, которые построены индивидуально для режима их сжатия, а также для режима их отбоя.

На следующем этапе исследования, используя формулы (2.41-2.43) и выявленные функциональные зависимости, для каждого Г и ПГ-Ам были определены относительные разности мощностей. Эти относительные мощности отражают потери мощности Г и ПГ-Ам в процессе эксплуатации и количественно оценивают уровень их Тех-С.

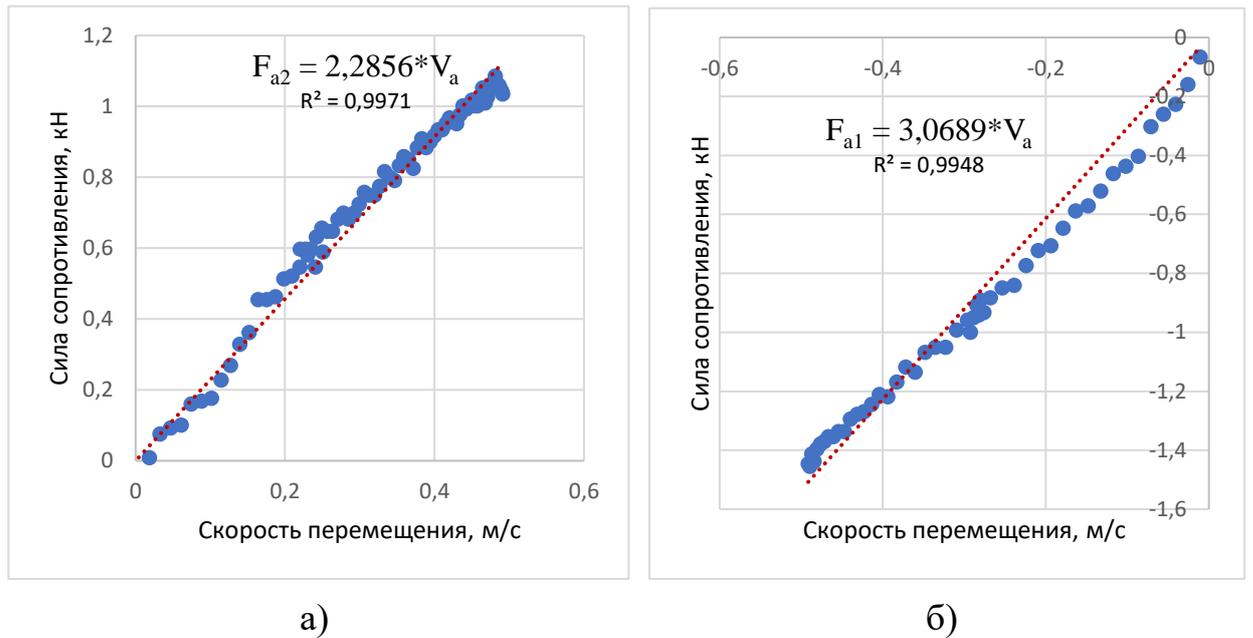


Рис.4.4. Функциональная зависимость Г и ПГ-Ам №1: а) - при сжатии; б) – при отбое.

Таким образом, для всех имеющихся для проведения эксперимента амортизаторов (с разным техническим состоянием) получены функции, отражающие зависимости сил, развиваемых ими от скорости штока и разности мощности занесены в таблицу (таблица 4.2).

Таблица 4.2. Результаты экспериментального исследования Г и ПГ-Ам

Порядковый № амортизатора	Зависимости, описывающие характеристики амортизатора		Уровень $\chi$ Тех-С амортизатора
	Отбой, $F_{a1}$	Сжатие, $F_{a2}$	
<b>№1</b>	$3.0689 * V_a$	$2.2856 * V_a$	100%
<b>№2</b>	$2.795 * V_a$	$1.6679 * V_a$	81.91%
<b>№3</b>	$2.269 * V_a$	$1.4315 * V_a$	68,28%
<b>№4</b>	$2.2065 * V_a$	$1.469 * V_a$	64.84%
<b>№5</b>	$0,13 * V_a$	$0,121 * V_a$	4.76%

Анализ полученных графиков демонстрирует, что новые работоспособные Г и ПГ-Ам генерируют наибольшие силы сопротивления при сжатии и отбое. В отличие от них, Г и ПГ-Ам, ранее находившиеся в эксплуатации, показывают значительно меньшие усилия в этих режимах и обладают меньшей эффективностью в демпфировании колебаний неподрессоренных масс относительно поддрессоренных.

#### 4.1.3. Результаты экспериментального исследования жесткости стабилизатора поперечной устойчивости

Характеристики упругого сопротивления переднего и заднего стабилизаторов поперечной устойчивости Toyota Prius определяли экспериментально по методике, показанной в разделе 3.2 главы №3 диссертации. Полученные в процессе перемещения колесных узлов вдоль оси OZ характеристики стабилизаторов поперечной устойчивости представлены в табл. 4.3 и 4.4, а также на рис. 4.5 и 4.6.

Таблица 4.3. Значения силовых и кинематических параметров поддрессоренных масс при работе *переднего стабилизатора* поперечной устойчивости автомобиля Toyota Prius

При сжатии		При отбое	
Перемещение $\Delta z$ , м	Сила упругости $F_{ст1}$ , Н	Перемещение $\Delta z$ , м	Сила упругости $F_{ст1}$ , Н
0	0	0,05	1168,18
0,01	160,273	0,04	850,29
0,02	358,146	0,03	582,806
0,03	731,267	0,02	487,93
0,04	958,139	0,01	253,163
0,05	1168,18	0	0

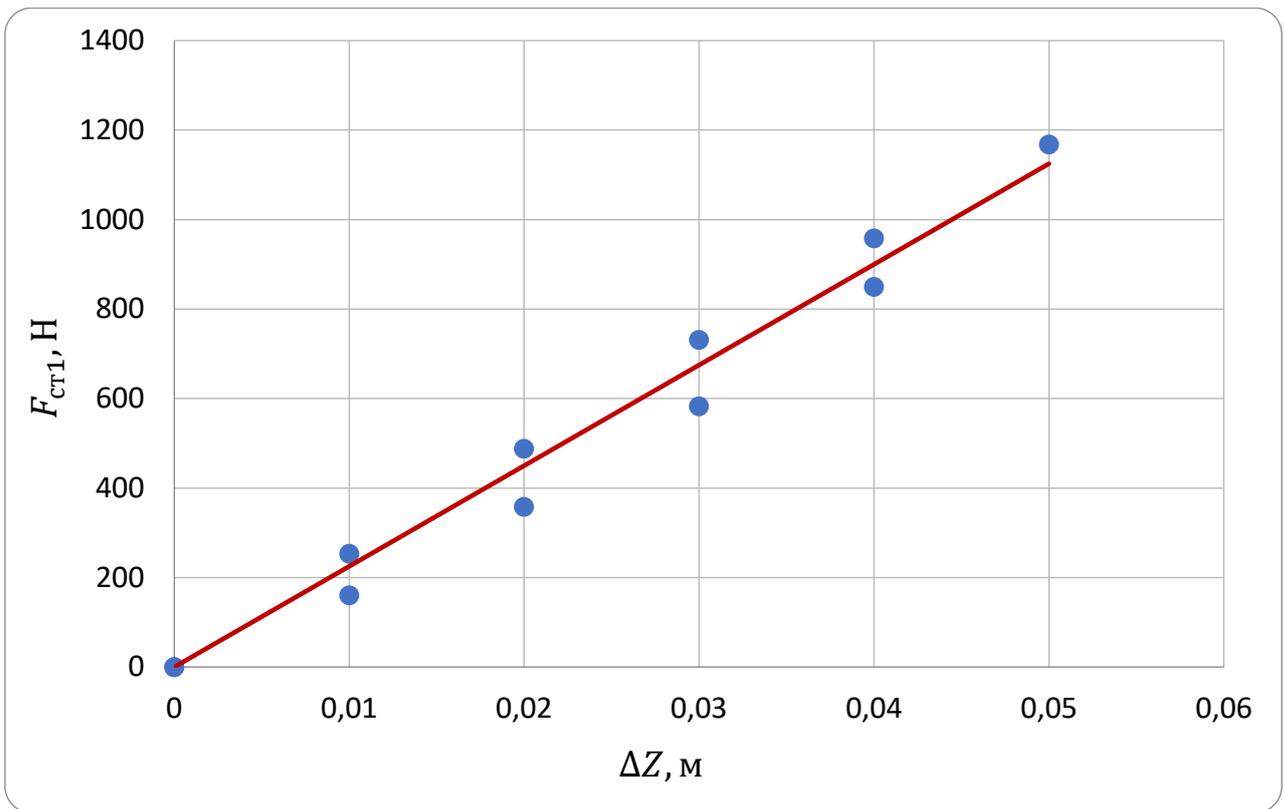


Рис. 4.5. График характеристики *переднего стабилизатора* поперечной устойчивости автомобиля Toyota Prius

Развиваемая *передним стабилизатором* поперечной устойчивости сила упругого сопротивления (рис. 4.5) аппроксимирована линейным уравнением следующего вида:

$$F_{\text{ст1}} = 22544 \cdot \Delta Z, \quad (4.1)$$

Уравнение (4.1) линейное. Входящий в него постоянный член, равный по величине 22544 это коэффициент жесткости переднего стабилизатора поперечной устойчивости автомобиля Toyota Prius. Размерность этого коэффициента жесткости - Н/м.

На графиках (рис. 4.5 и 4.6) заметны отклонения точек, полученных в ходе эксперимента от линейной характеристики стабилизатора поперечной устойчивости автомобиля Toyota Prius. Это вызвано прежде всего трением, которое действует в местах крепления штанги стабилизатора поперечной устойчивости, а также в шарнирах её стоек.

Таблица 4.4. Значения силовых и кинематических параметров поддресоренных масс при работе *заднего стабилизатора* поперечной устойчивости автомобиля Toyota Prius

При <i>сжатии</i>		При <i>отбое</i>	
Перемещение $\Delta z$ , м	Сила упругости $F_{ст2}$ , Н	Перемещение $\Delta z$ , м	Сила упругости $F_{ст2}$ , Н
0	0	0,08	659,65
0,01	116,29	0,07	60,55
0,02	213,30	0,06	143,53
0,03	285,77	0,05	229,33
0,04	368,35	0,04	312,47
0,05	439,374	0,03	378,37
0,06	519,91	0,02	474,86
0,07	594,74	0,01	556,51
0,08	659,65	0	659,65

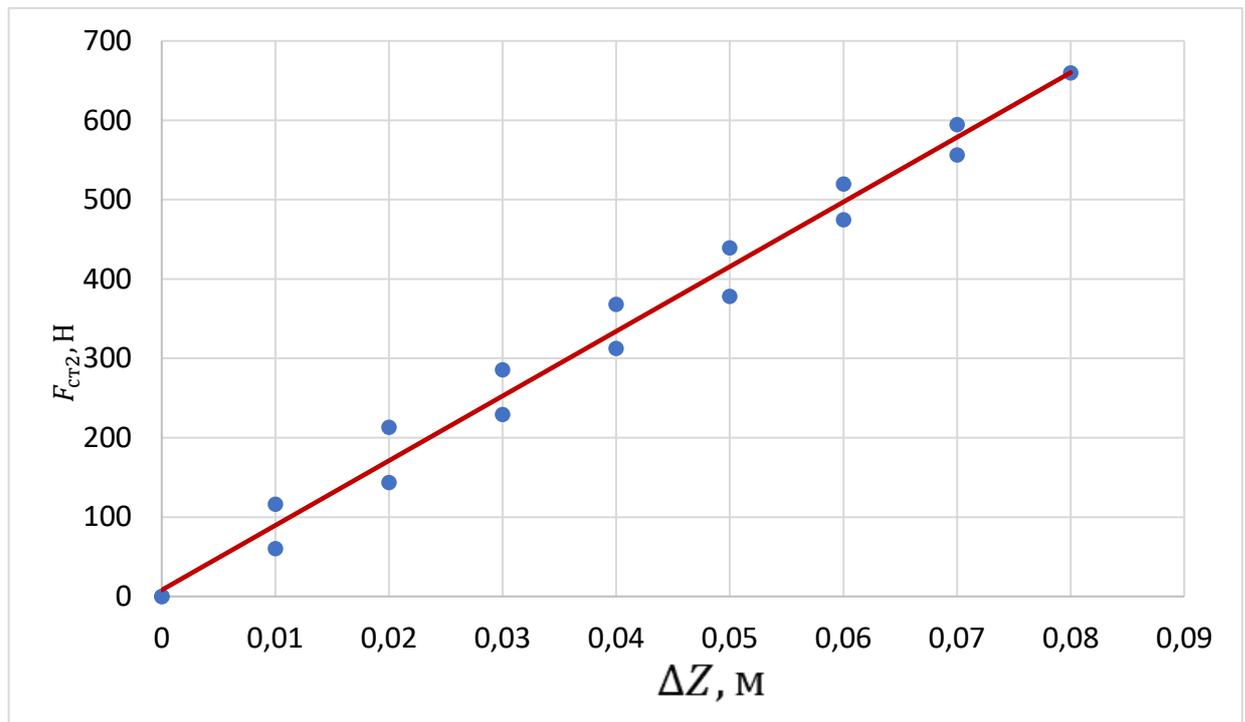


Рис. 4.6. График характеристики *заднего стабилизатора* поперечной устойчивости автомобиля Toyota Prius

Развиваемая *задним стабилизатором* поперечной устойчивости сила упругого сопротивления (рис. 4.6) аппроксимирована линейным уравнением

следующего вида:

$$F_{ст2} = 8294 \cdot \Delta Z, \quad (4.2)$$

Уравнение (4.2) линейное. Входящий в него постоянный член, равный по величине 8294 это коэффициент жесткости *заднего стабилизатора* поперечной устойчивости автомобиля Toyota Prius. Размерность этого коэффициента жесткости - Н/м.

#### **4.1.4. Результаты экспериментального исследования фрикционных характеристик шин в режиме увода**

Цель данного экспериментального исследования предусматривала получение фрикционных и динамических характеристик 15 дюймовых шин марки DUNLOP WINTER MAX WM01 в режиме увода с изменением их нормальной нагрузки  $G_k$ . Характеристики шины: максимальная нагрузка – 630 кг, максимальная скорость – 160 км/ч; давление рабочего тела в шине – 0,22 МПа; протектор шины имел износ не более 15%.

Эксп. Иссл шин выполняли на испытательном оборудовании, конструкция и характеристики которого подробно описаны в разделе 3.4 третьей главы диссертации. В процессе испытаний на стенде исследовали боковую реакцию шин при изменении нормальной нагрузки.

В процессе исследования был выполнен анализ стационарных фрикционных характеристик эластичных шин в режиме увода. Установлены числовые значения жесткости бокового проскальзывания шины. Измерена длина релаксации шин при изменении нагрузки  $G_k$ . При этом использовали методики, разработанные авторами Х. Б. Пасейка и А. Б. Диком.

##### **4.1.4.1. Получение характеристик шин в режиме увода**

Получение характеристик шин в режиме увода выполняли экспериментальным методом на стенде «Шинный тестер» в лаборатории ИРННТУ. Для этого использовали методику, подробное описание которой

приведено в разделе 3.4.1 третьей главы диссертации.

На первом этапе эксперимента получили графики зависимостей боковой реакции  $R_y$  15 дюймовой шины марки DUNLOP WINTER MAX WM01 от угла увода  $\delta$  при постоянной скорости  $V = 11,1$  м/с. В этом эксперименте дискретно варьировали нагрузку на шину  $G_k = R_z$  в диапазоне от 2,0 кН до 5,5 кН с шагом 0,5 кН. Также дискретно варьировали и величину угла увода. Пределы изменения угла увода  $\delta$  составили от 0 град. до 20 град. При этом дискретность изменения угла увода шины составила 2 град.

Полученные графики зависимостей боковой реакции  $R_y$  15 дюймовой шины марки DUNLOP WINTER MAX WM01 от угла увода  $\delta$  позволили определить коэффициент жесткости проскальзывания шины в боковом направлении -  $C_{sy}$ . На их основе были получены важные для математической модели шины коэффициента: бокового сцепления  $\varphi_{y\max}$ , а также  $a$  и  $b$  для магической функции А.Б. Дика.

Для каждого значения угла увода и нагрузки  $G_k = R_z$ , действующей на колесо были измерены боковые реакции  $R_y$ . Числовые значения боковых реакций  $R_y$  и соответствующие им углы увода  $\delta$  заносили в таблицу 4.5.

Таблица 4.5. Измеренные значения боковой реакции  $R_y$  при изменении нагрузки на колесо  $G_k = R_z$  и углов увода колеса  $\delta$ .

$G_k=R_z$ , [Н]	Угол увода $\delta$ , [град]										
	0	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0	18,0	20,0
2000	0	844	1184	1264	1269	1214	1176	1146	1129	1120	1103
2500	0	1109	1617	1746	1743	1728	1633	1567	1523	1502	1469
3000	0	1333	1948	2122	2162	2143	2040	2016	1964	1931	1912
3500	0	1597	2371	2576	2584	2539	2465	2367	2295	2248	2225
4000	0	1677	2578	2824	2863	2836	2759	2665	2614	2561	2537
4500	0	1713	2744	3020	3057	3014	2966	2909	2848	2807	2751
5000	0	1723	2961	3297	3358	3335	3281	3221	3149	3105	3089
5500	0	1779	3071	3474	3532	3522	3494	3475	3450	3441	3433

Затем, на основе данных из табл. 4.5. строили графики зависимостей измеренных значений боковых реакций  $R_y$  от угла увода  $\delta$  (см. рис 4.7).

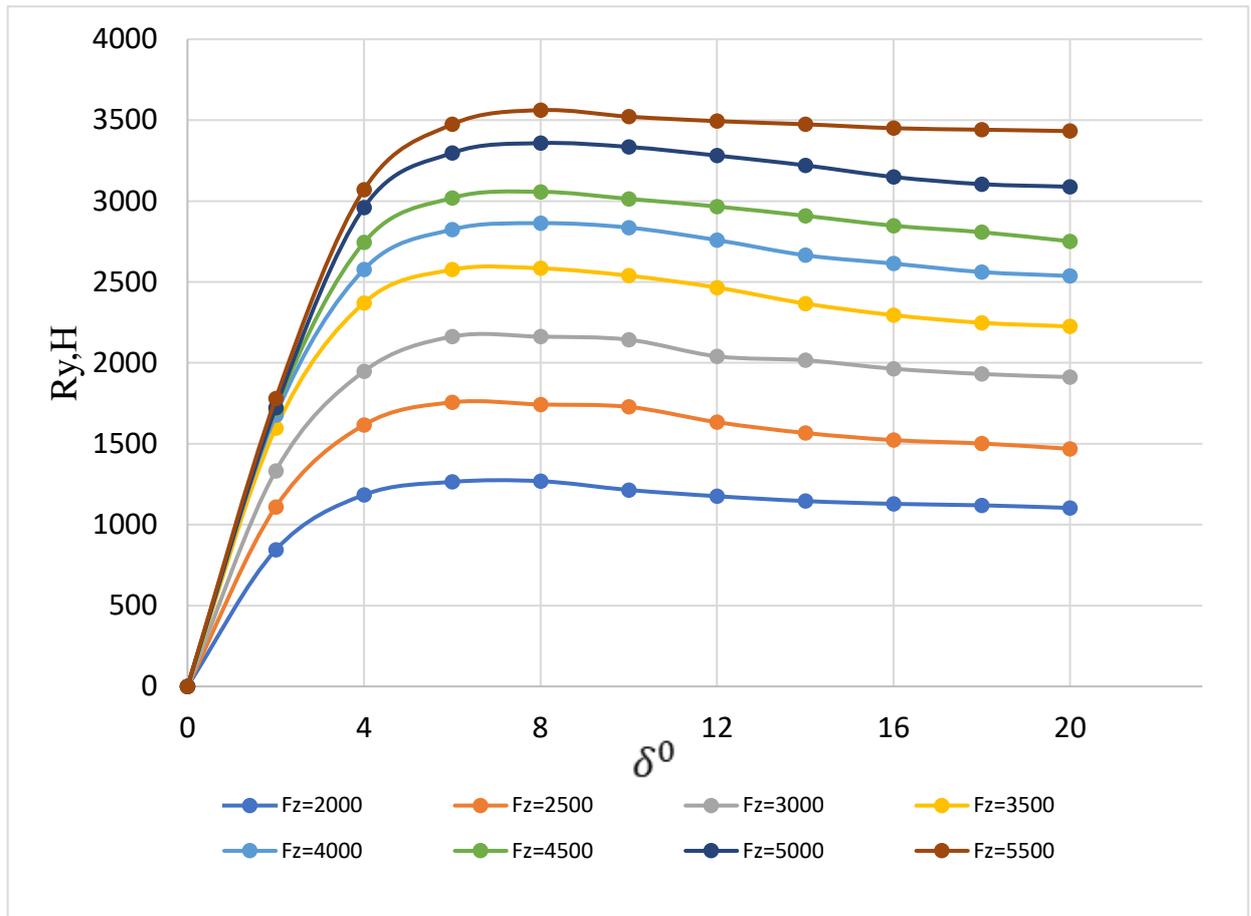


Рис. 4.7. Зависимости боковой реакции  $R_y$  15 дюймовой шины марки DUNLOP WINTER MAX WM01 от величины угла увода  $\delta$  при варьировании нагрузки на колесо  $G_k = R_z$ : скорость 11,1 м/с.

Числовые значения коэффициентов, входящих в модель шины А.Б. Дика:  $\varphi_{y\max}$ ,  $C_{sy}$ ,  $a$  и  $b$  были определены на основе формул (2.27-2.32).

Затем значения полученных коэффициентов были использованы для построения графиков зависимостей этих параметров от нагрузки на колесо  $G_k = R_z$  (рис. 4.8).

Анализ этих графиков показывает, что максимальный коэффициент сцепления шины с ОП Дор в боковом направлении с увеличением нагрузки на колесо в начальный момент растет. При достижении нагрузки на колесо  $G_k = 3,5$  кН достигает максимума. А при дальнейшем росте нагрузки на

колесо  $G_k > 3,5$  кН  $\varphi_{y\max}$  монотонно снижается.

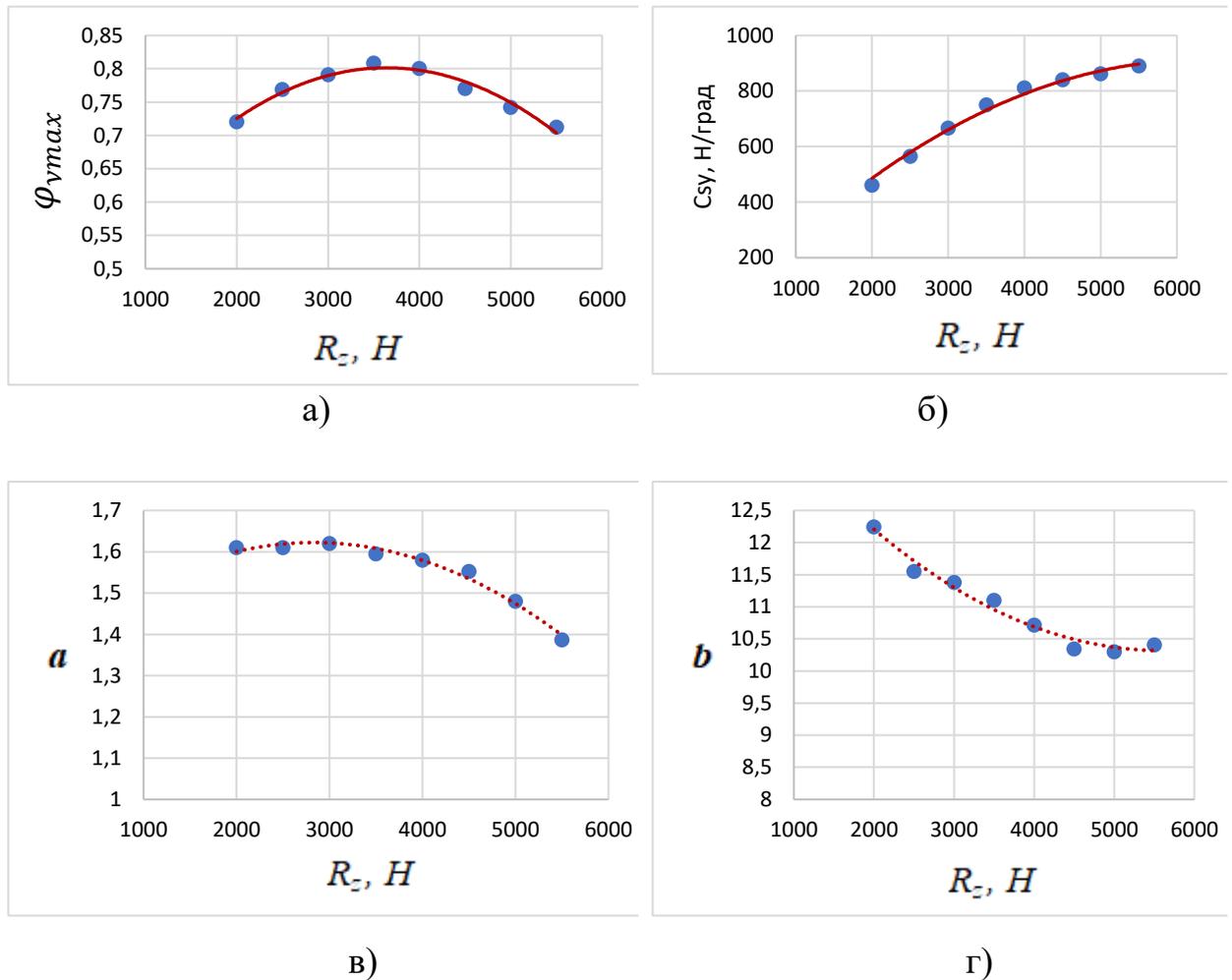


Рис.4.8. График изменения коэффициентов, определяющих характер для 15 дюймовой шины марки DUNLOP WINTER MAX WM01, от нагрузки на колесо  $G_k = R_z$ : а) - максимальный коэффициент бокового сцепления; б) - жесткость проскальзывания шины в боковом направлении; в) и г) - коэффициенты Магической функций А.Б. Дика.

Анализ графика (рис. 4.8, б) показывает, что жесткость проскальзывания шины в боковом направлении  $C_{sy}$  с увеличением нагрузки на колесо  $G_k = R_z$  растет. При этом оба коэффициента ( $a$  и  $b$ ) Магической функций А.Б. Дика с ростом нагрузки на колесо  $G_k = R_z$  снижаются. Следует отметить, что первый из них, коэффициент  $a$ , в начальный период роста нагрузки на колесо до 4,0 кН практически мало изменяется.

С использованием метода аппроксимации полученных коэффициентов в

их зависимости от нагрузки на колесо  $G_k = R_z$  были получены уравнения (таблица 4.6) весьма удовлетворительно описывающие эти зависимости.

Таблица 4.6. Полученные функциональные зависимости путем аппроксимации результатов экспериментального исследования

Коэффициент	Функция	Достоверность аппроксимации
$\varphi_{y_{max}}$	$\varphi_{y_{max}} = -2.2852 \cdot 10^{-8} \cdot F_z^2 + 2.8802 \cdot F_z$	$R^2 = 0.98$
$C_{sy}$	$C_{sy} = -2,28 \cdot 10^{-5} \cdot F_z^2 + 0,288 \cdot F_z$	$R^2 = 0.99$
$a$	$a = -3.15 \cdot 10^{-8} \cdot F_z^2 + 1.78 \cdot 10^{-4} \cdot F_z + 1.37$	$R^2 = 0.99$
$b$	$b = 1.467 \cdot 10^{-7} \cdot F_z^2 - 1.63 \cdot 10^{-3} \cdot F_z + 14.9$	$R^2 = 0.98$

Показанные в таблице 4.6 функции, которые отражают один из важных результатов экспериментального исследования, далее были использованы в программе расчета выходных параметров математической модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина – дорога».

#### 4.1.4.2. Результат экспериментального исследования для определения зависимости длины релаксации шины от нормальной нагрузки

Эксп. Иссл зависимости длины релаксации  $L_{oy}$  шины от нормальной нагрузки  $G_k$  проводили по методике, из раздела 3.4.2 главы №3. Экспериментальное исследование выполняли с целью выполнения динамических расчетов силовых и кинематических параметров шин, работающих с углами увода, да еще и с отрывом пятна контакта от опорной поверхности.

В ходе экспериментальных исследований получены графики длины релаксации  $L_{oy}$  шины при дискретном увеличении нормальной нагрузки  $G_k=R_z$

В качестве одного из примеров на рис. 4.9 изображен полученный в

процессе эксперимента график зависимости нарастания боковой реакции  $R_y$  от пройденного шиной пути  $L_{oy}$  до её установившегося значения  $R_{ys}$ .

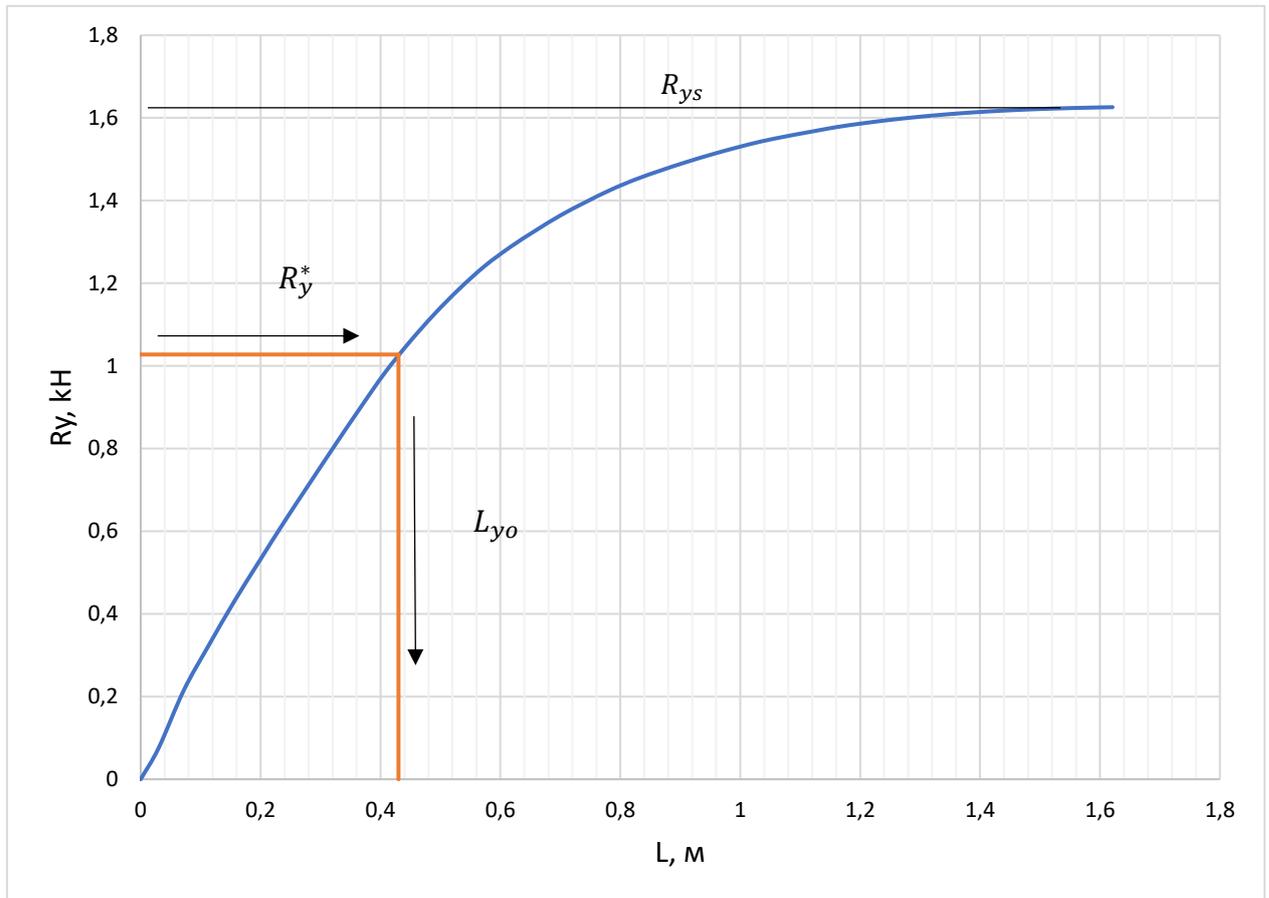


Рис. 4.9. График нарастания боковой реакции  $R_y$  шины до её установившегося значения  $R_{ys}$  в процессе движения колеса с эластичной 15 дюймовой шиной марки DUNLOP WINTER MAX WM01 с уводом  $\delta = 2^0$  на длине релаксации  $L$ , при нормальной нагрузке  $R_z = 3,0$  кН.

В эксперименте колесо с испытуемой 15 дюймовой шиной марки DUNLOP WINTER MAX WM01 работало с углом увода, равным  $\delta = 2^0$  и нагрузкой на колесо, равной  $R_z = 3,0$  кН.

На первом этапе реализации методики (см. раздел 3.4.2 третьей главы) для определения длины релаксации сначала было найдена величина  $R_{ys}$  при которой боковая реакция  $R_y$  достигает своего установившегося значения.

Путь пройденной колесом до момента достижения боковой реакций  $R_y$  её установившегося значения  $R_{ys}$ , рассчитывали согласно формуле 3.6.

Затем была получена величина реакции  $R_y^*$  по формуле 3.5 (см. раздел 3.4.2 третьей главы) и параллельно оси  $L$  (рис 4.9) провели прямую, пересекающую ось  $R_y$  на уровне  $R_y^*$ . Из точки пересечения этой прямой с графиком был опущен перпендикуляр на ось  $L$  и найдено расстояние от начала координат до этого перпендикуляра. Так была получена длина релаксации.

С помощью полученных результатов расчетов длины релаксации  $L_{Oy}$  шины при каждом дискретно установленном значении нагрузки на колесо  $G_k$  был построен график зависимости длины релаксации  $L_{Oy}$  от величины реакции  $R_z$  (рис. 4.10).

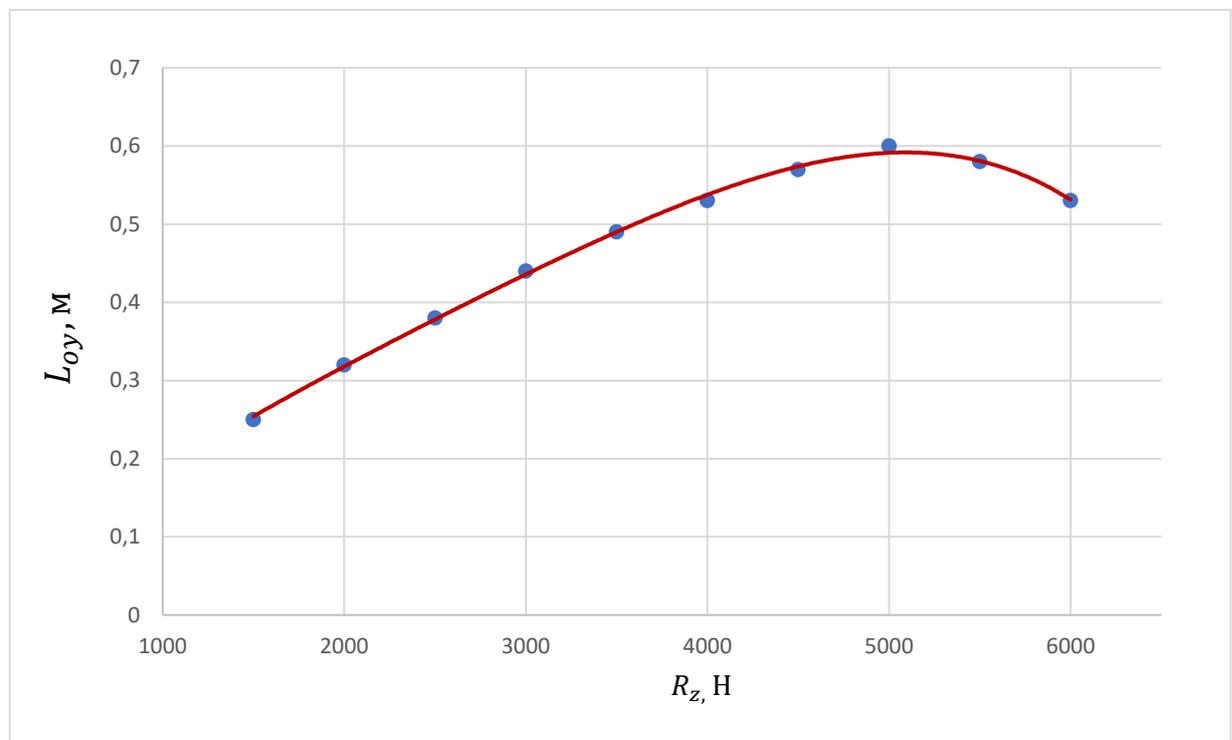


Рис. 4.10. График зависимости длины релаксации  $L_{Oy}$  от нагрузки на колесо с 15 дюймовой шиной модели DUNLOP WINTER MAX WM01

Нормальная нагрузка  $G_k$ , действующая на колесо с эластичной шиной, а также реакция на эту нагрузку в контакте шины с дорогой, равны по модулю, но разнонаправлены. С применением методов аппроксимации была выполнена получена зависимость длины боковой релаксации  $L_{Oy}$  15 дюймовой шиной модели DUNLOP WINTER MAX WM01 от действующей на колесо нормальной реакции  $R_z$  представляющая собой полином, вида:

$$L_{oy}(R_z) = -3,24 \cdot 10^{-12} \cdot R_z^3 + 8,63 \cdot 10^{-9} \cdot R_z^2 + 1,52 \cdot R_z, \quad (4.3)$$

Коэффициент достоверности аппроксимации  $R^2 = 0,9731$

Установленная в процессе Эксп. Иссл. зависимость (4.3), была реализована в алгоритмической программе (Приложение 3), позволяющей выполнять расчеты выходных параметров исследуемой системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога».

На следующем этапе были рассчитаны динамические параметры шины, в виде зависимости от времени. На рис. 4.11. приведены результаты расчета боковой реакции  $R_y$  при действующих на колесо гармонических колебаниях нагрузки  $G_k=R_z$  [16].

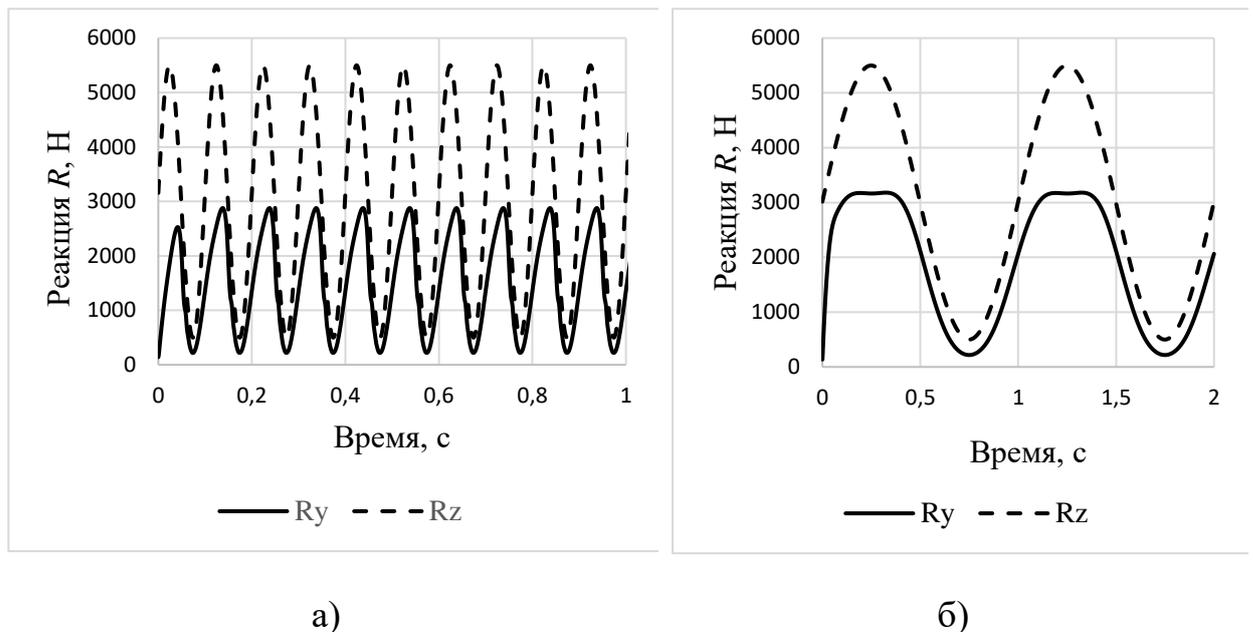


Рис. 4.11. Изменение боковой  $R_y$  реакций шины при гармонических колебаниях нагрузки на колесо  $G_k=R_z$  с частотой: а) – 10 Гц; б) – 1 Гц: линейная скорость колеса  $V = 11,1$  м/с; угол увода  $\delta = 6$  град., средняя величина нагрузки на колесо  $R_z = 3,0$  кН, амплитуде её изменения  $\Delta R_z = 2,5$  кН.

Анализ графиков на рис. 4.11 убедительно показывает, что увеличение частоты колебаний нагрузки на колесо от 1 Гц до 10 Гц приводят к значительному (на 27%) снижению боковой реакция, создаваемой шиной в её пятне контакта с дорогой [16].

#### 4.1.5. Анализ адекватности математической модели системы

##### *«Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога»*

Для анализа адекватности математической модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» была применена методика, подробно описанная в разделе 3.5 главы №3 диссертации. Для выполнения этой задачи необходимо выполнить количественное и качественное сравнение таких параметров как: реакция  $R_z$  на действие нагрузки на колесо; боковая реакция на колесе  $R_y$ ; координаты траектории движения АТС  $X$  и  $Y$ , рассчитанных на модели, а также этих же параметров, полученных экспериментально, с использованием поверенного оборудования.

С целью получения этих силовых параметров, характеризующих эксплуатационный свойства автомобиля при действии на него боковой силы в условиях возмущений, при изменении Тех-С амортизаторов, были проведены экспериментальные исследования, а также расчеты на модели процесса.

Эксперименты проводили на основе разработанной методики (см. раздел 3.1, третьей главы), на автомобиле марки Toyota Prius. Этот автомобиль оснащен независимой передней подвеской типа McPherson с ПГ-Ам марки «Monroe» и полунезависимой задней подвеской с торсионными упругими элементами. Перед экспериментом Тех-С передней и задней подвесок было доведено до полностью работоспособного.

В период подготовки автомобиля Toyota Prius к проведению эксперимента на его переднюю и заднюю подвески устанавливали работоспособные амортизаторы марки Monroe. Технические характеристики, этих амортизаторов по их Тех-С, соответствовали требованиям завода-изготовителя. Затем устанавливали и побывавшие в эксплуатации амортизаторы, остаточное Тех-С которых составляло менее 10%. В процессе экспериментальных исследований амортизаторы меняли на частично утратившие работоспособность.

Экспериментальные исследования проводили летом в светлое время суток при температуре окружающей среды от +18°C до +24°C. Скорость ветра

не превышала 5 м/с. Испытательный участок соответствовал требованиям, которые подробно изложены в разделе 3.1.1 третьей главы. Скорость движения автомобиля Toyota Prius во время каждого заезда в процессе проведения испытаний составляла 11,1 м/с. Результаты, полученные в процессе испытаний представлены в виде графиков на рис. 4.12 ÷ 4.14.

Параллельно были выполнены расчеты аналогичных параметров движения автомобиля Toyota Prius под действием боковой силы в аналогичных условиях с варьированием Тех-С амортизаторов. Расчеты выполняли на математической модели по программе, представленной в Приложении 3.

В программе использовали следующие исходные данные:

1. Геометрические и массовые параметры автомобиля Toyota Prius представлены в таблице 4.1;

2. Рабочие характеристики Г и ПГ-Ам, имеющих разное техническое состояние, отличающее их видом функцией (см. таблицу 4.2);

3. Константы, а также фрикционные и динамические характеристики шин: жесткость  $C_{sy}$  проскальзывания шины в боковом направлении; коэффициент, оценивающий сцепление шин с ОП Дор в боковом направлении  $\varphi_{y\max} = 0,8$ ; коэффициенты Магической функции А.Б. Дика  $a$ ,  $b$  и др. (см. табл. 4.6);

4. Константы для расчета колебательной системы подрессоренных и неподрессоренных масс: жесткость шин  $c_{ш} = 178450$  Н/м; моменты инерции подрессоренной массы автомобиля Toyota Prius, относительно осей ОХ, ОУ и ОZ:  $J_x = 1750$  кг · м<sup>2</sup>;  $J_y = 2950$  кг · м<sup>2</sup>;  $J_z = 1970$  кг · м<sup>2</sup>; геометрические размеры опорной поверхности  $q_0 = 0.05$  м;  $l_0 = 0,05$  м; Непорд-М колесных узлов, тормозных механизмов, части элементов подвески  $m_k = 50$  кг;

Результаты расчетов реакций, действующих в контакте шин с площадками стенда в процессе движения автомобиля Toyota Prius при действии боковой силы  $F_y$ , в условиях возмущений, вызванных колебаниями нагрузки на его колесах, а также при варьировании Тех-С амортизаторов представлены на графиках рис. 4.12 и рис. 4.13.

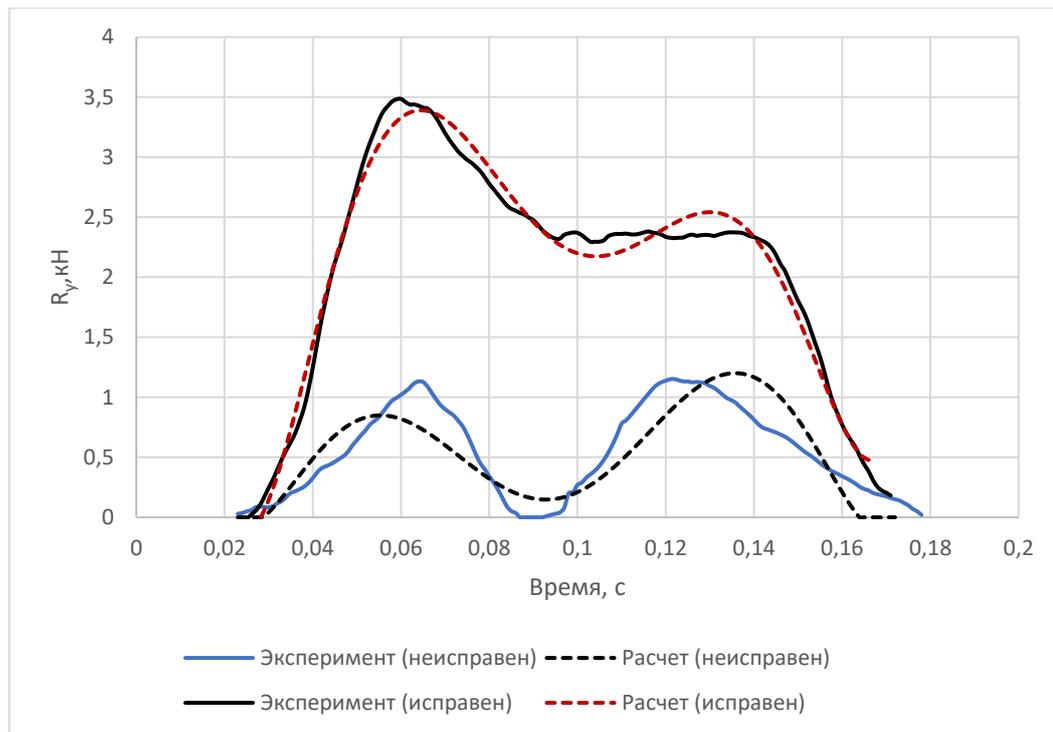
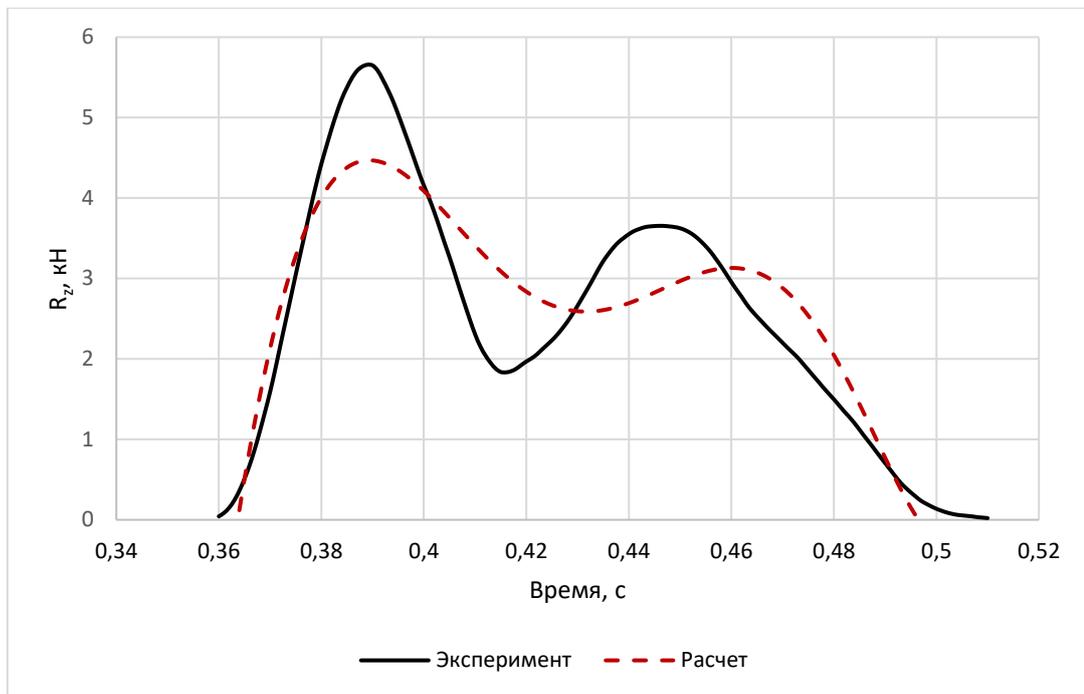


Рис. 4.12. Боковая реакция шины *переднего наружного колеса* автомобиля Toyota Prius на измерительной платформе при его движении по окружности, имеющей радиус 15 м, со скоростью 11,1 м/с, после переезда неровности, при работоспособном (*верхние графики*) и при неработоспособном (*нижние графики*) амортизаторе.

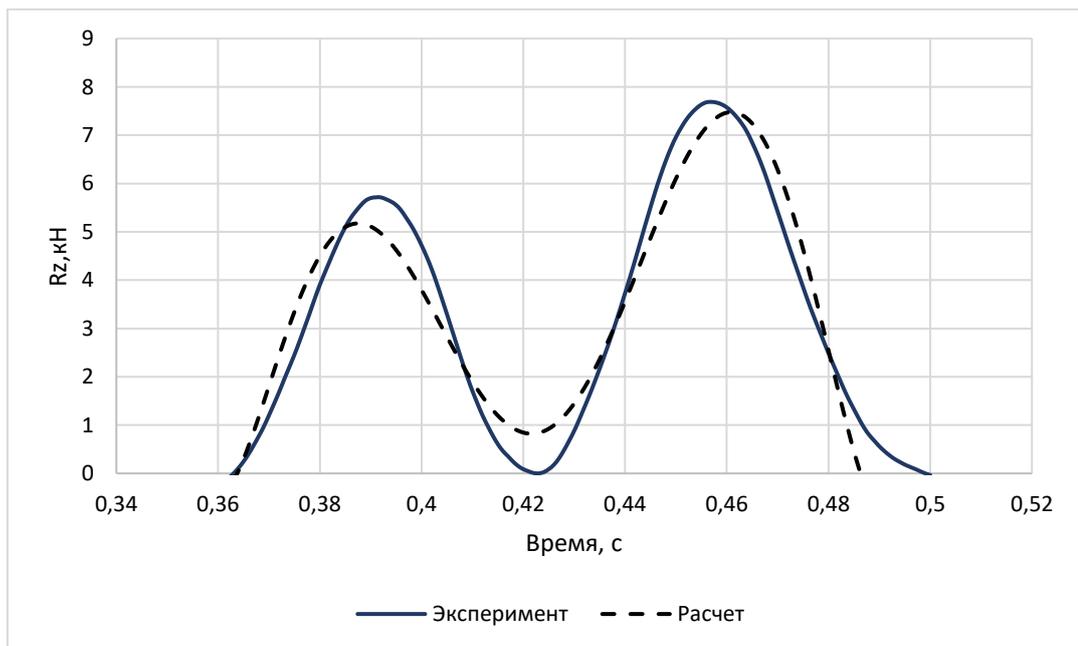
Чтобы качественно выполнить анализ адекватности математической модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» результаты проведенных экспериментов и выполненных расчетов помещены на одни и те же рисунки 4.12 и рис. 4.13.

Визуальный анализ расчетных и экспериментальных графиков, помещенных на рис. 4.12 и рис. 4.13 показывает их качественное сходство.

Результаты расчетов позволили оценить такое важное свойство АТС, как его устойчивость движения. Для этого были посчитаны его координаты  $X$  и  $Y$  центра масс в заданном коридоре движения, которые позволили выполнить оценку отклонений АТС от траектории в Кор.Дв при изменении Тех-С амортизаторов (рис. 4.14).



а



б)

Рис. 4.13. Нормальная реакция шины заднего наружного колеса автомобиля Toyota Prius на измерительной платформе при движении по окружности, имеющей радиус 15 м, со скоростью 11,1 м/с, после переезда неровности, при работоспособном - а) и при неработоспособном - б) амортизаторе.

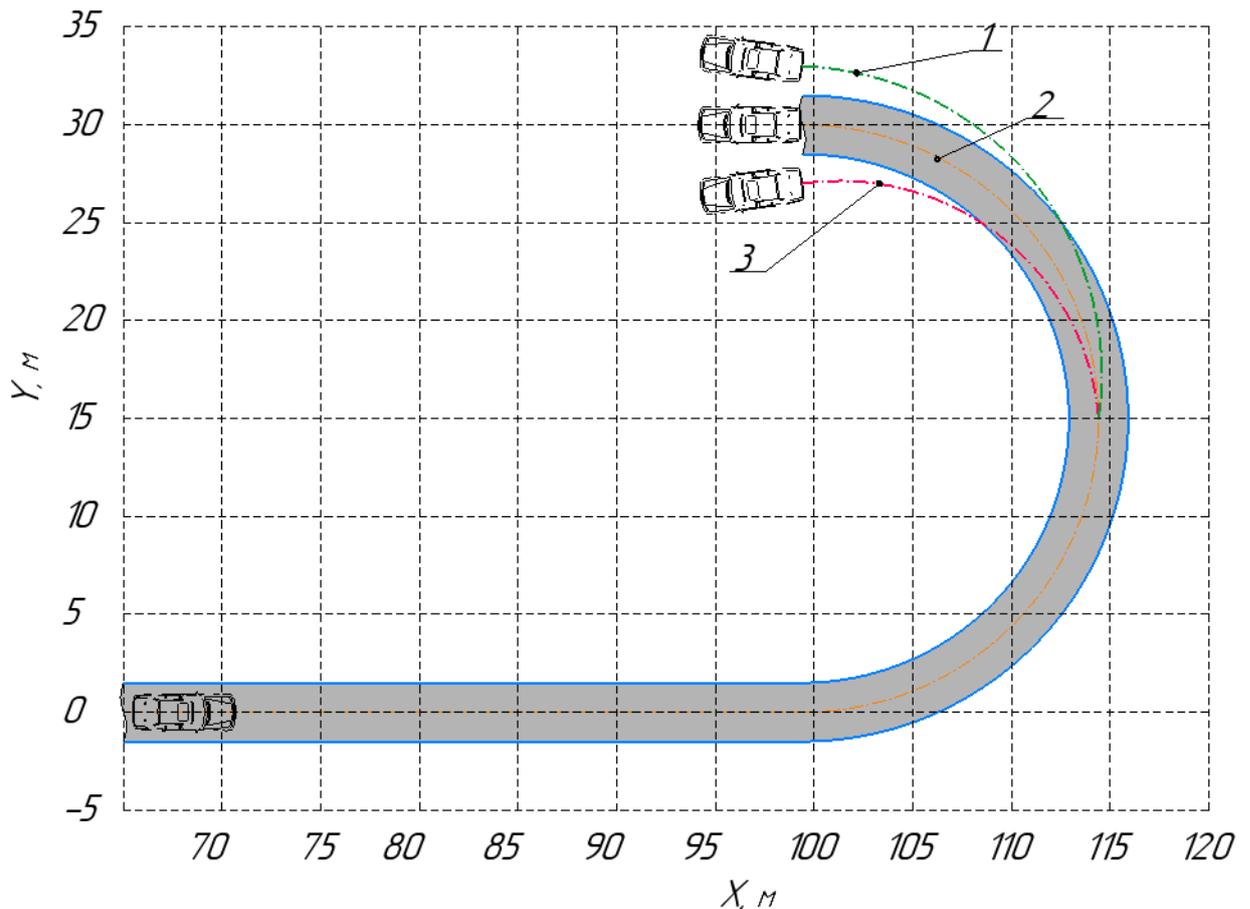


Рис. 4. 14. Траектория движения автомобиля Toyota Prius: 1 – передние Г или ПГ-Ам неисправны; 2 – все Г или ПГ-Ам исправны; 3 – задние Г или ПГ-Ам неисправны

Полученные в процессе расчетов координаты  $X$  и  $Y$  центра масс автомобиля Toyota Prius с закрепленным рулем в заданном Кор.Дв, были сопоставлены с результатами Эксп. Иссл АТС в коридоре движения с жестко зафиксированным рулем при изменении Тех-С амортизаторов (рис. 4.14).

Анализ адекватности модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» выполняли на основе сравнения двух дисперсий. Это дисперсия адекватности  $S_a^2$  параметров, которые были рассчитаны расчетным путем на модели, и дисперсия воспроизводимости  $S_B^2$  параметров исследуемого процесса. Причем дисперсия  $S_B^2$  была получена на основе обработки результатов экспериментального исследования.

Выборочные дисперсии параметров сравнивали на основе

статистической теории оценивания и проверки гипотез, с использованием  $F$ -критерия Фишера [26,37], представленной в разделе 3.5. третьей главы.

Вычисленные значения  $F$ -критерия Фишера сравнивали с их табличными значениями на принятом уровне значимости, равном 0,05 или 5%. Полученные результаты анализа адекватности модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога» по результатам расчета силовых и кинематических параметров представлены в табл. 4.7.

Таблица 4.7. 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	$R^2$
Боковая реакция $R_{y1}$ на переднем внешнем колесе при работоспособном переднем амортизаторе	5855,3	3,905	0,987
Боковая реакция $R_{y1}$ на переднем внешнем колесе при не работоспособном переднем амортизаторе	486,8	3,905	0,861
Нормальная реакция $R_{z2}$ на заднем внешнем колесе при работоспособном заднем амортизаторе	530,3	3,909	0,915
Нормальная реакция $R_{z2}$ на заднем внешнем 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 $Y$	494,35	3,82	0,935

Таким образом, на основании результатов сравнения дисперсий параметров, которые были рассчитаны по модели исследуемой системы и параметров, которые были получены экспериментально, с использованием статистической теории оценивания и проверки гипотез и  $F$ -критерия Фишера было

установлено, что с уровнем значимости равном 0,05 модель системы АПШД должно считать значимой.

#### **4.2. Анализ движения автомобиля под действием боковой силы и колебаний нормальной нагрузки на колесах**

Дальнейший анализ устойчивости движения автомобиля Toyota Prius в условиях возмущений, вызванных колебаниями нагрузки  $R_z$  на его колесах и одновременном действии боковой силы  $F_y$ , а также дискретном варьировании Тех-С амортизаторов выполняли с использованием разработанной модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина - дорога», представленной в главе №2, а также с использованием экспериментальных методов дорожных экспериментов.

##### **4.2.1. Тестовые режимы силового метода контроля технического состояния амортизаторов**

В разделах 2.1 и 2.2 главы №2, а также в разделе 3.1.1 главы №3 обоснованы Тест-Р, а также представлено теоретическое обоснование силового метода Контр-Тех-С амортизаторов в дорожных условиях. Для контроля амортизаторов необходимо для АТС два тестовых воздействия.

Во-первых, необходимо обеспечить во время движения АТС действие на него постоянной по величине боковой силы  $F_y$  заданной величины. Это обеспечивается двумя параметрами: скоростью движения АТС равной 11,1 м/с (40 км/час) и радиусом круговой траектории его движения равным 15 м. Это обеспечивает действие на АТС центробежной силы заданной величины [118].

Во-вторых, необходимо задать возмущающее действие на колеса автомобиля Toyota Prius, для возбуждения гармонических колебаний нагрузки на колеса  $G_k$ . Такое возмущающее воздействие принято создавать посредством переезда колес через неровность заданного поперечного сечения 50 × 50 мм [118].

Такие режимы тестового воздействия в совокупности с измерением силовых параметров, действующих в пятне контакта шин колес автомобиля Toyota Prius, позволяют в полной мере реализовать силовой метод контроля Тех-С амортизаторов, учитывающий влияние их работоспособности на способность эластичных шин обеспечивать надежный контакт с дорогой и создавать боковые реакции при переезде Ед.Нер.

#### **4.2.2. Результаты экспериментального исследования реакций на колесах автомобиля**

Основными параметрами, измеряемыми в процессе экспериментального исследования движения автомобиля Toyota Prius по траектории круглой формы с переездом его колесами Ед.Нер и варьировании Тех-С амортизаторов были приняты боковая и вертикальная реакции наружных колес. Это в полной мере соответствует методике, представленной в разделе 3.1 главы №3.

Перемещения  $\Delta z_{ij}$  неподрессоренных масс транспортного средства относительно поддрессоренных были приняты в качестве параметров, которые достаточно информативно характеризуют колебания этих неподрессоренных масс. А ведь именно эти колебания оказывают значительное влияние на стабильность Конт-ШОП. При ухудшении демпфирующих свойств амортизатора значительно изменяется характер колебаний неподрессоренных масс относительно поддрессоренных (рис. 4.15).

Исследования реакций в контакте колес автомобиля Toyota Prius с при движения его шин по платформам, обеспечивающим их измерение, показывают, что действие на автомобиль боковой силы, в условиях возмущений, вызванных колебаниями нагрузки на колесах, при варьировании Тех-С амортизаторов, были получены функции зависимостей, вида  $R_y = f(t)$  и  $R_z = f(t)$ . Эти функции (см. рис.4.16 и рис 4.17) были получены как расчетными методами, так и с использованием экспериментальных методов.

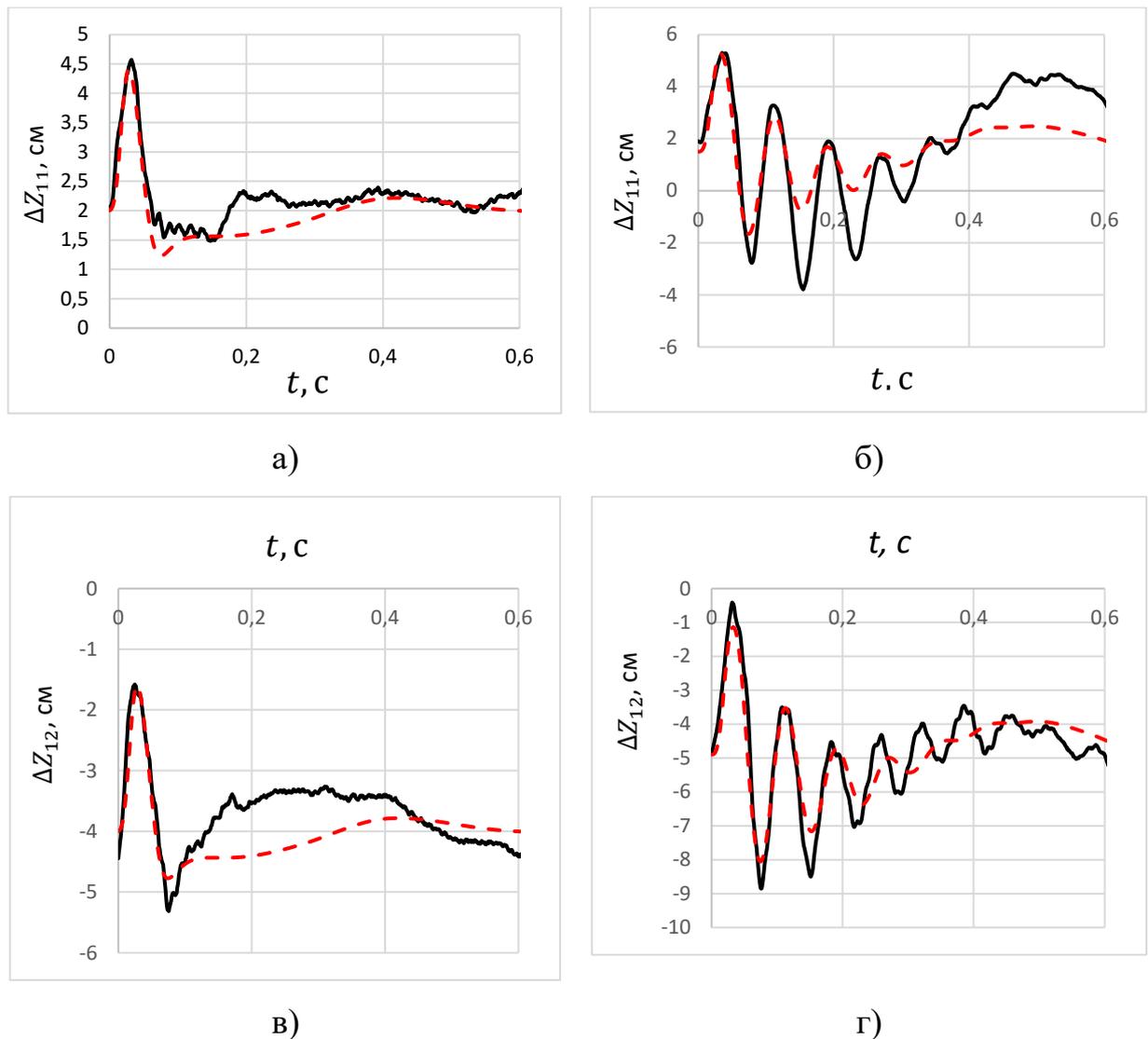


Рис. 4.15. Перемещения передних колес относительно кузова автомобиля: а) – переднего наружного колеса с работоспособным амортизатором; б) – переднего наружного колеса с неработоспособным амортизатором; в) – переднего внутреннего колеса с работоспособным амортизатором; г) – переднего внутреннего колеса с неработоспособным амортизатором:

————— — эксперимент    - - - - - — расчет

Анализ полученных графиков позволяет заключить, что действие боковой силы на автомобиль Toyota Prius, который движется по кругу при колебаниях нагрузки  $G_k$  на колесах, значительно влияет на величину реакций в контакте шин этих колес с дорогой.





- для задних наружных колес боковая реакция  $\bar{R}_{y2}$  уменьшается на 32%.

Также при снижении Тех-С амортизаторов *от работоспособного до неработоспособного* изменяется и средние значения нормальных  $\bar{R}_z$  реакций:

- для передних наружных колес средние значения нормальной  $\bar{R}_{z1}$  реакции на этих колесах уменьшается на 13%.

- для задних наружных колес средние значения нормальной  $\bar{R}_{z2}$  реакции на этих колесах уменьшается на 25%.

#### 4.2.3. Анализ влияния технического состояния амортизаторов на изменение реакций на колесах

С помощью формулы (2.46) определяли силовой параметр  $\hat{\varphi}_y$  - среднего реализованного бокового сцепления наружных колес при разных технических состояниях амортизаторов. При этом на каждой оси автомобиля Toyota Prius использовали два амортизатора с одинаковыми характеристиками.

В результате многочисленных экспериментов удалось доказать, что Тех-С амортизаторов на данной оси не влияет на силовые параметры, информирующие о Тех-С амортизаторов на другой оси. Полученные силовые параметры  $\hat{\varphi}_y$  колес, расположенных на внешней стороне АТС (по радиусу круга) представлены в таблицах 4.8 и 4.9.

На основе полученных значений силовых параметров  $\hat{\varphi}_{y1}$  и  $\hat{\varphi}_{y2}$  были получены графики, которые показывают их функциональную зависимость от параметров Тех-С амортизаторов (рис. 4.18).

Все полученные и представленные на рис. 4.18 зависимости хорошо аппроксимирует полином второй степени, имеющий вид:

$$\hat{\varphi}_{y1} = \hat{\varphi}_{y1min} + C_1 \cdot \chi_1^2 + C_2 \cdot \chi_1, \quad (4.4)$$

$$\hat{\varphi}_{y2} = \hat{\varphi}_{y2min} + C_3 \cdot \chi_2^2 + C_4 \cdot \chi_2, \quad (4.5)$$

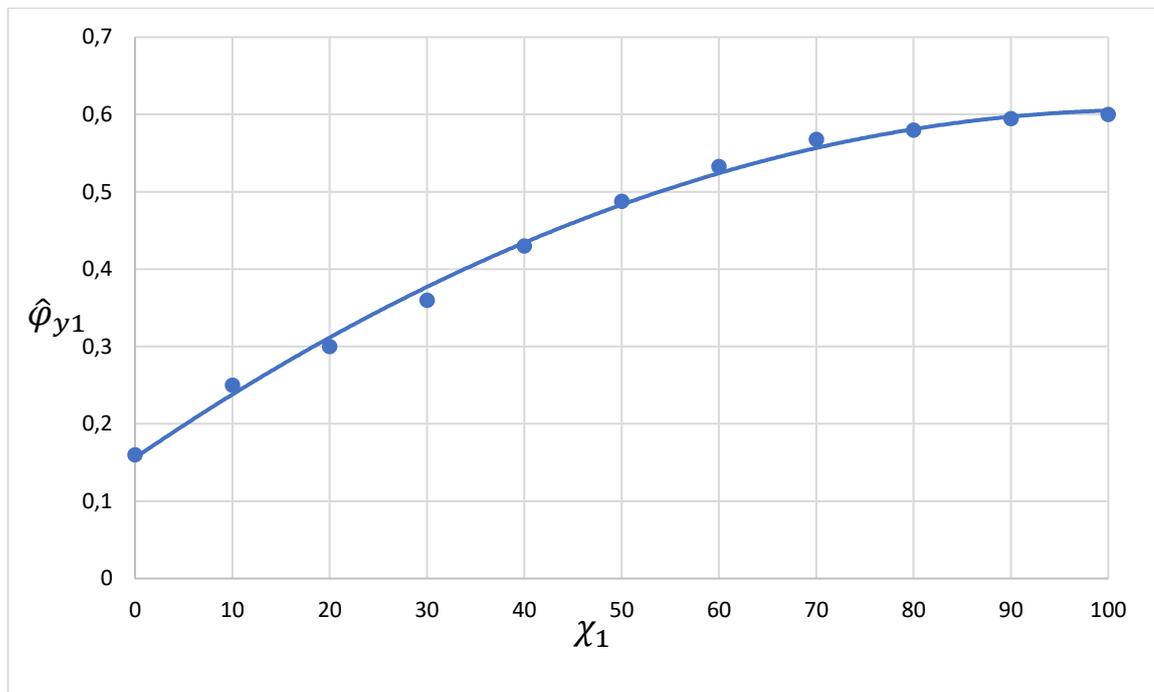
Таблица 4.8. Изменение силового параметра переднего наружного колеса при изменении Тех-С амортизаторов *передней оси*.

Тех-С переднего амортизатора, %	$\hat{\varphi}_{y1}$ – силовой параметр <i>переднего</i> наружного колеса	Тех-С переднего амортизатора, %	$\hat{\varphi}_{y1}$ – силовой параметр <i>переднего</i> наружного колеса
0	0,16	60	0,533
10	0,25	70	0,568
20	0,3	80	0,58
30	0,36	90	0,595
40	0,43	100	0,6
50	0,488	-	-

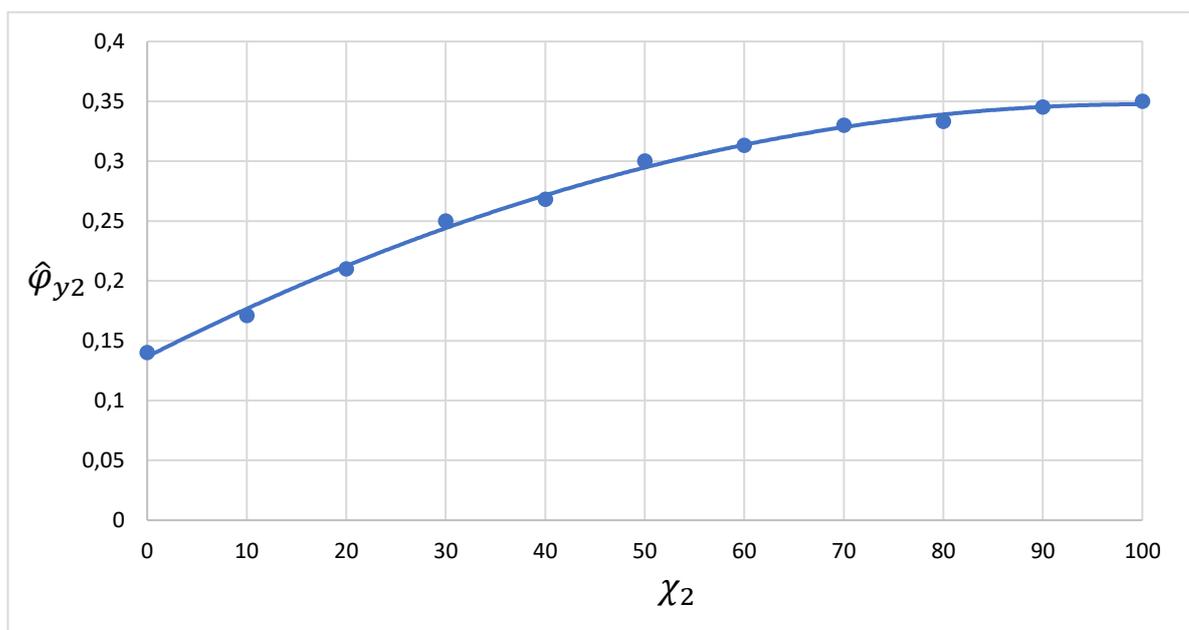
Таблица 4.9. Изменение силового параметра заднего наружного колеса при изменении Тех-С амортизаторов *задней оси*

Тех-С заднего амортизатора, %	$\hat{\varphi}_{y2}$ – силовой параметр <i>заднего</i> наружного колеса	Тех-С заднего амортизатора, %	$\hat{\varphi}_{y2}$ – силовой параметр <i>заднего</i> наружного колеса
0	0,14	60	0,313
10	0,171	70	0,33
20	0,21	80	0,333
30	0,25	90	0,345
40	0,268	100	0,35
50	0,3	-	-

Числовые значения коэффициентов, входящих в формулы (4.4) и (4.5) для каждой аппроксимирующей зависимости, приведены в таблице 4.10.



а)



б)

Рис. 4.18. Зависимости силового параметра  $\hat{\varphi}_y$  как среднего значения удельной реализованной боковой реакции, измеренного на наружных колесах автомобиля Toyota Prius в условиях действия боковой силы и переезде единичной неровности, при изменении Тех-С: а) передних Г или ПГ-Ам; б) задних Г или ПГ-Ам:  $\hat{\varphi}_{y1}$  - силовой параметр переднего наружного (по радиусу поворота АТС) колеса;  $\hat{\varphi}_{y2}$  - силовой параметр заднего наружного (по радиусу поворота АТС) колеса.

Таблица 4.10. Числовые значения коэффициентов зависимости  $\hat{\varphi}_{yi} = f(\chi)$

Формула зависимости для колес	Коэффициенты			
	Передних, формула (4.6)	$\hat{\varphi}_{y1min}$	$C_1$	$C_2$
0.16		$- 4.1 \cdot 10^{-05}$	0.0086	0.995
Задних, формула (4.7)	$\hat{\varphi}_{y2min}$	$C_3$	$C_4$	$R^2$
	0.14	$- 2.1 \cdot 10^{-05}$	0.0042	0.996

В приведенных выше исследованиях коэффициент сцепления шин с покрытием дороги был принят равным  $\varphi_{дор} = 0,8$ . На следующем этапе, расчетами на математической модели системы АПШД, были получены графики зависимости (рис. 4.19 и 4.20) силового параметра  $\hat{\varphi}_y$  измеренного на переднем и заднем наружном колесе АТС от параметра Тех-С амортизаторов  $\chi$  при варьировании коэффициента  $\varphi_{дор}$  сцепления шин с дорогой в диапазоне  $1,0 \geq \varphi_{дор} \geq 0,2$ .

Анализ представленных на рис. 4.19 и 4.20 объемных графиков убедительно показывает, что во всем диапазоне изменения коэффициента сцепления  $\varphi_{дор}$  шин с покрытием дороги от 0,2 до 1,0 наблюдается рост силового параметра  $\hat{\varphi}_{yi}$ , измеренного как на переднем, так и на заднем наружном колесе АТС.

Так для полностью работоспособного амортизатора на переднем наружном колесе АТС изменение коэффициента сцепления  $\varphi_{дор}$  шины с дорогой от 0,2 до 1,0 приводит к росту силового параметра  $\hat{\varphi}_{y1}$  от 0,16 до 0,65. Причем наиболее интенсивный рост силового параметра  $\hat{\varphi}_{y1}$  наблюдается на участке изменения коэффициента сцепления  $\varphi_{дор}$  передней шины с дорогой от 0,2 до 0,6, а на участке изменения  $\varphi_{дор}$  от 0,6 до 1,0, интенсивность роста силового параметра  $\hat{\varphi}_{y1}$  замедляется.

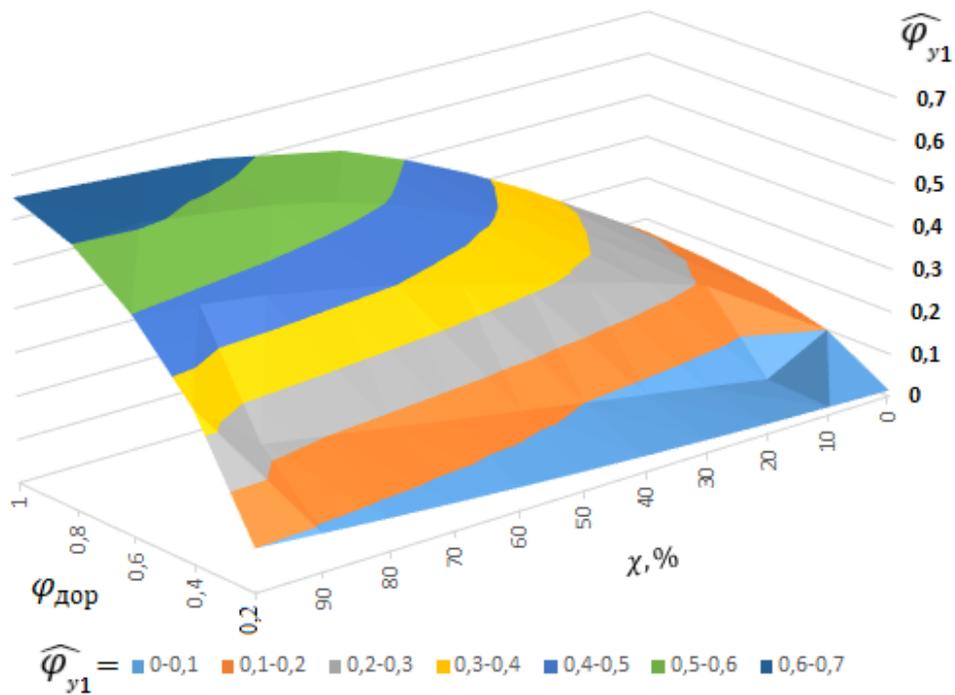


Рис. 4.19. График зависимости силового параметра  $\hat{\varphi}_{y1}$  (*переднее наружное колесо*) от параметра Тех-С амортизаторов  $\chi$  при варьировании коэффициента  $\varphi_{\text{дор}}$  сцепления шины с дорогой.

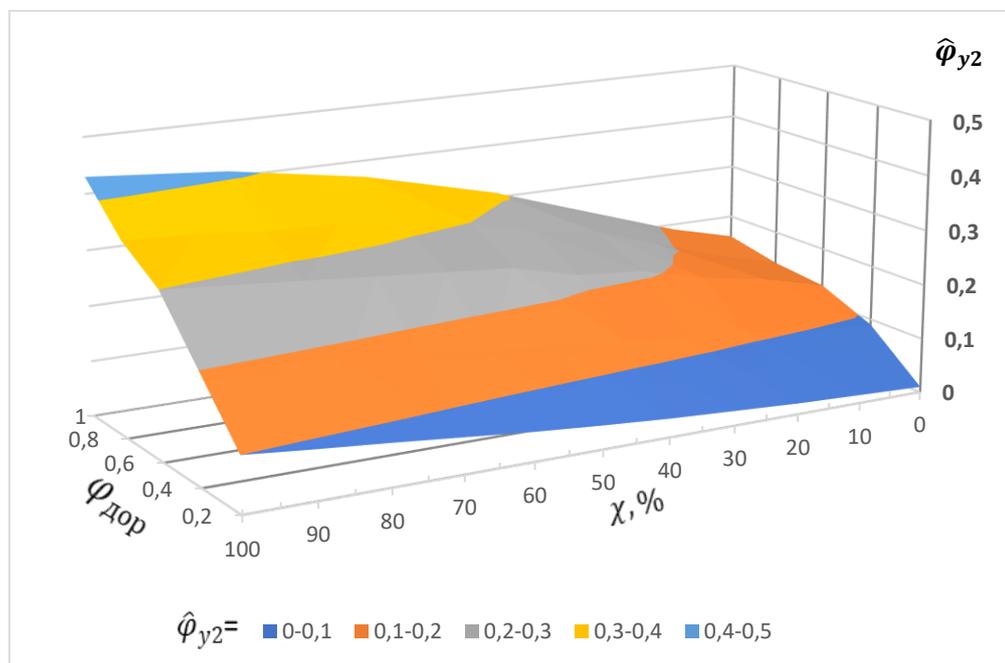


Рис. 4.20. График зависимости силового параметра  $\hat{\varphi}_{y2}$  (*заднее наружное колесо*) от параметра Тех-С амортизаторов  $\chi$  при варьировании коэффициента  $\varphi_{\text{дор}}$  сцепления шины с дорогой.

Аналогичная закономерность прослеживается и у объемного графика заднего колеса. Для полностью работоспособного амортизатора на заднем наружном колесе АТС изменение коэффициента сцепления  $\varphi_{дор}$  шины с дорогой от 0,2 до 1,0 приводит к росту силового параметра  $\hat{\varphi}_{y2}$  от 0,14 до 0,43. Причем наиболее интенсивный рост силового параметра  $\hat{\varphi}_{y2}$  наблюдается на участке изменения коэффициента сцепления  $\varphi_{дор}$  задней шины с дорогой от 0,2 до 0,6, а на участке изменения  $\varphi_{дор}$  от 0,6 до 1,0, интенсивность роста силового параметра  $\hat{\varphi}_{y2}$  замедляется.

Полученные результаты дают полное представление о том, как качественно и количественно будут реализовываться фрикционные свойства шинами, расположенными с наружной стороны АТС, при его движении по круговой траектории радиусом 15 метров на дорогах с разным коэффициентом сцепления и с наездом на единичную неровность. Более того, графики представленные на рис. 4.19 и 4.20 также дают полное представление о том, как будут влиять на реализацию фрикционных свойств шин работоспособность (демпфирующие свойства) амортизаторов.

#### **4.2.4. Обоснование нормативных значений силовых параметров на колесах автомобиля**

В процессе исследования фиксировался выход автомобиля Toyota Prius из коридора при движении на повороте после переезда колёс через единичную неровность.

С помощью математической модели системы АПШД рассчитана траектория движения автомобиля Toyota Prius и определены моменты его выхода из Кор.Дв. Результаты этого исследования в таблицах 4.11 и 4.12. Нормативное значение силового параметра шины  $[\hat{\varphi}_{yi}]$  получено при условии, что при  $\hat{\varphi}_{yi} > [\hat{\varphi}_{yi}]$  амортизаторы гарантировано обеспечивают движение АТС внутри трехметрового коридора. При этом считается Г и ПГ-Ам работоспособным.

Таблица 4.11. Результат определения нормативных значений  $[\hat{\phi}_{y1}]$  силового параметра  $\hat{\phi}_{y1}$  бокового сцепления шины *переднего* колеса

Среднее значение боковой реакции $R_y$ за процесс взаимодействия шины с измерительной платформой, [Н]	Среднее значение нормальной реакции $R_z$ за процесс взаимодействия шины с измерительной платформой, [Н]	Нормативное значение силового параметра $\hat{\phi}_{y1}$ на переднем колесе	Тех-С передних амортизаторов, [%]
$\bar{R}_{y1}$	$\bar{R}_{z1}$	$[\hat{\phi}_{y1}]$	$[\chi_1]$
1510	3520	0.43	40

Таблица 4.12. Результат определения нормативных значений  $[\hat{\phi}_{y2}]$  силового параметра  $\hat{\phi}_{y2}$  бокового сцепления шины *заднего* колеса

Среднее значение боковой реакции $R_y$ за процесс взаимодействия шины с измерительной платформой, [Н]	Среднее значения нормальной реакции $R_z$ за процесс взаимодействия шины с измерительной платформой, [Н]	Нормативное значение силового параметра $\hat{\phi}_{y2}$ на заднем колесе	Тех-С задних амортизаторов, [%]
$\bar{R}_{y2}$	$\bar{R}_{z2}$	$[\hat{\phi}_{y2}]$	$[\chi_2]$
820	2740	0,30	50

### 4.3. Метод силового контроля технического состояния амортизаторов в дорожных условиях

Проведенные исследования, полученные закономерности и математическая модель позволили разработать метод силового Контр-Тех-С амортизаторов в условиях дорожных возмущений. Этот метод предусматривает испытания АТС на дороге с коэффициентом сцепления  $\phi_y = 0.8$ . На испытательном участке дороги были нанесены линии,

обозначающие коридор движения шириной три метра. Для проведения испытаний на дороге выделено три участка. Первый – прямолинейный участок разгона. Второй - участок движения АТС на повороте, имеющем радиус 15 метров по центру коридора движения. А также прямолинейный участок остановки АТС. Объектами испытаний были автомобили категории М1.

Перед началом испытаний разработанный метод предусматривает проведение внешнего осмотра ходовой части и подвесок автомобилей. Автомобили ВАЗ-2102 и Toyota Prius испытывали с комплектом шин DUNLOP WINTER MAX WM01 с износом не больше 15% рисунка протектора.

Длина прямолинейного участка разгона выбрана такой, чтобы обеспечивалась возможность достижения автомобилем скорости  $V = 11,1$  м/с. Измерение скорости выполняли по спидометру АТС. Участок поворота радиусом 15 м в совокупности со скоростью движения обеспечивали действие на АТС боковой силы  $F_{цб}$  заданной величины.

На участке поворота наравне с поверхностью дороги были установлены две платформы, для измерения реакций в области пятен контакта шин с дорогой (Патент RU204570U1) [197]. Перед измерительными платформами на дорожном покрытии установлена и надежно закреплена единичная неровность с размерами сечения 0,05 м × 0,05 м (рис. 4.21).

Тех-С амортизаторов определяли после заезда АТС и измерения реакций  $R_x$  и  $R_y$  по методике, которая подробно описана в разделе 3.1 главы №3.

Контроль *устойчивости управляемого движения* в процессе испытаний АТС выполняли по требованиям ГОСТ 33997-2016<sup>2</sup> на основе выхода проекции любой его точки за пределы линий, обозначающих коридор движения.

Если в процессе испытаний автомобиль оставался в пределах коридора

---

<sup>2</sup> ГОСТ 33997- 2016 Колесные транспортные средства Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки

движения, то это позволяло утверждать, что он *имеет удовлетворительную устойчивость управляемого движения и его Г и ПГ-Ам работоспособны.*

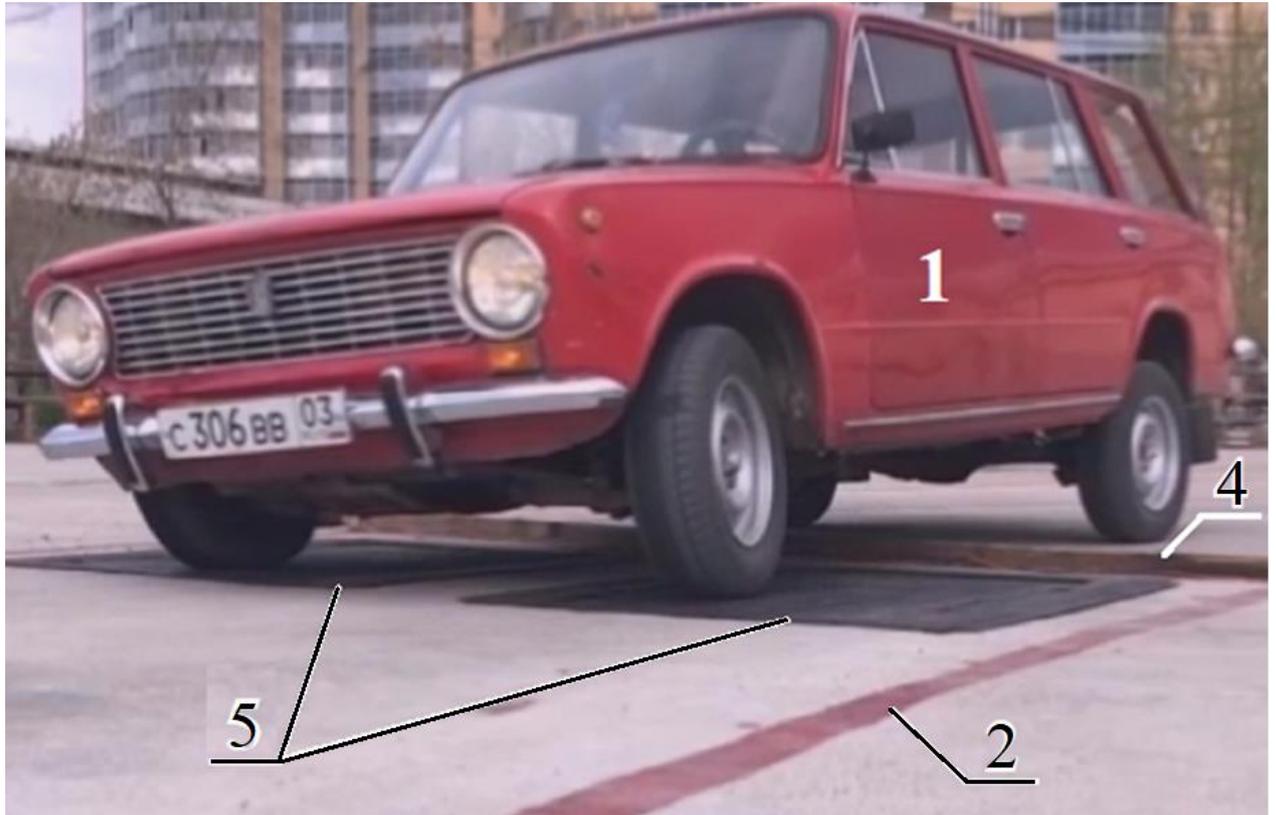


Рис. 4.21. Внешний вид АТС при наезде на измерительные платформы в процессе дорожного контроля Тех.С амортизаторов: АБ – участок разгона; БВ – участок поворота; ВГ – участок остановки АТС: 1 – автомобиль; 2 – граница коридора движения; 4 – единичная неровность; 5 – платформы, измеряющие нормальную  $R_z$  и продольную  $R_y$  реакции на колесах АТС.

Рассчитываемым силовым параметром, характеризующим *Тех-С амортизаторов*, были значения  $\hat{\varphi}_{yij}$  среднего реализованного бокового сцепления шин с измерительными платформами. Значения этих силовых параметров для переднего и заднего наружных колес АТС сравнивали с их нормативными значениями  $[\hat{\varphi}_{y1}]$  и  $[\hat{\varphi}_{y2}]$ . По итогам сравнения делали заключение о Тех-С амортизаторов.

Если в процессе испытаний любая проекция автомобиля на плоскость дороги выходила за пределы линий, обозначающих коридор движения, то в

этом случае выполняли Контр-Тех-С амортизаторов. Для этого заезд АТС повторяли дважды, причем в противоположных направлениях. При каждом заезде выполняли измерение силовых параметров  $\hat{\varphi}_{yij}$  на внешних (по радиусу движения) колесах АТС. Значения измеренных силовых параметров сравнивали с их нормативными значениями  $[\hat{\varphi}_{y1}]$  и  $[\hat{\varphi}_{y2}]$ . По итогам сравнения делали заключение о техническом состоянии Г и ПГ-Ам.

#### **4.4. Результаты экспериментальной и производственной проверки методики силового контроля амортизаторов в дорожных условиях**

Результаты научного исследования проходили производственную проверку на предприятиях Авто Сервис «Диагностик» в г. Эрдэнэт, (Монголия), ООО «Гавшгай тээвэр» в г.Эрдэнэт, (Монголия).

В ходе производственной проверки установлена высокая эффективность разработанного метода силового контроля Г и ПГ-Ам. он позволяет:

- с высокими показателями оперативности и информативности выполнять Контр-Тех-С амортизаторов;
- контролировать важный эксплуатационный показатель АТС - его устойчивость управляемого движения в условиях действия боковой силы и дорожных возмущений;
- контролировать Тех-С амортизаторов, на основе измерения показателей среднего реализованного бокового сцепления шин.

Выполненная производственная проверка результатов проведенного исследования на предприятиях Авто Сервис «Диагностик» в г. Эрдэнэт, (Монголия) и ООО «Гавшгай тээвэр» в г. Эрдэнэт, (Монголия) показывает, что от 11,2% до 13,7% автомобилей, успешно прошедших контроль технического состояния амортизаторов на вибростендах, не проходят его по разработанному силовому методу контроля Тех-С амортизаторов в дорожных условиях, по причине того, что они не обеспечивают устойчивость движения. Ошибки контроля технического состояния амортизаторов «пропуск отказа» не превышают 2,9%, ошибки «ложная неисправность» не превышают 4,6%.

#### 4.5. Выводы по четвертой главе

1. Анализ адекватности модели системы АПШД, на основе  $F$  - критерия Фишера, проведенный в процессе сопоставления результатов расчетов и экспериментальных исследований АТС в процессе реализации разработанного метода, показывает, что с уровнем значимости равном 0,05 модель системы должно считать значимой и она позволяет решать задачи исследования.

2. Полученные в процессе экспериментальных исследований константы и функциональные зависимости параметров  $\varphi_{y\max}$ ,  $C_{sy}$ ,  $L_o$  эластичной шины DUNLOP 195/70 R15 92Q, от нагрузки на колесо  $G_k$ , варьируемой дискретно в пределах от 1,5 кН до 5,5 кН, а также коэффициенты магической функции  $a$  и  $b$ , корректно и с приемлемой точностью описывают боковую реакцию шин при движении с уводом.

3. Полученные экспериментально зависимости демпфирующих сил  $F_a$  от кинематических параметров движения штока амортизаторов обеспечили возможность проведения исследования процесса колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс АТС на математической модели системы АПШД.

4. Полученные экспериментально константы жесткости стабилизаторов поперечной устойчивости позволяют проводить аналитические исследования их влияния на силовые параметры в пятне Конт-ШОП и устойчивость АТС.

5. В ходе экспериментальных исследований установлено, что при снижении Тех-С амортизаторов значительно возрастают колебания реакций  $R_z$  и  $R_y$  действующих в контакте шин с дорогой.

6. Установлено, что при движении АТС по окружности и переезде его колес через Ед.Нер изменение Тех-С амортизаторов значительно изменяет реакции в контакте с опорной поверхностью дороги:

а) При снижении Тех-С переднего амортизатора от работоспособного до неработоспособного значительно снижается средние значения  $\bar{R}_z$  нормальных реакций:

- для *передних наружных* колес среднее значение  $\bar{R}_{z1}$  уменьшается на 13%;
- для *задних наружных* колес средние значения  $\bar{R}_{z2}$  уменьшается на 25%.

б) При снижении Тех-С амортизаторов от работоспособного до неработоспособного, значительно снижаются средние значения  $\bar{R}_y$  боковых реакций:

- для *передних наружных* колес боковая реакция  $\bar{R}_{y1}$  уменьшается на 74%;
- для *задних наружных* колес боковая реакция  $\bar{R}_{y2}$  уменьшается на 32%.

7. Установлено, что в результате снижения параметра  $\chi_1$  Тех-С *передних амортизаторов* от 100% до 0% силовой параметр  $\hat{\varphi}_{y1}$  передней оси уменьшается от 0,6 до 0,16 и это изменение не влияет на величину силового параметра  $\hat{\varphi}_{y2}$  колес задней оси. При снижении параметра  $\chi_2$  технического состояния *задних амортизаторов* от 100% до 0% силовой параметр  $\hat{\varphi}_{y2}$  задней оси уменьшается от 0,35 до 0,14 и это изменение не влияет на величину  $\hat{\varphi}_{y1}$  силового параметра колес передней оси.

8. 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 Контр-Тех-С амортизаторов с учетом устойчивости управляемого движения АТС. Причем от 11,2% до 13,7% автомобилей, успешно прошедших Контр-Тех-С амортизаторов на вибростендах, не проходят его по разработанному силовому методу контроля Тех-С амортизаторов в дорожных условиях, по причине того, что они не обеспечивают устойчивость движения.

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

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является завершенной научно-квалификационной работой, в которой изложены новые научно обоснованные технические, технологические решения и разработки, обеспечивающие устойчивость автотранспортных средств в условиях эксплуатации на основе силового метода контроля технического состояния амортизаторов, учитывающего их влияние на способность шин создавать боковые реакции с опорной поверхностью дороги и имеющие существенное значение для развития транспортной отрасли страны.

По результатам исследования сделаны следующие 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 поддресоривания, 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, 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 Тех-С 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%.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Авдонькин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей / Ф.Н. Авдонькин. Учебник. Москва: Транспорт, 1985 г. –215 с.
2. Аринин И.Н. Техническая диагностика на предприятиях автомобильного транспорта, Ярославль, 1974 г. - 144 с.
3. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. М., «Машиностроение», 1978.
4. Ахмедов А.А. Улучшение управляемости и устойчивости автомобиля при движении по неровной дороге методами многокритериальной параметрической оптимизации. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Москва: Московский государственный технический университет МАМИ, 2004. 169 с.
5. Балабин, И.В. Исследование внешних сил, действующих на колесо автомобиля // Балабин И.В., Зорин В.В., Борисов Г.Г. / Автомобильная промышленность. 1978. № 2. С. 13.
6. Балабин, И.В. Закон оптимального соотношения углов поворота и наклона управляемых колес при движении автомобиля по криволинейной траектории // Балабин И.В./ Автомобильная промышленность. 2003. № 6. С. 18.
7. Блянкинштейн И.М., Смоленков Ф.Ю. Технология диагностирования сочленений элементов подвески АТС // И.М. Блянкинштейн, Ф.Ю. Смоленков, в сб. трудов 83-й международной научно-технической конференции ААИ, Иркутск, - 2013 г. С 157 – 163.
8. Бахмутов С.В. Научные основы параметрической оптимизации автомобиля по критериям управляемости и устойчивости. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Москва, 2001, 320 с.
9. Бахмутов С.В. Оценка силовых реакций автомобиля на управляющие и возмущающие воздействия. Издательство МО РФ, 2001, 135с.
10. Бахмутов С.В., Богомолов С.В. Проектная технология выхода на заданный уровень показателей активной безопасности автомобиля Материалы

конференций ААИ за 1999 - 2000 г., выпуск №7, 225-236, Дмитров М.О., НИЦИ- АМТ, 2000.

11. Бахмутов С. В., Богомолов С.В., Висич Р.Б. Карунин М.А. Математическая модель легкового автомобиля для его оптимизации по критериям управляемости и устойчивости. Сб. докладов межд. научн. конф. «Промышленность и высшая школа», М., МГТУ «МАМИ», 1999, ISBN: 5-94099-001-0.

12. Бахмутов С. В., Рыков Е.О., Шемякин Ю.В. Силовой метод оценки управляемости и устойчивости автомобиля «Автомобильная промышленность», 1991, №3, 16-19.

13. Бахмутов С. В. Научные основы параметрической оптимизации автомобиля по критериям управляемости и устойчивости. Дисс. д.т.н., М. 2001.

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

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

16. Батжаргал Н., Тихов-Тинников Д.А., Федотов А.И., Озорнин С.П. Расчет стационарных и динамических характеристик автомобильных шин при изменении нормальной нагрузки// TRANSPORT BUSINESS IN RUSSIA. 2023. № 5. С. 114-117.

17. Батжаргал Н., Тихов-Тинников Д.А., Федотов А.И., Исследования колебаний подрессоренной и непрорессоренных масс АТС после переезда единичной неровности. Сборник научных трудов по материалам 80-ой научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ. Под общей редакцией А.А. Солнцева. Москва, 2022. С. 125-130.

18. Беляев В.П. Автоматизированные системы испытаний автомобилей и тракторов : учеб. Пособие / Челябинск : Юж.-Урал. Гос. Ун-т, Каф.

«Автомобили». Ч. 1. – 2000. – 63 с.

19. Беляев В.П. Испытания автомобилей: учебное пособие. / В.П. Беляев. – Челябинск: Издательский центр ЮурГУ, 2013. – 293 с.

20. Бергман В. Требования, определяющие устойчивость движения автомобиля при управлении им. Экспресс-информация. «Автомобильный транспорт». № 44. 1969 г.

21. Биргер И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.

22. Бондарева, Э. Д. Метеорология: дорожная синоптика и прогноз условий движения транспорта: учебник для вузов / Э. Д. Бондарева. — 2-е изд., испр. И доп. — Москва: Издательство Юрайт, 2019. 106 с.

23. Борисов С.В. Камитов М.С. Осипов И.В. Оптимизация параметров амортизатора. / Автомобиль - дорога - инфраструктура. Электронный научный журнал № 2(8) июнь 2016 г.

24. Боровков А.А. Математическая статистика: Учебник / СП.: Лань, 2010. - 704 с.

25. Борц А.Д. Диагностика технического состояния автомобиля / А.Д. Борц, Я.К. Закин, Ю.В. Иванов. – М.: Транспорт, 1979. – 160 с.

26. Бродский В.В. Введение в факторное планирование эксперимента. М. : Наука, 1976 г.

27. Бурляев В.В., Бурляева Е.В., Разливинская С.В. Численные методы в примерах на Scilab – М: МИТХТ им. М.В. Ломоносова, 2011 г.

28. Бухин Б.Л. Выходные характеристики пневматических шин. – М.: Машиностроение, 1978. – 84 с.

29. Быков А.В. Определение характеристик эластичной шины на стенде при торможении, методические указания к выполнению лабораторных работ по курсу Теория автомобиля. Улан-Удэ, 2005, С.12.

30. Бутенин Н.В. Введение в аналитическую механику М., «Наука», 1971 г.

31. Бюшгенс Г.С. Динамика самолета: Пространств. Движение / Г. С.

Бюшгенс, Р. В. Студнев. – М.: Машиностроение, 1983. – 320 с.

32. Васильев В.А. Методы обслуживания передней подвески с учётом индивидуальных свойств автомобилей. Дис. К.т.н. спец. 05.22.10. -М.,1987.-184с.

33. Васильев Н.Г. Исследование влияния характеристик амортизаторов на устойчивость и управляемость автомобиля. дисс...к.т.н., М., МАМИ, 1982.

34. Вахламов В.К. Техника транспорта. Эксплуатационные свойства подвижного состава. Ч.1.: Конспект лекций / В.К. Вахламов, И.Н. Порватов // МАДИ (ГТУ). – М., 2002 г. 70 с.

35. Вахламов В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства: Учебник для студ. Высш. Учеб. Зав. /. М.: Издат. Центр «Академия», 2005 г. 240 с.

36. Вахламов В. К. Автомобили основы конструкции / Учебник: Издательский центр «Академия» 2008. С. 222.

37. Веденяпин Г.М. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. Изд. 3-е, перераб. И доп. М.: Колос, 1973 г.

38. Вербилов А.Ф., Ковалев В.В. Пространственная модель подвески транспортного средства со стабилизатором поперечной устойчивости. // Известия Самарского научного центра РАН, т. 13, №1(2), 201 с.

39. Верзаков Г. Ф. Введение в техническую диагностику / Г.Ф. Верзаков, Н.В. Кипшт, В.И. Рабинович, Л. С. Тимонен. – М.: Энергия, 1968. – 219 с.

40. Воропаев Г.А. Влияние технического состояния амортизатора на износ автомобильных шин. - М.: ОНТИ, ГОСНИТИ, том II, 1967. 207-210 с.

41. Галимзянов Р.К. Управляемость, устойчивость, плавность хода автомобиля. Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности 190201– «Автомобиле- и тракторостроение» и направлению 190100 «Наземные транспортные системы». ЮурГУ, 2011. – 157 с.

42. Гаспарянц Г.А. Влияние бокового увода колёс на износ шин. канд. диссертация, МАМИ, 1955 г.

43. Гинцбург Л.Л и др. Оптимизация стационарных и переходных реакций автомобиля на поворот руля. Труды НАМИ. Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники, М., 1981, Вып. 182, С. 49- 56.

44. Гинцбург Л.Л. Экспериментально-расчетный метод определения реакций автомобиля на управление. Труды НАМИ. М., 1973, Вып. 141, С. 42-73.

45. Гинцбург Л.Л, Носенков М.А. К вопросу об оценки управляемости автомобилей при криволинейном движении. Сб. «Труды Всесоюзного семинара по устойчивости и управляемости автомобилей» вып. 4, М., 1970 г.

46. Гинцбург Л.Л., Носенков М.А. Методы оценки управляемости автомобиля на поворотах. «Автомобильная промышленность», №2, 1971г.

47. Гинцбург Л.Л., Фиттерман Б.М., Некоторые вопросы управляемости автомобилей, «Автомобильная промышленность», 1964, С. 8-11.

48. Гинцбург Л.Л. Управляемость автомобиля на повороте. М., НИИ АВ- ТОПРОМ, 1968 г.

49. Гинцбург Л. Л. Устойчивость управляемого движения автомобиля относительно траектории. «Автомобильная промышленность», 9, 1977 г.

50. Говорущенко Н.Я. Диагностика технического состояния автомобилей/ Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1970. – 254 с.

51. Горелик А.М., Исследование влияния кинематической схемы и конструктивных параметров подвески на устойчивость автомобиля, дисс. канд. техн. наук, 1951 г.

52. ГОСТ 31507-2012 Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний Приказом Федерального агентства по тех. регулированию и метрологии от 27 ноября 2012 г. № 1258-ст межгосударственный стандарт ГОСТ 31507—2012 введен в действие в качестве национального стандарта Российской Федерации с 01 сентября 2013 г. М.: Стандартинформ 2013. 51 с.

53. ГОСТ Р 53816–2010. Автомобильные транспортные средства. Амортизаторы гидравлические телескопические. Технические требования и методы испытаний. – М., 2010, 20 с.

54. Гребенников А.С. Диагностирование автотракторных двигателей динамическим методом / Гребенников А.С. Монография. Саратовский гос. техн. университет им. Ю.А. Гагарина, - Саратов, 2002 г. 196 с.

55. Гридасов Г. Г. Гинцбург Л. Л. О совершенствовании методов испытаний систем поддресоривания автомобилей. Труды НАМИ. Автобусы и автомобили. Вып. 191. Отдел научно-технической информ. НАМИ. 1998 г.

56. Денисов А.С. Анализ методов диагностирования шатунных подшипников ДВС и обоснование динамической оценки их технического состояния / А.С. Денисов, И.К. Денисов Двигателестроение. 2004. № 3. С. 41.

57. Даллакян Ю.Н., Дербаремдикер А.Д. Усовершенствование метода диагностирования систем поддресоривания и виброзащиты автомобилей и других колесных машин.-М.: НИИ Автопром, 1982, № 3. 27-33 с.

58. Дамзен В.А., Елистратов С.В., Кириленко А.П. Технология диагностирования амортизаторов со снятием с автомобиля // Наука вчера, сегодня, завтра: сб. ст. по матер. XIII междунар. науч.-практ. конф. № 6(13). Новосиб: СибАК, 2014 г.

59. Дербаремдикер А.Д, Илларионов В.А. Влияние зазора между поршнем и цилиндром амортизатора на его характеристику// Автомобильная промышленность, 1960, №9.

60. Дербаремдикер А.Д., Кирса В.И., Даллакян Ю.Н. Методические основы диагностирования гидроамортизаторов автотракторных подвесок. // - М., ОН- ТИГОСНИТИ, том. 64, 1981. С.72-79.

61. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин / - 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1985. – 200 с.

62. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей / – М. : Машиностроение, 1969. – 238 с.

63. Дербаремдикер А.Д. Исследование нелинейных характеристик и

рабочего процесса гидравлического амортизатора телескопического типа / Диссертация канд. техн. наук: М.: МАДИ, 1962.

64. Дербаремдикер А.Д. К вопросу об автоматическом регулировании сопротивления амортизаторов. //Автомобильная промышленность, 1964, №11.

65. Дербаремдикер А.Д. Калачев СМ. Устройства для оценки состояния амортизаторов. //Автомобильная промышленность, 1999, №9, -С 21-23.

66. Дербаремдикер А.Д. О расчете характеристики гидравлического амортизатора с учетом трения в подвеске // Автомобильная промышленность, 1962, №6.

67. Дербаремдикер А.Д. Особенности расчета однотрубных гидравлических амортизаторов //Автомобильная промышленность,1965, №5.

68. Дербаремдикер А.Д., Даллакян Ю.Н. Высокопроизводительные методы и средства для диагностики технического состояния гидравлических амортизаторов автомобилей. / - М., ОНТИ ГОСНИТИ, т. 39,1974. -С. 129-139.

69. Дербаремдикер А.Д., Даллакян Ю.Н. К теории диагностики гасящих свойств колебательных систем. // Автомобильная промышленность, 1975, №12, - С. 13.

70. Дербаремдикер А.Д., Калачев СМ. Недостатки ГОСТа 25478-91 «АТС Требования к техническому состоянию по условиям безопасности движения» и пути их преодоления // Доклад на научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ (ТУ). -М., Программа конференции, 1999. - С 15.

71. Дербаремдикер А.Д., Калачев СМ. Проблемы инструментального контроля технического состояния подвески автомобиля и пути их решения. //Тезисы докладов первой Международной научно-методической и научно-исследовательской конференции «Плавность хода экологически чистых автомобилей в различных дорожных условиях и летательных аппаратов при приземлении и торможении». Секция 1-2. - М., МАДИ (ТУ), 1997. - С.68.

72. Дербаремдикер А.Д., Кирса В.И., Даллакян Ю.Н. Контроль работоспособности гидроамортизатора // Техника в сельском хозяйстве, 1981,

№12. - С, 42-43.

73. Дербаремдикер А.Д., Слуцкий Л.О. Оптимизация колебаний автомобилей с помощью ЭЦВМ, //Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля, Вып.6. - М., Машиностроение, 1975.-С,121.

74. Дербаремдикер А.Д., Соловьев И.К. Комбинированный двухрежимный стенд для испытаний подвески автомобиля при неустановившихся колебаниях. // Автомобильная промышленность, 1972, №2, – С. 41-44.

75. Джонсон М. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке/ М. Джонсон, Ф.М. Лион. – Мир, 1981. – 610 с.

76. Дик А.Б. Расчет стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом. дисс...к. т. н., Омск, 1988.

77. Дик А. Б. Описание характеристик проскальзывания тормозящего колеса Сборник науч. Трудов Надёжность и активная безопасность автомобиля, М., МАМИ, 1984

78. Добрин А.С., Дульцев В.С. Об устойчивости движения многоосных автомобилей относительно заданной траектории. Известия ВУЗов, 1971, №6, – 124 с.

79. Добрин А.С. Исследование движения автомобиля по заданной траектории. Труды семинара по управляемости и устойчивости автомобилей. Вып.1. М., НАМИ, 1966, 35-65.

80. Добрин А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении. «Автомобильная промышленность», №9, 1968.

81. Добромиров В.Н., Острецов А.В. Конструкции амортизаторов. Учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 47 с.

82. Доморозов А.Н., Нгуен Ван Ньань Анализ методов диагностирования технического состояния систем подвесок АТС на современных вибростендах Вестник ИрГТУ, №5, 2010, С 131-133.

83. Дубровская О.А. Об аналитическом представлении рабочей

характеристики амортизатора автомобиля // Вестник СиБАДИ. 2011. №1 (19). С.17-21.

84. Дубровская О.А., Дубровский А.Ф., Дубровский С.А. О построении рабочей характеристики амортизатора автомобиля Вестник // Вестник ЮурГУ, № 12, 2012 г.

85. Енаев А. А. Колебания автомобиля при торможении и применение их исследования в проектных расчетах, технологии испытаний, доводке конструкции: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Братск, 2002. – 449 с.

86. Енаев А. А. Моделирование отрыва колеса от опорной поверхности / А. А. Енаев, Е. А. Слепенко // Вестник Красноярского государственного технического университета. Выпуск 25: Транспорт. Красноярск: Изд-во КрасГТУ, 2001.- С. 154–161.

87. Ечеистов Ю.А., Куликов Е.М. Исследование процесса качения тормозящего колеса по твердой с учетом боковой силы // «безопасность и надежность автомобиля», вып.1. М., МАМИ, 1977 г.

88. Жигарев В.П. Исследование влияния характеристик автомобильных сидений и его подвески на комфорт автомобиля / В.П. Жигарев, А.А. Хачатуров М.: ОНТИ НАМИ. – Труды семинара по подвескам автомобилей. – Вып. 13. – 1967 г.

89. Жигарев В.П. Исследование плавности хода автомобиля и выбор некоторых его параметров: дис. канд. техн. наук. -М., 1969. 252с.

90. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин Наука и образование. №02, 2012 С 01-10.

91. Зайцев А.В. Расчет параметров поддрессоривания автомобиля Методические указания Редакционно-издат. центр КГУ. Курган 2007. – 16 с.

92. Златовратский О.Д. Конасов Ю.Ф. Критерии исправности двух- и однотрубных амортизаторов Автомобильная промышленность. №8, 1987, С 16-18.

93. Илларионов В.А. Поперечный крен кузова и устойчивость автомобиля. «Автомобильная промышленность», №12, 1962 г.
94. Илларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. М., «Машиностроение», 1966.
95. Илларионов В.А. Стабилизация управляемых колес автомобиля. М., Транспорт, 1966 г.
96. Илларионов В.А. Влияние зазора между поршнем и цилиндром амортизатора на его характеристику// Автомобильная промышленность, 1960, №9.
97. Калявин В.П. Технические средства диагностирования/ В.П. Калявин, А.В. Мозгалецкий. – Л.: Судостроение, 1984. – 210 с.
98. Каньшин В.А., Третьяков А.М. Анализ методов диагностирования амортизаторов на современных вибростендах // Состояние и перспективы развития социально-культурного и технического сервиса: материалы II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием (Бийск, 24–25 апреля 2014 г.). В 2 ч. Бийск: Изд-во Алтайского гос. техн. ун-та, 2014. Ч. 1. С. 88–92.
99. Каньшин В. А., Третьяков А. М., Стенды для испытания гидравлических амортизаторов Материалы II Международной научно-практической конференции Перспективы развития и безопасность автотранспортного комплекса г. Новокузнецк, 2012, С. 69-70.
100. Кнороз В.И., Работа автомобильной шины / Под общ. Ред. В.И. Кнороза. М.: Транспорт, 1976 г.
101. Кириченко Н.Б. Автомобильные эксплуатационные материалы. Москва АСАДЕМА, 2003.
102. Костюк И.В. Методика выбора параметров автомобиля по показателям устойчивости и управляемости при действии возмущений от дороги. Дисс... к.т.н. М. МАДИ. 2001 г.
- 103.Кравец В.Н., Р.А. Мусарский Р.А. Математическая модель сочленённого автотранспортного средства Труды Нижегородского гос. техн.

университета им. Р.Е. Алексеева № 1(80), 2010 г.

104. Крамаренко Г.В., Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов // М.: Транспорт, 1983. – 488 с.

105. Кузнецов Н.Ю., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А., Федотов А.И. Стенд для исследования влияния технического состояния амортизаторов на сцепление шины автомобильного колеса с опорной поверхностью Материалы 99-й международной научно-технической конференции ААИ «Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации» 2017 г. Иркутск, С. 417-426.

106. Кузнецов, Н.Ю. Контроль технического состояния автомобильных амортизаторов на основе характеристик сцепления шин с опорной поверхностью. Дисс. канд. техн. наук. Иркутск.: ФГБОУ ВО «ИрНИТУ». - 2019. 221 с.

107. Кузнецов Н.Ю., Федотов А.И., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А. Методики определения рабочих характеристик и уровня работоспособности амортизаторов автотранспортных средств // Журнал автомобильных инженеров №6 (113) 2019 С. 22-26.

108. Кузнецов Н.Ю., Федотов А.И., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А., Власов В.Г., Ишков А.М., Математическое описание процесса формирования боковых реакций между эластичной шиной и опорной поверхностью при переезде колеса, движущегося с углами увода по единичной неровности // Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации: материалы 106-й Междунар. науч.-техн. конф. Ассоциации автом-х инженеров (Иркутск, 23–26 апреля 2019 г.). Иркутск: Изд-во ИРНИТУ, 2015. С. 524–537.

109. Кузнецов Н. Ю. Экспериментальное исследование процесса переезда автомобилем единичной неровности // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2017. – Т. 21, № 11(130). – С. 191-198. – DOI 10.21285/1814-3520-2017-11-191-198

110. Кузнецов Н.Ю. Нормирование показателей технического состояния

амортизаторов автотранспортных средств для их контроля в условиях эксплуатации / А. И. Федотов, А. В. Лысенко, Д. А. Тихов-Тинников // Труды НАМИ. – 2019. – № 4(279). – С. 46-51.

111. Иванов А.М., Кристальный С.Р., Попов Н.В. Системы автоматического экстренного торможения, Монография, Издательство Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ), - Москва, 2018 г. – 180 с.

112. Литвинов А.С. Теория управляемости многоприводных автомобилей. дис. докт. техн. наук. М., 1959 г.

113. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль, теория эксплуатационных свойств. М. Машиностроение, 1989. 240 с.

114. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. Москва, «Машиностроение», 1971, 416 с.

115. Литвинов А.С., Беленький Ю.Ю., Азбель А.Б., Гринберг Н.С., Оганесян Г.Д. Определение некоторых характеристик шин при одновременном действии на них вертикальных, боковых и продольных сил // Автомобильная промышленность. 1997. - №2. – С. 17-20.

116. Ломакин В.В., Покровский Ю.Ю., Степанов И.С., Гоманчук О.Г. Безопасность автотранспортных средств / Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ): 2011: С. 299.

117. Лысенко А.В, Теоретические предпосылки дорожного метода контроля технического состояния амортизаторов в условиях эксплуатации // Материалы 106-й международной научно-технической конференции ААИ «Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации» 2019 г. Иркутск С. 279-292.

118. Лысенко А.В., Дорожный метод контроля технического состояния амортизаторов автотранспортных средств в условиях эксплуатации: дисс. канд. техн. наук. Иркутск.: ФГБОУ ВО «ИрННТУ». – 2019 г. 286 с.

119. Манусаджянц О. И., Смаль Ф.В. Автомобильные эксплуатационные материалы.- М.: Транспорт, 2005.

120. Маков П.В. Использование двухмассовой модели автомобиля для анализа сил инерции и реактивного момента двигателя внутреннего сгорания/ Международная научно-техническая конференция «информатика и технологии. Инновационные технологии в промышленности и информатике» («МНТК ФТИ-2017»), Сборник научных трудов, С. 421-424.

121. Мирошниченко, Д.А. Технология создания и доводки алгоритмов адаптивного управления демпфированием в подвеске колесных машин в особых условиях движения. Дисс. канд. техн. наук.: Волгоград, 2012 г.

122. Малюков, А.А. Научный основы стендовых испытаний автомобилей на активную безопасность: дис. докт. техн. наук / А.А. Малюков. – М. – 348 с.

123. Марков А.С. Повышение достоверности стендового контроля тормозной эффективности АТС категории М1 в условиях эксплуатации: дисс. канд. Тех. наук. Иркутск.: ФГБОУ ВО «ИрНИТУ». – 2019 г. 232 с.

124. Михлин В.М. Современные методы и средства технического диагностирования сельскохозяйственных машин / В.М. Михлин // Международный сельскохозяйственный журнал. 1982. – №1. – С. 55-58.

125. Михлин В.М. Теоретические основы прогнозирования технического состояния тракторов и сельскохозяйственных машин: автореферат дисс. ... докт. техн. наук / В.М. Михлин. – М., 1972. – 40 с.

126. Мозгалевский А.В. Техническая диагностика / А.В. Мозгалевский, Д.В. Гаскаров. – М.: Высшая школа, 1975. – 207 с.

127. Мурог И.А. Математическая модель движения автомобиля / Вестник ЮурГУ. Серия «Машиностроение», 2013, том 13, №1, С 17-21.

128. Мяконьких А.М., Шорохов П. Н. Проверка работоспособности амортизаторов УГАУ, Молодежь и наука. 2016. № 5. С. 130.

129. Нгуен Ван Ньань. Повышение эффективности диагностирования технического состояния подвески автотранспортных средств на вибростендах: дисс. ... канд. техн. наук. Иркутск, 2012 г.

130. Нгуен Тхе Мань Методика расчётной оценки траекторной

управляемости автомобиля по относительным боковым смещениям и ускорениям/ Диссертация канд. техн. Наук: ВГТУ, 2012. Волгоград.

131. Невалин Д.Г., Новосёлов Л.И. Математическое моделирование динамического процесса в подвеске полуприцепа // Транспорт урала.2014. №4 (42). С. 119-122.

132. Неймарк, Ю.И. Динамика неавтономных систем / Ю.И. Неймарк, Н.А. Фуфаев. М.: Наука, 1967. – 519 с.

133. Остренко А.Г., Огрызков С.В. Контроль технического состояния амортизаторов автомобиля в процессе движения // Вісник СевНТУ: зб. Наук. Пр. Вип. 152/2014. Серія: Машиноприладобудування транспорт. — Севастополь, 2014. С.82-84.

134. Павлов И.С. Математическое моделирование пространственного движения автомобиля дисс. канд. наук. Государственный университет имени М.В. Ломоносова, Москва, 1998 г.

135. Павлов В.П., Заскалько П.П. Автомобильные эксплуатационные материалы. -М.: Транспорт, 2007.

136. Парфеньева И.Е. Оценка технического уровня гидравлических амортизаторов автомобилей / Технические науки – от теории к практике, №21, 2013, С 37-45.

137. Паттас К. Устойчивость прямолинейного и криволинейного движения автомобиля в реальных дорожных условиях. Экспресс-информация. «Автомобилестроение». №14 1968 г.

138. Певзнер Я.М. К теории колебаний автомобиля на неровной дороге. Труды всесоюзного научно-технического совещания по подвескам автомобилей 16-19 февраля 1959. Сборник II.

139. Певзнер Я.М. К теории колебаний автомобиля на неровной дороге. Труды всесоюзного научно-технического совещания по подвескам автомобилей 16-19 февраля 1959. Сборник II.

140. Певзнер Я.М., Гридасов Г.Г., Исследование влияния сухого трения на колебания автомобиля при сложном возбуждении // Автомобильная

промышленность № 5, 1970 г.

141. Певзнер Я. М., Гридасов Г. Г., Конев А. Д., Плетнев А. Е. Колебания автомобиля. Испытания и исследования. // -М., Машиностроение, 1979 г.

142. Певзнер Я.М., Гридасов Г. Г., Исследования колебаний автомобиля // Труды НАМИ Выпуск 66 Исследования автомобильных подвесок.

143. Певзнер Я.М., Гридасов Г.Г., Плетнев А.Е. О нормировании плавности хода автомобилей. // Автомобильная промышленность № 11, 1973 г. С 23 - 29

144. Певзнер Я. М., Гридасов Г. Г., Рост В. П. Вибрационный стенд для исследования колебаний автомобиля. // Труды НАМИ. Выпуск 154. Теория расчёт и конструкция двигателей их агрегатов и деталей.

145. Певзнер Я.М., Конев А.Д., Гридасов Г.Г. Оценка стабильности контакта колес с дорогой на стенде. // Автомобильная промышленность № 5, 1975 г.

146. Певзнер Я. М., Тихонов А. А. К вопросу об оценке плавности хода автомобиля, Труды НАМИ, Выпуск 58, Исследования автомобильных подвесок.

147. Певзнер Я.М. Боковой увод автомобиля. «Автомобильный мотор». Сб.№4 М., Л., 1939 г.

148. Певзнер Я.М. Влияние характеристики амортизаторов на ходы подвески Автомобильная промышленность №8, 1966, С 31-34.

149. Певзнер Я.М. Исследование на ЭВМ влияния характеристик амортизаторов на колебания автомобиля. Автомобильная промышленность №8, 1966, С 31-34.

150. Певзнер Я.М. Исследование устойчивости автомобиля. М., Машгиз, 1953 г.

151. Певзнер Я.М. К теории колебаний автомобиля на неровной дороге // Автомобильная промышленность, 1959, №3.

152. Певзнер Я.М. Колебания автомобиля: Испытания и исследования //, Машиностроение, 1979. 208 с.

153. Певзнер Я.М. О качении автомобильных шин при быстро изменяющихся режимах увода // Тр. Семестр по устойчивости и управляемости автомобилей / НАМИ. – 1969. – Вып. 3.

154. Певзнер Я.М. Проблемы устойчивости и управляемости автомобиля. Вопросы машиноведения». М., 1950 г.

155. Певзнер Я.М. Теория устойчивости автомобиля. Певзнер Я.М., Гинцбург Л.Л. - М., «Машгиз», 1947.

156. Певзнер Я.М. Тихонов А.А. Исследование статистических свойств микропрофиля основных типов автомобильных дорог. «Автомобильная промышленность», 1964, № 8. –С. 28-31

157. Певзнер Я.М., Гридасов Г.Г. Исследование влияния сухого трения в подвеске на колебания автомобиля при сложном возбуждении // Автомобильная промышленность, 1970, №5, - С. 19-23.

158. Петренко А.М. П 303. Устойчивость специальных транспортных средств: учеб. Пособие, МАДИ- М., 2013. – 41 с.

159. Петрушов В.А. О качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности. Труды НАМИ, 1963, вып.57.

160. Подзоров А. В. Математическое моделирование подвески АТС с учетом особенности работы гидроамортизатора на высоких частотах / диссертация канд. техн. наук: ВГТУ, 2010.

161. Поздеев А.В., Похлебин А.В., Чернышов К.В., Мухидинов Ю.М., Мухучев Ш.М. Определение неисправностей гидравлических амортизаторов при стендовых испытаниях / Известия волгоградского ГТУ. Серия: наземные транспортные системы 6 (166) 2015 С. 71-76 [69]

162. Постановление Правительства Российской Федерации от 5 декабря 2011 г. N1008 / О проведении технического осмотра транспортных средств. URL:<http://www.consultant.ru/document/>

163. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса / пер. с нем. Агапова В.П. под ред. Златоврадского О.Д. – М. Машиностр. 1996. – 320 с

164. Раймпель Шасси автомобиля / Под ред. И.Н. Зверева. М.: Машиностроение, 1983. – 356 с.
165. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески. Производственное издание. Перевод с немецкого А.Л. Карпухина. Под редакцией канд. техн. наук Г.Г. Гридасова. (Москва: Издательство «Машиностроение», 1987).
166. Ракляр А.М. Исследование ( $\varphi$ -s) – диаграмм дорог автополигон. Дисс... канд. техн. наук. Москва, 1978.
167. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля и его колебания. Изд. 2-е. / Р.В. Ротенберг. М.: Машгиз, 1970. – 356 с.
168. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение. 1972 г. – 392 с.
169. Ротенберг Р.В., Проблемы развития подвески автомобиля, Автомобильная и тракторная промышленность, №5, 1960 г.
170. Ротенберг Р.В., Способы испытаний автомобиля на колебания и их сравнительная оценка, Автомобильная и тракторная промышленность, №2, 1957 г. С 12 – 17.
171. Ротенберг Р.В., Стендовые испытания автомобиля на установившиеся колебания, Автомобильная и тракторная промышленность, №11, 1956 г. С 21 – 27.
172. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента / Главная редакция физико–математической литературы, 1971. – 192 с.
173. Рыков С.П., Бекирова Р.С., Коваль В.С., Моделирование случайного микропрофиля автомобильных дорог Системы. Методы. Технологии Издательство: ГОУВПО «БрГУ» № 4 (8), 2010 С. 33-37.
174. Рыков С.П. Камнев А.В. Гидропульсационный стенд – универсальный комплекс для испытания и диагностики пневматических шин и элементов подрессоривания автомобилей // Проблемы диагностики и эксплуатации автомобильного транспорта: материалы III Международной

научно-практической конференции. Иркутск: Изд-во ИрГТУ. 2011. С.164-169.

175. Рыков С.П. Коваль С.В. Рыкова О.А., Модель взаимодействия эластичной шины колеса с неровностями дороги Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация Материалы I Всеросс-й заочной науч-практ. конф. ЗГУ (Чита) 2016, С 39-46.

176. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: дисс. ... докт. техн. наук. М.: ФГУП «НАТИ». 2005. 430с.

177. Рыков С.П. Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески, плавности хода и подрессоривания автомобиля: монография. Братск: БрГТУ. 2004. 124 с.

178. Рыков С.П. Разработка методов оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин при расчетах колебаний автомобиля: дисс. канд. техн. наук. М.: ГНЦ РФ «НАМИ». 2000. 318 с.

179. Рыков С.П. Тарасюк В.Н. Исследования выходных характеристик пневматических шин. Поглощающая способность // Системы. Методы. Технологии. Братск: ГОУ ВПО «БрГУ». 2010. № 2(6) С.19-30.

180. Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин: Испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов: монография. Братск: БрГТУ. 2004. 322с.

181. Рыков С.П., Куприянов А.П. Автомобильный амортизатор, адаптированный к низким температурам. Конструкция и характеристики // Труды Братского гос. Ун-та. Серия «Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири»: в 2т. Братск. ГОУВПО «БрГУ». 2010. Т.2. С. 183-191.

182. Рыков С.П., Сتمплеvesкий П.Н., Хозяшев И.А. Амортизатор гидравлический с регулируемой характеристикой. Патент №2402703. Оpubл.

27.10.2010.

183. Рыков С.П., Тарасюк В.Н., Сتمплеvesкий П.Н., Куприянов А.П. Стендовые исследования демпфирующих свойств гидравлических амортизаторов ГОУ ВПО «БрГУ». 2012. № 2(6) С.55-63.

184. Рыков. С.П., Кадников С.С. Амортизатор гидравлический с регулируемой характеристикой. Патент №2316685.опубл. 10.02.2008.

185. Селифонов В.В., Хусаинов А.Ш., Ломакин В.В. Теория автомобиля: учебное пособие М.: МГТУ 2007, С. 102.

186. Сергеев А.Г. Точность и достоверность диагностики автомобилей / А.Г. Сергеев. – М.: Транспорт, 1980. – 188 с.

187. Скиндер И.Б. Оценка эффективности автомобильных гидравлических амортизаторов, Автомобильная и промышленность тракторная промышленность, №8, 1956 г.

188. Скиндер И.Б., Исследование автомобильных гидравлических амортизаторов, Дис. канд. наук., 1955 г.

189. Скиндер И.Б., Конструкции современных телескопических амортизаторов, «Автомобильная промышленность» № 8, 1961 г.

190. Скиндер И.Б., Лиэпа Ю.А., Дербаремдиккер А.Д., Телескопические амортизаторы грузовых автомобилей ЗИЛ, Автомобильная промышленность, №10, 1960 г.

191. Скиндер И.Б., Лиэпа Ю.А., Разработка типовой конструкции телескопических амортизаторов для отечественных амортизаторов, Труды ВНТС по подвескам автомобилей, НАШ, 1959 г.

192. Скиндер И.Б., Филиппов В.П., Стенд для испытаний амортизаторов, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 1957 г.

193. Слепенко Е.А Оценка стабильности контакта колес автомобиля с опорной поверхностью / Диссертация канд. техн. Наук: БГТУ, 2004. Братск.

194. Смирнов И.А. Математическое моделирование заноса автомобиля Дисс. канд. наук МГУ, Москва, 2011г.

195. Способ диагностирования технического состояния элементов

подвески транспортного средства // Блянкинштейн И.М. Смоленков Ф.Ю., Патент на изобретение RU 2537211 С1, 27.12.2014. Заявка № 2013155881/11 от 16.12.2013.

196. Терских И.П. Научные основы функциональной диагностики (эксплуатационных параметров) машинно-тракторных агрегатов: автореферат дис. докт. техн. наук. – Л., 1973. – 51 с.

197. Тихов-Тинников Д.А., Федотов А.И., Яньков О.С., Батжаргал Н. Устройство для измерения боковой реакции в пятне контакта пневматической шины опорной поверхностью. Патент на полезную модель 204570 U1, 31.05.2021. Заявка № 2021103898 от 16.02.2021.

198. Тихов-Тинников Д.А., Батжаргал Н. Расчет параметров процесса прямолинейного движения автомобиля с переездом единичной неровности Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ 2022617367, 20.04.2022. Заявка № 2022616121 от 07.04.2022.

199. Тихов-Тинников Д.А. Характеристики боковой реакции при изменении технического состояния амортизатора / Д.А. Тихов-Тинников, А.И. Федотов, А.В. Алексеев – International Journal of Advanced Studies. 2020. Т. 10. № 1. С. 81-93.

200. Технический регламент Таможенного союза «О безопасности колесных транспортных средств». ТР ЕАЭС 018/2011 г.

201. Тихонов А.А., Исследование вертикальных колебаний колёс автомобиля в дорожных условиях, Автомобильная и тракторная промышленность, №5, 1957 г.

202. Тропинин И.С., Михайлова О.И., Михайлов А.В. Численные и технические расчеты в среде Scilab. Учебное пособие. — М: 2008 г.

203. Уитком Д. и Миллекен У. Общее введение к программе динамических исследований управляемости и устойчивости движения автомобилей. Сб. «Управляемость и устойчивость автомобилей». М., Машгиз, 1963 г.

204. Учебные дорожные испытания автомобиля: Методические

указания к лабораторным работам по курсу «Теория наземных транспортно-технологических средств» / А.Р. Спинов, С.Р. Кристальный, Н.В. Попов. – М.: МАДИ, 2015. – 48 с.

205. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля: учебник для студентов вузов – 2е изд., испр. И доп. – М.: МАШГИЗ, 1963. – 239 с.: ил. – Библиогр.: с. 237.

206. Федеральный закон «О внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» от 28.07.2012 N 130-ФЗ (последняя редакция), Статья 3, внесение изменений в Федеральный закон от 1 июля 2011 года N 170-ФЗ «О техническом осмотре транспортных средств и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» (Собр. Законодательства РФ, 2011, N 27, ст. 3881; N 49, ст. 7040, 7061).

207. Федеральный закон «О техническом осмотре транспортных средств и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» от 01.07.2011 N 170-ФЗ (последняя редакция).

208. Федотов А. И. Диагностика автомобиля: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров «эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов». – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2012 – 476 с.

209. Федотов А. И. Методика подготовки диссертации / Учебное пособие. – Иркутск: Изд-во ИРННТУ, 2020. 144 с

210. Федотов А.И. Основы научных исследований / учебное пособие/ Лабораторный практикум. Иркутск 2017 г.

211. Федотов А.И. Основы теории эксплуатационных свойств автомобилей: учебник для аспирантов вузов, обучающихся по направлению подготовки 23.06.01 – Техника и технологии наземного транспорта (программа подготовки «Эксплуатация АТС» / А. И. Федотов; – Иркутск : Изд-во ИРННТУ, 2016. – 253 с.

212. Федотов А.И. Дик А.Б., Качение тормозящего колеса, нагруженного переменной нормальной нагрузкой // Сб. научн. тр. "Активная и пассивная

безопасность и надежность автомобиля" / МАМИ. - 1984. - С. 94-110.

213. Федотов А.И., А.В. Бойко, О.С. Яньков, А.С. Марков «Экспериментальное исследование радиуса качения колеса в ведомом режиме на роликовом стенде Вестник ИрГТУ № 1 (108) 2016, С 152-157.

214. Федотов А.И., Бойко А.В., Математическое моделирование процессов функционирования автомобилей учебное пособие для аспирантов вузов по направлению подготовки «техника и технологии наземного транспорта» /Иркутский национальный исследовательский технический университет, Институт авиационного строительства и транспорта, 2016, Иркутск, С.160.

215. Федотов А.И., Лысенко А.В., Кузнецов Н.Ю., Тихов-Тинников Д.А., Архипов А. В. Методики математического описания рабочих характеристик телескопических амортизаторов // Наземные транспортно-технологические средства: проектирование, производство, эксплуатация: материалы II Всерос. Науч.-практ. конф. Чита: ЗабГУ, 2018. С. 196 – 206.

216. Федотов А.И., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А. Кузнецов Н.Ю. Прокопьев И.С. Корректировка математической модели процесса движения автомобиля по окружности. Наземные транспортно-технологические средства: проектирование производство, эксплуатация: материалы II Всерос. науч.-практ. конф.– Чита: ЗабГУ, 2018. – 211-220 с.

217. Федотов А.И., Тихов-Тинников Д.А., Быков А.В. Лысенко А.В. Математическая модель процесса движения автомобиля по окружности. ВЕСТНИК ИрГТУ Том 21, № 2201г. Иркутск.

218. Федотов А.И., Тихов-Тинников Д.А., Лысенко А.В. Контроль технического состояния подвески автомобилей в условиях эксплуатации методом движения по поперечному уклону // Журнал автомобильных инженеров №6, (95), 2015 г. 51-53 с.

219. Филиппов В.В., Смирнова Н.В., Кияшко Д.И Оценка влияния неровностей дорожных покрытий на безопасность движения Вестник харьковского национального автомобильно-дорожного университета ХНАДУ

(Харьков) № 47, 2009, С. 63-65.

220. Харазов А.М. Диагностирование и эффективность эксплуатации автомобилей: учебное пособие для СПТУ / А.М. Харазов. – М.: Высшая школа, 1986. – 64 с.

221. Харазов А.М. Диагностирование легковых автомобилей на станциях технического обслуживания / А.М. Харазов, Е.И. Кривенко. – М.: Высш. 1982. – 272с.

222. Харазов А.М. Диагностическое обеспечение технического обслуживания и ремонта автомобилей: справ. Пособие / А.М. Харазов. – М.: Высш. Шк., 1990. – 208 с.

223. Харазов А.М. Методы оптимизации в технической диагностике машин / А.М. Харазов, С.Ф. Цвид. – М.: Машиностроение, 1983. – 132 с.

224. Харазов А.М. Метрологическое обеспечение оборудования для диагностики автомобилей / А.М. Харазов, Л.И. Еремин, А.Г. Сергеев // Совершенствование технологии и оборудования для технического обслуживания автомобилей: Материалы междунар. выставки «Авторемонт – 78». – Москва, 1979. – 56 с.

225. Харазов А.М. Оборудование и материалы для технического обслуживания и ремонта автомобилей / А.М. Харазов, Еремин Л.И. // Совершенствование технологии и оборудования для технического обслуживания автомобилей: материалы международной выставки «Авторемонт – 78». – Москва, 1979. – 56 с.

226. Харазов А.М. Современные средства диагностирования тягово-экономических показателей / А.М. Харазов. – М.: Наука, 1985 г.

227. Хачатуров А.А. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель М.: Машиностроение, 1976, С.535.

228. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л. Статистические характеристики микропрофиля автомобильных дорог и колебаний автомобиля. //Автомобильная промышленность, 1966, №2.

229. Хачатуров А.А., Григорян А.П., Исследование нелинейных

несимметричных характеристик амортизаторов и гашений колебаний в подвеске автомобиля с применением математических машин, Труды НАМИ, вып 4, 1962.

230. Хачатуров А.А., Пчелин И.К. Вопросы управляемого движения автомобиля. Труды семинара по устойчивости и управляемости автомобилей. 3-4 марта 1966 г., вып. 2, М., НАМИ, 1968 г.

231. Хачатуров А.А., ЮРИК В.С. Устойчивость установившегося движения при постоянном действующем возмущении. Научно-технический сборник «Автомобилестроение», НИИНАВТОПРОМ, М., 1969 г.

232. Цимбалин В.Б. Испытание автомобилей. / И. Н. Успенский, В. Н. Кравец. – М. Машиностроение: Высш. Школа, 1978. – 200с.

233. Цимбалин В.Б. Методика и аппаратура дорожных испытаний подвески автомобиля, Труды ВНТС, НАМИ – НТО Машпром, 1960 г.

234. Черепанов Л.А. Влияние характеристик амортизаторов подвески на плавность хода короткобазного легкового автомобиля Транспортные системы №2(5), 2017 С. 5-10.

235. Черепанов Л.А., Литошин М.А. Стенд для испытаний амортизаторов подвески автомобилей. Вектор науки ТГУ. 2015. № 1 (31) С. 41-45.

236. Черных В.В., Макеев О.М. Оптимизация кинематических характеристик подвески колеса легкового автомобиля. Проблемы машиностроения и надёжности машин, 1999, №1, 13 – 20 с.

237. Чеснокова О.В., Рудченко Е.А. Scilab: Решение инженерных и математических задач. М: ALT Linux ; БИНОМ. Лаборатория знаний, 2008 г.

238. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля при заносе. – М.-Л., Издательство Академии Наук СССР, 1945. – 144 с.

239. Чудаков Е.А. Теория автомобиля М., Машгиз, 1950 г.

240. Шадрин С.С. Методика расчетной оценки управляемости и устойчивости автомобиля на основе результатов полигонных испытаний / Диссертация канд. техн. наук: М.: МАДИ, 2009 г.

241. Эксплуатационные свойства автомобиля: учебное пособие для студентов направления «Наземные транспортно-технологические комплексы» по профилю 190100.62 – Автомобиле- и тракторостроение / А. Ш. Хусаинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 109 с.

242. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля. Пер. с англ. М., «Машиностроение», 1975 г.

243. Яблонский А.А. Никифорова В.М. Курс теоретической механики. М.: Мир , 1998– 766 с.

244. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. Издательство: Высш. Школа, 1975 г.

245. Apetaur M., Uber Probleme der Federung von Personenkraftwagen, KFT №4, 1956.

246. Bourcier de Carbon. C., Theorie Mstematique et Realisation Pratique de la Suspension Amorte des Vehicules Terrestres STA №10, 1950.

247. Burckhardt M., Reimpell J. Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme. Germany: Vogel – Verlag, 1993

248. Dugoff H., Fancher P. S., Segel L. Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. final report: Technical Re- port. Highway Safety Research Institute, Ann Arbor. Michigan, 1969.

249. Fedotov A. I., Tikhov-Tinnikov D. A., Ovchinnikova N. I., Lysenko A.V. Simulation of car movement along circular path. To cite this article: et al 2017 IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 87 082018, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 87 (2017) 082018 doi :10.1088/1755-1315/87/8/082018

250. Grau C. A parametric study of the lateral dynamics of a nonlinear four-wheel road-vehicle model. Ph.D., Engineering: Mechanical Engineering, University of Cincinnati, 2003. – 141 p.

251. Lehr E, Der Einfluss einer Fiussigkeitsdampfung der Fahrzeugfederung auf Bewegungsverlauf und Stosshaftigkeit, VDN №23, 1934.

252. Marquard E., Federung, Stossdampfung und dynsmische Bodenkrafte, ATZ, №5, 6, 1956.

253. Pacejka H.B., Tyre and Vehicle Dynamics. Second edition. Oxford OX2 8DP 30 Corporate Drive, Suite 400, Burlington, MA 01803 First published 2002 Second edition 2006. ISBN-13: 980-0-7506-6918-4 ISBN-10: 0-7506-6918-7. P. 642.

254. Pacejka H.B. Tyre and Vehicle Dynamics. Elsevier B H: TU Delft, 2002.3<sup>rd</sup> ed. 642 p.

255. Pacejka H.B., Bakker E. The Magic Formula Tyre Model. Proc. 1st International Tyre Colloquium, Delft, 1991. Vehicle System Dynamics 21 (Suppl.). P. 1–18.

256. Pacejka H.B., Bakker E., Lidner L. A new tyre model with applications in vehicle dynamics studies. 4 th Auto technologies Conference. Monte Carlo, 1989. SAE Paper #890087. P. 83-95. Pacejka H.B., Bakker E., Nyborg L. Tyre modeling for use in vehicle dynamics studies. SAE, 1987. P. 1-12.

257. Pacejka H.B., Bakker E., Nyborg L. Tyre modeling for use in vehicle dynamics studies. SAE, 1987. P. 1-12.

258. Pacejka H.B., Sharp R.S. Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions: a review of modeling aspects // Vehicle System Dynamics, 1991. Vol. 20. N. 3-4. P. 121-176.

259. Официальный сайт ГИБДД [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://stat.gibdd.ru>

260. Официальный сайт поставщика оборудования для диагностика АТС [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.autoscaners.ru>

261. Официальный сайт поставщика авто-сервисного оборудования [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.engtech.ru>

262. Официальный сайт официального автодиллера [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.samara-lada.ru>

263. Интернет ресурс предоставляющий статистическую информацию [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://media.mvd.ru>

264. Официальный сайт Российского Фонда Прямых Инвестиций [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.investinrussia.com>

265. Официальный сайт Министерства транспорта Монголии [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://mrttd.gov.mn/> (Дата посещения 25.05.2024)

266. Официальный сайт производителя диагностического оборудования [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.maha.ru>

267. Официальный сайт аналитического агентства Автостат [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [www.autostat.ru](http://www.autostat.ru)

268. Официальный сайт ООО «ДЕМФИ» - производителя стоек и амортизаторов в России [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://demfi.ru/demfi/articles/stand-dlya-ispytaniya-amortizatorov-demfi>.

269. Официальный сайт Группы компаний ГАРО [Электронный ресурс].  
– Режим доступа:  
[https://www.garotrade.ru/production/diagnosticheskoe\\_oborudovanie/proverka\\_kh\\_odovoy\\_chasti/testery\\_podveski/ms1000\\_stand\\_dlya\\_proverki\\_amortizatorov\\_msg](https://www.garotrade.ru/production/diagnosticheskoe_oborudovanie/proverka_kh_odovoy_chasti/testery_podveski/ms1000_stand_dlya_proverki_amortizatorov_msg)

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

**№ 204570**

**Устройство для измерения боковой реакции в пятне  
контакта пневматической шины опорной поверхностью**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
"Восточно-Сибирский государственный университет  
технологий и управления" (RU)*

Авторы: *Тихов-Тинников Дмитрий Анатольевич (RU),  
Федотов Александр Иванович (RU), Яньков Олег  
Сергеевич (RU), Батжаргал Нямбат (MN)*

Заявка № **2021103898**

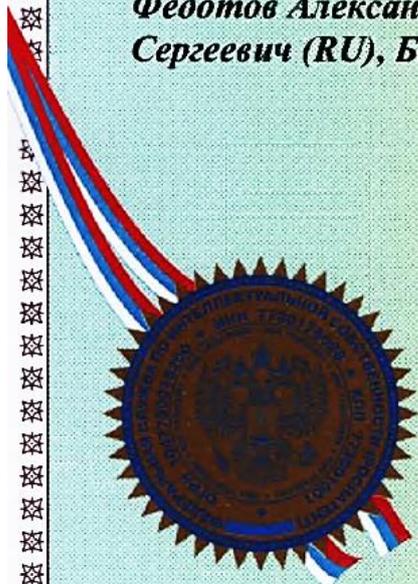
Приоритет полезной модели **16 февраля 2021 г.**

Дата государственной регистрации  
в Государственном реестре полезных  
моделей Российской Федерации **31 мая 2021 г.**

Срок действия исключительного права  
на полезную модель истекает **16 февраля 2031 г.**

*Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности*

*Г.П. Нелиев*



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2022617367

**Расчет параметров процесса прямолинейного движения  
автомобиля с переездом единичной неровности**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
"Восточно-Сибирский государственный университет  
технологий и управления" (RU)*

Авторы: *Тихов-Тинников Дмитрий Анатольевич (RU),  
Батжаргал Нямбат (MN)*

Заявка № 2022616121

Дата поступления 07 апреля 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 20 апреля 2022 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

**Листинг программы модели системы «Автомобиль - Подвеска - Шина -  
дорога» на алгоритмическом языке Scilab 6.0.1**

```

clf()
clc()
clear
exec('func_Ry_Rz_11.sci',-1)
exec('func_Ry_Rz_12.sci',-1)
exec('func_Ry_Rz_21.sci',-1)
exec('func_Ry_Rz_22.sci',-1)
dt = 0.001 // Шаг интегрирования
time = 27//25.8 // время интегрирования
time_in_scren = 0 // Начальное значение времени в командном окне, сек.
t_n= 5 // Время расчета статического прогиба
t_n1= 15.1//14.5 // Время разгона автомобиля
t_pov= 20.0 // Время начала поворота, с
t_pr=22.853// Время наезда на неровность, сек.
Hр=0.05 // Высота неровности, м
Lр=0.40 // Длина неровности, м
V_11=0, V_12=0, V_21=0, V_22=0
// Константы
g=9.81
pi=3.14159265
// Начальные условия
Vx=0, Vy=0, X=0, Y=0, d_alf=0, d_bet=0, d_gam=0, d_x_p=0, d_y_p=0,
d_z_p=0, d_z_n11=0, d_z_n12=0, d_z_n21=0, d_z_n22=0, d_z_p11=0,
d_z_p12=0, d_z_p21=0, d_z_p22=0, d_z_d11=0, d_z_d12=0, d_z_d21=0,
d_z_d22=0, z_n11=0, z_n12=0, z_n21=0, z_n22=0, z_p11=0, z_p12=0, z_p21=0,
z_p22=0, x_p=0, y_p=0, z_p=0, alf=0, bet=0, gam=0, Rx11=0, Rx12=0, Rx21=0,
Rx22=0, Ry11=0, Ry12=0, Ry21=0, Ry22=0, Ry11_max=0, z_d11=0, z_d12=0,
z_d21=0, z_d22=0, z_st=0, z_st_n11=0, z_st_n12=0; z_st_n21=0; z_st_n22=0
// Параметры автомобиля
m_p=1254, zc = 0, m_n11=50, m_n12=50, m_n21=50, m_n22=50, a=1.12,
b=1.53, S_1=1.505, S_2=1.48, h_d=0.54, z_st=0, z_p=0, J_xp=1750,
J_yp=2950, J_zp=1970, c_p11=25700, c_p12=25700, c_p21=17100,
c_p22=17100, c_st11=22544, c_st12=22544, c_st21=8294, c_st22=8294,
c_n11=178450, c_n12=178450, c_n21=166110, c_n22=166110
k_n11=2500.0, k_n12=2500.0, k_n21=2500.0, k_n22=2500.0, l_ca = (a*a + 0.25 *
S_1 * S_1)^0.5, l_cb = (b*b + 0.25 * S_2 * S_2)^0.5
// Параметры колеса с эластичной шиной
Jk=1.0, rk0=0.30, rc=0.31, f0=0.018

```

```

wk_11=0, wk_12=0, wk_21=0, wk_22=0
UU_11=0, UU_12=0, UU_21=0, UU_22=0
d_nyu_11=0, d_nyu_12=0, d_nyu_21=0, d_nyu_22=0
nyu_11=0, nyu_12=0, nyu_21=0, nyu_22=0 // боковое отклонение струны на
передней кромке пятна контакта
Loy1_11=0.3 ,Loy1_12=0.3 ,Loy1_21=0.3 ,Loy1_22=0.3
UU1_11=0, UU1_12=0, UU1_21=0, UU1_22=0
m_k=30 // масса колеса
Famort11 =0
Famort12 =0
Famort21 =0
Famort22 =0
Ftr_pod_1 = 350/2.80
Ftr_pod_2 = 350/2.80
tj_11=0 // время интегрирования сглаживающей функции неровности
tj_12=0
tj_21=0
tj_22=0
L_11 = 0 // путь колеса
L_12 = 0
L_21 = 0
L_22 = 0
syn_11 = 0 //начальное значение синхронизации по наезду на неровность
syn_12 = 0
syn_21 = 0
syn_22 = 0
// ЦИКЛ
z=1
for t=0:dt:time
// Поворот передних колес
if t<t_pov then
    Q1=0
    Q2=0
else
if gam < 15*pi/180 then k_Q1= 12; else k_Q1= 0.5; end //Коэффициент
скорости поворота внутреннего колеса
if gam < 100*pi/180 then k_Q1_max = 12.55; else k_Q1_max = 12.55; end
//Максимальный угол поворота внутреннего колеса
Q1=Q1+dt*k_Q1*pi/180 //Угол поворота внутреннего колеса
if Q1>+k_Q1_max*pi/180 then Q1=k_Q1_max*pi/180
    end
Q2=acot(cotg(Q1)+S_1/(a+b)) //Угол поворота внешнего колеса
    end
// ПОДРЕССОРЕННАЯ МАССА
Vamort_11 = (d_z_n11 - d_z_p11)

```

```

Vamort_12 = (d_z_n12 - d_z_p12)
Vamort_21 = (d_z_n21 - d_z_p21)
Vamort_22 = (d_z_n22 - d_z_p22)
Ftr_pod_11 = Ftr_pod_1 * sign(Vamort_11)
Ftr_pod_12 = Ftr_pod_1 * sign(Vamort_12)
Ftr_pod_21 = Ftr_pod_2 * sign(Vamort_21)
Ftr_pod_22 = Ftr_pod_2 * sign(Vamort_22)
k_sj1 = 2286.00 //коэффициент демпфирования амортизатора
k_ot1 = 3070.00
k_sj2 = 2123.00
k_ot2 = 2790.00
if Vamort_11 >= 0 then
    Famort11 = k_sj1 * Vamort_11
else
    Famort11 = k_ot1 * Vamort_11
end
if Vamort_12 >= 0 then
    Famort12 = k_sj1 * Vamort_12
else
    Famort12 = k_ot1 * Vamort_12
end
if Vamort_21 >= 0 then
    Famort21 = k_sj2 * Vamort_21
else
    Famort21 = k_ot2 * Vamort_21
end
if Vamort_22 >= 0 then
    Famort22 = k_sj2 * Vamort_22
else
    Famort21 = k_ot2 * Vamort_22
end
Famort11=Famort11*1//
Famort12=Famort12*1//
Famort21=Famort21*1//0.4
Famort22=Famort22*1//0.4
// Включение 1 - Выключение 0 неровности
on_off_z_d11 = 1
on_off_z_d12 = 1
on_off_z_d21 = 1
on_off_z_d22 = 1
// Признак отрыва колеса от дороги
if z_n11>z_d11 then
    p_ok11=0
else
    p_ok11=1

```

```

end
if z_n12>z_d12 then
  p_ok12=0
else
  p_ok12=1
end
if z_n21>z_d21 then
  p_ok21=0
else
  p_ok21=1
end
if z_n22>z_d22 then
  p_ok22=0
else
  p_ok22=1
end
//поперечный стабилизатор
dz11=z_n11-z_p11
dz12=z_n12-z_p12
dz21=z_n21-z_p21
dz22=z_n22-z_p22
Fst11=c_st11*(dz11-dz12)
Fst12=c_st12*(dz12-dz11)
Fst21=c_st21*(dz21-dz22)
Fst22=c_st22*(dz22-dz21)
// Линейные ускорения центра масс
d2_x_p = d_gam * d_y_p + d_alf * d_z_p + (Rx11 * cos(Q1) + Rx12 * cos(Q2) -
Ry11 * sin(Q1) - Ry12 * sin(Q2) + Rx21 + Rx22) / m_p
d2_y_p = -d_bet * d_z_p - d_gam * d_x_p + (Ry11 * cos(Q1) + Ry12 * cos(Q2) +
Rx11 * sin(Q1) + Rx12 * sin(Q2) + Ry21 + Ry22) / m_p
d2_z_p = -d_alf * d_x_p + d_bet * d_y_p - g + ((c_p11 * (z_n11 - z_p11) +
Famort11 + Ftr_pod_11+Fst11) + (c_p12 * (z_n12 - z_p12) + Famort12 +
Ftr_pod_12+Fst12) + (c_p21 * (z_n21 - z_p21 ) + Famort21 + Ftr_pod_21+Fst21)
+ (c_p22 * (z_n22 - z_p22) + Famort22 + Ftr_pod_22+Fst22)) / m_p
// Линейные скорости центра масс
if t>=t_n then
  if t<t_n1 then
    d_x_p = d_x_p+dt
  else
    d_x_p = d_x_p
  end
end
if y_11 >= 15 - 7.5 then // Начало движение накатом по координате
переднего левого колеса

```

```

d_x_p = d_x_p + d2_x_p * dt // происходит замедление скорости при
движении накатом
end
d_y_p = d_y_p + d2_y_p * dt
d_z_p = d_z_p + d2_z_p * dt
// Линейные перемещения центра масс
x_p = x_p + d_x_p * dt
y_p = y_p + d_y_p * dt
z_p = z_p + d_z_p * dt
if t < t_n then
    d_x_p = 0, d_y_p = 0, x_p = 0, y_p = 0
end
d2_bet = (((c_p12 * (z_n12 - z_p12) + Famort12 + Ftr_pod_12 + Fst12) - (c_p11 *
(z_n11 - z_p11) + Famort11 + Ftr_pod_11 + Fst11)) * S_1 * 0.5 + ((c_p22 * (z_n22
- z_p22) + Famort22 + Ftr_pod_22 + Fst11) - (c_p21 * (z_n21 - z_p21) + Famort21
+ Ftr_pod_21 + Fst11)) * S_2 * 0.5 - ((Rx11 * sin(Q1) + Ry11 * cos(Q1)) * (h_d -
z_st + z_p - z_d11) + (Rx12 * sin(Q2) + Ry12 * cos(Q2)) * (h_d - z_st + z_p -
z_d12) + Ry21 * (h_d - z_st + z_p - z_d21) + Ry22 * (h_d - z_st + z_p - z_d22)) -
(J_zp - J_yp) * d_gam * d_alf - m_p * d2_y_p * zc) / J_xp

d2_alf = (((c_p11 * (z_n11 - z_p11) + Famort11 + Ftr_pod_11 + Fst11) + (c_p12 *
(z_n12 - z_p12) + Famort12 + Ftr_pod_12 + Fst12)) * a - ((c_p21 * (z_n21 - z_p21)
+ Famort21 + Ftr_pod_21 + Fst21) + (c_p22 * (z_n22 - z_p22) + Famort22 +
Ftr_pod_22 + Fst22)) * b + (Rx11 * cos(Q1) - Ry11 * sin(Q1)) * (h_d - z_st + z_p -
z_d11) + (Rx12 * cos(Q2) - Ry12 * sin(Q2)) * (h_d - z_st + z_p - z_d12) + Rx21 *
(h_d - z_st + z_p - z_d21) + Rx22 * (h_d - z_st + z_p - z_d22) - (J_xp - J_zp) *
d_bet * d_gam - m_p * d2_x_p * zc) / J_yp

d2_gam = ((Rx11 * sin(Q1) + Ry11 * cos(Q1) + Rx12 * sin(Q2) + Ry12 *
cos(Q2)) * a - (Ry21 + Ry22) * b + (Rx12 * cos(Q2) + Ry11 * sin(Q1) - Rx11 *
cos(Q1) - Ry12 * sin(Q2)) * S_1 * 0.5 + (Rx22 - Rx21) * S_2 * 0.5 - (J_yp - J_xp)
* d_alf * d_bet) / J_zp

// Угловые скорости подрессоренной массы
d_bet = d_bet + d2_bet * dt
d_alf = d_alf + d2_alf * dt
d_gam = d_gam + d2_gam * dt

// Углы поворота подрессоренной массы
bet = bet + d_bet * dt
alf = alf + d_alf * dt
gam = gam + d_gam * dt
if t < t_pov then
    gam = 0
end

```

*// Вертикальные координаты и скорости подрессоренной массы по колесам автомобиля*

$$z\_p11h = z\_p11$$

$$z\_p12h = z\_p12$$

$$z\_p21h = z\_p21$$

$$z\_p22h = z\_p22$$

$$z\_p11 = z\_p + a * \sin(\text{alf}) - S\_1 * 0.5 * \sin(\text{bet})$$

$$z\_p12 = z\_p + a * \sin(\text{alf}) + S\_1 * 0.5 * \sin(\text{bet})$$

$$z\_p21 = z\_p - b * \sin(\text{alf}) - S\_2 * 0.5 * \sin(\text{bet})$$

$$z\_p22 = z\_p - b * \sin(\text{alf}) + S\_2 * 0.5 * \sin(\text{bet})$$

$$d\_z\_p11 = (z\_p11 - z\_p11h)/dt$$

$$d\_z\_p12 = (z\_p12 - z\_p12h)/dt$$

$$d\_z\_p21 = (z\_p21 - z\_p21h)/dt$$

$$d\_z\_p22 = (z\_p22 - z\_p22h)/dt$$

*//Условная вертикальная скорость дороги*

$$z\_d11h = z\_d11$$

$$z\_d12h = z\_d12$$

$$z\_d21h = z\_d21$$

$$z\_d22h = z\_d22$$

$$d\_z\_d11 = (z\_d11 - z\_d11h)/dt$$

$$d\_z\_d12 = (z\_d12 - z\_d12h)/dt$$

$$d\_z\_d21 = (z\_d21 - z\_d21h)/dt$$

$$d\_z\_d22 = (z\_d22 - z\_d22h)/dt$$

*// НЕПОДРЕССОРЕННЫЕ МАССЫ*

*// Вертикальные ускорения неподдресоренных масс*

$$d2\_z\_n11 = (-m\_n11 * g + c\_p11 * (z\_p11 - z\_n11) - (Famort11 + Ftr\_pod\_11 + Fst11) + p\_ok11 * (c\_n11 * (z\_d11 - z\_n11) + k\_n11 * (d\_z\_d11 - d\_z\_n11))) / m\_n11$$

$$d2\_z\_n12 = (-m\_n12 * g + c\_p12 * (z\_p12 - z\_n12) - (Famort12 + Ftr\_pod\_12 + Fst12) + p\_ok12 * (c\_n12 * (z\_d12 - z\_n12) + k\_n12 * (d\_z\_d12 - d\_z\_n12))) / m\_n12$$

$$d2\_z\_n21 = (-m\_n21 * g + c\_p21 * (z\_p21 - z\_n21) - (Famort21 + Ftr\_pod\_21 + Fst21) + p\_ok21 * (c\_n21 * (z\_d21 - z\_n21) + k\_n21 * (d\_z\_d21 - d\_z\_n21))) / m\_n21$$

$$d2\_z\_n22 = (-m\_n22 * g + c\_p22 * (z\_p22 - z\_n22) - (Famort22 + Ftr\_pod\_22 + Fst22) + p\_ok22 * (c\_n22 * (z\_d22 - z\_n22) + k\_n22 * (d\_z\_d22 - d\_z\_n22))) / m\_n22$$

*// Вертикальные скорости неподдресоренных масс*

```

d_z_n11 = d_z_n11 + d2_z_n11 * dt
d_z_n12 = d_z_n12 + d2_z_n12 * dt
d_z_n21 = d_z_n21 + d2_z_n21 * dt
d_z_n22 = d_z_n22 + d2_z_n22 * dt
// Вертикальные перемещения неподрессоренных масс
z_n11 = z_n11 + d_z_n11 * dt
z_n12 = z_n12 + d_z_n12 * dt
z_n21 = z_n21 + d_z_n21 * dt
z_n22 = z_n22 + d_z_n22 * dt

// Статический прогиб
if t>t_n then
    if t<(t_n + 0.01) then
        z_st=z_p
    end
end

//ЦИКЛ КОЛЕС
if d_x_p<>0 then
//Переднее левое колесо
if ( d_x_p - d_gam * 0.5 * S_1)==0 then
    UU_11 = 0
else
    UU_11 = Q1 - atan((d_y_p + d_gam * a) / ( d_x_p - d_gam * 0.5 * S_1))
end
fz_11 = p_ok11 * (c_n11 * (z_d11 - z_n11) + k_n11 * (d_z_d11 - d_z_n11))
if fz_11 < 0 then
    fz_11 = 0
end
if V_11==0 then
    Rx11=0
    Ry11=0
else
mf_11=fz_11*f0*(1+((3.6*d_x_p)^2/20000))*rk0 //Момент сопротивления
качению
d_wk_11=(mf_11+Rx11*rk0)/Jk //Угловое ускорение колеса
wk_11=wk_11-d_wk_11*dt //Угловая скорость колеса
[Ry11,Loy1_11 ,nyu_11] = func_Ry_Rz_11( fz_11 , UU_11 , V_11 ,dt, Ry11 ,
Loy1_11 , nyu_11)
Rx11 = p_ok11 * Rx11
Ry11 = p_ok11 * Ry11
end

end

//КОНЕЦ ЦИКЛА КОЛЕС
Vx=d_x_p*cos(gam)-d_y_p*sin(gam)

```

```

X=X+Vx*dt
Vy=d_x_p*sin(gam)+d_y_p*cos(gam)
Y=Y+Vy*dt
Va=sqrt(Vx*Vx+Vy*Vy)

// Координаты центров колес
x_11 = X + l_ca * cos( gam + acos( a / l_ca))
y_11 = Y + l_ca * sin( gam + acos( a / l_ca))

x_12 = X + l_ca * cos( gam - acos( a / l_ca))
y_12 = Y + l_ca * sin( gam - acos( a / l_ca))

x_21 = X - l_cb * cos( gam - acos( b / l_cb))
y_21 = Y - l_cb * sin( gam - acos( b / l_cb))

x_22 = X - l_cb * cos( gam + acos( b / l_cb))
y_22 = Y - l_cb * sin( gam + acos( b / l_cb))

// ***** НЕРОВНОСТЬ *****
if y_11>=(15 - 0.5 * Lp) then
    tj_11=tj_11+dt    // расчёт времени интегрирования сглаживающей
    функции
    syn_11 = 1        //синхронизация по наезду на неровность
end
if y_12>=(15 - 0.5 * Lp) then
    tj_12=tj_12+dt
    syn_12 = 1        //синхронизация по наезду на неровность
end
if y_21>=(15 - 0.5 * Lp) then
    tj_21=tj_21+dt
    syn_21 = 1        //синхронизация по наезду на неровность
end
if y_22>=(15 - 0.5 * Lp) then
    tj_22=tj_22+dt
    syn_22 = 1        //синхронизация по наезду на неровность
end

T_11=Lp/9
T_12=Lp/9.5
T_21=Lp/9
T_22=Lp/9.5
if y_11>=(15 - 0.5 * Lp)&y_11<(15 + 0.5 * Lp) then
    z_d11=Hp/2*(1-cos(2*pi*tj_11/T_11))*on_off_z_d11 // сглаживающая
    функция при переезде шиной неровности заданного профиля
else

```

```

    z_d11=0
end
if y_12>=(15 - 0.5 * Lp)&y_12<(15 + 0.5 * Lp) then
    z_d12=Hp/2*(1-cos(2*pi*tj_12/T_12))*on_off_z_d12
else
    z_d12=0
end
if y_21>=(15 - 0.5 * Lp)&y_21<(15 + 0.5 * Lp) then
    z_d21=Hp/2*(1-cos(2*pi*tj_21/T_21))*on_off_z_d21
else
    z_d21=0
end
if y_22>=(15 - 0.5 * Lp)&y_22<(15 + 0.5 * Lp) then
    z_d22=Hp/2*(1-cos(2*pi*tj_22/T_22))*on_off_z_d22
else
    z_d22=0
end
if t > 22 then // Время начала вывода графиков
n(z)=t
//Ввод результатов расчетов в массивы ***
screen = 2//1
// Массивы перемещений
if screen==1|screen==1 then
Y1(z)=X;// координата X
Y2(z)=Y;// координата Y
// Массив ход подвески
if screen=2
Y3(z) = (z_n11 - z_p11);
Y4(z) = (z_n12 - z_p12);
Y5(z) = (z_n21 - z_p21);
Y6(z) = (z_n22 - z_p22);
end
// Массив боковых реакций
if screen=3
Y7(z) = Ry11 ;
Y8(z) = Ry12 ;
Y9(z) = Ry21 ;
Y10(z) = Ry22 ;
end
// Массив вертикальная реакция колесом
if screen=4
Y11(z) =c_p11*p_ok11*(z_n11 - z_p11)+Fst11;
Y12(z) =c_p12*p_ok12*(z_n12 - z_p12)+Fst12;
Y13(z) =c_p21*p_ok21*(z_n21 - z_p21)+Fst21;
Y14(z) =c_p22*p_ok22*(z_n22 - z_p22)+Fst22;

```

```

end
z=z+1 // *** Счетчик массива
end

//('func_Ry_Rz_11.sci',-1)

function [Ry11, Loy1_11, nyu_11]=func_Ry_Rz_11(fz_11, UU_11, V_11, dt,
Ry11, Loy1_11, nyu_11)
if fz_11>=5500 then
    fz_11=5500
end
Loy_11= -3.2436577584535E-12*fz_11^3 + 8.63144845455849E-09*fz_11^2 +
1.52370240934473E-04*fz_11//длина релаксации
Csy_11=(-2.28125E-05*fz_11^2 + 0.288571316*fz_11)*180/pi //Н/рад//
жесткость бокового проскальзывания
fi_y_11=-2.28527613E-08*fz_11^2 + 2.8802fz_11//коэффициент бокового
сцепления
a_11= -3.15*fz_11^2 + 1.784268E-04*fz_11 + 1.369534
b_11=1.467E-07*fz_11^2 -1.6387491E-03*fz_11 + 14.8952254

d_nyu_11=(UU_11*180/pi-nyu_11/Loy1_11)//(1)
nyu_11=nyu_11+d_nyu_11*V_11*dt
UU1_11=(nyu_11/Loy1_11)*pi/180 //рад эквивалентная угол увода,
переходной угол
Ry11=fz_11*fi_y_11*sin(a_11*atan(b_11*(sin(UU1_11))))// Ry магическая
формула Дика
Loy1_11=(Loy_11*Ry11)/(Csy_11*UU1_11) //длина пересечения,
учитывающая работу протектора в боковом направлении
endfunction

```



**Диагностик төв**  
 Тюряковын гудамж, Баян-Өндөр сум,  
 Эрдэнэт хот, 61027  
 Утас: 99360618  
 E-mail: [Enkhee063618@gmail.com](mailto:Enkhee063618@gmail.com)  
 2024.07.23 № 41/24  
 танай \_\_\_\_\_ -ны \_\_\_\_\_ -т

### УТВЕРЖДАЮ

Генеральный директор  
 Автосервиса «Диагностик тув»,  
 Инженер - консультант  
 Д. Энхзориг



### АКТ

#### опытно-производственного внедрения результатов диссертационной работы Батжаргала Нямбата на соискание учёной степени кандидата технических наук

Результаты диссертационной работы Батжаргала Нямбата, представленной на соискание учёной степени кандидата технических наук, использованы в опытно-производственной деятельности предприятия в процессе совершенствования системы технического осмотра транспортных средств.

Теоретически обоснованный Батжаргалом Н. апробированный силовой метод контроля технического состояния амортизаторов автотранспортных средств использовали при контроле амортизаторов в дорожных условиях.

Проверка на предприятии силового метода показывает значительное повышение качества контроля технического состояния амортизаторов АТС в дорожных условиях. Обеспечивает эффективный контроль бокового сцепления их шин с поверхностью дороги. Отмечено, что 11,2% от общего числа автомобилей, успешно прошедших контроль технического состояния амортизаторов на вибростендах, не проходят его по разработанному силовому методу контроля технического состояния амортизаторов в дорожных условиях.

Таким образом использование разработанного силового метода при техническом осмотре обеспечит эффективный контроль устойчивости управляемого движения автотранспортных средств в дорожных условиях.

Главный инженер,  
 Инженер - консультант Монголии С. Эрдэнэбат

Исполнитель Б. Нямбат





### АКТ

внедрения результатов диссертационной работы аспиранта кафедры «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» Батжаргала Нямбата

1. **Наименование работы:** Силовой метод контроля технического состояния амортизаторов автомобиля в дорожных условиях.
2. **Предприятие, где осуществляется внедрение и его адрес:** ООО «Гавшгай тээвэр», 61021, г. Эрдэнэт, ул. Тосгоны зам, строение 1.
3. **Наименование организации, выполняющей научно-исследовательскую работу:** ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет» (ИРНИТУ), кафедра «Автомобильный транспорт».

**Краткое описание работы:** Результаты диссертационной работы аспиранта Батжаргала Н. – силовой метод контроля технического состояния амортизаторов автомобилей в дорожных условиях, а также реализующее его оборудование в виде измерительных платформ прошли производственную проверку в ООО «Гавшгай тээвэр» (г. Эрдэнэт) в период с 2023-2024 гг.

Внедрение в технологический процесс ООО «Гавшгай тээвэр» результатов научных исследований Батжаргала Нямбата показывает:

- Из общего числа автомобилей, успешно прошедших контроль технического состояния амортизаторов на вибростендах, 13,7% не прошли его по разработанному силовому методу контроля технического состояния амортизаторов. Ошибки контроля автомобилей с исправными амортизаторами, не более 4,6%. Ошибки контроля автомобилей с неисправными амортизаторами не более 2,9%;

- Значительно повысилось качество контроля технического состояния подвески и амортизаторов в условиях невысокого качества дорог;
- Сократились трудовые и временные потери на поиск неисправностей в элементах подвески;
- Удалось повысить устойчивость и активную безопасность автотранспортных средств в условиях эксплуатации.

Инженер по технической  
эксплуатации автомобиля  
ООО "Гавшгай тээвэр"  
 Д. Бадамгарав  
«18» 07. 2024 г.

Директор Института  
Авиамашиностроения и  
транспорта ИРНИТУ  
 А.Е. Пашков  
«18» 07. 2024 г.