

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. В.Г. ШУХОВА»



На правах рукописи

**ЛАЗАРЕВ ДМИТРИЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНОЙ  
ЭКСПЕРТИЗЫ НА ОСНОВЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА  
ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ**

05.22.10 – Эксплуатация автомобильного транспорта

Диссертация  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
кандидат технических наук,  
доцент Новиков И.А.

Белгород 2018

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. БЕЗОПАСНОСТЬ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА РАЗВИТИЕ СОВРЕМЕННОЙ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНОЙ ЭКСПЕРТИЗЫ.....	11
1.1 Анализ статистики дорожно-транспортных происшествий в стране и в мире .....	11
1.2 Основы определения торможения автомобиля в дорожно-транспортной экспертизе.....	20
1.2.1 Распределение тормозных сил между мостами транспортного средства и перераспределение его массы при торможении .....	33
1.3 Определение коэффициента сцепления шины колеса автомобиля с дорогой.....	35
1.3.1 Устройства и методы для экспериментального определения коэффициента сцепления .....	35
1.3.2 Устройства прицепного принципа действия.....	36
1.3.3 Устройства навесного принципа действия.....	39
1.3.4 Устройства имитационного принципа действия .....	41
1.4 Выводы по главе .....	44
ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД ПРИ ИЗУЧЕНИИ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ .....	46
2.1 Модель движения автомобиля при блокировке колес.....	50
2.2 Исследование процесса торможения автомобиля.....	59
2.3 Выводы по главе .....	63
ГЛАВА 3. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СПОСОБА ИЗМЕРЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ ШИН С ДОРОГОЙ.....	65

3.1 Сцепление автомобильных шин с опорной поверхностью .....	65
3.1.1 Зависимость коэффициента сцепления шин от типа и состояния опорной поверхности.....	67
3.1.2 Зависимость коэффициента сцепления от скорости движения автомобиля.....	68
3.1.3 Зависимость коэффициента сцепления от удельного давления в контакте.....	72
3.2 Расчет площади пятна контакта автомобильной шины и поверхности дороги.....	74
3.2.1 Расчет длины пятна контакта автомобильной шины и поверхности дороги.....	76
3.2.2 Расчет ширины пятна контакта автомобильной шины и поверхности дороги.....	77
3.3 Расчет коэффициента сцепления автомобильной шины по поверхности дороги.....	81
3.4 Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием .....	83
3.5 Выводы по главе .....	86
<b>ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЖЕНИЯ ШИНЫ КОЛЕСА .....</b>	<b>88</b>
4.1 Общие положения экспериментальных исследований.....	88
4.2 Методика эксперимента.....	88
4.3 Алгоритм проведения эксперимента с использованием установки .....	93
4.4 Проведение экспериментов .....	94
4.5 Сравнение результатов эксперимента .....	106
4.6 Выводы по главе .....	114

ГЛАВА 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕДЛОЖЕННОГО СПОСОБА.....	116
5.1 Оценка экономической эффективности предложенного способа на примере дорожно-транспортного происшествия .....	117
5.2 Выводы по главе.....	120
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ .....	121
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	123
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	135
Приложение А.....	136
Приложение Б.....	138
Приложение В .....	141

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы.** В современной цивилизации одной из исключительных и незаменимых сфер является дорожное движение. Рост автомобилизации, наряду с увеличением объемов улично-дорожной сети, приводит к увеличению интенсивности движения, что в свою очередь приводит к возникновению ряда транспортных проблем, одной из которых являются дорожно-транспортные происшествия (далее ДТП) [1]. С момента изобретения автомобиля, как средства передвижения, и начала их передвижения по дорогам человечество ощутило угрозу ДТП. С течением времени конструктивные характеристики транспортных средств совершенствовались (возросли их скоростные и маневровые характеристики за счет совершенствования тяговых способностей силовых агрегатов и облегчения конструкций), что в свою очередь привело к увеличению тяжести последствий, вызванных событием ДТП.

Одной из острейших проблем современности является аварийность на автомобильном транспорте [2]. Дорожно-транспортный травматизм затрагивает все возрастные категории и все сферы жизнедеятельности. Помимо смертельных исходов, данные происшествия приводят к значительному числу тяжелых травм, которые зачастую сопряжены с нетрудоспособностью и инвалидностью.

Поэтому процедура расследования дорожно-транспортных происшествий, наряду с задачами по снижению тяжести последствий от обозначенной социально-экономической проблемы, является наиболее значимым и актуальным процессом. С увеличением общего числа аварий повышается сложность и количество работ, связанных с проведением дорожно-транспортной экспертизы. В большинстве случаев дорожно-транспортные происшествия сопровождаются процессом торможения транспортных средств, поэтому очевидно, что исследование данного вопроса очень важно при расследовании и экспертизе ДТП. Исследование процесса торможения автомобиля базируется на определении его замедления, которое зависит от коэффициента сцепления, и на простейших физических законах.

Несмотря на многочисленность исследований по данной проблематике, на сегодняшний день имеется ряд проблем, связанных с определением коэффициента сцепления, а также вытекающих из них сложностей при проведении дорожно-транспортной экспертизы. Например, недостаточно распространены экспериментальные способы определения коэффициента сцепления шины автомобильного колеса с опорной поверхностью и особенности совершенствования модели его вычисления с учетом различных изменяемых характеристик как конструктивного свойства, так и эксплуатационного, основанные на современных достижениях науки и техники.

**Степень разработанности темы.** Вопросами исследования торможения автомобиля при проведении дорожно-транспортной экспертизы занимались в своих работах В.А. Иларионов, Б.Е. Боровской, Ю.Б. Суворов, С.А. Евтюков, Э.Р. Домке, В.А. Бекасов, Н.М. Кристи, Е.А. Китайгородский и др. отечественные ученые. Проблемам получения исходных данных для исследования процесса торможения автомобиля (в частности коэффициента сцепления колес транспортного средства с дорогой), посвящены труды В.Ю. Гиттиса, Д.П. Великанова, Е.В. Михайловского, Г.В. Зимелева, Э.Г. Подлиха, Ю.В. Кузнецова и многих других отечественных ученых. Также данная проблематика отражена в работах отечественных трибологов А.В. Чичинадзе и И.В. Крагельского. Из иностранных трудов стоит выделить изыскания Р. Байэтта, Р. Уоттса, Д. Коллинза, Д. Морриса, Й. Раймпеля, Дж. Вонга и многих других.

Несмотря на достаточно широкое обеспечение исследований по данной проблематике на данный момент эта тема освещена лишь в узконаправленном усредненном спектре, ограниченном только исследованием прямого торможения автомобиля, отнесенного к определенной категории (без разделения на подкатегории), с опорной поверхностью, также подразделяемой на типовые варианты, без учета конструктивных и эксплуатационных особенностей этих контактных элементов (шин колес транспортных средств и дорожного покрытия). При этом сам процесс использования в дорожно-транспортной экспертизе обстоятельств дорожно-транспортного происшествия научных разработок

ограничен использованием типовых таблиц с усредненными значениями по типовым категориям, что влечет за собой крайне приближенные расчеты.

Крайне скудно освещен вопрос экспериментальных испытаний контактных объектов с целью получения объективных исходных данных для исследования процесса торможения в рамках дорожно-транспортной экспертизы. Имеющиеся в настоящее время экспериментальные приборы и установки содержат ряд недостатков, которые не позволяют считать их универсальными. В частности, основным недостатком данных приборов и устройств является то, что они замкнуты на заложенных в них установочных условиях, значительно снижающих возможности моделирования процесса поведения колеса на дорожном покрытии при различных условиях, что, в свою очередь, приводит к снижению достоверности и точности проводимых измерений, а в ряде случаев, к отсутствию возможности проведения испытаний как таковых. Также к недостаткам имеющихся приборов следует отнести и то, что они не позволяют смоделировать и измерить, при необходимости, боковое скольжение (поперечный «юз») испытуемого колеса по испытуемой поверхности.

Поэтому повышение универсальности и достоверности способов получения исходных данных (коэффициента сцепления) для исследования процесса торможения при проведении дорожно-транспортной экспертизы через совершенствование экспериментальных испытаний контактных элементов является в настоящий момент, актуальной задачей.

**Цель работы** - повышение точности результатов дорожно-транспортной экспертизы на основе разработанного теоретического подхода при изучении процесса торможения автомобиля.

**Задачи исследования:**

- проанализировать факторы, влияющие на изменение коэффициента сцепления и способ их измерения;
- уточнить математическую модель поведения корпуса автомобиля при перераспределении нагрузки в результате торможения;

- усовершенствовать способ определения коэффициента сцепления автомобиля при его торможении с учетом различных конструктивных и эксплуатационных факторов;
- определить зависимость изменения коэффициента сцепления автомобиля с опорной поверхностью с учетом изменения конструктивных параметров колеса;
- исследовать адекватность предложенного способа определения коэффициента сцепления в процессе торможения автомобиля при проведении дорожно-транспортной экспертизы относительно общепринятого (теоретического) и сертифицированного экспериментального способов;
- обосновать эффективность использования разработанного способа при выполнении дорожно-транспортной экспертизы.

**Объект исследования.** Процесс торможения автомобиля.

**Предмет исследования.** Методы и способы определения коэффициента сцепления при проведении дорожно-транспортной экспертизы.

**Методология и методы исследования** представлены теоретическими исследованиями на основе теории движения автомобиля, экспериментальными исследованиями процесса торможения транспортного средства в различных эксплуатационных условиях, с учетом конструктивных особенностей колеса автомобиля.

Достоверность результатов исследования подтверждается применением современного специализированного сертифицированного оборудования, методов оценки и результатами эксплуатационных испытаний.

**На защиту выносятся:**

- анализ имеющихся в современной дорожно-транспортной экспертизе методов и способов получения экспериментальных данных для исследования процесса торможения;
- теоретический подход при изучении процесса торможения автомобиля на основе уточненной математической модели с учетом колебаний корпуса автомобиля;



- усовершенствованный способ определения коэффициента сцепления шины колеса автомобиля с дорогой с учетом конструктивных особенностей колеса;

- конструкция универсальной установки, позволяющая определять коэффициент сцепления в различных условиях с имитацией процесса торможения, в т.ч. и при боковом скольжении;

- результаты экспериментальных исследований процесса торможения транспортного средства в различных эксплуатационных условиях с учетом конструктивных особенностей колеса автомобиля при проведении дорожно-транспортной экспертизы;

- оценка экономической эффективности предложенного способа на примере дорожно-транспортного происшествия.

#### **Научная новизна исследования:**

- определены дополнительные факторы, влияющие на изменение коэффициента сцепления и предложен способ их учета при исследовании процесса торможения;

- уточнена математическая модель поведения корпуса автомобиля при перераспределении нагрузки в результате торможения на основе теории колебаний;

- конструкция универсальной установки измерения коэффициента сцепления заблокированного колеса с опорной поверхностью.

**Практическая значимость** заключается в усовершенствованном подходе получения исходных данных (значений коэффициента сцепления) для исследования процесса торможения автомобиля при проведении дорожно-транспортной экспертизы через совершенствование экспериментальных испытаний контактных элементов с учетом изменяющихся условий.

Результаты исследований имеют прикладной характер и могут быть использованы в экспертно-криминалистической деятельности при исследовании обстоятельств дорожно-транспортных происшествий.

**Апробация работы.** Результаты исследования представлены на научных конференциях и семинарах: Международной научно-практической конференции «Проблемы автомобильно-дорожного комплекса России» (Пенза, ПГУАС, 2008 г.); Международной научно-практической конференции «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств» - Пенза, 18-20 мая 2010 г. (Пенза, ПГУАС, 2010 г.); Международной научно-технической конференции «Информационные технологии и инновации на транспорте» (Орел, ОГУ имени И.С. Тургенева, 2016 г.); Международной научно-технической конференции «Организация и безопасность движения в крупных городах» (Санкт-Петербург, СПбГАСУ, 2016 г.), Международной научно-технической конференции «Альтернативные транспортные технологии: от теории к практике» (Воронеж, ВГЛУ имени В.Г. Морозова, 2018 г.).

**Реализация результатов работы.** Теоретические, научно-методические, прикладные и экспериментальные исследования, связанные с исследованием процесса торможения автомобиля, рекомендованы к практическому внедрению в ЭКЦ УМВД России по Белгородской области, в работе Лаборатории автотехнических и дорожных экспертиз БГТУ им. В.Г. Шухова «ЛАДЭ-БГТУ», в учебном процессе кафедры криминалистики Белгородского юридического института МВД России им. И.Д. Путилина.

**Публикации.** Основные теоретико-методологические положения и результаты диссертационного исследования опубликованы в 9 печатных работах, в том числе 2 научные статьи в изданиях, из перечня рецензируемых научных журналов и изданий для опубликования основных научных результатов диссертаций, 2 статьи в изданиях, входящих в международные реферативные базы данных и системы цитирования (Scopus, Web Of Sciens). По теме диссертации получены два патента РФ на полезную модель №158239 и №159197.

В опубликованных работах автору принадлежат основные научные идеи, теоретические и расчетно-прикладные разработки, заключение и выводы.

**Структура и объем диссертации.** Структура и последовательность изложения результатов диссертационной работы определены целью и задачами

исследования. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы и приложений, содержит 120 страниц текста, 21 таблицу, 53 рисунка. Библиографический список включает 121 наименование.

# ГЛАВА 1. БЕЗОПАСНОСТЬ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА РАЗВИТИЕ СОВРЕМЕННОЙ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНОЙ ЭКСПЕРТИЗЫ

## 1.1 Анализ статистики дорожно-транспортных происшествий в стране и в мире

С самого первого дня с момента начала движения транспортных средств по дорогам общество столкнулось с угрозой возникновения дорожно-транспортных происшествий (ДТП) [3]. В 1886 году был представлен первый сконструированный автомобиль, а уже через десять лет было официально зафиксировано первое ДТП, а еще через три года впервые была констатирована гибель человека вследствие ДТП. С тех пор количество ДТП и дорожный травматизм в результате их совершения поступательно растет [4].

За 2017 год в Российской Федерации прослеживается положительная динамика снижения количества ДТП и пострадавших в них людей. Однако, степень аварийности в совокупности, остается стабильно высокой, а каждое девятое происшествие влекло за собой летальный исход. Несмотря на сокращение относительно аналогичного периода прошлого года (АППГ), тяжесть последствий ДТП составила 8 погибших на 100 пострадавших. [5].

Общее количество ДТП по стране составляет величину 120069 (-6,1%). Погибло в результате ДТП 13305 (-9,9%) и получило телесных повреждений 153617 (-5,6%) человек (рисунок 1.1).

Несмотря на сложившуюся положительную динамику общих показателей по стране, в двадцати субъектах количество ДТП увеличилось относительно АППГ, в двадцати двух выросло число пострадавших.

Наиболее существенно по указанным оценочным критериям рост произошел в Республике Мордовия (+16,8 и 30,9%), Республике Крым (+25,9 и 26,5%) и Удмуртской Республике (+42,6 и 54,4%).

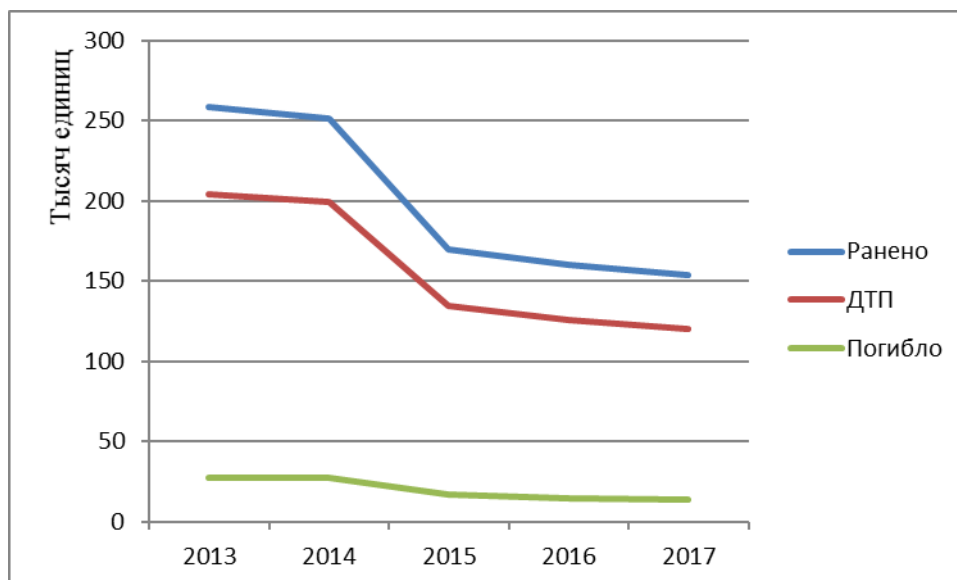


Рисунок 1.1 – Показатели дорожно-транспортной аварийности по стране

Было отмечено возрастание числа погибших в результате ДТП в четырех регионах. Рост показателей наблюдается в Чукотском АО (+400,0%), Забайкальском крае (+22,6%), Хабаровском крае (+0,9%) и Костромской области (+5,4%).

Наибольший прирост количества ДТП и пострадавших в них наблюдается в летний период, однако, в этот же период имеется снижение основных показателей по отношению к прошлому году (таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Основные показатели дорожно-транспортной аварийности по стране по месяцам

	ДТП количество	± % к АППГ	Погибло, чел.	± % к АППГ	Ранено, чел	± % к АППГ
Январь	1120	-5,1	1210	-14,8	15216	-3,6
Февраль	9750	-3,1	1049	-6,4	12460	-2,2
Март	9891	-6,7	978	-19,8	12340	-6,6
Апрель	11210	-5,5	1210	-9,6	13780	-6,5
Май	13773	-9,3	1430	-14,4	17260	-10,7
Июнь	14261	-11,9	1546	-20,8	18252	-12,5

Продолжение таблицы 1.1

	ДТП количество	± % к АППГ	Погибло, чел.	± % к АППГ	Ранено, чел	± % к АППГ
Июль	16285	-3,8	1900	-6,9	21380	-2,6
Август	17331	-4,6	2113	-6,3	22557	-4,2
Сентябрь	16318	-5,7	1880	-13,7	20300	-4,6

Основные показатели аварийности (количество ДТП, погибло, ранено) также возросли в Забайкальском крае (+3,1; +22,6 и +2,1%), Чукотском автономном округе (+38,9; +400,0; +38,9%), Хабаровском крае (+1,8; +0,9; +5,7%) и Костромской (+1,7; +5,4; 7,1%) области.

Тяжесть последствий от ДТП в 40 субъектах Российской Федерации превышала средние значения, которые наблюдались за тот же период по всей стране в целом. Наиболее высокие значения были отмечены в Республике Ингушетия (21,0), Республике Адыгея (15,5) и Чеченской Республике (14,5).

За 2017 г. 84,6% от общего числа ДТП связаны с нарушением Правил дорожного движения (ПДД) водителями (рисунок 1.2).

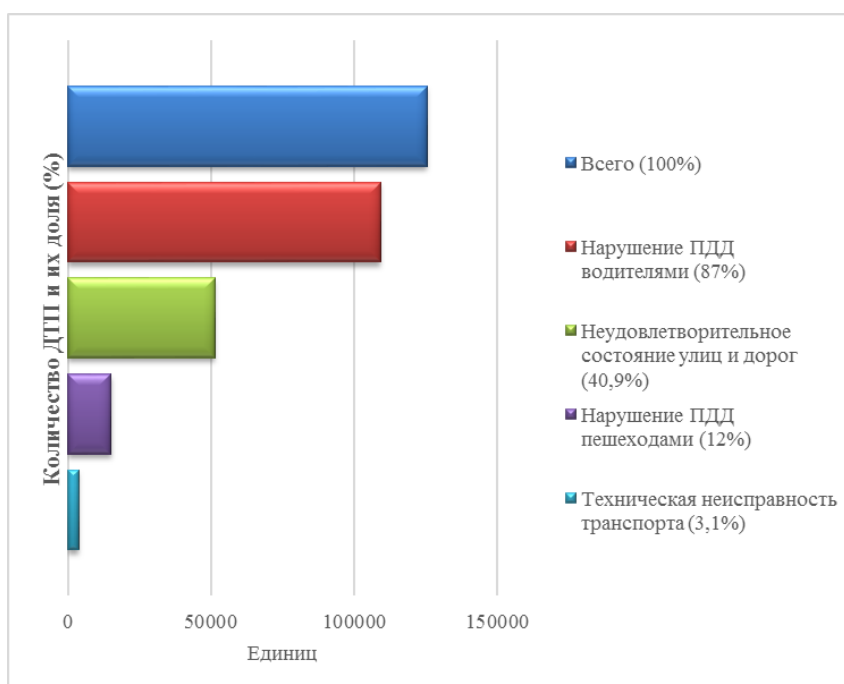


Рисунок 1.2 – Количество происшествий и их удельный вес (%)

Значение таких ДТП составляет 101599 (-8,6%), из общих показателей по количеству происшествий в целом, в которых погибло 11168 (-10,2%) и ранены 136449 (-7,6%) человек. При этом 11,4% (13803 ДТП) от общего количества ДТП произошли в результате нарушения ПДД пешеходами (-9,5%).

При изучении выбранного периода времени, было выявлено, что 51312 ДТП (+12,5%) возникло в результате значительного количества недостатков транспортно-эксплуатационного состояния улично-дорожной сети (НДУ). Число лиц, погибших в результате данного вида ДТП составило 5571 (-5,1%), раненых – 65423 (+13,6%) человека. В совокупности по стране четыре из десяти ДТП (40,9%) связано с влиянием НДУ.

К наиболее распространенным видам НДУ относятся: отсутствие или неразличимость разметки проезжей части (61,0%); недостатки, связанные с зимним содержанием дорог (12,4%); отсутствие в должных местах дорожных знаков (18,6%), неправильная дислокация или распознаваемость дорожных знаков (8,4%), повреждения дорожного покрытия (6,7%). Количество ДТП, на образование которых повлияло неправильная дислокация или распознаваемость дорожных знаков, увеличилось в значительной степени (+80,3%).

В 2017 году доля количества ДТП, возникновению которых способствовали технические неисправности транспортных средств, увеличилась более чем в два раза и составила 3,1% (2016 год – 1,3%). Также произошел рост числа погибших и раненых в данном виде ДТП. Так, по стране зарегистрировано 3870 (+128,3%) ДТП, в которых погибли 712 (+99,5%) и получили повреждения 5756 (+131,7%) человек. При этом основными неисправностями считаются: установка на одну ось автомобиля шин разных конструкций, с различными рисунками протектора и размерами, а также установка ошипованных и неошипованных шины одновременно (уд. вес 30%); шины с износом протектора (12,2%); наличие конструктивных изменений по сравнению со штатными требованиями завода-изготовителя, сведения о которых не отмечены в технических документах (12,7%), неисправность световых приборов (8,2%).

За 2017 год основными видами ДТП являлись столкновение транспортных средств – 42,7%, и наезд на пешехода – 28,0% (рисунок 1.3). Наиболее высокая тяжесть последствий характеризовалась опрокидыванием ТС (10,8%) и наездом на пешехода (9,4%).

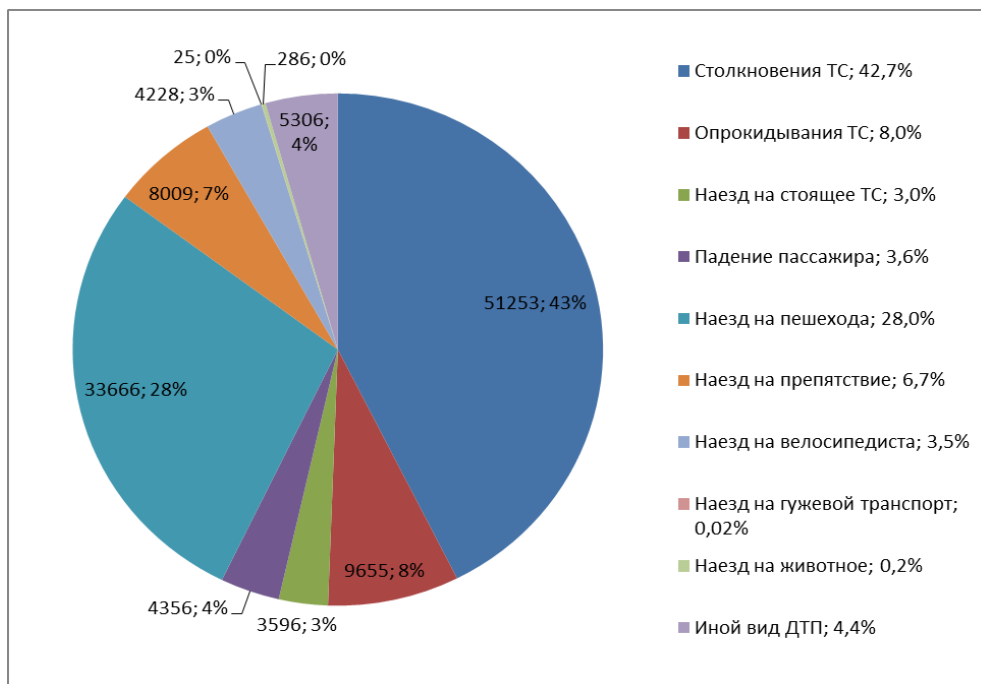


Рисунок 1.3 – Количество происшествий по видам и их удельный вес (%)

Наибольшее количество (76,1%) всех ДТП совершены в населенных пунктах, при этом доля числа пострадавших составила 46,3% погибших и 72,7% раненых (таблица 1.2).

Таблица 1.2 – Показатели аварийности по дислокации совершения

	ДТП, кол-во	± % к АППГ	Погибло, чел	± % к АППГ	Ранено, чел	± % к АППГ	Тяжесть послед. ДТП
В нас. пунктах	91404	-3,1	6157	-5,6	111746	-2,3	5,2
Вне нас. пунктах	26797	-15,3	6722	-14,5	39697	-14,1	14,5
Прочее	1868	-1,9	426	+8,1	2174	-4,5	16,4



За прошедший год общее число пострадавших от ДТП в населенных пунктах снизилось. При этом отмечено незначительное снижение числа данного вида ДТП, что связано со значительным ростом количества ДТП в крупных городах (рисунок 1.4). Удельный вес данных ДТП находится в районе 54,4% от общего количества ДТП, совершенных в населенных пунктах.

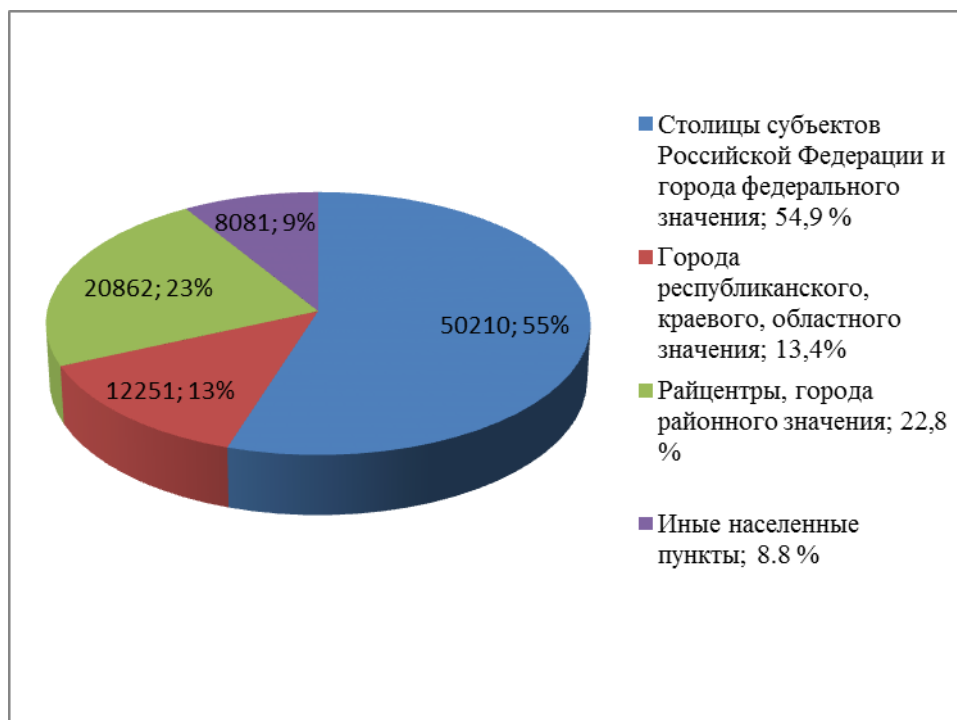


Рисунок 1.4 – Количество происшествий в населенных пунктах и их удельный вес (%)

Также, каждое четвертое ДТП (удельный вес 22,3%) имело место быть вне населенных пунктов. При этом более половины этих ДТП (54,3%) совершено на дорогах регионального или муниципального значения.

Отмечается небольшое снижение тяжести последствий происшествий на дорогах федерального значения (15,7% в этом году, 16,0% за аналогичный период в 2016 г.). При этом на данных дорогах, проходящих через населенные пункты, совершено 4985 ДТП, в которых погибло 842 и ранено 6683 человека (рисунок 1.5).

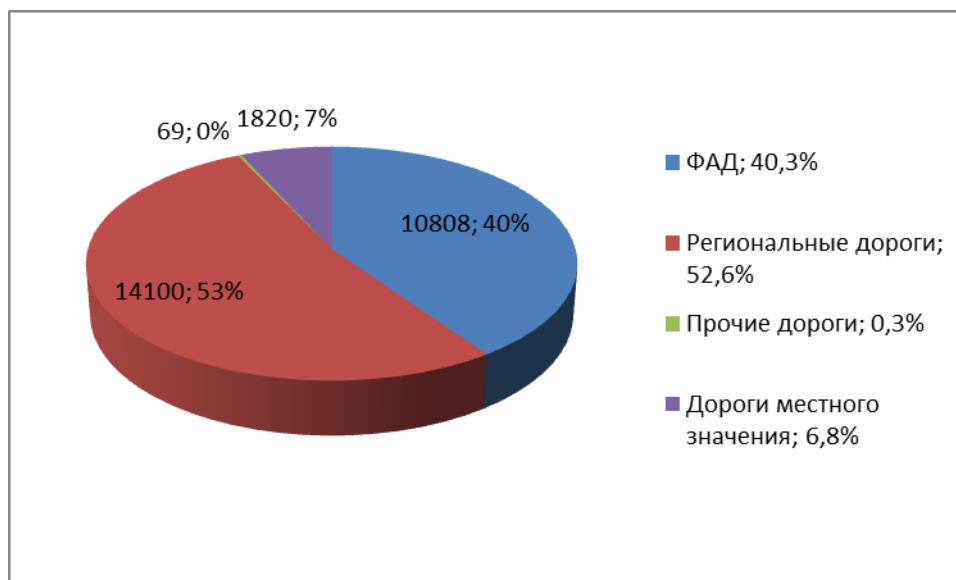


Рисунок 1.5 – Количество происшествий вне населенных пунктов и их удельный вес (%)

За изученный период 2017 года в стране сложился вектор уменьшения числа дорожно-транспортных происшествий и пострадавших в них людей. Однако, наряду с общим уменьшением показателей аварийности, наблюдается рост отдельных показателей травматизма вследствие дорожно-транспортных происшествий.

Производя анализ основных показателей аварийности, каждого месяца года, которые основаны на многолетних наблюдениях, можно сделать вывод о том, что наиболее проблемными периодами в году являются месяца: декабрь и промежуток с августа по октябрь. Это обусловлено тем, что в это время оканчивается отпускной и начинается учебный сезоны, увеличивается грузо- и пассажиропоток, происходит уменьшение светового дня. Помимо этого, происходит значительное ухудшение погодных и дорожных условий в осенне-зимний период, когда температура опускается до нулевой отметки и находится в этих пределах, а водители транспортных средств не успевают приспособиться к новым условиям и реалиям дорожно-транспортной сезонной обстановки.

Ориентируясь по данным за прошедшие 13 лет (с 2005 по 2017 годы) выявлено, что тенденция распределения по месяцам погибших сохраняется. Наименьшие показатели количества погибших были отмечены в феврале,

максимальные приходятся на период с августа по октябрь. Удельный вес числа погибших за 9 месяцев в сравнении с годовыми показателями составлял 65,2 – 72,8% (рисунок 1.6).

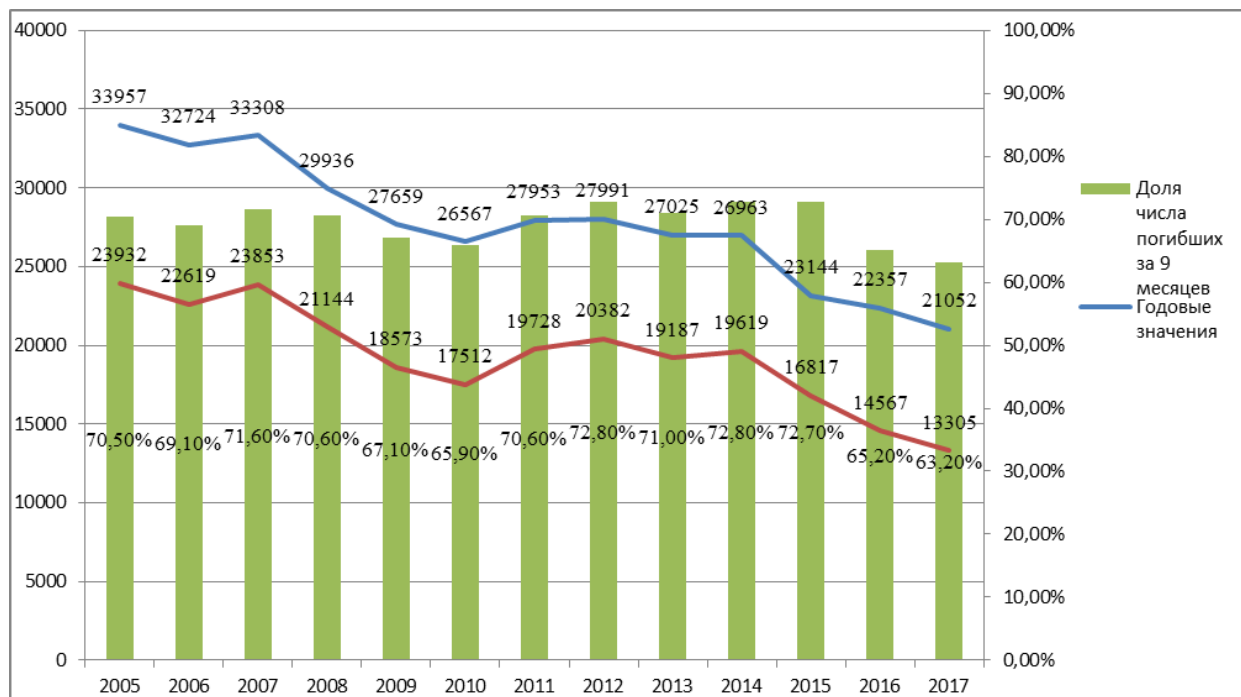


Рисунок 1.6 – Сравнительный анализ количества погибших за 13 лет (%)

Характер количества погибших по месяцам 2017 года (с января по сентябрь) повторяет динамику предыдущих годов.

Поэтому вероятное количество погибших за 9 месяцев 2017 года составит около 13305 человек.

Опираясь на данные, полученные исходя из динамики распределения числа погибших лиц в результате ДТП, прогнозируемое значение данного показателя будет варьироваться в диапазоне от 20420 до 21052 человек за 12 месяцев 2017 года. Относительно 2016 года уменьшение составит от 9,6% до 3,4%.

В Белгородской области за десять лет в целом наблюдается снижение уровня аварийности и травматизма, однако, за прошедший год выявлен существенный рост основных показателей аварийности (таблица 1.3) [6].

Таблица 1.3 – Основные показатели аварийности в Белгородской области с 2006 по 2017 гг.

Годы	ДТП		Погибло		Ранено	
	кол-во	% к ПГ	кол-во	% к ПГ	кол-во	% к ПГ
2006	1860	+1,9	321	-0,9	2210	+4,0
2007	1844	-0,9	307	-4,4	2292	+3,7
2008	1838	-0,3	291	-5,2	2276	-0,7
2009	1688	-8,2	260	-10,7	2078	-8,7
2010	1547	-8,4	254	-2,3	1941	-6,6
2011	1450	-6,3	251	-1,2	1811	-6,7
2012	1470	+1,4	289	+15,1	1779	-1,8
2013	1369	-6,9	285	-1,4	1577	-11,4
2014	1294	-5,5	256	-10,2	1504	-4,3
2015	1302	+0,6	270	+5,5	1462	-3,1
2016	1242	-4,6	207	-23,3	1487	+1,7
2017	1368	+10,1	212	+2,4	1624	+9,2

Произведя анализ статистики дорожно-транспортных происшествий можно сделать выводы:

– в целом по стране намечена положительная динамика сокращения основных показателей аварийности, значение тяжести последствий в результате ДТП составляет в среднем 8,0;

– наиболее распространенными видами ДТП можно назвать: столкновения транспортных средств (42,7%), наезды на пешеходов (28,0%), опрокидывание автомобилей (8,0%);

– часть числа аварий, произошедших из-за технических неисправностей автомобилей вдвое больше чем в 2016 году и составляет 3,2% (за 2016 года –

1,4%), основная часть которых связана с тем, что на одну ось ТС установлены шины различных конструкций, моделей и размеров, с различными рисунками протектора, а также одновременно установлены зимние и летние шины (уд. вес 29,8%), а также с износом рисунка протектора (12,1%).

Следует отметить тот факт, что Организация европейского экономического сотрудничества и развития (ОЕЭСР) представила данные, исходя из которых показатели ДТП в России намного выше соответствующей статистики иных стран (Чехии, Греции, Венгрии, Польши, Турции, Южной Кореи, США, Словакии и Бельгии), признанных неблагополучными с точки зрения ситуации на дорогах [7,8]. Уровень смертности в авариях на 100000 жителей в большинстве европейских странах имеет следующие значения: Нидерланды – 4,9; Швейцария – 5,0; Норвегия – 5,0; Швеция – 5,4; Британия – 5,5; Германия – 6,1; Финляндия – 7,5; Франция – 7,6; Австрия – 8,4; Ирландия – 8,6; Испания – 9,4; Италия – 9,7; Португалия – 10,5; Румыния – 12,8; Болгария – 13,3; Словения – 14,7; Эстония – 14,7; Латвия – 17,9; Литва – 22,4 [9,10]. При этом, данные страны работают над снижением количества жертв от ДТП, где ориентиром могут служить показатели Германии, в которой за последние 7 лет число жертв снизилось на 37%.

Для разрешения сформировавшейся негативной ситуации на дорогах в России требуется повысить контроль за движением автотранспорта, ввести информирование о дорожной ситуации, в том числе при помощи опыта и рекомендаций других стран. Однако, в случаях, когда данных мер недостаточно и для разрешения спорных вопросов, связанных с ДТП необходимо экспертное сопровождение, требуется наличие адекватных способов разрешения стоящих перед экспертами задач.

## **1.2 Основы определения торможения автомобиля в дорожно-транспортной экспертизе**

В Российской Федерации применяется традиционная методика судебной дорожно-транспортной экспертизы, которая появилась на основе постулатов

теоретической механики, но свое развитие получила в качестве криминалистической науки. К числу основных параметров, характеризующих движение автомобиля, является его замедление, которое определяется на сегодняшний день лишь экспериментальным путем, либо избирается при исследовании параметров движения транспортного средства, исходя из табличных значений, ориентированных на различные дорожные условия и категории ТС. При этом в современной экспертной практике удельный процент использования последних значителен, что приводит к весомым погрешностям при расчете.

Основной общепризнанной методикой определения замедления автомобиля в РФ является методика, предложенная В.А. Иларионовым [11], который за основу расчета замедления брал коэффициент сцепления автомобильной шины с дорогой. Такой же способ определения замедления предлагал и Боровский Б.Е. [12]. Однако, данная методика основывается на экспериментальных испытаниях, которые проводились в 80-х годах прошлого века, что ставит под сомнение их актуальность в связи с развитием автомобилестроения в целом, и тормозных элементов автомобилей в частности.

К тому же в классической физике сила трения зависит от двух параметров: силы реакции опоры и коэффициента трения [13]. Т.е. использование коэффициента сцепления при расчете процессов, связанных с трением, в априори не состоятельно, либо требует научного обоснования. К тому же, замедления, используемые при расчете параметров торможения транспортных средств, по Иларионову равны при определенных одинаковых дорожных условиях для автомобилей одной категории с различными массами и конструктивными особенностями шин, что противоречит проводимым в настоящее время испытаниям.

В настоящее время в нашей стране организовывается ряд испытаний тормозных систем и тормозных элементов транспортных средств, связанных с определением замедления, что свидетельствует о возросшем интересе к проблеме выбора исходных данных при дорожно-транспортном исследовании торможения

автотранспорта, коим и является замедление автомобиля. Полученные результаты были систематизированы и выпущены ЭКЦ МВД России в качестве пособия для экспертов-автотехников [14]. Однако следует заметить, что данные испытания проводились только для определенных марок автомобилей и автомобильных шин при определенных значениях скорости торможения, вследствие чего методическое пособие является неполным и отражает лишь некоторые аспекты данной проблемы.

Одним из самых ходовых экспериментальных способов является использование прибора ЭФФЕКТ-02, выпускаемый в г. Жигулевск [15]. Однако, данный прибор имеет один основной недостаток – он применим только на пригодных к ходовым испытаниям автомобилях, что невозможно в случае получения ими значительных повреждений. Как показывает экспертная практика разработка универсального прибора, имеющего способность замеров в разнообразных ситуациях, необходима для оптимизации производства экспертных расчетов, связанных с замедлением и коэффициентом сцепления.

Проведение экспериментальных же замеров трудноосуществимо в некоторых случаях, например, когда транспортные средства не на ходу (повреждены в результате происшествия), и их техническое состояние после ДТП не позволяет провести ходовые испытания (рисунок 1.7).



Рисунок 1.7 – Примеры автомобилей, не пригодных к ходовым испытаниям

Кроме того, сама методика определения замедления на основе использования универсальной формулы не отображает вариативности условий движения автомобиля при его торможении, такие как: разность давления воздуха в разных колесах, разность износа протектора шин, разность дорожных условий для разных колес. Ошибка исследования движения транспортных средств существенно увеличивается с ростом приведенных выше дифференциаций, в том числе и из-за усреднения в существующей методике исходных параметров. Кроме того, рост случаев участия автомобилей, оборудованных антиблокировочными системами (АБС), в происшествиях порождают условия исследования, не предусмотренные табличными данными, что не позволяет совершить расчет по традиционной методике, вынуждая эксперта отказываться от решения вопроса.

Расчет обстоятельств дорожно-транспортного происшествия в нашей стране базируется на исследованиях, которые проводились В.А. Иларионовым [16], и основанных на простейших физических законах. В данных исследованиях движение автомобиля представлялось как движение материальной точки и, исходя из этого, рассчитывались скорость, путь торможения и другие параметры движения автомобиля, необходимые при исследовании обстоятельств дорожно-транспортного происшествия. Данный подход к исследованию процесса торможения автомобиля рационален при учете, что основной параметр данного процесса – замедление – будет избран с определенной тщательностью. По Иларионову, замедление автомобиля находится в прямой зависимости от коэффициента сцепления. Существует множество приборов для определения коэффициента сцепления шины автомобиля с дорогой [17,18], однако, все они имеют свои недостатки, что не позволяет использовать их во всех, без исключения, случаях, поэтому экспериментальный метод в экспертной практике распространения не получил, несмотря на относительную точность данного способа.

Методика же определения коэффициента сцепления теоретическим путем существует на настоящее время в единственном числе. Данная методика, основанная на силовом балансе, является неполной, а в некоторых случаях, в



зависимости от избираемых исходных данных, крайне приближенной, что недопустимо при дорожно-транспортном исследовании обстоятельств ДТП, от которых напрямую зависят судьбы людей, участвовавших в нем. Данные погрешности связаны с тем, что избираемые коэффициенты сцепления, при определении замедления, являются, зачастую, характеристикой проезжей части, а не параметром взаимодействия автомобильного колеса и дороги [19]. Это связано с тем, что в методике определения коэффициента сцепления не учитывается влияние активного элемента процесса движения и торможения автомобиля, а именно – его колеса, а также не учитывается, что не все колеса имеют одинаковый контакт с опорной поверхностью, а при торможении происходит перераспределение нагрузки между осями автомобиля. Вследствие чего с учетом вышеперечисленного, исследования требуются в основном в области поведения колеса транспортного средства по твердой поверхности при торможении.

В ходе торможения кинетическая энергия перемещения автотранспортного средства преобразуется в работу трения фрикционных накладок колодок и тормозных барабанов, а также между шинами и дорогой [20].

При блокировки колеса автомобиля и переходе в заторможенное состояние, в зоне пятна контакта его с опорной поверхностью возникает тангенциальная реакция дороги  $T$ , направленная в сторону, противоположную движению. Данная реакция является тормозной силой. Сводная схема действующих на заблокированное колесо сил представлена на рисунке 1.8.

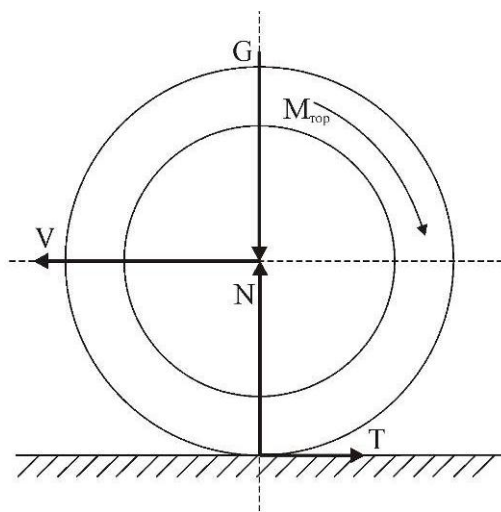


Рисунок 1.8 – Схема сил, действующих на тормозящее колесо

При этом, общая сила всех тормозящих колес автомобиля, возникающая в результате действия момента равна:

$$F_{\text{тор}} = \frac{M_{\text{тор}}}{r}. \quad (1.1)$$

В результате преобразований получаем

$$T_1 = -F_{\text{тор1}} - N_1 \cdot \mu - \frac{I_1}{r^2} \cdot j; \quad (1.2)$$

$$T_2 = -F_{\text{тор2}} - N_2 \cdot \mu - \frac{I_2}{r^2} \cdot j - F_{\text{xx}}; \quad (1.3)$$

Исходя из этого, увеличение момента торможения приводит к увеличению касательной реакции дороги, пока она не достигнет своего предельного значения – силы сцепления шины с дорогой  $P_{\text{сц}}$ :

$$T \leq F_{\text{сц}} = N\mu. \quad (1.4)$$

Система тормозов современных автомобилей развивает момент, который превышает момент силы сцепления шины с дорогой. Исходя из этого на практике при управлении автомобилем наблюдается юз колес, когда колеса при резком и интенсивном торможении блокируются и начинается процесс проскальзывания по дороге, исключая вращение. До блокировки колес между фрикционными колодками и дисками действует сила трения скольжения, при контакте протектора шины с дорогой – сила трения покоя. На завершающем этапе блокировки колес данная закономерность изменяется на противоположную – в тормозных механизмах устанавливается сила трения покоя, контакт протектора шины с опорной поверхностью сопровождается силой трения скольжения. Тепловые затраты энергии также перераспределяются между этими двумя процессами – затраты энергии на трение между колодками и диском исчезают, а выделение тепловой энергии образуется в зоне трения пятна контакта шины с дорогой. [21]

Показатели динамичности автомобиля при торможении можно рассчитать при помощи уравнения движения автомобиля.

Торможение транспортного средства без учета работы двигателя базируется на условии, что сопротивление перемещению обеспечивают фрикционные механизмы. При этом уравнение сил, которые действуют на автомобиль примет такой вид:

$$T_1 + T_2 + F_{\text{и}} - F_{\text{н}} - F_{\text{в}} = 0. \quad (1.5)$$

Интегрировав значения  $T_1$ ,  $T_2$  и  $F_{\text{и}}$  в формулу (1.5) и преобразовав, составляем уравнение движения транспортного средства при торможении без учета двигателя и скольжения шин по опорной поверхности:

$$\frac{G}{g} \left( 1 + \frac{I_{\text{к}} g}{N_2 G} \right) = \frac{G}{g} \delta_{\text{н}} j = -F_{\text{тор}} - F_{\text{к}} - F_{\text{н}} - F_{\text{в}} - F_{\text{хх}}, \quad (1.6)$$

где  $F_{\text{тор}} = F_{\text{тор1}} + F_{\text{тор2}}$  – суммарная тормозная сила,  $N$ .

Из полученного уравнения можно определить замедление  $j_3$  транспортного средства:

$$j_3 = -j = \frac{F_{\text{тор}} + F_{\text{д}} + F_{\text{в}} + F_{\text{хх}}}{G \cdot \delta_{\text{н}}} \cdot g. \quad (1.7)$$

Исходя из этого выражения можно сделать вывод о том, что замедление транспортного средства растет при увеличении трения во фрикционных механизмах и элементах трансмиссии, и увеличения сил сопротивлений внешних факторов. С увеличением массы транспортного средства и моментов инерции вращающихся деталей, замедление уменьшается. Наиболее влияет на торможение суммарная тормозная сила  $F_{\text{тор}}$ , зависящая от внутри тормозного давления, конфигурации и технического состояния тормозов.

В случае, когда силы сопротивления качению не учитываются, то при определении тормозной силы, ее максимальная величина зависит от силы сцепления шин и дороги:

$$F_{\text{тор}} = G \cdot \mu. \quad (1.8)$$

«Юз» возникает при превышении тормозной силы над силой сцепления, колеса блокируются и начинают скользить по дорожному покрытию.

При расчете торможения уравнение сил можно записать в следующем виде

$$F_{\text{и}} = F_{\text{тор}} + F_{\text{д}} + F_{\text{в}}. \quad (1.9)$$

Сила инерции является движущей, она затрачивается на преодоление тормозной силы  $F_{\text{тор}}$ , силы сопротивления дороги  $F_{\text{д}}$  и силы сопротивления воздуха  $F_{\text{в}}$ . Для определения замедления  $j_3$  автомобиля достаточно использовать значение  $F_{\text{и}}$  в уравнение (1.9):

$$j_3 = \frac{F_{\text{тор}} + F_{\text{д}} + F_{\text{в}}}{G \cdot \delta_{\text{н}}} \cdot g. \quad (1.10)$$

При условии, что скорость автомобиля при торможения стремиться к нулю, можем принять, что  $F_{\text{в}} = 0$ . Отсюда уравнение (1.10) примет вид

$$j_3 = \frac{\mu + \psi}{\delta_{\text{н}}} \cdot g. \quad (1.11)$$

В данном выражении величиной  $\psi$  в выражении можно пренебречь, поскольку коэффициент  $\mu$  значительно превышает коэффициент  $\psi$ . Отсюда

$$j_3 = \frac{\mu}{\delta_{\text{н}}} \cdot g. \quad (1.12)$$

Основным непреодолимым условием процесса торможения является то, что максимальное значение силы торможения зависит от сцепления шин с опорной поверхностью, т.е. нельзя добиваться безграничного увеличения замедления за счет повышения тормозных моментов. Максимальная величина замедления наступает в тот момент, когда все колеса автомобиля используют сцепление, а сила сцепления достигает значения сумме касательных реакций:

$$F_1 + F_2 = (N_1 + N_2) \cdot \mu = G \cdot \mu \cos \alpha. \quad (1.13)$$

С учетом выражения (1.10):

$$G \cdot \mu \cos \alpha + F_{\text{и}} - F_{\text{н}} - F_{\text{в}} = G \cdot \mu \cos \alpha - \frac{G}{g} \cdot j - F_{\text{н}} - F_{\text{в}} = 0.$$

Отсюда максимальное замедление

$$j_3 = \frac{G \cdot \mu \cdot \cos \alpha + F_{\text{н}} + F_{\text{в}}}{G} \cdot g. \quad (1.14)$$

Тормозная сила при экстренном торможении в значительной степени превышает силы  $F_{\text{н}}$  и  $F_{\text{в}}$ , и ими можно пренебречь.

Тогда

$$j_3 = \mu \cdot g. \quad (1.15)$$

Из чего следует, что при торможении при неизменном коэффициенте сцепления  $\mu$  замедление также остается постоянным.

Для обеспечения полного использования сцепления колес автомобиля с покрытием нужно чтобы на всем пути торможения силы, необходимые для торможения, были пропорциональны нормальным реакциям дороги. Логично, что в случае торможения транспортного средства с различным замедлением силы торможения  $F_{\text{тор}1}$  и  $F_{\text{тор}2}$  также будут различными. Однако, конструкция тормозов транспортного средства спроектирована таким образом, что соблюдается баланс соотношения данных сил, исходя из чего использование сцепления всеми колесами транспортного средства наступает лишь при одном значении коэффициента  $\mu$ . При отличных от базового значениях  $\mu$  величины, характеризующие торможение автомобиля (время и путь), превышают расчетные, а замедление – меньше.

В связи с этим в расчетные формулы по предложению Д. П. Великанова [16], для того чтобы расчеты приблизить к полученным в результате эксперимента данным, добавляют коэффициент эффективности торможения  $K_э$ , отражающий разницу действительного замедления транспортного средства и предельного. С учетом данного коэффициента ( $K_э$ ) выражение для замедления приобретает следующий вид:

$$j_3 = \frac{\mu \cdot g}{K_э}. \quad (1.16)$$

При этом для легковых автомобилей принимается коэффициент равный 1,2, а для грузовых и автобусов – 1,3 ÷ 1,4, на влажных и скользких дорогах при  $\mu \leq 0,4$  данный коэффициент равен 1 для автомобилей всех типов.

В условиях действительности приведенная формула не подтверждается на практике, а величины замедлений современных транспортных средств превышают расчетные значения. Использование коэффициента эффективности торможения приводит к значительным, не обоснованным, погрешностям.

В Советском Союзе в 1925 г. В. Ю. Гиттис [22], основываясь на зарубежном опыте, опубликовал следующие значения коэффициента сцепления: для сухих шоссеиных дорог 0,20, для влажных 0,15 и для – песчаных 0,30-0,35.

Особое внимание здесь указывается на низкое значение коэффициентов сцепления. Эти данные использовали при расчете взаимодействия массивных колес с опорной поверхностью.

Начиная с 1924 г. за границей резко увеличивается количество работ, которые посвящены исследованию коэффициента сцепления, данные которого получают экспериментальным путем. Подобные работы были представлены Американской исследовательской лабораторией, Английским институтом автомобильных инженеров и Берлинским дорожно-строительным исследовательским институтом.

Все вышеизложенные исследования показали, что коэффициент сцепления зависит в основном от состояния дорожного покрытия [23]. Следует также отметить, что в действительности он является сложной функцией многих переменных.

Для определения коэффициента сцепления испытания проводились методом буксировки автомобиля или специальной тележки при затормаживании их колес на дорожном покрытии.

До настоящего времени подобный способ определения коэффициента сцепления методом динамометрирования при буксировке по твердой поверхности заторможенного автомобиля или специальной тележки имеет широкое применение и остается одним из достоверных [24].

Иные методы определения коэффициента сцепления являются менее точными, так как в процессе торможения происходит перераспределение нагрузок между колесами. Кроме того, величина коэффициента сцепления изменяется с изменением скорости торможения, поэтому этими способами можно найти лишь приближенную его величину [25, 26].

В 1935 г. Д. П. Великановым [27] на основании данных вышеупомянутых исследовательских организаций были подсчитаны средние значения для коэффициента сцепления, приведенные в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Средние значения коэффициента сцепления шин высокого давления, подсчитанные Д. П. Великановым

Наименование дорожного покрытия или его состояния	Величина коэффициента сцепления при дорожном покрытии		
	Чистом и сухом	Чистом и мокром	Замасленном или покрытом грязью
Бетон	0,75	0,50	0,30
Асфальтобетон	0,70	0,45	0,30
Брусчатка крупная	0,75	0,40	0,30
Брусчатка мелкая, мозаика	0,65	0,40	0,30
Торцы деревянные	0,70	0,30	0,20
Асфальт	0,60	0,40	0,25
Булыжная мостовая	0,70	0,40	0,34
Шоссе щебеночное	0,75	0,50	0,40
Грунтовая (профилированная) дорога	0,70	0,15	–
Снежная дорога	0,30	До 0,20	–
Обледенелая дорога	0,24	До 0,18	–
Тающая обледенелая дорога	0,20	До 0,15	–

В 1955 г. Е. В. Михайловский [28, 29] представил средние значения коэффициента сцепления для шин высокого и низкого давления, приведенные в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Средние значения коэффициента сцепления шин высокого и низкого давления, подсчитанные Е. В. Михайловским

Наименование дорожного покрытия или его состояния	Величина коэффициента сцепления для шин	
	Высокого давления	Низкого давления
Асфальт:		
сухой	0,50-0,70	0,70-0,80
мокрый	0,35-0,45	0,45-0,55
Песчаная дорога:		
сухая	0,60-0,70	0,70-0,80
мокрая	0,50-0,60	0,60-0,65
Деревянные торцы:		
сухие	0,50-0,70	0,60-0,75
мокрые	0,30-0,40	0,40-0,50
Щебеночное покрытие:		
сухое	0,50-0,60	0,50-0,60
мокрое	0,30-0,40	0,30-0,40
Грунтовая дорога:		
сухая	0,40-0,50	0,50-0,60
мокрая	0,30-0,40	0,40-0,50
Булыжник и брусчатка		
сухие	0,40-0,50	0,50-0,55
Дорога, покрытая снегом	0,20-0,30	0,20-0,40
Обледенелая дорога	0,15-0,20	0,20-0,30
Снежная укатанная дорога	0,15-0,20	0,20-0,30
Гладкий лед	0,15-0,20	0,20-0,25



Как видно из таблицы 1.5, во всех случаях шины низкого давления дают более высокий коэффициент сцепления.

Г. В. Зимелев [30] для пользования в практических расчетах рекомендует средние значения коэффициента сцепления, приведенные в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Средние значения коэффициента сцепления шин, подсчитанные Г. В. Зимелев

Наименование дорожного покрытия или его состояния	Величина коэффициента сцепления для шин	
	Сухой	Мокрой
Асфальт	0,7-0,8	0,3-0,4
Кирпичная мостовая	0,7-0,8	0,3-0,5
Щебеночное шоссе	0,6-0,7	0,3-0,4
Деревянные торцы	0,5-0,7	0,3-0,4
Грунтовая дорога	0,5-0,6	0,3-0,4
Утрамбованный шлак	0,5-0,6	–
Глина	0,5-0,6	0,3-0,4
Песок	0,5-0,6	0,4-0,5
Обледенелая дорога	0,2-0,3	–
Дорога, покрытая снегом	0,2-0,4	–

Приведенные в таблицах 1.4 – 1.6 средние значения коэффициента сцепления, полученные в результате анализа имеющихся многочисленных исследований, показывают, что его величина может колебаться в широких пределах от 0,15 до 0,80, в зависимости от состояния и типа дорожного покрытия, а также конструкций и материала шин.

Различие в коэффициентах сцепления обусловлено разными методикой проведения работ, точностью измерений и состояний дорожных покрытий, а также применением в процессе испытаний различных типоразмеров шин.

### 1.2.1 Распределение тормозных сил между мостами транспортного средства и перераспределение его массы при торможении

Уравнения проекций всех сил на оси, параллельную и перпендикулярную к дороге, и уравнение моментов всех сил относительно точки С представлено на рисунке 1.9 и согласно Илларионову В.А. [11] имеет следующий вид:

$$F_1 = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha}{L + \mu \cdot h_{ц}} \cdot \mu; \quad (1.17)$$

$$F_2 = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha}{L + \mu \cdot h_{ц}} \cdot \mu. \quad (1.18)$$

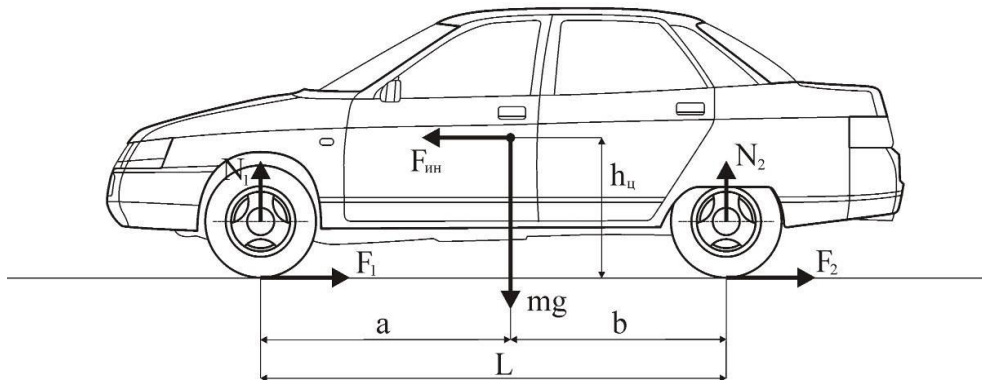


Рисунок 1.9 – Схема распределения тормозных сил, действующих на ТС при торможении

Во время торможения происходит перераспределение массы с задних колес на передние [31]. При этом увеличивается давление передних колес на дорогу.

При торможении транспортного средства тормозная сила ( $F_1 + F_2$ ), возникающая вследствие трения между шинами и дорогой, прилагается к передним и задним колесам (рисунок 1.10.).

При этом образуется момент, который стремится повернуть транспортное средство вокруг его центра тяжести, приподнимая его заднюю часть. В результате некоторая доля  $\Theta$  от общей нагрузки  $mg$  перераспределяется с задних колес на передние. Однако, противодействие со стороны дороги соответствующих сил

приводит к возникновению другого момента, который уравнивает первый момент. Следовательно, на основании вышеизложенного, получаем:

$$F_1 \cdot h_{ц} + F_2 \cdot h_{ц} = F \cdot h_{ц} = \Theta \cdot L. \quad (1.19)$$

Откуда получаем,

$$\Theta = \frac{F \cdot h_{ц}}{L}. \quad (1.20)$$

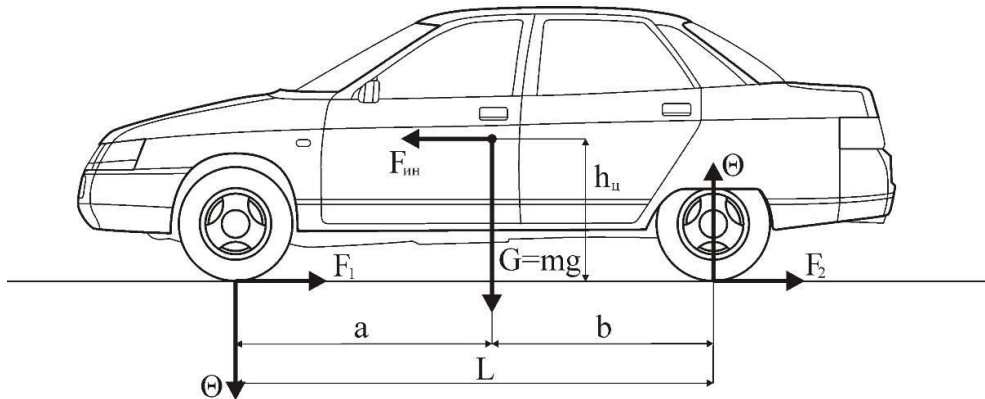


Рисунок 1.10 – Схема перераспределения массы автомобиля при торможении

В точке начала скольжения общая тормозная сила  $F$  определяется выражением  $F = \mu \cdot m \cdot g$ , поэтому

$$\Theta = \frac{\mu \cdot m \cdot g \cdot h_{ц}}{L}, \quad (1.21)$$

а при учете, что  $F = F_{ин} = \frac{m \cdot v^2}{2S}$ , то формула 1.20. примет вид

$$\Theta = \frac{m \cdot v^2 \cdot h_{ц}}{2 \cdot S \cdot L}. \quad (1.22)$$

Приведенные выше выражения могут быть учтены при расчете силового баланса автомобиля при торможении, если при этом требуется рассчитать поведение определенной шины при скольжении по проезжей части и перераспределении при этом сил.

### **1.3 Определение коэффициента сцепления автомобильной шины с дорогой**

Существует множество способов (как экспериментальных, так и теоретических) определения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием, однако, экспериментальный способ является наиболее точным.

В настоящее время практически все известные методы и оборудование данного направления применяется исключительно для определения сцепных качеств дорожных покрытий. Это связано с необходимостью оценки качества строящихся или эксплуатируемых дорог. Однако, при этом, все эти способы не позволяют моделировать в полной мере торможение или боковое скольжение автомобильного колеса по дорожному покрытию, что относится к такой немаловажной сфере деятельности, как расследование дорожно-транспортных происшествий [32].

#### **1.3.1 Устройства и методы для экспериментального определения коэффициента сцепления**

Имеется большое количество разнообразных методов и устройств для экспериментального определения коэффициента сцепления. Эти методы можно разделить на две группы:

- непосредственного измерения коэффициента сцепления;
- косвенная оценка коэффициента сцепления (через оценку шероховатости дорожных покрытий).

Первые дают более объективные данные.

Для непосредственного измерения коэффициента сцепления используются динамометрические тележки, различные портативные приборы, лабораторные стенды и наконец сам автомобиль, используемый в качестве тормозной тележки.

На основе анализа положительных и отрицательных сторон применяемых методов и приборов большинство исследователей склоняются к тому, что наибо-

лее надежным методом измерения коэффициента продольного сцепления является метод динамометрирования в режиме полного блокирования колес, когда шина скользит по покрытию с постоянной скоростью и нагрузкой, не деформируется по окружности и поглощает минимальное количество энергии.

Также существующие приборы можно разделить по принципу действия на следующие группы:

- 1) прицепного (динамометрического) принципа (когда прибор буксируется тягачом и производит измерения);
- 2) навесного принципа (когда прибор устанавливается на транспортное средство и производит измерения при его торможении);
- 3) имитационные (имитируют поведение шины колеса на опорной поверхности, однако, конструктивно не являются колесом).

### 1.3.2 Устройства прицепного принципа действия

*Динамометрическая тележка, конструкции Э. Г. Подлиха.*

Одна из конструкций динамометрической тележки представлена на рисунке 1.11 [33]. Сила сцепления между шиной тележки и покрытием при торможении ее колеса измеряется динамографом (динамометром).

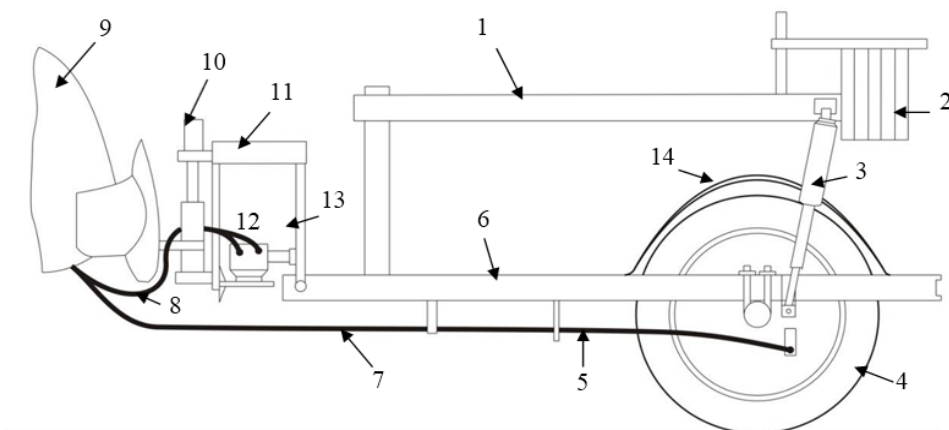


Рисунок 1.11 – Схема динамометрической тележки конструкции Э. Г.

Подлиха (МАДИ) для определения коэффициента продольного сцепления

Динамометрическая тележка конструкции Э. Г. Подлиха (МАДИ) для определения коэффициента продольного сцепления состоит из:

1 – рама загрузки амортизатора; 2 – металлические диски; 3 – амортизаторы; 4 – колесо с шиной; 5 – тормозная тяга; 6 – рама несущая; 7 – гибкий трос; 8 – электрический кабель; 9 – автомобиль-буксировщик; 10 – шкворень; 11 – динамограф; 12 – индуктивный датчик; 13 – силовая пружина; 14 – крыло.

Принцип работы тележки: при ее перемещении с неменяющейся скоростью 60 км/ч, колесо прицепа затормаживают до состояния юза и при этом определяют буксирующую силу ( $F_{\text{тяги}}$ ), исходя из полученного значения вычисляют коэффициент сцепления.

$$\mu = \frac{F_{\text{тяги}}}{mg} \quad (1.23)$$

где:  $F_{\text{тяги}}$  – буксирующая сила, Н;

$m$  – масса прицепа, кг.

Тележки, которые используют для установления коэффициента поперечного сцепления, создают условия качения колеса при действии боковой силы, т. е. имитируют явления заноса автомобиля без торможения. Схемы устройства таких тележек приведены на рисунке 1.12.

Как показывает практика, применение данных тележек оправдано, но годится лишь для узкого круга автомобилей (ГАЗ-21, ГАЗ-24, «Москвич» и ВАЗ), а также, в некоторых случаях, не дает достаточно точные, для способа динамометрирования, данные, так как в большинстве современных аналогов, в частности ПКРС-2У, используется жестко фиксированное колесо, а также система его блокировки в процессе движения, что не позволяет варьировать исходные данные, за исключением нагрузки на колесо, и проводить испытания на колесах различных типов.

Также к недостаткам следует отнести и то, что они не могут в равной степени исследование прямого скольжения колеса и боковое скольжение на одной установке.

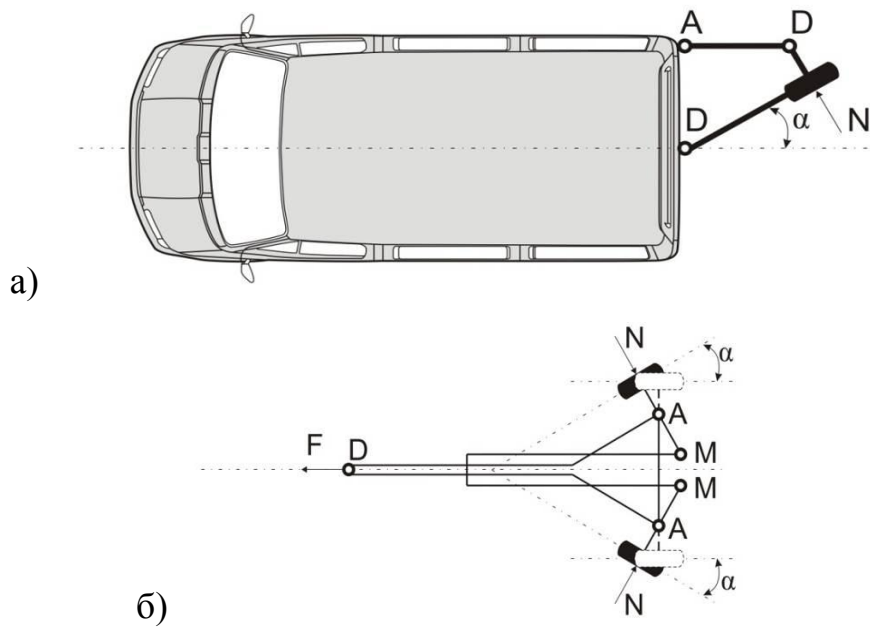


Рисунок – 1.12. Схема устройства динамометрических прицепов для измерения коэффициента поперечного сцепления

а) – одноколесная тележка (МАДИ); б) – двухколесная тележка (Франция)

*Экспериментальное определение коэффициента продольного сцепления с помощью буксировки заторможенного автомобиля.*

При простейшем определении коэффициента сцепления в ходе эксперимента через динамометр или динамограф соединяют два (А и Б) автомобиля (рисунок 1.13).

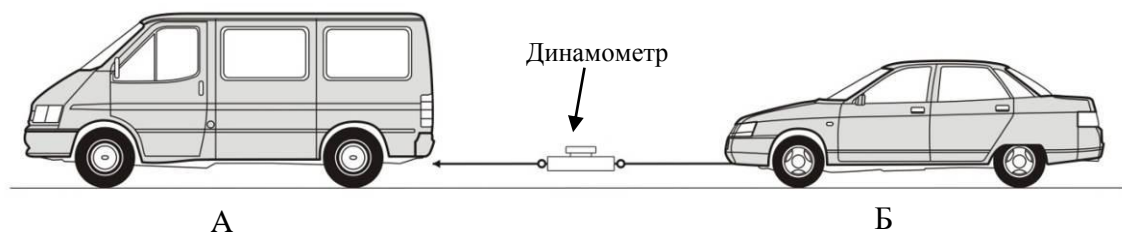


Рисунок – 1.13. Определение силы и коэффициента продольного сцепления с помощью буксировки заторможенного автомобиля.

Первый служит тягачом, у буксируемого автомобиля колеса затормаживаются до их полной блокировки. После того как установится

равномерное движение тягача, замеряют показания динамометра  $P_{\text{дин}}$ . Величина коэффициента сцепления определяется из формулы (1.23).

Данный способ более точен по сравнению с предыдущим, да и вообще из всех остальных, так как позволяет исследовать коэффициент сцепления непосредственно на самом автомобиле с использованием достаточно точного прибора – динамометра. Однако данный способ имеет существенный недостаток применимо к дорожно-транспортному исследованию – он не применим на транспортных средствах, получивших при дорожно-транспортном происшествии значительные повреждения подвески, либо иных агрегатов, не позволяющих данным транспортным средствам перемещаться свободным ходом.

### 1.3.3 Устройства навесного принципа действия.

Также можно измерить коэффициент сцепления по величине максимального замедления, так как при этом не нужно точно выдерживать скорость движения. Фиксация замедления производится деселерометрами [34]. Достоинством этого метода является то, что он учитывает конкретные условия эксплуатации автомобиля. Величина замедления при торможении автомобиля зависит от силы сопротивления скольжению. Коэффициент продольного сцепления вычисляют по формуле, вытекающей из формулы (1.16):

$$\mu = \frac{K_3 \cdot j}{g}, \quad (1.24)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;

$j$  – установившееся замедление, зарегистрированное деселерометром,  $\text{м/с}^2$ .

#### ***Определение коэффициента сцепления маятниковым деселерометром.***

Одна из конструкций данного прибора представлена на рисунке 1.14.

Прибор состоит из:



1 – резиновые крепления (присоски); 2 – фиксирующая стрелка; 3 – маятник; 4 – шкала прибора.

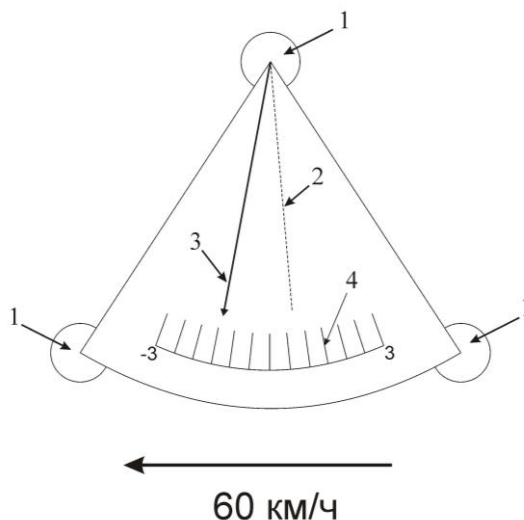


Рисунок – 1.14. Схема маятникового деселерометра

Прибор фиксируется на боковом стекле транспортного средства, которое движется со скоростью 60 км/ч и в дальнейшем начинает тормозить. При этом маятник меняет положение указывающей стрелки, по которой снимается отчет.

Коэффициент сцепления определяется по формуле (1.24).

*Определение коэффициента сцепления гидравлическим деселерометром.*

Конструкция данного прибора представлена на рисунке 1.15.

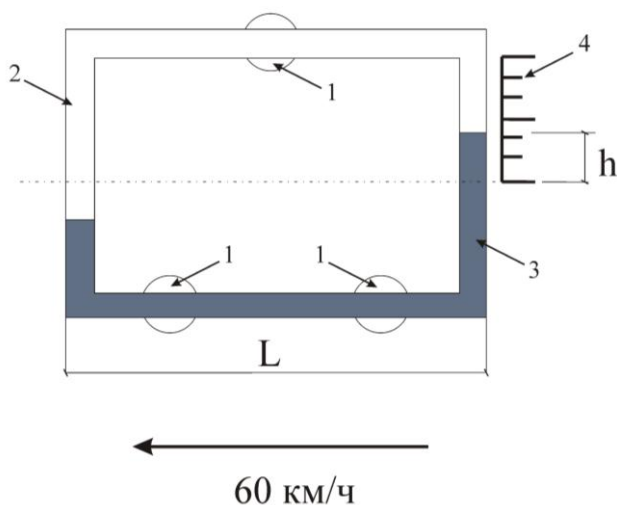


Рисунок – 1.15. Схема гидравлического деселерометра

Данный прибор состоит из замкнутого трубчатого контура (2) со шкалой (4) на резиновых креплениях (1), наполовину заполненный жидкостью (3). По отклонению уровня жидкости (h) в момент движения автомобиля юзом, с учётом продольного уклона автомобиля, определяют отрицательное ускорение (замедление).

$$\mu = \frac{2K_3 \cdot h}{g \cdot L}, \quad (1.25)$$

где: L – длина гидравлического деселерометра, м;

h – превышение уровней жидкости в соседних трубках, м.

Для обеспечения безопасности наиболее оптимальная, скорость при которой следует затормаживать автомобиль должна быть ниже 60 км/ч, около 40 км/ч и 30 км/ч. В таком случае необходимо учитывать поправочные коэффициенты, для определения коэффициентов сцепления.

$$\mu_{60} = \mu_{40} \cdot k_1; k_1 = 0,8;$$

$$\mu_{60} = \mu_{30} \cdot k_1; k_1 = 0,7.$$

Данный способ имеет тот же недостаток, что и предыдущий, а именно невозможность проведения испытаний на поврежденных транспортных средствах. К тому же при расчете вводятся поправочные коэффициенты, а также коэффициент эффективности торможения, что, безусловно, не добавляет точности данному способу.

### 1.3.4 Устройства имитационного принципа действия

*Определение коэффициента сцепления прибором ударного действия Ю.В. Кузнецова.*

Осуществление работы данного прибора базируется на применении энергии падающего груза. При падении, груз ударяет о муфту (рисунок 1.16.), что

заставляет толкающие штанги преодолевать сопротивление пружины и вынуждать имитаторы шин скользить по покрытию [35].

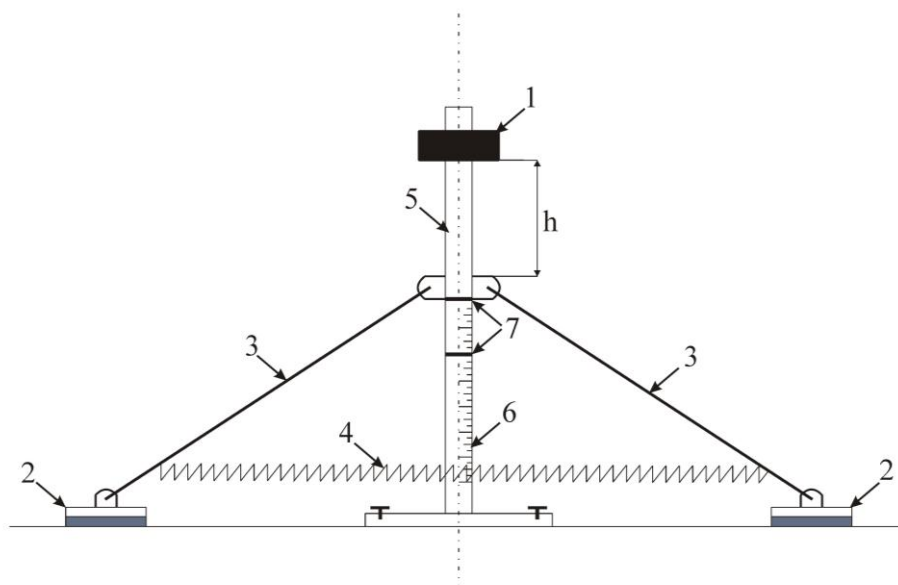


Рисунок – 1.16. Схема прибора ударного действия Ю.В. Кузнецова

Прибор состоит из:

1 – груз; 2 – имитаторы шин; 3 – толкающие штанги; 4 – пружина; 5 – опорная штанга; 6 – отсчетная шкала; 7 – отсчетное кольцо (положения до и после испытания).

Окончательное передвижение имитаторов, определяющие скользкость покрытия, определяют по шкале.

Полученные показания фиксируется кольцом, которое остаётся на конечной отметке после снятия нагрузки и возврата муфты в исходное положение.

Однако, контакт заблокированного колеса по опорной поверхности в действительности отличается. В месте контакта шины с поверхностью, удельное давление создается посредством нагрузки на колеса и в зависимости от конструкции шин, что не воспроизводят трущиеся элементы данного прибора. Исходя из этого, прибор для определения коэффициента сцепления необходимо проектировать так, чтобы при замере сцепных качеств, условия наиболее полно имитировали трение скольжение колеса по опорной поверхности.

*Определение коэффициента сцепления прибором маятникового типа системы Леру.*

С помощью приборов маятникового типа также осуществляется определение коэффициента сцепления, которое основано на принципе копра Шарпи и имитирующего контакт протектора шины с опорной поверхностью. Сцепление резины с покрытием измеряют благодаря оцениванию энергии, необходимой для перемещения и преодоления сил трения при постоянном значении длины пути.

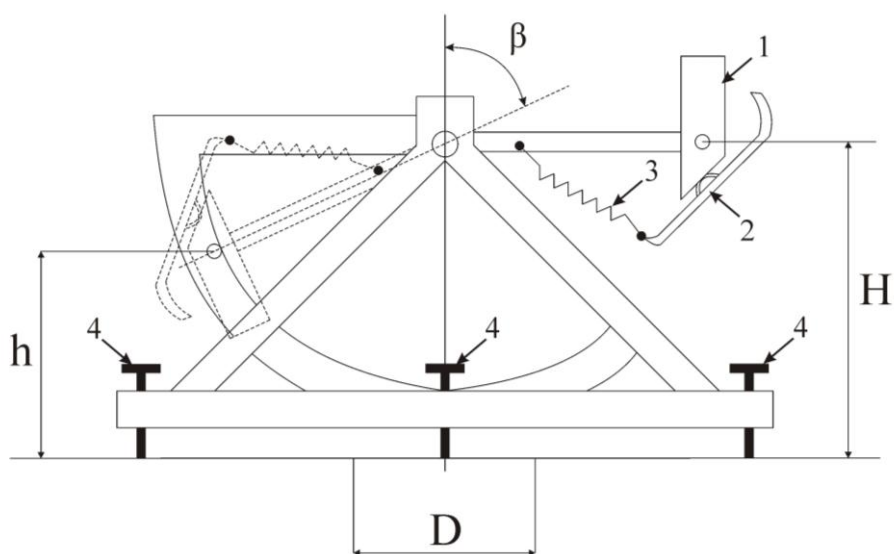


Рисунок – 1.17. Схема прибора маятникового типа системы Леру

Прибор маятникового типа (рис. 1.17) состоит:

1 – маятник; 2 – накладка из протекторной резины; 3 – пружина; 4 – установочные винты; D – длина участка трения резины об исследуемую поверхность.

В этом приборе маятник определенной массы с резиновым наконечником опускается на дорогу с постоянной высоты и тормозится трением о покрытие. Чем больше трение резинового наконечника о дорогу, тем на меньший угол поднимется маятник после трения.

Коэффициент трения резины о дорогу вычисляют по формуле:

$$\mu = \frac{m \cdot (H - h)}{P \cdot D}, \quad (1.26)$$

где  $m$  – масса маятника, кг;

$H$  – высота падения маятника, см;

$h$  – высота подъема маятника после трения, см;

$P$  – сила натяжения пружины (давление резиновой накладки на поверхность дороги), кгс;

$D$  – длина участка трения, см.

Недостаток данного прибора такой же, как и у предыдущего. Он позволяет определить потери на трение при испытании определенного материала (протектора шины), но не позволяет симитировать заблокированное колесо, что, конечно же, не дает данному способу точности применительно к дорожно-транспортному исследованию.

#### 1.4 Выводы по главе

1. Наиболее распространенными видами ДТП можно назвать: столкновения транспортных средств (42,7%), наезды на пешеходов (28,0%), опрокидывание автомобилей (8,0%). В 2017 году доля количества ДТП, возникновению которых способствовали технические неисправности транспортных средств, увеличилась более чем в два раза и составила 3,1% (2016 год – 1,3%). Предварительный анализ методик проведения экспертиз по данному типу ДТП показал ограниченность выбора исходных данных при исследовании торможения транспортных средств, а также возможности совершенствования их получения.

2. В настоящее время в нашей стране методика определения коэффициента сцепления теоретическим путем существует в единственном числе и является крайне приближенной. Это объясняется тем, что в методике не учитывается то, что не все колеса имеют одинаковый контакт с опорной поверхностью, а при торможении происходит перераспределение нагрузки между осями автомобиля.

Практическое использование экспериментальных способов при определении коэффициента сцепления является актуальным в настоящее время.

3. В настоящее время различают следующие коэффициенты сцепления: коэффициент сцепления покоя, коэффициент сцепления при буксовании или юзе, коэффициент сцепления при боковом скольжении колеса, различиям которых и механике образования при взаимодействии шины колеса с опорной поверхностью уделено крайне мало внимания. Кроме того, сцепление колес с контактной поверхностью находится в зависимости от различных параметров, влияние которых в используемой при исследовании ДТП методике не учитывается. Поэтому обоснование и интегрирование этих дифференциаций позволит развить методики исследования торможения транспортного средства.

4. Существующие приборы по измерению коэффициента сцепления можно разделить по принципу действия на следующие группы: прицепного (динамометрического) принципа; навесного принципа; имитационного принципа. Установлено, что каждый из рассмотренных способов имеет свои недостатки, не позволяющие считать их универсальными.

## ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД ПРИ ИЗУЧЕНИИ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ

В большинстве случаев дорожно-транспортные происшествия сопровождаются процессом торможения транспортных средств, поэтому очевидно, что исследование данного вопроса очень важно при расследовании и экспертизе ДТП. Исследование процесса торможения автомобиля базируется на определении его замедления, которое зависит от коэффициента сцепления, и на простейших физических законах [36-39].

Несмотря на многочисленность исследований по данной проблематике, на современном этапе накопления знаний в данном вопросе имеются возможности по повышению эффективности при проведении дорожно-транспортной экспертизы. В частности, необходимо обратить внимание на экспериментальные способы определения коэффициента сцепления шины автомобильного колеса с опорной поверхностью и особенности совершенствования модели его вычисления, основанные на современных достижениях науки и техники [40-45].

В процессе расследования ДТП очень часто возникает необходимость определения коэффициента сцепления шины при торможении автомобиля в режиме «юз». Чтобы, к примеру, вычислить скорость этого автомобиля перед ДТП или величину его замедления [46,47].

При исследованиях процесс торможения автомобиля базируется на определении его замедления, которое зависит от коэффициента сцепления, и на простейших физических законах. Однако, применяемые на практике методики такого определения пока несовершенны. В том числе и общепризнанная в нашей стране методика, которую в свое время предложил В.А. Иларионов [11,16]. Она базируется на результатах экспериментальных исследований, которые проводились в 1980-х годах, что ставит под сомнение их нынешнюю актуальность в связи с развитием автомобилестроения вообще и тормозных элементов автотранспортных средств в частности. Кроме того, в классической физике сила трения (а «юз» – это типичное трение) зависит от двух параметров: силы реакции

опоры и коэффициента трения. То есть использование коэффициента сцепления при расчете процессов, связанных с трением, либо априори не состоятельно, либо требует научного обоснования. Наконец, используемые при расчете параметры торможения замедления, по Иларионову, равны в одинаковых дорожных условиях для автомобилей с различными массами и конструктивными особенностями шин, что противоречит результатам проводимых в настоящее время испытаний.

Таким образом, получается, что расследования ДТП, от которых зависит судьба людей, основываются на не совсем прочном «фундаменте». Именно поэтому в нашей стране организовываются все новые и новые испытания тормозных систем и тормозных элементов АТС, связанных с определением замедления последних, а по их итогам ЭКЦ МВД России издал методическое пособие для экспертов-автотехников [14,48,49].

Казалось бы, проблемы решены. Однако пособие основано на данных, относящихся только к определенным маркам и моделям автомобилей и автомобильных шин и при определенных значениях скорости начала торможения [50]. То есть пособие получилось неполным, отражающим лишь некоторые аспекты рассматриваемой проблемы.

Многие авторы считают, что выход из создавшегося положения заключается в точном понимании физического смысла и правильном понимании понятий: внешнее трение, сила трения и коэффициент трения. Так под термином «внешнее трение» необходимо понимать сопротивление относительно перемещению, возникающее между двумя телами в зонах соприкосновения их поверхностей по касательным к ним; по термином «сила трения» - силу сопротивления при относительном перемещении одного тела по поверхности другого под действием внешней силы, тангенциально направленная к общей границе между двумя телами; под термином «коэффициент трения» необходимо понимать отношение силы трения между двумя телами к нормальной силе, прижимающей эти тела друг к другу) [51-52].



Многочисленные исследования процесса торможения транспортных средств заключаются, как правило, в исследовании (изучении) экстренного (аварийного) торможения и конкретно сводится к определению скорости и остановочного пути транспортного средства, что является минимизацией при изучении данного процесса. Исходя из сложности процесса торможения в этом вопросе необходим комплексный подход т.к. сам процесс торможения представляет собой сложный процесс, зависящий от множества факторов, в том числе от коэффициента сцепления колес с дорожным покрытием и других внешних факторов. При изучении процесса торможения необходимо устанавливать и параметры движения транспортного средства, а так же и самого процесса торможения (тормозной путь, замедление, время торможения).

При исследовании процесса торможения необходимо учитывать, что тормозные силы на каждом из колес затормаживаемого транспортного средства могут быть весьма различными. Может иметь место скольжение одной пары или даже одного заблокированного колеса. При блокировании колеса направление силы его сцепления с дорогой не зависит от геометрического ориентирования колеса и эта сила не может быть использована для управления автомобилем.

**Блокировка всех колес.** Если предположить, что все колеса автомобиля, движущегося по прямой, заблокированы одновременно, то в первые мгновения он будет скользить прямолинейно, но вскоре весьма ощутимым станет действие внешних сил, таких, как составляющая силы тяжести на дороге с поперечным уклоном. Это означает, что автомобиль постепенно будет скользить вбок под уклон и, если не успеет остановиться, покинет пределы дороги.

**Блокировка задних колес.** Если задние колеса заблокированы во время движения по прямой, то сила, связанная с высвобождением кинетической энергии транспортного средства и приложенная к его центру тяжести, будет способствовать дальнейшему его прямолинейному движению. При условии, однако, что транспортное средство не окажется подверженным воздействию какого-либо внешнего момента сил, стремящегося повернуть его вокруг

вертикальной оси, проходящей через центр тяжести. Даже небольшой момент, связанный, например, с неравномерными тормозными усилиями на правой и левой сторонах или вызванный поперечным уклоном, придает транспортному средству угловую скорость вокруг мгновенного центра вращения. Если сцепление между шинами и дорогой слишком мало, чтобы скомпенсировать вращающий момент, то возникнет занос задней части транспортного средства, а при достаточно высокой скорости движения - его поворот на  $180^{\circ}$  с последующим скольжением по прямой в этом положении. Однако, когда блокирование задних колес примерно на одну секунду опережает блокирование передних колес, автомобиль движется юзом по прямой. В случае блокировки одного заднего колеса заноса не может возникнуть до блокирования второго колеса.

**Блокировка передних колес.** При блокировании только передних колес передняя часть транспортного средства движется по прямой, так как это движение определяется положением вращающихся задних колес. Тем не менее при наличии поперечного уклона транспортное средство может сползть вбок, хотя и менее заметно, чем при блокировании всех четырех колес.

**Блокировка колес на одной стороне транспортного средства.** Если колеса на одной стороне затормаживаемого транспортного средства оказываются на менее скользкой поверхности, чем другие два колеса, то транспортное средство разворачивается в сторону участка с большим сцеплением колес. Это явление часто возникает на границе между главной полосой движения и остальной проезжей частью. Можно представить исключительный случай, когда транспортное средство, движущееся с достаточно высокой скоростью и заторможенное на границе между обледенелой дорогой и проезжей частью с приемлемым коэффициентом сцепления, будет многократно и попеременно разворачиваться то в одну, то в другую сторону так, что, то левые, то правые колеса будут оказываться на обледенелой поверхности.

## 2.1 Модель движения автомобиля при блокировке колес

Изучению процесса торможения легкового автомобиля посвящены исследования многих ученых, таких как Вильке В.Г. и Шаповалов И.Л. [53]. Опираясь на их труды, в своих исследованиях, будем рассматривать торможение автомобиля с заблокированными колесами. На рисунке 2.1 представлена модель легкового автомобиля в процессе торможения и представлены силы, действующие на него.

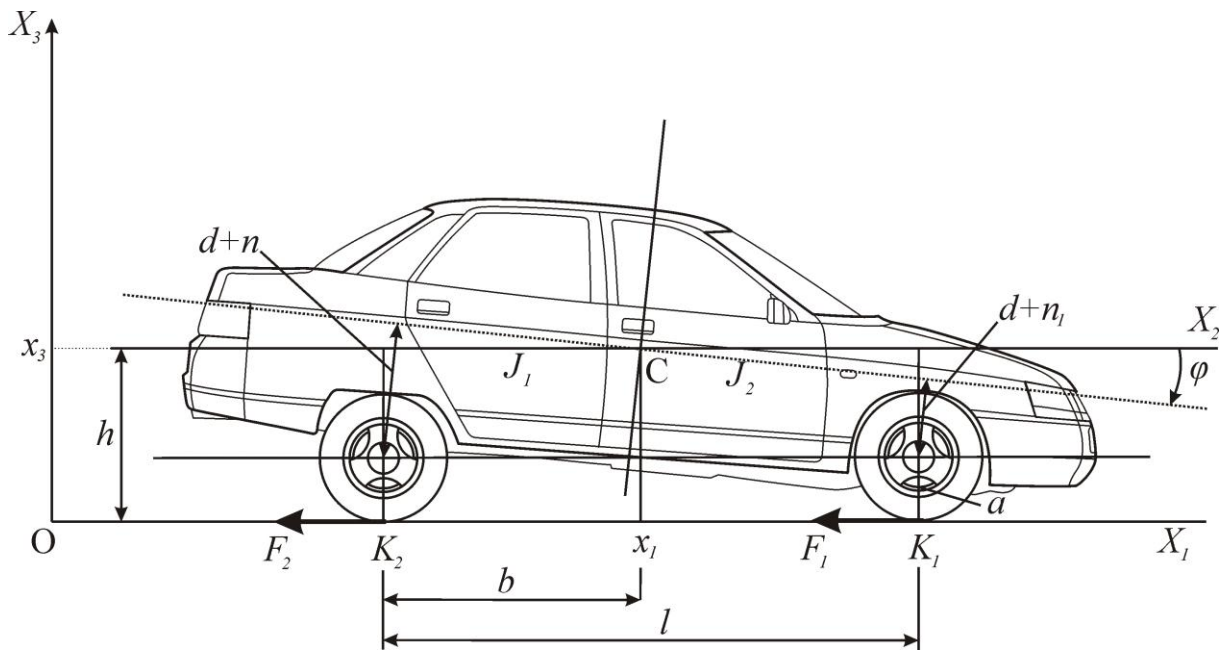


Рисунок 2.1 - Модель сил, действующих при торможении автомобиля

Центр масс  $C$  кузова легкового автомобиля соединен с колесами амортизирующими устройствами (амортизаторы, пружины и демпферами). Движение легкового автомобиля будем рассматривать в плоскости, на рисунке это  $OX_1X_3$ , при этом принимаем, что в процессе торможения кузов легкового поворачивается вокруг оси  $CX_2$  на угол  $\varphi$ .

Вначале торможения легкового автомобиля возникает тормозная сила  $F$ , где  $F_1$ -тормозная сила передних колес и  $F_2$ - тормозная сила задних колес, т.е. суммарная тормозная сила действующая на легковой автомобиль прилагается к передним и задним колесам и выражается как  $F_1 + F_2$  [54,55]. Тормозная сила создает момент, который направлен против часовой стрелки, который стремится

повернуть легковой автомобиль вокруг его центра тяжести (С) и приподнять заднюю часть кузова легкового автомобиля. При этом часть нагрузки ( $\Theta$ ) от общей нагрузки ( $mg$ , где  $m$ -масса легкового автомобиля, кг;  $g$ -ускорение свободного падения  $m/c^2$ ), возникающей при торможении, переносится с задних колес на передние. Противодействующие силы со стороны дороги создают соответствующие изменения, которые приводят к возникновению момента, приложенного к кузову автомобиля, который действует по часовой стрелке и полностью уравнивает первый момент. Исходя из этого, для определения моментов, воздействующих на кузов транспортного средства получим:

$$F_1h + F_2h = Fh = \Theta b,$$

$$\Theta = Fh/b. \quad (2.1)$$

В начале процесса торможения, в точке начала скольжения, возникшая общая тормозная сила  $F$  будет определяться следующим выражением:

$$F = \mu mg,$$

$$(2.2)$$

$$\Theta = \mu mgh/b$$

где:  $\mu$  – коэффициент сцепления колес автомобиля с опорной поверхностью;

$m$  – масса автомобиля, кг;

$g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ ;

$h$  – высота до центра тяжести, м;

$b$  – расстояние от центра масс до задней оси, м.

Во время торможения легкового автомобиля, в следствие перераспределенной нагрузки из-за разности сил воздействующих на передние и задние колеса и прочих факторов, может вызвать блокировку одних только задних колес, что может привести к ДТП. Для того, чтобы этого избежать и сделать маловероятным, легковые автомобили снабжаются специальными клапанами, которые ограничивают давление в системе гидропривода во время интенсивного торможения [56].

В дальнейших теоретических исследованиях основываясь на трудах Шаповалова И.Л. [53] принимаем движение 2-х передних колес одинаковыми и заменим их в модели одним колесом. Исходными выражениями принимаем: удвоенную массу  $2m$  и удвоенный момент инерции  $2J_1$ . По аналогии примем исходные выражения и для задних колес.

Кузов легкового автомобиля рассматриваем во взаимосвязи с системой координат  $SX_1X_2X_3$ .

Для дальнейшего изучения модель движения автомобиля при блокировке колес принимаем  $X_1, X_3$  как координаты центра масс кузова легкового автомобиля. Радиус колес (векторы) центров передних и задних колес будет выражаться в следующем виде:

$$R_i = X_1 E_1 + X_3 E_3 + \Gamma_2(\varphi) \left[ (-(-1)^i l + \xi_i) e_i - (d + n_i) e_3 \right];$$

$$\Gamma_2(\varphi) = \begin{pmatrix} \cos\varphi & 0 & \sin\varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\varphi & 0 & \cos\varphi \end{pmatrix} \quad (2.3)$$

Для соотношения 2.3  $E_1, E_2$  – это орты системы координат для  $OX_1X_3$ ,  $e_1, e_3$  – орты системы координат для  $SX_1X_2X_3$ ,  $\xi_i$ , – продольные перемещения центров колес относительно кузова легкового автомобиля,  $n_i$  – поперечные перемещения центров колес относительно кузова легкового автомобиля.

Для заблокированных колес легкового автомобиля, когда их угловая скорость равна 0 по отношению к кузову легкового автомобиля будет справедлив следующее:

$$(R_i, E_3) = X_3 + \Gamma_2(\varphi) \left[ (-(-1)^i l + \xi_i) e_i - (d + n_i) e_3 \right], E_3) = a \Rightarrow$$

$$(X_3 - (-1)^i l + \xi_i) \sin\varphi - (d + n_i) \cos\varphi = a, \quad i = 1, 2. \quad (2.4)$$

где  $a$  – радиус колеса, м.

Механическая связь (голономная) представленная соотношением 2.3 является наложенной на перемещение точек механической системы. Данная

голономная система имеет пять степеней свободы.

Далее для параметров описывающих конфигурацию динамической системы в качестве обобщенных координат принимаем координаты  $q = (X_1, X_3, \varphi, \xi_1, \xi_2)$ ,  $a, n_1, n_2$ . Используя равенства 2.3 найдем:

$$\begin{aligned} \dot{x}_i &= (R_i, E_1) = X_1 + \Gamma_2(\varphi) \left[ (-(-1)^i l + \xi_i) e_1 - (d + n_i) e_3 \right], E_1 \Rightarrow \\ &= X_1 ((-1)^i l + \xi_i) \cos \varphi - (d + n_i) \sin \varphi \Rightarrow \\ \dot{x}_i &= X_1 - ((-1)^i l + \xi_i) \dot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\xi}_i \cos \varphi - (d + n_i) \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{n}_i \sin \varphi \cong \\ &\cong \dot{X}_1 + \dot{\xi}_i - d\dot{\varphi}; \\ v_i &= \dot{x}_i - a\dot{\varphi} \cong \dot{X}_1 + \dot{\xi}_i - d_1\dot{\varphi}; \quad i=1,2; \quad d_1 = d + a. \end{aligned} \quad (2.5)$$

где,  $\chi_i$  – координаты центров колес для точек (поверхностей) контакта колес с дорогой  $K_1$  и  $K_2$ , соответственно передних и задних колес;

$v_i$  – координаты скорости для точек контакта колес с дорогой  $K_1$  и  $K_2$  соответственно передних и задних колес.

Если переменные  $\varphi, \dot{\varphi}, \xi_i, \dot{\xi}_i, n_i, \dot{n}_i$  будут являться малыми величинами, то приближенные равенства в соотношениях (2.4) будут соответствовать задаче о малых колебаниях.

Образовавшуюся кинетическую энергию в рассматриваемой механической системе представим в виде:

$$T = \frac{M}{2} (\dot{X}_1^2 + \dot{X}_3^2) + \frac{J_0 + 4J_1}{2} \dot{\varphi}^2 + m(\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2). \quad (2.6)$$

где  $M$  – масса кузова легкового автомобиля относительно его центра масс, кг.

$J_0$  – момент инерции кузова легкового автомобиля относительно его центра масс,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ .

Теперь запишем значение для потенциальной энергии в рассматриваемой механической системе:

$$\Pi = MgX_3 + c_1(\xi_1^2 + \xi_2^2) + c_2[(n_1 - n_0)^2 + (n_2 - n_0)^2]. \quad (2.7)$$

где  $c_1$ - продольная жесткость подвески автомобиля для каждого колеса, (Нм/рад);

$c_2$ - вертикальная жесткость подвески автомобиля для каждого колеса, (Нм/рад);

$n_0$ - постоянная.

С началом торможения вертикальные перемещения передних колес  $n_1$  и задних колес  $n_2$  вызывают сжатие амортизирующих устройств (амортизаторов и пружин) передней или задней подвески легкового автомобиля. Изменения, происходящие в подвеске легкового автомобиля (сжатие, растяжение) приводят к возникновению демпфирующих сил, что позволяет образовываться продольным перемещениям элементов подвески автомобиля. В результате чего, продольные перемещения  $\xi_1, \xi_2$  порождают упругие силы деформаций упругих элементов подвески легкового автомобиля с большим коэффициентом жесткости. В дальнейшем, для упрощения расчетов, принимаем характеристики передней и задней подвески автомобиля одинаковыми, вне зависимости от их устройства.

Используя теорию малых колебаний выведем уравнения движения автомобиля используя выражения 2.5 и 2.6:

$$n_i = X_3 - (-1)^i l \phi - d - a, \quad (2.8)$$

где,  $d = d + a$  координата центра масс кузова легкового автомобиля при сжатых пружинах подвески и когда он находится в состоянии покоя.

Далее используя функцию обобщенных координат (Лагранжа) для описания эволюция механической системы, соответствующей малым колебаниям получим следующий вид:

$$L = \frac{M}{2}(\dot{X}_1^2 + \dot{X}_3^2) + \frac{J_0 + 4J_1}{2}\dot{\phi}^2 + m \sum_{i=1}^2 \left[ \dot{X}_1 - d\dot{\phi} + \dot{\xi}_i \right]^2 - \quad (2.9)$$

$$-MgX_3 - c_1(\xi_1^2 + \xi_2^2) - 2c_2 \left[ \left( X_3 - d_1 - \frac{Mg}{4c_2} \right)^2 + l^2\phi^2 \right].$$

Следующим этапом является нахождение обобщенных сил, которые воздействуют на механическую систему в процессе торможения легкового автомобиля. В процессе торможения легкового автомобиля возникают силы нелинейного вязкого трения  $F_1$  (для передней подвески),  $F_2$  (для задней подвески), которые приложены к механической системе в четырех точках контакта (здесь мы рассматривает все 4 колеса легкового автомобиля), и диссипативные силы, которые возникают в амортизирующих устройствах легкового автомобиля (пружины и амортизаторы). Данные силы совершают работу на возможных перемещениях и будут иметь вид:

$$\delta A = 2F_1(\delta X_1 + \delta \xi_1 - d_1\delta\phi) + 2F_2(\delta X_1 + \delta \xi_2 - d_1\delta\phi) - 4\sigma(\dot{X}_3\delta X_3 + i^2\dot{\phi}\delta\phi). \quad (2.10)$$

где,  $\sigma$  – коэффициент, характеризующий диссипативные свойства амортизирующих элементов подвески кузова легкового автомобиля.

Для определения обобщенных сил получим:

$$\begin{aligned} Q_{1\sigma} &= 2F_1 + 2F_2, \\ Q_\phi &= -2(F_1 + F_2)d_3 - 4Nl^2\dot{\phi}, \\ Q_{3\sigma} &= -4\sigma\dot{X}_3, \\ Q_{1l} &= 2F_1, \\ Q_{2l} &= 2F_2 \end{aligned} \quad (2.11)$$

Выразим уравнения Лагранжа второго рода для нашей системы, которое будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} M_0\ddot{X}_1 - 4m\dot{\phi} + 2m(\ddot{\xi}_1 + \ddot{\xi}_2) &= 2(F_1 + F_2), \\ M_0\ddot{X}_3 + 4\sigma\dot{X}_3 + 4c_2(X_3 - d_1) &= 0 \\ l_0\ddot{\phi} - 2md(2\ddot{X}_1 + \ddot{\xi}_1 + \ddot{\xi}_2) + 4c_2l^2\phi &= -2(F_1 + F_2)d_1 - 4\sigma l^2\dot{\phi}, \end{aligned} \quad (2.12)$$



$$m(\ddot{X}_1 - d\ddot{\phi} + \ddot{\xi}_1) + c_1\xi_1 = F_1,$$

$$m(\ddot{X}_2 - d\ddot{\phi} + \ddot{\xi}_2) + c_2\xi_2 = F_2,$$

$$M_0 = M + 4m,$$

$$l_0 = J_0 + 4J_1 + md^2.$$

Исходя из предложенного подхода (второе уравнение (2.12)) принимаем  $X_3(t) = d_1$ , начальные условия движения легкового автомобиля до и после момента блокировки колес  $X_3(0) = d_1$ ,  $X_3(0) = 0$ , на основе принципа наименьшего действия.

Во время торможения образующиеся силы нелинейного вязкого трения будут определяться следующими соотношениями:

$$F_i = -kN_i(v_i - g_1v_i^3 + g_2v_i^5), \quad i = 1, 2;$$

$$v_i = \dot{X}_1 + \dot{\xi}_i - d_1\dot{\phi},$$

$$N_1 = N_0 - (-1)^i c_2 l \phi, \tag{2.13}$$

$$N_0 = \frac{M_0 g}{4}.$$

где,  $N_1$  – величина нормальной реакции в точке контакта с номером  $i$ , коэффициент  $k$  характеризует свойства трущихся поверхностей шины и дороги.

$$N_1 = N_2 = N_0$$

После того как задали начальные условия движения легкового автомобиля для переменных входящих в уравнение 2.12, рассмотрим момент блокировки колес, как приложение момента ударного импульса между колесами и кузовом в момент времени ( $t = 0$ ).

На начальном этапе, до момента блокировки колес, имело место следующее условие:

$$X_1(-0) = \phi(-0) = \dot{\phi}(-0) = 0$$

$$\dot{X}_1(-0) = v_0, \tag{2.14}$$

$$\dot{\xi}_i(-0) = \xi_i(-0) = 0, \quad i = 1, 2.$$

Для дальнейшего построения модели принимаем следующие условия:

1. колеса легкового автомобиля вращались со скоростью  $\Omega = \frac{v_0}{a}$ .
2. точка  $C_0$  - это центр масс механической системы (кузов автомобиля и четыре колеса);
3. равномерное движение легкового автомобиля со скоростью  $v_0$ .

Во время торможения, внутренний момент ударного импульса не будет изменять величину момента количества движения механической системы относительно ее центра масс (точка  $C_0$ , относительно осей Кенига), что будет выражаться следующим равенством:

$$4J_1\Omega = A\dot{\varphi}(+0) = 0,$$

$$A = J_0 + 4J_1 + 4ml^2 + 4m_1d^2 \Rightarrow \dot{\varphi}(+0) = \frac{4J_1v_0}{Aa}. \quad (2.15)$$

где,  $A$  – момент инерции автомобиля, относительно его центра масс определяемого вектором  $\overline{CC_0} = -4mM_0^{-1}de_3$ ,

$$m_r = \frac{4mM}{M_0} \text{ – приведенная масса легкового автомобиля.}$$

Исходя из этого, задается начальное условие  $\varphi(+0)$ .

Из-за отсутствия ударных импульсов в момент блокировки колес при торможении легкового автомобиля, задаем начальные условия для оставшихся переменных:

$$X_1(+0) = \varphi(+0) = 0$$

$$\dot{X}_1(+0) = v_0, \quad (2.16)$$

$$\dot{\xi}_i(+0) = \xi_i(+0) = 0, \quad i = 1, 2.$$

Рассматриваемая механическая система допускает семейство решений, что видно из соотношений 2.10 когда  $\xi_1(t) = \xi_2(t) = \xi(t)$ . Это наблюдается, если из четвертого уравнения системы вычесть пятое.

Для данного семейства будут справедливы следующие уравнения:

$$\begin{aligned}
M_0 \ddot{X}_1 - 4md\ddot{\phi} + 4m\ddot{\xi} &= 4F, \\
I_0 \ddot{\phi} - 4md(\ddot{X}_1 + \ddot{\xi}) + 4c_2 l^2 \phi &= -4Fd_1 - 4Nl^2 \dot{\phi} \\
m(\ddot{X}_1 - d\ddot{\phi} + \ddot{\xi}) + c_1 \dot{\xi} &= F.
\end{aligned} \tag{2.17}$$

Для дальнейшего упрощения расчетов введем следующие обозначения:

$$\begin{aligned}
V = \dot{X}_1, \quad u = \phi, \quad U = \dot{\phi}, \quad \omega = \dot{\xi}, \quad W = \dot{\xi}. \\
J_{01} = \frac{J_0}{4} + J_1 - mdd_1.
\end{aligned} \tag{2.18}$$

Представим преобразованную систему уравнений 2.17 в виде:

$$\begin{aligned}
V &= 4c_1 M^{-1} \omega, \\
\dot{u} &= U, \\
\dot{\omega} &= W, \\
J_{03} \dot{U} + ma(V + W) + Nl^2 U + c_2 l^2 u + d_1 c_1 \omega &= 0, \\
V + W - d\dot{U} &= -c_1 m^{-1} \omega - kN_0 m^{-1} (v - g_1 v^3 + g_2 v^5).
\end{aligned} \tag{2.19}$$

Принимая выражение  $V + W - d\dot{U}$  как начальную скорость легкового автомобиля с учетом автоколебаний при торможении, получим следующее выражение:

$$V = -c_1 m^{-1} \omega - kN_0 m^{-1} (v - g_1 v^3 + g_2 v^5).$$

При принятии условий, что коэффициент  $d_1 = 0$  и радиус колеса  $a = 0$ , автоколебания кузова легкового автомобиля по кругу  $\phi$  будут отделяться от остальных переменных, что в конечном итоге приведет к их затуханию.

Принятие этих условий свидетельствует о том, что центр масс кузова легкового автомобиля (точка С) расположена в середине отрезка, который соединяет точки  $K_1$  и  $K_2$ , т.е. точки контакта колес (пятна контакта) легкового автомобиля с дорогой, при этом радиус колес равен нулю.

Предложенный подход конструктивно выполнить при экспертизе ДТП с этими условиями практически невозможно, но следует стремиться понизить высоту центра масс корпуса автомобиля, чтобы уменьшить колебания корпуса, автомобиля по углу  $\varphi$  при его торможении. Воссоздать условия, при которых совершено ДТП, возможно только при помощи моделирования. С целью моделирования по определению коэффициента сцепления автомобильного колеса по опорной поверхности был изготовлен экспериментальный стенд.

## 2.2 Исследование процесса торможения автомобиля

Изучение процесса торможения, как ранее, говорилось, является комплексным исследованием. Одним из факторов, который необходимо учитывать при проведении исследований является то, что колебания кузова легкового автомобиля по вертикали отделяются от остальных движений, в рамках теории малых колебаний, а оставшееся движение механической системы описывается следующими переменными  $(X, \varphi, \xi)$ :

$$X = X_1 + 4mM_0^{-1}\xi. \quad (2.20)$$

Применяя функцию Лагранжа и работу неконсервативных сил, при торможении легкового автомобиля и при возможных перемещениях кузова, примет следующий вид:

$$L_0 = \frac{M_0 \dot{X}^2}{2} + \frac{M_0 b^2 \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m_r \dot{\xi}^2}{2} - 4md \dot{X} \dot{\varphi} - m_r d \dot{\xi} \dot{\varphi} - 2c_1 \xi^2 - 2c_2 l^2 \varphi^2, \\ b^2 = \frac{J_0 + 4J_1 + 4md^2}{M_0}, \quad (2.21) \\ m_r = \frac{4mM}{M_0};$$

$$\begin{aligned}\delta A &= 4F(\delta X + MM_0^{-1}\delta\xi - d_1\delta\varphi) - 4\sigma l^2\varphi\delta\varphi, \\ 4F &= -kM_0gF(v), \\ v &= \dot{X} + MM_0^{-1}\dot{\xi} - d_1\dot{\varphi}.\end{aligned}\tag{2.22}$$

Для примера рассмотрим следующее условие. когда  $d=0$ ,  $d_1=a$ , получится, что образовавшиеся кинетическая энергия, в формуле (2.21), примет канонический вид. Для данного случая центр масс ( $C_0$ ) кузова легкового автомобиля, который находится в состоянии покоя, будет лежать на середине отрезка, который соединяет центры колес [56].

Образовавшиеся обобщенные импульсы будут определяться следующими формулами:

$$\begin{aligned}p_x &= \frac{\partial L_0}{\partial \dot{X}} = M_0\dot{X}, \\ p_\varphi &= \frac{\partial L_0}{\partial \dot{\varphi}} = M_0b^2\dot{\varphi}, \\ p_\xi &= \frac{\partial L_0}{\partial \dot{\xi}} = m_r\dot{\xi}.\end{aligned}\tag{2.23}$$

В дальнейшем используем функцию Гамильтона, которую выпишем в следующем виде:

$$H = \frac{p_x^2}{2M_0} + \frac{p_\varphi^2}{2M_0b^2} + \frac{p_\xi^2}{2m_r} + 2c_1\xi^2 + 2c_2l^2\varphi^2\tag{2.24}$$

Следующим этапом будет переход к каноническим переменным «действие-угол»  $I_1$ ,  $\psi_1$ ,  $I_2$ ,  $\psi_2$  согласно следующим равенствам:

$$p_\xi = \sqrt{2m_r I_1 \omega_1} \cos \psi_1, \quad \xi = \sqrt{\frac{I_1 \omega_1}{2c_1}} \sin \psi_1, \quad \omega_1^2 = \frac{4c_1}{m_r}\tag{2.25}$$

$$p_\varphi = \sqrt{2M_0 b^2 I_2 \omega_2} \cos \psi_2, \quad \varphi = \sqrt{\frac{I_2 \omega_2}{2c_2 l^2}} \sin \psi_2, \quad \omega_2^2 = \frac{4c_2^2 l^2}{M_0 b^2}. \quad (2.26)$$

и представим возможные значения при изменении полной энергии (гамильтониан) нашей механической системы в новых переменных.

Для этого, используя выражение (2.22) для работы сил на возможных перемещениях и соотношениях, необходимо определить обобщенные силы:

$$\begin{aligned} \delta A = 4F \left[ \delta X + M M_0^{-1} \left( \frac{\partial \xi}{\partial I_1} \delta I_2 + \frac{\partial \xi}{\partial \psi_1} \delta \psi_1 \right) - a \left( \frac{\partial \varphi}{\partial I_2} \delta I_2 + \frac{\partial \varphi}{\partial \psi_2} \delta \psi_2 \right) \right] \Rightarrow \\ -4Nl^2 \sqrt{2M_0^{-1} b^{-2} I_2 \omega_2} \cos \psi_2 \left( \frac{\partial \varphi}{\partial I_2} \delta I_2 + \frac{\partial \varphi}{\partial \psi_2} \delta \psi_2 \right) \Rightarrow \\ Q_x = 4F, \\ Q_{I_1} = \frac{2FM}{M_0} \sqrt{\frac{\omega_1}{2c_1 l_1}} \sin \psi_1, \\ Q_{\psi_1} = \frac{2FM}{M_0} \sqrt{\frac{I_1 \omega_1}{2c_1}} \cos \psi_1, \end{aligned} \quad (2.27)$$

$$Q_{I_2} = -2 \left( aF + Nl^2 \sqrt{2M_0^{-1} b^{-2} l_2 \omega_2} \cos \psi_2 \right) \sqrt{\frac{\omega_2}{2c_2 l^2 I^2}} \sin \psi_2,$$

$$Q_{\psi_2} = -4 \left( aF + Nl^2 \sqrt{2M_0^{-1} b^{-2} l_2 \omega_2} \cos \psi_2 \right) \sqrt{\frac{I_2 \omega_2}{2c_2 l^2 I^2}} \cos \psi_2.$$

После определения обобщенных сил используем их в канонических уравнениях Гамильтона (2.27), которые представим в следующей форме:

$$\dot{p}_x = -\frac{\partial H}{\partial X} + Q_x = Q_x,$$

$$\dot{X} = -\frac{\partial H}{\partial p_x} = \frac{p_x}{M_0}, \quad (2.28)$$

$$\dot{I}_k = -\frac{\partial H}{\partial \psi_k} + Q_{\psi_k} = Q_{\psi_k},$$

$$\dot{\psi}_k = -\frac{\partial H}{\partial I_k} - Q_{t_k} = \omega_k - Q_{I_k}, \quad k=1,2.$$

Принимая частоты невозмущенных колебаний  $\omega_1, \omega_2$  независимыми, применим метод усреднения для анализа поведения решений системы уравнений (2.28). Изменение процесса движения легкового автомобиля, для нашего случая, будет описываться усредненными уравнениями для переменных действий  $p_x, I_1, I_2$ , при этих условиях сохраняя обозначения переменных, усредненные уравнения представим в следующем виде:

$$p_x = \langle Q_x \rangle, \quad \dot{I}_k = \langle Q_{\psi_k} \rangle, \quad k=1,2. \quad (2.29)$$

Принимаем условие, что невозмущенное движение механической системы (в нашем случае легкового автомобиля) представляется равномерным движением центра масс системы и незатухающими гармоническими колебаниями по переменным  $\xi$  на частоте  $\omega_1$  и  $\varphi$ . Если выполняется условие  $F=N=0$ , то невозмущенное движение будет иметь место.

Для усреднения используя «быстрые переменные»  $\psi_1, \psi_2$  получим следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} \langle Q_x \rangle &= -\frac{k}{8} M_0 g a_0 G_0(Z_0, Z_1, Z_2), \\ \langle Q_{\psi_1} \rangle &= -\frac{k Mg}{16} \sqrt{\frac{I_1 \omega_1}{2c_1}} a_1 G_1(Z_0, Z_1, Z_2), \\ \langle Q_{\psi_2} \rangle &= \frac{ak Mg}{16} \sqrt{\frac{I_2 \omega_2}{2c_2 l^2}} a_2 G_1(Z_0, Z_1, Z_2) - \frac{4Nl^2}{M_0 b^2} I_2, \end{aligned} \quad (2.30)$$

$$\begin{aligned} G_0(Z_0, Z_1, Z_2) &= 8 - g_1(8Z_0 + 12Z_1 + 12Z_2) + \\ &+ g_2(8Z_0^2 + 40Z_0Z_1 + 40Z_0Z_2 + 15Z_1^3 + 15Z_2^3 + 60Z_1Z_2); \\ G_1(Z_0, Z_1, Z_2) &= 8 - g_1(24Z_0 + 6Z_1 + 12Z_2) + \\ &+ g_2(8Z_0^2 + 60Z_0Z_1 + 120Z_0Z_2 + 52Z_1^2 + 15Z_2^2 + 30Z_1Z_2). \end{aligned}$$

На основе усредненных уравнений, движение представим в следующей форме:

$$\begin{aligned}\dot{Z}_0 &= -\frac{kg}{4} Z_0 G_0(Z_0, Z_1, Z_2), \\ \dot{Z}_1 &= -\frac{kMg}{32m} Z_1 G_1(Z_0, Z_1, Z_2). \\ \dot{Z}_2 &= -\frac{a^2 kg}{8b^2} Z_2 G_2(Z_0, Z_1, Z_2) - \frac{4Nl^2}{J_0 + 4J_1} Z_2.\end{aligned}\tag{2.31}$$

На основе теоремы изменения механической энергии движение представим в следующем виде:

$$\frac{dv}{dt}(T + \Pi) = -kM_0 g v^2 (1 - g_1 v^2 + g_2 v^4) - 4Nl^2 \varphi^2 \leq 0.\tag{2.32}$$

При этом уравнение (2.30) будет обладать следующими свойствами:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} Z_k(t) = 0, \quad k = 0, 1, 2.$$

На основе полученных закономерностей видно, можно предположить, что система дифференциальных уравнений (2.31) может описывать переходный процесс, в ходе которого могут возникать автоколебания при процессе торможения легкового автомобиля, а неравенство (2.32) выражает диссипативные свойства нелинейного вязкого трения при торможении.

### 2.3 Выводы по главе

1. В ходе проведения теоретических исследований показано, что фрикционные системы (в нашем случае взаимодействие шины с дорожным покрытием), в которых могут возникать автоколебания, должны обладать нелинейностью в законе трения, а именно сила трения, зависящая от относительной скорости скольжения между шиной и дорогой, должна иметь



интервалы, которых она уменьшается с ростом скорости. При этом данную скорость необходимо моделировать и определять исходя из установленных зависимостей.

2. При изучении процесса торможения, используя комплексный подход, возникают автоколебания, которые при блокировке колес порождают тангенциальные силы периодического характера.

3. Разработанная математическая модель позволяет выявить зависимости процесса торможения от многих параметров и выявить взаимосвязи с внешними факторами, определяющими ход процесса.

4. Благодаря представленными теоретическими исследованиями на основе учета автоколебаний выводы экспертов будут точными и верными, т.к. выполненные по представленной модели расчеты говорят о том, что она в большинстве случаев дает более точное значение коэффициента сцепления, чем те, которые зафиксированы в дифференцированной таблице ВНИИСЭ на основе методики В.А. Иларионова, что и требуется для объективного расследования ДТП.

### **ГЛАВА 3. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СПОСОБА ИЗМЕРЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ ШИН С ДОРОГОЙ**

В большинстве случаев дорожно-транспортные происшествия сопровождаются процессом торможения транспортных средств, поэтому очевидно, что исследование данного вопроса очень важно при расследовании и экспертизе ДТП [57,58]. Исследование процесса торможения автомобиля базируется на определении его замедления, которое зависит от коэффициента сцепления, и на простейших физических законах.

Сцепные качества дороги определяются, главным образом, за счет ее шероховатости и степени увлажнения (загрязнения), в то время как те же качества автомобиля зависят от ряда факторов, не имеющих никакого отношения к качеству эксплуатируемого покрытия, в частности, состояния контактной поверхности автомобильного колеса (его протектора шины – высоты износа грунтозацепов, геометрического рисунка протектора и т.д.), степени его накаченности и конструктивных его особенностей (диаметр, высота профиля боковины шины и т.д.), нагрузки на колесо (которая изменяется при торможении за счет перераспределения сил) и т.д [59,60].

#### **3.1 Сцепление автомобильных шин с опорной поверхностью**

При воздействии на автомобильное колесо вертикальной нагрузки возможность воспринимать касательные силы при взаимодействии с опорной поверхностью принято оценивать коэффициентом сцепления  $\mu$ . Этот коэффициент представляет собой отношение максимальной тангенциальной реакции в зоне контакта  $T_{max}$  к нормальной реакции  $N_i$ , действующей на колесо [61]

$$\mu = \frac{T_{max}}{N_i}. \quad (3.1)$$

Различают [62]:

1) коэффициент сцепления покоя, который описывает качение колеса без скольжения или буксования;

2) коэффициент сцепления, который описывает качение колеса при скольжении или буксовании;

3) коэффициент сцепления при боковом скольжении объекта.

Известно, что в контакте пневматического колеса действуют значительные касательные силы, вызванные деформацией шины. Эти силы направлены от краев к центру контакта. Внешние силы, приложенные к колесу, вызывают изменение величины и направления действия касательных сил в контакте. Характер распределения последних отличается от характера распределения удельных давлений. Поэтому в процессе качения колеса в тех зонах контакта, где касательные силы относительно велики, а удельные давления малы, элементы протектора наиболее предрасположены к проскальзыванию относительно дороги [63].

Известно, что в процессе движения колеса при относительно небольшой величине внешних касательных сил проскальзывание элементов протектора шины наблюдается лишь вблизи контурной линии контакта, на остальной же его части они неподвижны относительно дороги.

Из изложенного видно, что даже при движении ведомого колеса в направлении плоскости его вращения коэффициент сцепления покоя следует рассматривать лишь условно, в чистом виде его можно получить лишь для неподвижного колеса. Он обычно несколько больше коэффициентов сцепления при юзе и боковом скольжении. Большинство опытных данных по коэффициентам сцепления соответствует движению колеса юзом [64, 65].

Сцепление колес с дорогой характеризуется значительным числом параметров, например, типом и состоянием дороги, конструктивными характеристиками и материала шины, внутренним давлением в ней, скорости движения, нагрузки на колесо, температурных условий как трущихся поверхностей по отдельности в частности, так и общим тепловыделением при трении, а также доли скольжения или буксования колес [66].

По исследованию сцепления колес с опорной поверхностью имеется множество работ, но, несмотря на это, влияние каждого из указанных параметров

на коэффициент сцепления изучено слабо. Поэтому в большинстве опубликованных работ приводятся лишь средние значения коэффициентов сцепления. Кроме того, значения коэффициентов сцепления изменяются по мере усовершенствования шин и дорог и их следует регулярно уточнять.

Не все из вышеперечисленных параметров оказывают одинаковое влияние на сцепление колес с опорной поверхностью. Наиболее эффективное влияние на коэффициент сцепления оказывают тип и состояние дорожного покрытия, скорость движения, величина удельных давлений и касательных напряжений в контакте.

### **3.1.1 Зависимость коэффициента сцепления шин от типа и состояния опорной поверхности**

Величина коэффициента сцепления находится в прямой зависимости от типа и состояния дорожного покрытия, что варьирует ее значения в очень широких пределах. Эта вариация связана не столько с типом покрытия, сколько с состоянием его покрытия.

При взаимодействии колеса с твердым покрытием дороги резина протектора имеет гораздо большие нагрузки, чем материал покрытия. При этом твердые выступы дороги, «впиваясь» в опорную поверхность шины, повышают сцепление колеса с дорогой. На мокрых и грязных покрытиях пленка влаги или грязи значительно уменьшает глубину вдавливания неровностей дороги в резину протектора, и это снижает коэффициент сцепления. Причем его величина будет тем меньше, чем толще слой влаги между шиной и дорогой [67].

На различных мокрых поверхностях (асфальт, щебеночное шоссе, деревянные торцы, грунтовая дорога) коэффициент сцепления для одной и той же шины почти одинаков по величине и определяется главным образом гидромеханическими свойствами жидкой пленки между шиной и опорной поверхностью и в значительно меньшей степени, чем на сухих дорогах, зависит от типа покрытия.

Следует отметить, что на сухом асфальтобетоне при высокой температуре окружающей среды (15-40° С) коэффициент сцепления может достигать 1,1-1,2. Это происходит при интенсивном торможении за счет «прилипания» элементов протектора к поверхности дороги вследствие высоких температур в зоне контакта.

### **3.1.2 Зависимость коэффициента сцепления от скорости движения**

С увеличением скорости поступательного движения уменьшение коэффициента сцепления, в основном, происходит при скольжении или буксовании колеса. Некоторым исключением является ледяное покрытие, на котором с увеличением скорости происходит увеличение коэффициента сцепления.

Большинство исследователей указывает, что на мокрых дорогах с увеличением скорости движения наблюдается более интенсивное уменьшение коэффициента сцепления, чем на сухих. В 1941 г. М.С. Замахаев [68], обобщив опыт ряда исследователей, пришел к выводу, что на мокрых дорогах, независимо от места и методики проведения опытов, с увеличением скорости происходит интенсивное уменьшение коэффициента сцепления 0,2 (рисунок 3.1).

Зависимость коэффициента сцепления от скорости движения колеса по сухим твердым дорогам, полученная в 1953 г. немецким исследователем Янте [69], показана на графике (рисунок 3.2).

Приведенные графики показывают, что на сухих дорогах коэффициент сцепления изменяется с увеличением скорости значительно меньше, чем на мокрых.

Уменьшение коэффициента сцепления с ростом скорости движения может быть объяснено упруго-вязкими деформациями резины протектора. Так как протекание этих деформаций зависит от времени, то при больших скоростях движения протектора не успевает полностью зацепляться за неровности поверхности дороги. Кроме того, с увеличением скорости движения затрудняется «выжимание» влаги с поверхности дороги элементами шины в контакте. Поэтому между шиной и дорогой образуется прослойка жидкости, которая резко снижает

коэффициент сцепления. С увеличением скорости возрастает динамическая прочность жидкостной пленки, следовательно, ее труднее разорвать и удалить с контактирующих поверхностей [70].

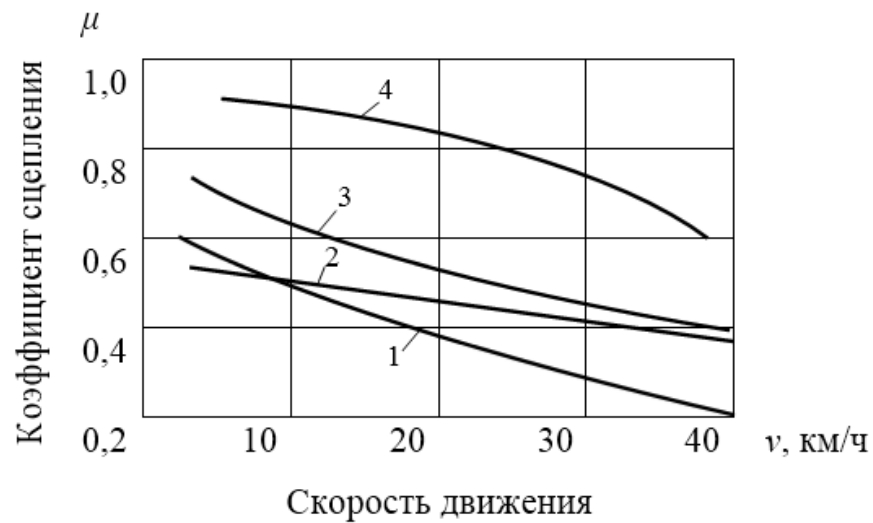


Рисунок 3.1 – График зависимости коэффициента сцепления от скорости движения колеса по данным:

*1 – французских испытаний на торцевой мостовой; 2 и 4 – английских испытаний на мокром бетоне; 3 – французских испытаний на мокром бетоне.*



Рисунок 3.2 – График зависимости коэффициента сцепления от скорости движения колеса:

*1 – по ледяной корке; 2 – по влажной мелкозернистой поверхности; 3 и 4 – по сухой чистой поверхности.*

В свете этого представляет определенный интерес попытка теоретического решения проблемы взаимодействия (сцепления) шины с твердой поверхностью, покрытой слоем вязкой жидкости, сделанная американским исследователем М. Г. Беккером [71].

Если допустить, что полоса протектора шины находится в контакте с твердой дорогой, покрытой слоем вязкой жидкости толщиной  $h$ , то зависимость скорости  $v$  погружения шины в жидкость от ряда факторов (нагрузки на колесо  $G$ , толщины слоя жидкости  $h$ , ширины грунтозацепа  $2l$  и вязкости жидкости  $\eta$ ) примет вид

$$v = \frac{G \cdot h^3}{4 \cdot \eta \cdot l^3} \quad (3.2)$$

Из этой формулы следует, что скорость, с которой опорная поверхность шины может достигнуть твердого покрытия дороги, находится в обратной зависимости от вязкости жидкости и в еще большей степени от ширины грунтозацепа. В свою очередь, вязкость жидкости, покрывающей дорогу, зависит от времени нахождения ее на дороге. При недавно выпавшем дожде поверхность дороги покрывается пленкой чистой воды низкой вязкостью. Поэтому вода легко выдавливается элементами протектора шины из зоны контакта. Если же дорога смачивается водой в течение длительного периода, то при смешении ее с пылью образуется жидкость повышенной вязкости, что уменьшает скорость «погружения» в нее шины  $v$ . Благоприятно влияет на скорость достижения условий «сухого» трения нагрузка  $G$  на колесо.

Однако основное влияние на взаимодействие колеса с опорной поверхностью в рассматриваемых условиях оказывает ширина грунтозацепа  $2l$ . При большой его ширине скорость выдавливания пленки настолько будет мала, что только незначительная скорость передвижения автомобиля может обеспечить отсутствие скольжения и заноса.

Для эффективного удаления влаги с поверхности контакта необходимо применять шины с сильно расчлененным рисунком протектора. В этом случае влага с поверхности контакта легко удаляется через дренажные канавки [71].

По данным проф. Р. А. Мейера [72], на чистом влажном цементобетонном покрытии коэффициент сцепления уменьшается от 0,7-0,8 при скорости движения 10 км/час до 0,4 при скорости 65 км/час. На сухой дороге при увеличении скорости движения до 65÷80 км час коэффициент сцепления уменьшается лишь на 0,1.

Исследования коэффициента сцепления при боковом скольжении колеса с малой скоростью были проведены Е. А. Чудаковым [20]. Они показали, что в момент начала движения происходит разновременное проскальзывание элементов протектора в контакте. Затем, по мере увеличения бокового скольжения колеса, количество одновременно проскальзывающих элементов возрастает и наступает момент, когда все элементы протектора в контакте проскальзывают одновременно. Увеличение количества одновременно проскальзывающих элементов возрастает и наступает момент, когда все элементы протектора в контакте проскальзывают одновременно. Увеличение количества одновременно проскальзывающих элементов в контакте приводит к некоторому увеличению коэффициента сцепления. Его рост наблюдается только на сухой поверхности и в очень малых пределах изменения скорости скольжения. С дальнейшим увеличением этой скорости он остается примерно постоянным, если шина заблокирована не полностью и уменьшается при полной ее блокировке.

Скольжение или буксование колеса сопровождается выделением большого количества тепла. При относительно небольших скоростях скольжения или буксования выделенное тепло способствует размягчению резины и прилипанию ее к поверхности дороги. Коэффициент сцепления в этом случае определяется уже не столько трением, сколько прочностью верхнего слоя резины. С увеличением скорости скольжения или буксования происходит только интенсивное теплообразование, что материал трущихся поверхностей начинает выгорать и легко разрушаться. Отсюда следует, что при скольжении в большей степени разрушается материал шины, а при буксовании – материал дороги.

Частицы разрушенного материала, находясь между трущими поверхностями, в свою очередь, выполняют роль маленьких подшипников,



способствующих уменьшению трения между шиной дорогой. Следовательно, увеличение коэффициента сцепления условлено прилипанием резины протектора к поверхности дороги, а уменьшение – разрушением (выгоранием) трущихся поверхностей.

Основываясь на молекулярно-механической теории трения, И. В. Крагельский [73] предложил следующую формулу для определения коэффициента трения скольжения двух твердых тел:

$$\mu = (a + b \cdot v) \cdot e^{-c \cdot v} + d, \quad (3.3)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения скольжения;

$v$  – скорость скольжения;

$a, b, c$  и  $d$  – некоторые параметры.

Из рассмотрения этой формулы следует, что с увеличением скорости скольжения величина коэффициента трения проходит через максимум.

С. М. Цукерберг на основании полученных им опытных данных рекомендует для определения коэффициента сцепления при скольжении шины по сухому мелкозернистому асфальту пользоваться следующей зависимостью:

$$\mu = (a + 0,1 \cdot v) \cdot e^{-c \cdot v} + \frac{1}{v^2 + 25} + m, \quad (3.4)$$

где  $m$  – постоянная величина.

Эта формула позволяет учитывать эластичность одной из взаимодействующих поверхностей.

### 3.1.3. Зависимость коэффициента сцепления от удельного давления в контакте

Отношение нагрузки  $G$ , действующей на шину колеса, к площади  $S$  контакта шины принято называть средним удельным давлением  $q$ .

При этом следует различать такие параметры, как среднее, среднее действительное и действительное удельные давления.

Под средним удельным давлением понимают отношение нагрузки  $G$  к контурной площади контакта  $S_0$ .

$$q_{cp} = \frac{G}{S_0} \quad (3.5)$$

Под средним действительным удельным давлением понимают отношение нагрузки  $G$  к площади выступов рисунка протектора в контакте  $S_\delta$ .

$$q_{cp.\delta} = \frac{G}{S_\delta} \quad (3.6)$$

Действительное удельное давление обозначает нагрузку, приходящуюся на единицу площади пятна контакта.

По аналогии с понятием удельного давления различают касательное напряжение  $\tau$ , которое является отношением касательного усилия  $F$  в плоскости контакта, к площади этого контакта  $S$

$$\tau = \frac{F}{S} \quad (3.7)$$

Отношение действительного касательного напряжения к действительному удельному давлению характеризует напряженность  $C$  элемента шины в контакте

$$C = \frac{\tau}{q} \quad (3.8)$$

При этом данная напряженность различна в различных локальных зонах контакта: при изменении характера движения или нагрузки на зону изменяется и напряженность в той или иной мере. Если значение напряженности соответствует значению коэффициента сцепления, то элемент протектора начинает проскальзывать.

К настоящему времени опытами ряда исследователей установлено, что на сухой дороге с твердым покрытием коэффициент сцепления при увеличении внутреннего давления воздуха в шине первоначально повышается, а затем начинает убывать. Для каждого типоразмера шины существует наивыгоднейшая величина нагрузки и давления воздуха, при которых обеспечивается наибольшее сцепление и наименьшая напряженность элементов протектора в контакте.

Понижение или повышение давления воздуха в шине от номинального его значения приводит к увеличению касательных напряжений в неравномерности распределения их в контакте. Понижение давления воздуха в шине приводит к уменьшению удельных давлений и повышению касательных напряжений, а это ведет к росту напряженности элементов контакта и уменьшению коэффициента сцепления колеса.

Хорошее сцепление шины с дорогой может быть достигнуто за счет применения такого рисунка протектора, который обеспечивал бы по возможности минимальную напряженность элементов протектора в контакте с опорной поверхностью. Для такой шины величина удельного давления может быть изменена двумя путями: или изменением внутреннего давления воздуха в шине, или изменением величины нормальной нагрузки на колесо. При этом изменение нагрузки оказывает меньшее влияние на величину удельного давления, чем соответствующее изменение внутреннего давления воздуха в шине.

### **3.2 Расчет площади пятна контакта автомобильной шины и поверхности дороги**

Пятно контакта – это опорная поверхность колеса, имеющая контакт с дорожным покрытием. Неподвижное пятно контакта представляет собой прямоугольник (рисунок 3.3.), если кривизна шины равна нулю и давление в ней имеет соответствующее значение.

Пятно контакта в динамике может быть меньше или больше, чем статическое, в зависимости от вертикальной нагрузки, на которую, в свою очередь, влияет перенос веса или аэродинамическое прижимающее усилие, действующее на машину (рисунок 3.4.). Чем больше площадь пятна контакта, и чем больше вертикальная нагрузка, тем большее сцепление с дорогой мы можем потенциально получить [74].



Рисунок – 3.3. Недеформированная шина колеса и статическое состояние пятна контакта

а)

б)

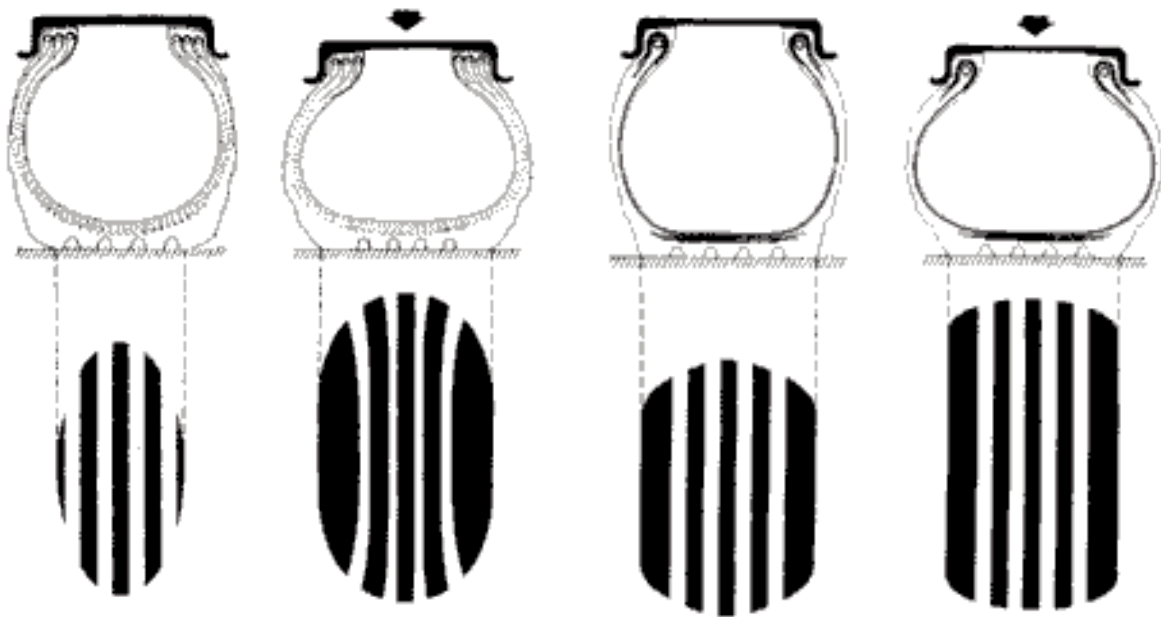


Рисунок – 3.4. Пятно контакта шины с дорогой без нагрузки и под нагрузкой:

*а – диагональная шина, б – радиальная шина.*

При этом можно констатировать, что форма пятна контакта, близкая к овалу, встречается на практике гораздо реже, нежели форма прямоугольника.

### 3.2.1 Расчет длины пятна контакта автомобильной шины и поверхности дороги

На рисунке 3.5 показано поведение шины при действии на колесо нагрузки  $G$ . При этом шина деформируется на величину  $h$ , называемой осадкой шины.

Осадка шины может быть выражена через радиальную жесткость шины  $k_R$ :

$$h = \frac{G}{k_R}. \quad (3.9)$$

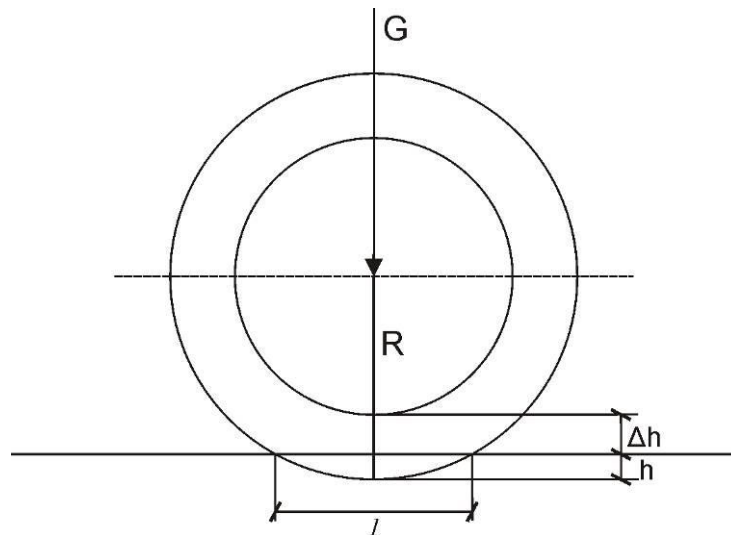


Рисунок – 3.5. Деформация шины под действием нагрузки

При этом радиус недеформированного колеса может быть рассчитан исходя из осадки шины и длины пятна контакта (рисунок 3.5), т.е.

$$R = \frac{l^2 + 4h^2}{8h}. \quad (3.10)$$

С учетом формулы (3.9) получаем

$$R = \frac{l^2}{8 \frac{P}{k_r}} + \frac{G}{2k_r}.$$

Откуда, путем математических преобразований, получаем,

$$l = \frac{\sqrt{8G \cdot k_r \cdot R - 4G^2}}{k_r}. \quad (3.11)$$

На основании полученной формулы можно констатировать, что длина пятна контакта шины с дорогой зависит от нормальной нагрузки на колесо, радиуса этого колеса и радиальной жесткости шины.

### 3.2.2 Расчет ширины пятна контакта автомобильной шины и поверхности дороги

Для определения ширины пятна контакта рассмотрим теперь поведение шины в поперечном разрезе под действием нагрузки  $G$ . Нормальное состояние шины показано на рисунке 3.6.а. На рисунке 3.6.б показано деформированное состояние шины в поперечном разрезе.

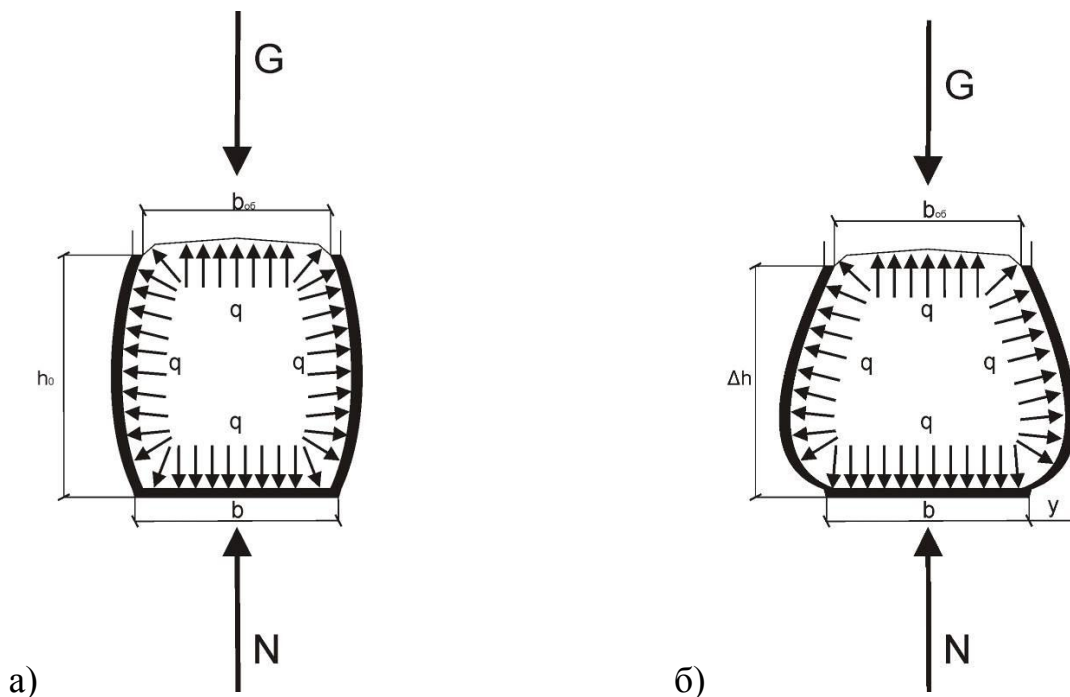


Рисунок – 3.6. Нормальное и деформированное состояние шины в поперечном разрезе:

*а – в нормальном состоянии; б – в деформированном состоянии*

На рис. 3.6.б видно, что под действием нормальной нагрузки  $G$  на колесо, боковина шины прогибается, а высота шины  $h_0$  изменяется на величину  $h$ , которая является осадкой шины, в связи с чем высота боковины шины становится равной величине  $\Delta h$ . При этом величина  $\Delta h$ , с учетом формулы (3.9) будет равна

$$\Delta h = h_0 - \frac{G}{k_r}. \quad (3.12)$$

При этом  $h_0$  мы можем считать постоянной величиной и равной величине боковины шины, т. к. под действием нагрузки шина прогибается, но не изменяет размера боковины.

Для понимая процессов, происходящих в колесе при прогибе боковины шины, введем новое понятие. На внутреннюю поверхность шины равномерно действует давление. При этом давление – это величина силы, равномерно приложенная к определенной площади [75]. Т.е. можно ввести величину силы внутреннего давления воздуха в шине, действующей равномерно на внутреннюю поверхность шины:

$$F_{\text{внутр}} = q \cdot S_{\text{ш}}, \quad (3.13)$$

где  $q$  – внутреннее давление в шине, мПа;

$S_{\text{ш}}$  – площадь внутренней поверхности шины,  $\text{м}^2$ .

При этом будем считать, что на участке контакта шины с поверхностью дороги

$$S_{\text{ш}} = l \cdot p, \quad (3.14)$$

где  $l$  – длина пятна контакта шины с дорогой, м;

$p$  – периметр внутренней поверхности шины на данном участке, м.

Данный периметр не сложно учесть, считая, что для бескамерной шины с известными геометрическими параметрами согласно рисунку 3.6, он равен

$$p = 2h_0 + b + b_{\text{об}}, \quad (3.15)$$

где  $b$  – ширина протектора шины, м;

$b_{\text{об}}$  – расстояние между кольцевыми выступами («хампами») диска колеса, м.

Для камерной шины этот периметр будет длиной окружности, которая образуется камерой колеса, т.е.

$$p = \pi d, \quad (3.16)$$

где  $d$  – диаметр поперечного сечения камеры, м.

С учетом вышеперечисленного

$$F_{\text{внутр}} = q \cdot l \cdot (2h_0 + b + b_{\text{об}}) \quad \text{или} \quad F_{\text{внутр}} = q \cdot l \cdot \pi d \quad (3.17)$$

При этом нужно считать, что площадь внутренней поверхности шины  $S_{\text{ш}}$  величина постоянная, т.к. зависит от конструктивной особенности шины. Поэтому, можно сделать вывод, что сила внутреннего давления в шине  $F_{\text{внутр}}$  зависит от давления воздуха в шине, поэтому при неизменном давлении, неизменна будет сила давления на внутреннюю поверхность шины. При этом на эластичный элемент колеса, т.е. шину, действуют две диаметрально противоположные силы, равные по модулю, а именно нормальная нагрузка  $G$  и сила реакции опоры  $N$  (рисунок 3.6). Поэтому при увеличении нормальной нагрузки на колесо, но при неизменном давлении на внутреннюю поверхность боковины шины дополнительно будет действовать сила  $\Delta F = \Delta G$ , а при неизменной нормальной нагрузке на колесо, но при изменении давления в шинах, будет изменяться сила давления на внутреннюю поверхность боковины шины, т.е.  $\Delta F = \Delta F_{\text{внутр}}$ . При этом и  $\Delta G$ , и  $\Delta F_{\text{внутр}}$  в априори известны, т.к. зависят от постоянных величин, описанных выше. Данное утверждение подтверждается испытаниями, представленными на рисунке 3.7.

Принимаем, что  $\Delta F = F_{\text{упр}}$ , где  $F_{\text{упр}}$  – сила упругости, зависящая от радиальной жесткости боковины шины, т.е.

$$F_{\text{упр}} = k_r \cdot y, \quad (3.18)$$

где  $y$  – прогиб боковины шины, м (рисунок 3.6б).

При появлении прогиба площадь распределения давления, действующего в плоскости нормальной нагрузки на колесо, увеличивается. Особенно это ощутимо в районе крайних элементов протектора шины. Удельное давление здесь увеличивается по сравнению с первоначальным, и постоянным, действующим на



средние элементы протектора. При торможении, вследствие перераспределения нагрузки по осям, такой эффект наблюдается в характере следа юза передних колес в виде четко выраженных крайних линий следа и слабо выраженных средних, оставленных элементами протектора при скольжении по поверхности дороги. Такой эффект подтверждается испытаниями, проведенными на шинах Nokian Hakkapeliitta RSi (рисунок 3.7) [76], при ускорении транспортного средства и при его торможении.

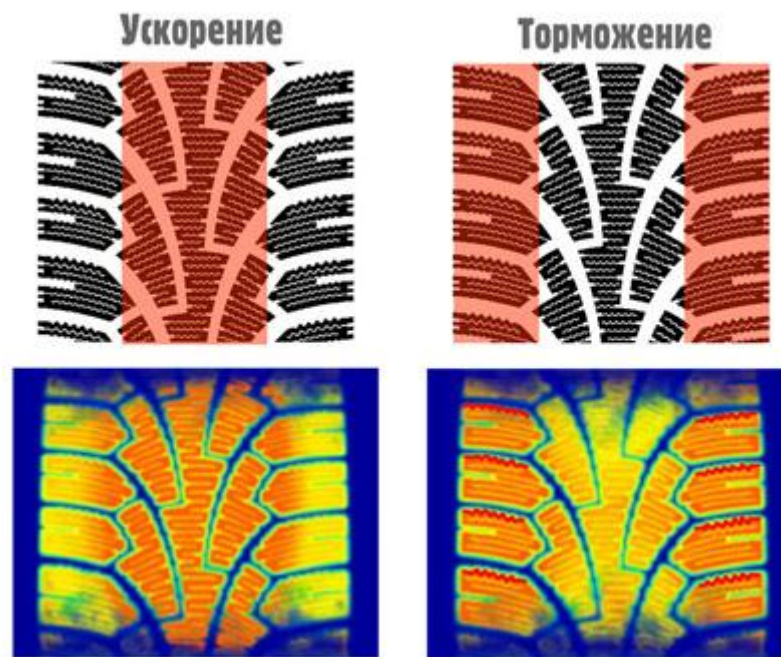


Рисунок – 3.7. Анализ распределения давления в пятне контакта при разгоне и при торможении

Данный эффект можно также наблюдать в реальных условиях при торможении и ускорении автомобилей. Однако следует заметить, что у автомобилей с нормальным давлением он наблюдается крайне редко, так как площадь соприкосновения трущихся поверхностей в таких случаях меньше, а изменение нагрузки на колесо, вследствие большой силы давления в шине  $F_{\text{внутр}}$ , влияет на изменение площади контакта незначительно.

На основании вышеперечисленного можно констатировать, что при торможении площадь контакта шины с дорогой может увеличиваться по отношению к нормальной, в следствии увеличения нагрузки на колесо. Площадь

контакта будет также больше, если нагрузка на колесо будет изменяться незначительно или будет неизменной, но при этом давление в шинах будет меньше обычного.

Поскольку величины  $S_{ш}$ ,  $k_r$  и  $R$  являются изначально известными константными параметрами колеса и шины, обусловленными конструктивными особенностями колеса, то нормальная нагрузка на колесо и давление в шине являются единственными параметрами, изменение которых способно повлиять на изменение площади пятна контакта шины с дорогой.

### **3.3 Расчет коэффициента сцепления автомобильной шины по поверхности дороги**

Известно, что сила трения зависит от нормальной нагрузки на колесо и коэффициента сцепления, исходя из формулы [77-78]

$$F_{тр} = G \cdot \mu, \quad (3.19)$$

где  $\mu$  – коэффициент сцепления;

$G$  – нагрузка на колесо, Н.

При этом нужно учесть, что при трении возникают касательные напряжения  $\tau$ . Принимаем, что эпюра распределения  $\tau$  равномерна по направлению силы трения. При этом принимаем, что эпюра распределения касательных напряжений пропорциональна эпюре распределения удельных давлений [79-81]:

$$\tau = \mu \cdot q. \quad (3.20)$$

При этом, в зоне скольжения сила трения на единицу площади пропорциональна касательному напряжению на этом участке:

$$\frac{F_{тр}}{A} = \tau, \quad (3.21)$$

где  $A$  – площадь пятна контакта,  $m^2$ .

С учетом формулы (3.20) получим:

$$\frac{F_{тр}}{A} = \mu \cdot q. \quad (3.22)$$

После преобразования

$$F_{\text{тр}} = \mu \cdot q \cdot A. \quad (3.23)$$

При этом нужно учитывать, что площадь пятна контакта зависит от давления воздуха в шине и нормальной нагрузки на колесо. Влияние этих параметров на площадь пятна контакта описано выше. Также нужно учитывать, что рисунок пятна контакта не целостен, а потому целесообразно разбивать общую площадь контакта на локальные площади контакта, обусловленные количеством элементов протектора, контактирующих с поверхностью дороги.

Из полученной формулы (3.23) следует, что

$$\mu = \frac{F_{\text{тр}}}{q \cdot A}. \quad (3.24)$$

При этом сила трения, в данном случае, по модулю будет равна силе инерции заторможенного автомобиля,двигающегося поступательно. Из курса физики известно [15]:

$$F_{\text{ин}} = ma, \quad (3.25)$$

и

$$a = \frac{v^2}{2S}, \quad (3.26)$$

где  $m$  – масса автомобиля, действующая на заблокированное колесо, кг;

$v$  – скорость движения автомобиля в момент блокировки колес, м/с;

$S$  – расстояние, которое преодолевает заторможенный автомобиль с момента блокировки колес до полной остановки, м.

Поэтому, с учетом формул (3.24), (3.25) и (3.26) получаем:

$$\mu = \frac{mv^2}{2S \cdot q \cdot A}. \quad (3.27)$$

Как видно, представленное выражение позволяет учесть при расчете коэффициента сцепления автомобильного колеса по опорной поверхности при торможении автомобиля практически все факторы, влияющие на коэффициент трения, а именно:

- скорость  $v$  поступательного движения заблокированного колеса;
- нормальную нагрузку  $G$ , действующую на заблокированное колесо;
- путь  $S$ , который преодолевает колесо в заблокированном состоянии;
- давление воздуха  $q$  в шине.

### **3.4 Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием**

Задачей предлагаемой установки является расширение функциональных возможностей устройства за счет обеспечения измерения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием в состоянии бокового скольжения.

Это достигается тем, что установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием, содержит горизонтально расположенную несущую раму с автомобильным колесом, к передней стенке которой присоединено прицепное устройство. Предложенное решение содержит горизонтально расположенную подвижную квадратную раму, в верхней части которой закреплено на каждой стенке более одной стойки, расположенной на одинаковом расстоянии от центральной оси и друг от друга, а несущая рама, выполнена квадратного сечения с отверстиями под стойки, через которые осуществляется ее крепление с подвижной рамой [82].

Конструктивный универсализм установки позволяет в равной степени измерять коэффициент сцепления заблокированного автомобильного колеса, привязанного к конкретному ДТП, с дорожным покрытием непосредственно на месте ДТП, как при прямом торможении, так и при боковом скольжении.

Сущность установки для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием поясняется графическим изображением, на котором изображен ее общий вид (рисунок 3.8а), на рисунке 3.8б – фотография установки [83].

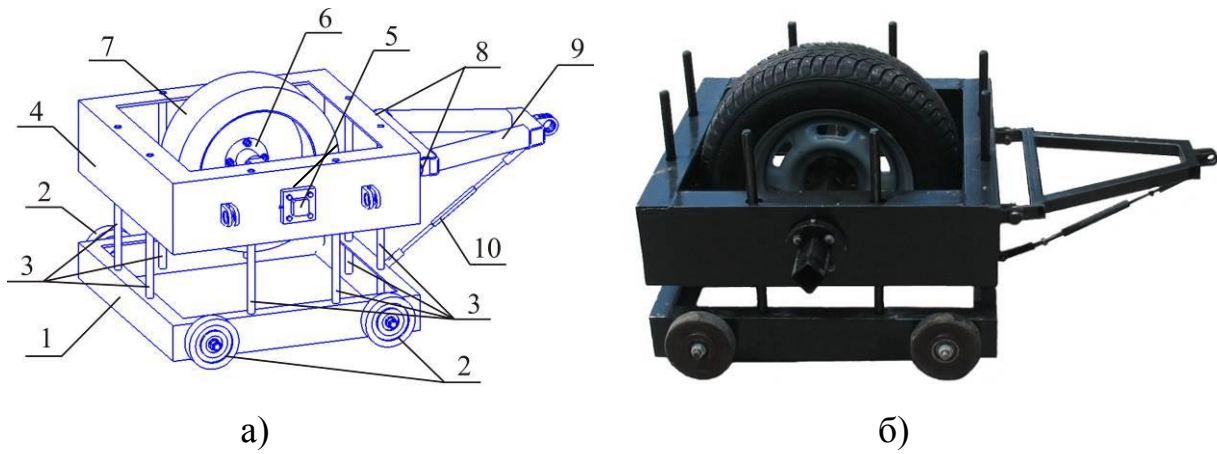


Рисунок 3.8 – Предлагаемая установка

Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием содержит горизонтально расположенную квадратную подвижную раму 1, на внешних сторонах 8 противоположных боковых стенок которой установлены, например, по два колеса 2 свободного вращения подшипникового типа. В верхней части подвижной рамы жестко закреплены, например, сваркой, вертикальные направляющие стойки 3, более одной на каждой стенке подвижной рамы. Вертикальные направляющие стойки предназначены для установки на ней квадратной несущей рамы 4 через соответствующие сквозные отверстия, изготовленные в стенках несущей рамы. К боковым стенкам несущей рамы крепятся две поперечины 5, на которые, например, через фланец 6 крепится автомобильное колесо 7. На внешней поверхности передней стенки несущей рамы, с помощью двух крепежных пальцев 8, закреплено прицепное устройство 9, которое зафиксировано регулируемой стяжкой 10, связанной с подвижной рамой. Для снятия показаний и имитации нагрузки используется соответственно измерительное устройство, например – динамометр, и дополнительные грузы, в общей сложности до 120 кг. (на иллюстрациях не показаны).

Для измерения коэффициента сцепления при прямом торможении съемную несущую раму 4 через отверстия, с помощью вертикальных направляющих стоек 3, устанавливают на подвижную раму 1. Через фланец 6 к двум поперечинам 5, установленным на несущей раме, крепят автомобильное колесо 7,

демонтированное с автомобиля, участвовавшего в ДТП. С помощью такого соединения несущая рама свободно перемещается вверх и вниз относительно вертикальных направляющих стоек (перемещение ограничено конструктивными размерами колеса) и имеет возможность демонтажа с подвижной рамы и установки обратно с разворотом на  $90^\circ$  относительно нее. Для имитации фактической нагрузки, приходящейся на колесо автомобиля, несущую раму нагружают дополнительными грузами (например, в общей сложности до 120 кг.). Распределение нагрузки дополнительными грузами происходит равномерно или из расчета перераспределения нагрузки при торможении на автомобильное колесо, при давлении в колесе 0,2 МПа (или иное, если оно отличалось на момент ДТП). К внешней поверхности передней стенки несущей рамы полученной конструкции с помощью крепежных пальцев 8 крепят прицепное устройство 9, которое фиксируют стяжкой 10 в горизонтальном положении и сцепляют жестко через измерительное устройство, например, динамометр (на иллюстрациях не показан), с автомобилем, который осуществляет транспортировку установки, с помощью установленных на подвижной раме колес 2, по участку дороги с постоянной заданной скоростью с целью измерения коэффициента сцепления.

Для измерения коэффициента сцепления при боковом скольжении, несущую раму 4 отсоединяют от прицепного устройства 9 извлечением пальцев 8. Благодаря тому, что несущая рама выполнена съемной и квадратной, ее снимают с вертикальных направляющих стоек 3, разворачивают на  $90^\circ$  относительно подвижной рамы 1, которая остается в первоначальном положении, и снова устанавливают на стойки, после чего с помощью пальцев присоединяют прицепное устройство к внешней поверхности боковой стенки несущей рамы и фиксируют стяжкой 9 [84-87].

Дальнейшая работа по измерению коэффициента сцепления при прямом или боковом торможении сводится к перемещению устройства в ведомом режиме по поверхности дороги. Динамометром измеряется сила тяги, исходя из которой вычисляется искомый коэффициент по формуле 3.27:

$$\mu = \frac{F_{\text{тяги}}}{q \cdot A} = \frac{mv^2}{2 \cdot S \cdot q \cdot A},$$

где:  $m$  – нагрузка на колесо, кг;

$v$  – скорость перемещения установки, м/с;

$S$  – перемещение установки, м;

$q$  – удельное давление в колесе, МПа;

$A$  – площадь пятна контакта шины с опорной поверхностью, м<sup>2</sup>;

$F_{\text{тяги}}$  – буксирующая сила, Н.

Предлагаемая установка имеет небольшие габаритные размеры, может быть использована в различных условиях непосредственно на месте ДТП (что, ввиду сложности сохранения дорожных условий на момент ДТП с течением времени, обеспечивает необходимую оперативность и качество измерения), позволяет использовать широкий спектр колес (независимо от конструктивных размеров) легковых автомобилей, обеспечивая вариативность их использования (накаченность колеса, износ и рисунок протектора шины, высота его грунтозацепов и т.д.), а также позволяет измерять в равной степени, как прямое торможение, так и боковое скольжение, т.е. установка является универсальной. Кроме этого, предложенное устройство максимально приближено имитирует, за счет и амортизирующих свойств самого колеса и нагружения его грузами, условия эксплуатации автомобильного колеса при торможении автомобиля.

Таким образом, задача универсализации измерения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием решена.

### 3.5 Выводы по главе

1. В настоящее время различают следующие коэффициенты сцепления: коэффициент сцепления покоя, коэффициент сцепления при буксовании или юзе, коэффициент сцепления при боковом скольжении колеса, различиям которых и механике образования при взаимодействии шины колеса с опорной поверхностью уделено крайне мало внимания. Кроме того, сцепление колес с опорной

поверхностью зависит от большого числа различных параметров, влияние которых в используемой при исследовании ДТП методике не учитывается.

2. Установлено, что нормальная нагрузка на колесо и давление в шине являются единственными параметрами, изменение которых способно повлиять на изменение площади пятна контакта шины с дорогой, а следовательно, и на коэффициент сцепления колеса с дорогой. Получена формула расчета коэффициента сцепления, учитывающая основные параметры, влияющие на его величину.

3. Разработана установка, применяемая в различных условиях непосредственно на месте ДТП и позволяющая использовать широкий спектр колес (независимо от конструктивных размеров) легковых автомобилей, обеспечивая вариативность их использования (накаченность колеса, износ и рисунок протектора шины, высота его грунтозацепов и т.д.), а также измерять в равной степени, как прямое торможение, так и боковое скольжение.



## **ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРМОЖЕНИЯ ШИНЫ КОЛЕСА**

### **4.1 Общие положения экспериментальных исследований**

Цели экспериментальных исследований:

- определение значений коэффициента сцепления шин колес автомобиля с опорной поверхностью в зависимости от различных условий состояния данных колес экспериментально;
- оценка полученных результатов относительно сертифицированного экспериментального прибора Эффект-02 и табличных значений.

Задачи экспериментальных исследований:

- апробация оборудования для определения сцепления шины автомобильного колеса с поверхностью дороги при торможении;
- установление параметров, подвергающихся дифференциации (давление воздуха в шине, длина пятна контакта, ширина протектора) и их влияние на результаты эксперимента [88-89];
- графическая оценка результатов эксперимента.

В соответствии с поставленными целями и задачами эксперимент решено провести в два этапа:

1. Проведение экспериментов по установлению коэффициента сцепления шины колеса с опорной поверхностью при учете различных факторов.
2. Оценка полученных результатов относительно сертифицированного экспериментального прибора Эффект-02 и табличных значений.

### **4.2 Методика эксперимента**

С целью определения коэффициента трения автомобильного колеса по опорной поверхности на предприятии ООО «БИНОМ» была изготовлена экспериментальная установка.

Чертежи установки, в том числе и в 3д формате представлены на рисунках 4.1-4.3. Общий вид устройства – на рисунках 4.4 и 4.5.

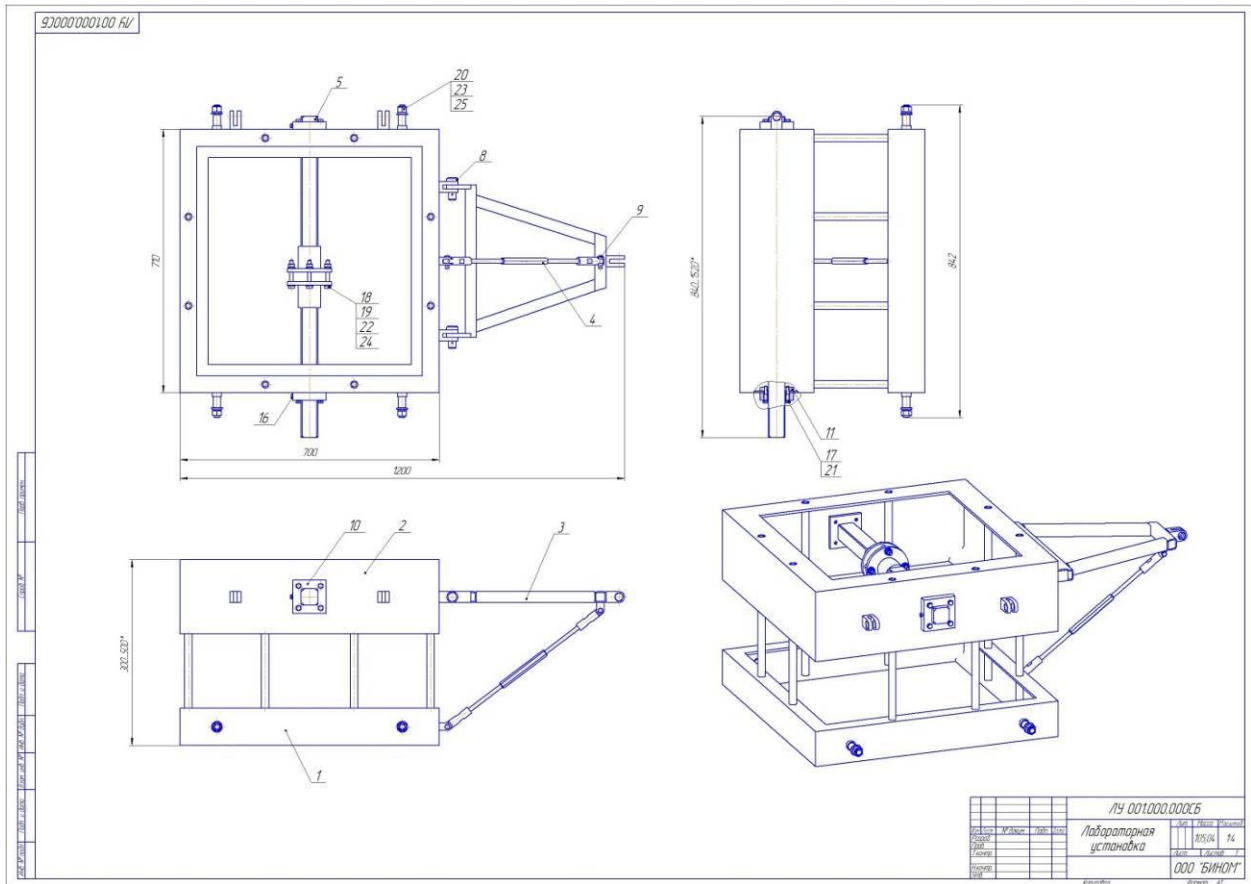


Рисунок 4.1 – Чертеж экспериментального стенда с размерами

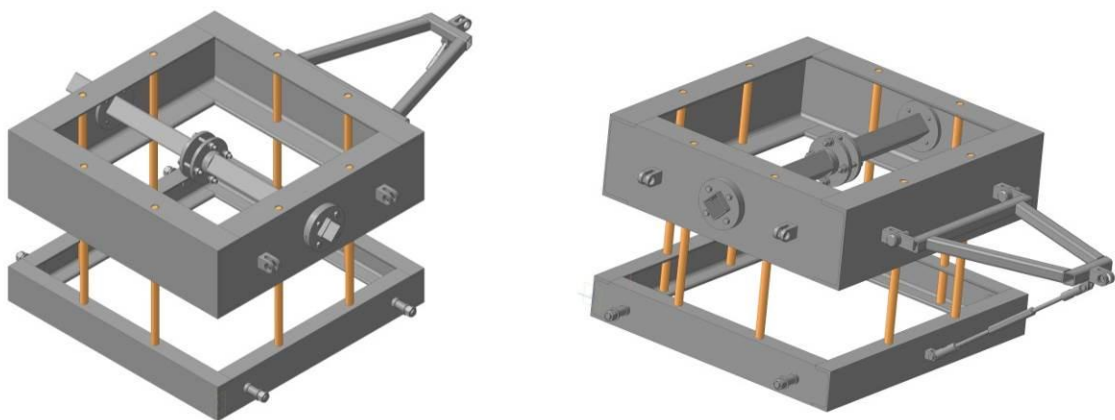


Рисунок 4.2 – Чертежи экспериментального стенда в 3д формате

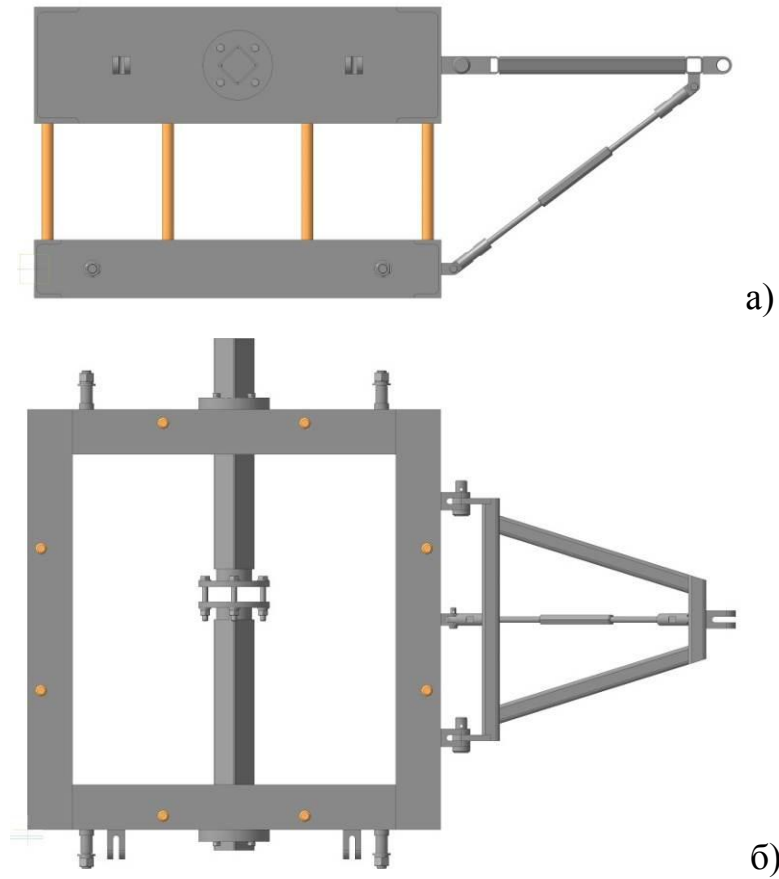


Рисунок 4.3 – Чертежи экспериментального стенда в 3д формате (вид сбоку – а;  
вид сверху - б)



Рисунок 4.4 – Общий вид экспериментального стенда



Рисунок 4.5 – Общий вид экспериментального стенда, соединенного с ТС при испытаниях в летнее время года

Для минимизации потерь на трение при вращении опорных колес, были избраны колеса подшипникового типа с прорезиненными внешними сторонами [90-91].

Измерения представляют собой следующее [92-98]:

1) Для измерения коэффициента сцепления при прямом торможении съемную несущую раму через отверстия, с помощью вертикальных направляющих стоек, устанавливают на подвижную раму. Через фланец к двум поперечинам, установленным на несущей раме, крепят автомобильное колесо, демонтированное с автомобиля, участвовавшего в ДТП. С помощью такого соединения несущая рама свободно перемещается вверх и вниз относительно вертикальных направляющих стоек (перемещение ограничено конструктивными размерами колеса), имитируя таким образом амортизирующие свойства автомобиля, и имеет возможность демонтажа с подвижной рамы и установки обратно с разворотом на  $90^\circ$  относительно нее. Для имитации фактической нагрузки, приходящейся на колесо автомобиля, несущую раму нагружают дополнительными грузами (например, в общей сложности до 120 кг.). Распределение нагрузки дополнительными грузами происходит равномерно или

из расчета перераспределения нагрузки при торможении на автомобильное колесо, при давлении в колесе 0,2 МПа (или иное, если оно отличалось на момент ДТП). К внешней поверхности передней стенки несущей рамы полученной конструкции с помощью крепежных пальцев крепят прицепное устройство, которое фиксируют стяжкой в горизонтальном положении и сцепляют жестко через измерительное устройство, например, динамометр (рисунок 4.5 и 4.6), с автомобилем, который осуществляет транспортировку установки, с помощью установленных на подвижной раме колес, по участку дороги с постоянной заданной скоростью с целью измерения коэффициента сцепления.

2) Для измерения коэффициента сцепления при боковом скольжении, несущую раму отсоединяют от прицепного устройства извлечением пальцев. Благодаря тому, что несущая рама выполнена съемной и квадратной, ее снимают с вертикальных направляющих стоек, разворачивают на 90° относительно подвижной рамы, которая остается в первоначальном положении, и снова устанавливают на стойки, после чего с помощью пальцев присоединяют прицепное устройство к внешней поверхности боковой стенки несущей рамы и фиксируют стяжкой [82-83].

Показания динамометра при этом фиксируются и производится необходимый расчет.

Параметры исследуемого колеса Тоуо представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Параметры исследуемого колеса Тоуо

Размер исследуемого колеса, м	Давление воздуха в испытываемом колесе, МПа	Максимальная нагрузка на колесо, кг	Ширина профиля шины, м
0,62	0-0,3	305	0,205

Конструктивные параметры экспериментальной установки представлены в таблице 4.2. и на рисунке 4.1.

Таблица 4.2 – Конструктивные параметры экспериментального стенда

Шаг измерения давления в шине, МПа	Размеры подвижной рамы конструкции по внутреннему контуру, м	Вес подвижной рамы конструкции, кг	Дополнительный нагружаемый вес в виде грузов, кг
0,05	0,65×0,65	185	120

Для снижения погрешности измерения используются подшипниковые колеса радиусом 0,15 метров.

К установке подсоединяются измерительные приборы: динамометр ДПУ-20 (погрешность которого  $\pm 0,1\%$  от наибольшего предела измерения), а к вентилю испытываемого колеса – механический манометр МПЗ-У0-1,0МПа, с погрешностью измерения  $\pm 0,0002$  МПа.

#### 4.3 Алгоритм проведения эксперимента с использованием установки

Производилась сборка лабораторной установки. Стоящее на месте устройство нагружалось дополнительными грузами (в общей сложности до 120 кг) на подвижную раму. При этом распределение нагрузки происходило равномерно или из расчета перераспределения нагрузки при торможении на колесо, при давлении в колесе 0,3 МПа (или иное, если оно отличалось на момент ДТП). Производилось измерение пятна контакта протектора шины с опорной поверхностью: под установку помещался лист бумаги формата А-4, верхняя рама поднималась и фиксировалась над ней, нижняя часть шины колеса (протектор) окрашивалась дактилоскопической краской, после чего рама под действием необходимой нагрузки опускалась на следовоспринимающую поверхность (бумажный лист). Производилось измерение отпечатка шины [99-102]. После

этого приступали к измерению коэффициента трения: устройство сцепляли жестко с автомобилем через измерительное устройство (например – механический динамометр), который осуществлял его транспортировку с постоянной заданной скоростью по участку дороги с целью измерения коэффициента сцепления [103]. При перемещении устройства в ведомом режиме по поверхности движения измерялась сила тяги, исходя из которой, по известным параметрам, вычислялся искомый коэффициент по формуле 3.27:

$$\mu = \frac{F_{\text{тяги}}}{q \cdot A} = \frac{mv^2}{2S \cdot q \cdot A},$$

где  $F_{\text{тяги}}$  – сила тяги автомобиля; Н;

$m$  – нагрузка на колесо, кг;

$V$  – скорость перемещения установки, м/с;

$S$  – перемещение установки, м;

$q$  – удельное давление в колесе, МПа;

$A$  – площадь пятна контакта шины с опорной поверхностью, м<sup>2</sup>.

Для того, чтобы измерить коэффициент сцепления при боковом скольжении, несущую раму необходимо отсоединить от прицепного устройства извлечением пальцев. Благодаря тому, что несущая рама выполнена съемной и квадратной, ее снимают с вертикальных направляющих стоек, разворачивают на 90° относительно подвижной рамы, которая остается в первоначальном положении, и снова устанавливают на стойки, после чего с помощью пальцев присоединяют прицепное устройство к внешней поверхности боковой стенки несущей рамы и фиксируют стяжкой [82,83]. Далее повторяют описанный выше эксперимент.

#### 4.4 Проведение экспериментов

Согласно цели, экспериментом требуется установить значения коэффициента сцепления автомобильного колеса с дорожным покрытием при различных экспериментальных условиях.

Измерительная установка была соединена с тягачом (автомобилем) через измерительное устройство (динамометр), после чего верхнюю раму нагрузили до веса, приходящегося на одно колесо легкового автомобиля (305 кг – за основу взят автомобиль Mazda 3).

Измерения представляют собой следующее: тягач начинает движение с базовой скоростью (20 км/ч), в этот момент снимаются показания с измерительного устройства. Измерения повторяются несколько раз (достаточно до пяти замеров), при внутреннем давлении в колесе автомобиля до 0,3 МПа (с шагом 0,05 МПа). При каждом измерении показания измерительного устройства фиксируются. Также измеряется площадь пятна контакта шины колеса (при нормативном давлении воздуха 0,22 МПа) с опорной поверхностью (За основу взят сухой асфальтобетон, также проводились исследования на сухом цементобетоне, мокрых асфальто- и цементобетоне, грунте, траве, снежном накате) [104-108].

С целью повышения вариативности исследований применялись шины разных сезонных условий применения:

- Летняя шина Toyo DRB 205/55R16;
- Зимняя шина Toyo Observe gsi 5 205/55R16;
- Зимняя шипованная шина Toyo Observe g 3 ice 205/55R16.
- 

Результаты экспериментальных замеров летней шины Toyo DRB 205/55R16 представлен ниже. По этому же алгоритму проводились эксперименты с использованием других перечисленных выше шин (при соответствующих условиях). Эксперименты были проведены в летнее время года (рисунок 4.5) и в зимнее время года (рисунок 4.6).





Рисунок 4.6 – Общий вид экспериментального стенда соединенного с ТС при испытаниях в зимнее время года

Результаты эксперимента отражены в таблицах 4.3-4.4.

Таблица 4.3 – Результаты экспериментальных замеров при давлении воздуха в шине до 0,3 МПа

Давление в шине, мПа	Сила тяги, Н					
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Замер 1	9834	9126	8811	8152	6684	4774
Замер 2	9778	9056	8786	8212	6721	4762
Замер 3	9793	9096	8829	8164	6753	4698
Замер 4	9782	9112	8817	8234	6706	4842
Замер 5	9813	9076	8795	8174	6695	4805

Таблица 4.4 – Результаты измерений при давлении воздуха в шине до 0,3 МПа

Давление в шине, МПа	Коэффициент сцепления					
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Замер 1	2,128983	1,15637	0,899938	0,799964	0,734085	0,69993
Замер 2	2,116859	1,1475	0,897384	0,805852	0,738149	0,698171
Замер 3	2,120107	1,152568	0,901776	0,801142	0,741663	0,688788
Замер 4	2,117725	1,154596	0,900551	0,808011	0,736502	0,7099
Замер 5	2,124437	1,150034	0,898304	0,802123	0,735293	0,704475

Откуда построены графики отношения силы тяги и коэффициента сцепления в зависимости от давления в шине (рисунки 4.7 и 4.8).

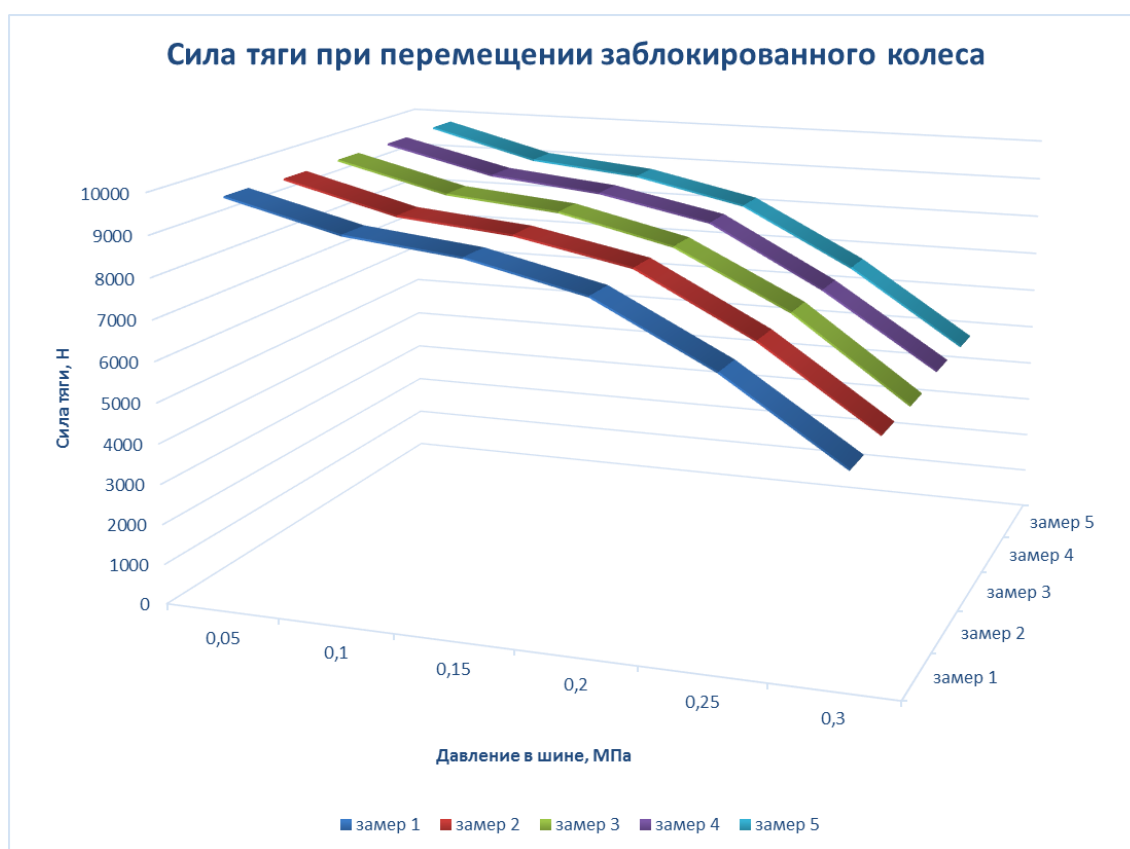


Рисунок 4.7 – Зависимость силы тяги от давления в шине

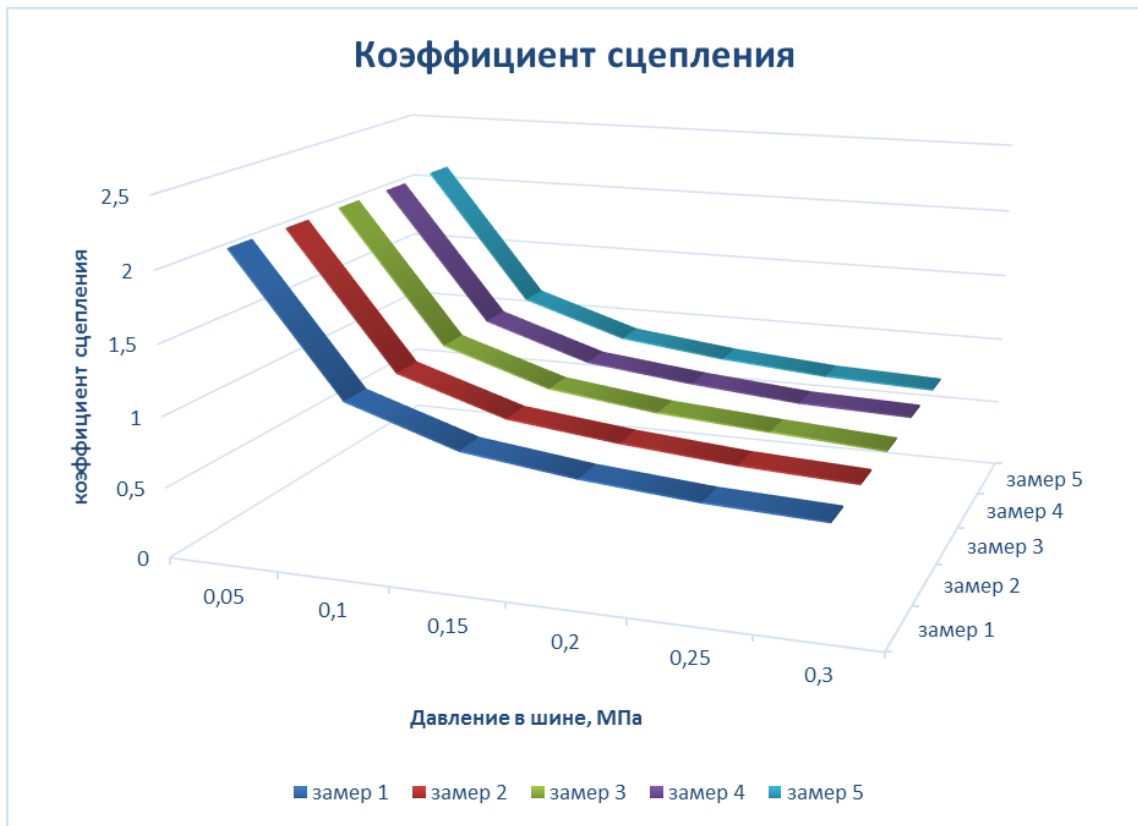


Рисунок 4.8 – Зависимость коэффициента сцепления от давления в шине

График свидетельствует о том, что линейный характер значений характеризует увеличением силы тяги и коэффициента сцепления с уменьшением давления в шине.

При этом при отсутствии давления в шине (0,05 МПа) наблюдается значительное превышение допустимого коэффициента трения, т.е. работа силы трения протектора шины колеса, в данном случае, подвергает значительным нагрузкам, превышающим конструктивные допущения, элементы данного протектора, что приводит к его значительному износу и разрушению.

Аналогичным образом произведены измерения для зимних шин (неошипованной Toyo Observe gsi 5 205/55R16 и ошипованной Toyo Observe g 3 ice 205/55R16) в условиях снежного наката, результаты сведены в таблицы.

Таблица 4.5 – Результаты измерений при давлении воздуха в шине Toyo Observe gsi 5 до 0,3 МПа

Давление в шине, мПа	Сила тяги, Н					
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Замер 1	4008	3541	2624	1852	951	751
Замер 2	4125	3654	2751	1905	1021	766
Замер 3	4107	3598	2684	1934	994	801
Замер 4	4153	3602	2691	1927	1012	826
Замер 5	4142	3632	2732	1867	1121	864

Таблица 4.6 – Результаты измерений при давлении воздуха в шине Toyo Observe gsi 5 до 0,3 МПа

Давление в шине, мПа	Коэффициент сцепления					
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Замер 1	0,8677	0,437448	0,231056	0,14187	0,07087	0,074598
Замер 2	0,89303	0,451408	0,242239	0,14593	0,076087	0,076088
Замер 3	0,889133	0,44449	0,23634	0,148151	0,074075	0,079565
Замер 4	0,899092	0,444984	0,236956	0,147615	0,075416	0,082048
Замер 5	0,89671	0,44869	0,240566	0,143019	0,083539	0,085823

Откуда построены графики отношения силы тяги и коэффициента сцепления в зависимости от давления в шине (рисунки 4.9 и 4.10).

Графики линейны, как и в предыдущих вариантах, то есть с уменьшением давления в шине увеличивается сила тяги и коэффициент сцепления. Также с низким показателем давления в шине колеса (0,15 и 0,05 МПа) коэффициент сцепления превышает нормальное значение ( $> 1$ ).

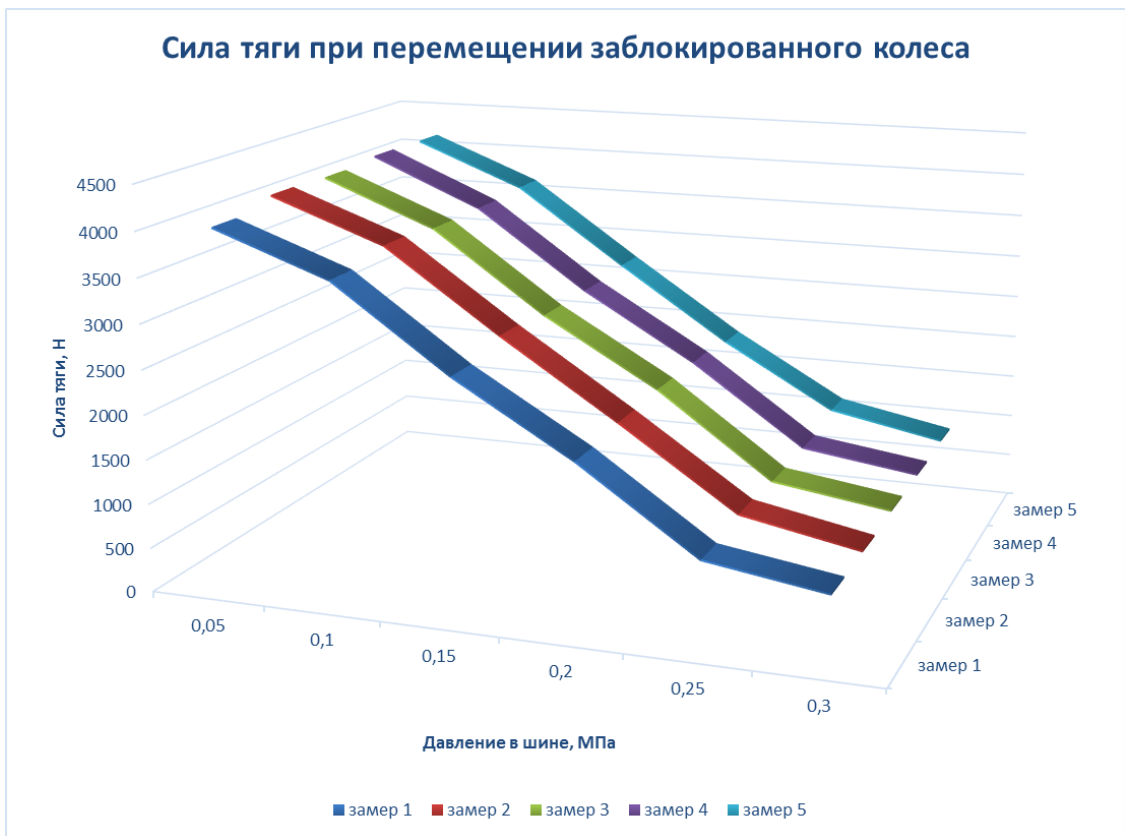


Рисунок 4.9 – Зависимость силы тяги от давления в шине

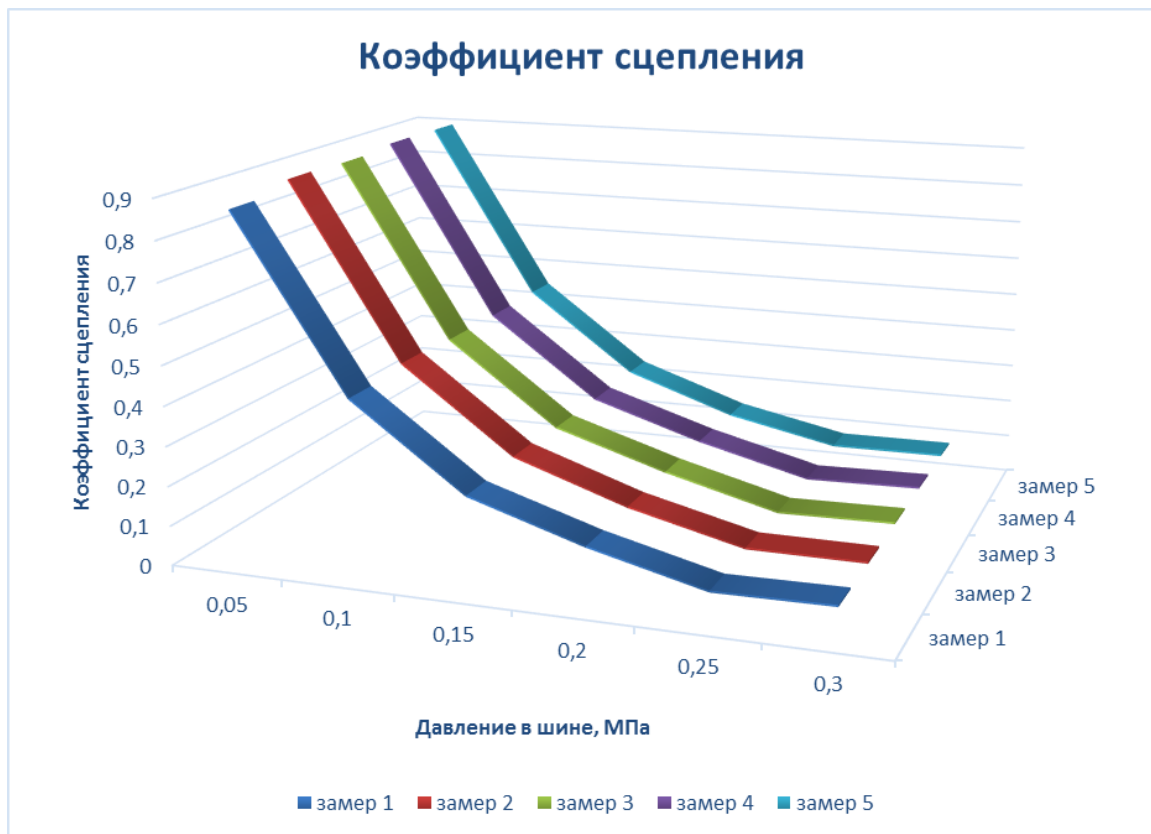


Рисунок 4.10 – Зависимость коэффициента сцепления от давления в шине

Таблица 4.7.

Результаты измерений при давлении воздуха в шине Toyo Observe g 3 ice до 0,3 МПа

Давление в шине, мПа	Сила тяги, Н					
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Замер 1	3965	3680	3414	2598	1962	1462
Замер 2	4056	3752	3445	2654	1987	1523
Замер 3	4102	3770	3489	2548	2154	1468
Замер 4	4098	3735	3520	2519	2089	1482
Замер 5	3896	3724	3523	2632	2124	1494

Таблица 4.8.

Результаты измерений при давлении воздуха в шине Toyo Observe g 3 ice до 0,3 МПа

Давление в шине, мПа	Коэффициент сцепления					
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Замер 1	0,858391	0,451864	0,317529	0,230973	0,174737	0,160288
Замер 2	0,878092	0,460704	0,320412	0,235952	0,176963	0,166976
Замер 3	0,88805	0,462915	0,324505	0,226528	0,191836	0,160946
Замер 4	0,887185	0,458617	0,327388	0,22395	0,186048	0,16248
Замер 5	0,843453	0,457266	0,327667	0,233996	0,189165	0,163796

Откуда построены графики отношения силы тяги и коэффициента сцепления в зависимости от давления в шине (рисунки 4.11 и 4.12).

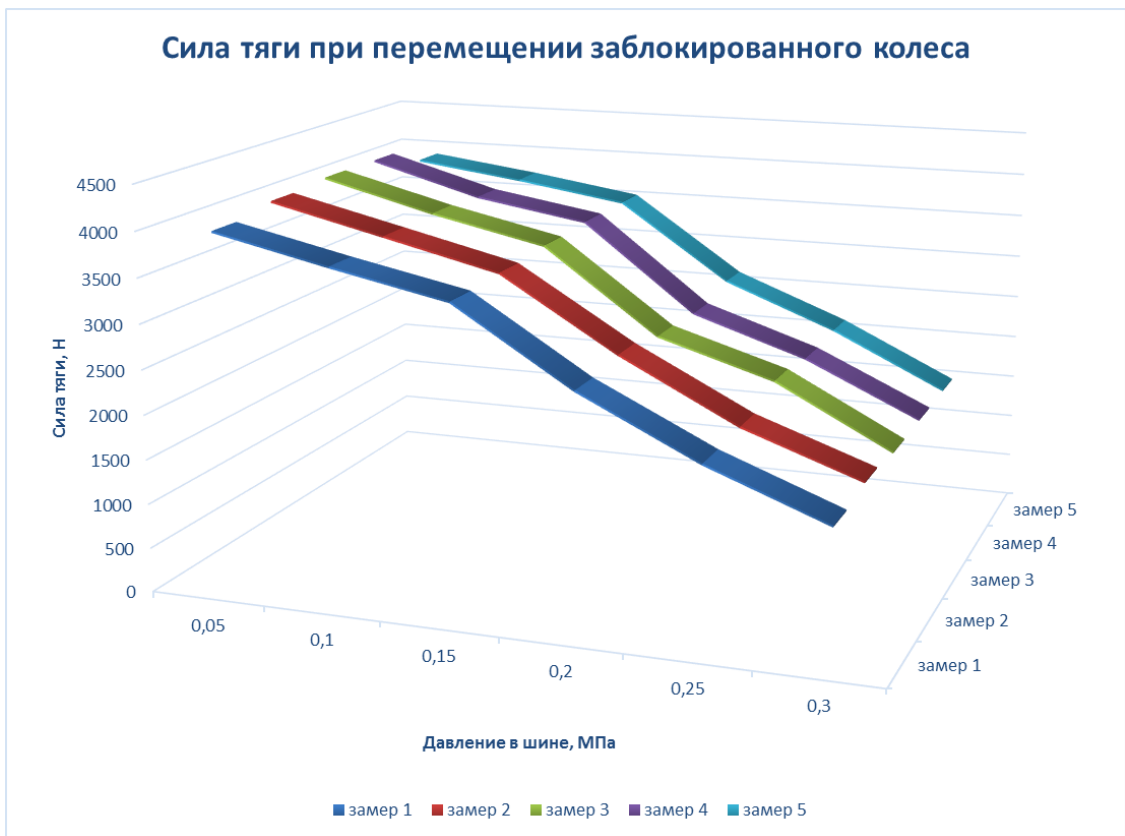


Рисунок 4.11 – Зависимость силы тяги от давления в шине

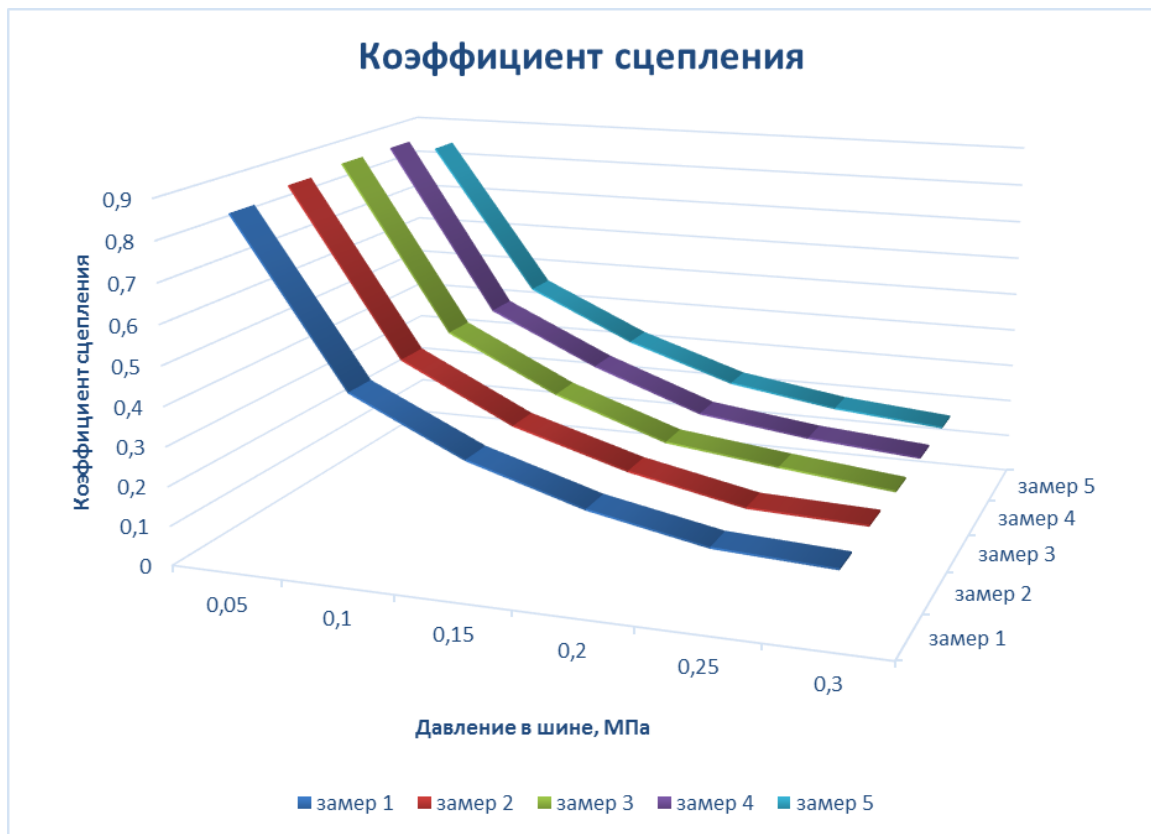


Рисунок 4.12 – Зависимость коэффициента сцепления от давления в шине

Как видно из графиков, понижение внутреннего давления в шине (ниже 0,15 МПа) приводит к увеличению погрешности измерений, а следовательно, страдает объективность исследования [109-112].

Также были проведены испытания указанных шин на различных дорожных покрытиях. Результаты сведены в таблицу 4.9.

Таблица 4.9 – Результаты измерений коэффициента сцепления при различных дорожных условиях

Шина	Зимняя неошипованная	Зимняя ошипованная	Летняя
Асфальтобетон сухой	0,6	0,5	0,8
Цементобетон сухой	0,58	0,45	0,78
Асфальтобетон мокрый	0,45	0,4	0,6
Цементобетон мокрый	0,4	0,4	0,55
Грунт	0,6	0,49	0,6
Трава	0,4	0,4	0,45
Снежный накат	0,11	0,2	0,06

Откуда построен график зависимости коэффициента сцепления при различных дорожных условиях (рисунок 4.13).



Рисунок 4.13 – Зависимость коэффициента сцепления от дорожных условий



Были проведены испытания указанных шин на различных дорожных покрытиях путем ходовых испытаний с использованием сертифицированного прибора Эффект-02 (рисунок 4.14), а также с использованием предлагаемой установки с целью получения значения замедления автомобиля Mazda 3.

Принцип работы данного прибора основан на измерении устранившегося замедления транспортного средства при помощи датчиков ускорения и датчика усилия при торможении. Прибор измеряет начальную скорость торможения, время срабатывания тормозной системы, значение тормозного пути, а также норму тормозного пути  $S_T$  в соответствии с ГОСТ Р 51709-2001 [113].

Прибор Эффект-02 крепится в салоне автомобиля с помощью прижима в вертикальном положении на ребро стекла двери автомобиля (рисунок 4.14).



Рисунок 4.14 – Автомобиль Mazda 3 с установленным на нем прибором Эффект-02

Конструкция устройства состоит из нескольких элементов:

- электронного блока обработки и отображения информации, который крепится на стекле двери автомобиля;
- датчика усилия, который крепится на тормозную педаль автомобиля.

Испытания проводились в различных погодных условиях на различных дорожных покрытиях (Асфальтобетон сухой, цементобетон сухой, асфальтобетон

мокрый, цементобетон мокрый, грунтовая поверхность, травянистая поверхность, покрытие со снежным накатом). Прибор Эффект-02 устанавливался на автомобиль, который разгонялся до нормированной скорости (около 40 км/ч), после чего производилось контрольное торможение и снимались показания прибора [114-116].

Результаты были проанализированы относительно нормативных табличных значений, после чего были сведены в таблицу 4.10.

Таблица 4.10 – Результаты измерений замедления автомобиля при различных дорожных условиях

	Табличное значение	Эффект-02	Установка ЛУ-1
Асфальтобетон сухой	6,8	8,1	7,848
Цементобетон сухой	6,8	7,8	7,6518
Асфальтобетон мокрый	4,9	6,3	5,886
Цементобетон мокрый	4,9	6,2	5,3955
Грунт	4,9	6,1	5,886
Трава	5,9	4,6	4,4145
Снежный накат	2	1,5	1,4715

Откуда построен график зависимости замедления при различных дорожных условиях (рисунок 4.15).



Рисунок 4.15 – Зависимость замедления от дорожных условий

Сравнительным анализом полученных результатов и нормативных значений (табличных и экспериментальных, с использованием сертифицированного прибора Эффект-02) установлено, что показания экспериментального стенда наиболее близки к показаниям экспериментальных данных сертифицированного прибора Эффект-02, являющегося сейчас наиболее объективным. Исходя из этого, можно сделать вывод о пригодности использования предложенного стенда в тех случаях, когда применение сертифицированного прибора невозможно (при значительных повреждениях транспортных средств в результате ДТП и отсутствии возможности проведения ходовых испытаний).

#### 4.5 Сравнение результатов эксперимента

Как показывают экспериментальные исследования просматривается взаимосвязь между типом исследуемой шины и коэффициентом сцепления на разном типе покрытия. Для определения параметров этой взаимосвязи проведем регрессионный анализ исследований, представленных в предыдущем разделе. Основным параметром, влияющим на замедление автомобиля в процессе торможения является коэффициент сцепления, напрямую зависящий от характеристик поверхности дорожного полотна и шины, а соответственно и пятна контакта. При этом технически размер пятна контакта зависит только от давления в шине. Определим взаимосвязь между длиной пятна контакта, как легко контролируемого параметра и давления соответственно.

Таблица 4.11 – Длина пятна контакта в зависимости от давления в шине

Давление в шине, МПа		0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Длина пятна контакта, мм	Летняя	450,6	384,9	318,4	248,5	177,7	110,9
	Неошипованная	450,6	394,9	369,3	318,4	261,8	163,7
	ошипованная	450,6	397,3	349,7	274,3	219,1	148,3

Для летней шины график представлен на рисунке 4.16.

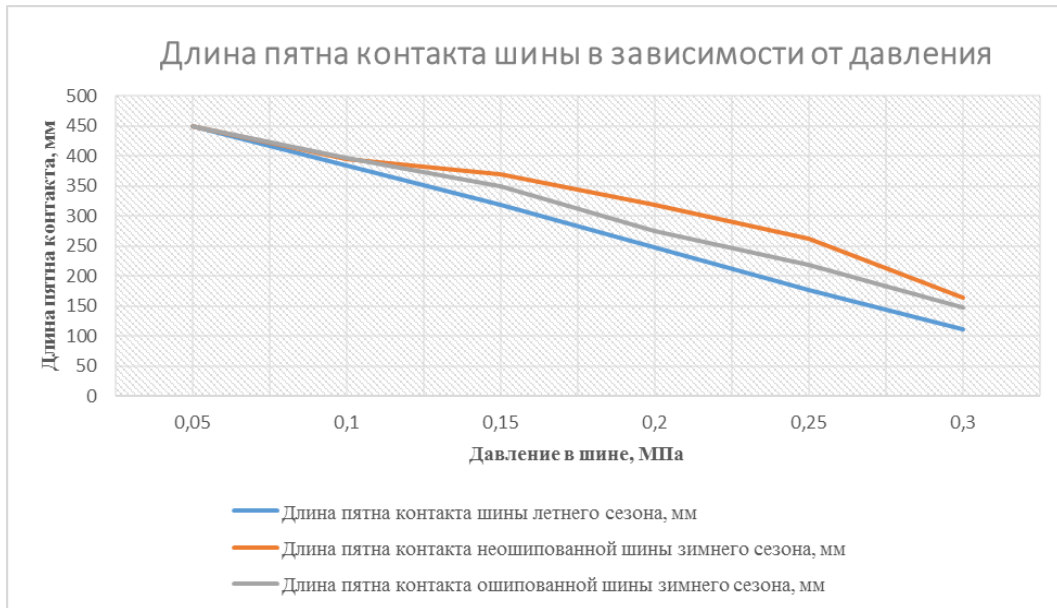


Рисунок 4.16 – Зависимость длины пятна контакта от давления в шине

Как видно из представленного графика наблюдается линейная зависимость между данными параметрами. Проверим данное утверждение при помощи коэффициента корреляции Пирсона, который характеризует существование линейной зависимости между двумя величинами.

$$k(X, Y) = \frac{1}{n} \sum_{i,j} (x_i - \bar{x})(y_j - \bar{y})n_{ij}. \quad (4.1)$$

Пусть величина  $X$  принимает значения  $0,05, 0,1, \dots, 0,3$ , а величина  $Y$  –  $0,45, 0,38, \dots, 0,11$ . Тогда можно найти выборочную среднюю  $\bar{x}$  для величины  $X$  и выборочную среднюю  $\bar{y}$  для величины  $Y$ . Если  $n_{ij}$  – это частота, с которой встречается в полученных выборках  $x_i$  и  $y_i$ , а  $n$  – объём выборки ( $n = \sum n_{ij}$ ), то ковариация  $k(X, Y)$  вычисляется по формуле

$$k1 = \text{line}(vx, vy) \quad (4.2)$$

Для наших данных данный коэффициент составит 1, т.е. наблюдается полное совпадение. Согласно виду прямой в координатах давление – длина пятна контакта она имеет следующее описание в виде функции

$$y_1(x) = k1_0 + k1_1 \cdot x \quad (4.3)$$

где значение коэффициента  $k1_0 = 0,521$ , а коэффициента  $k1_1 = -1,366$ .

Для определения удельной площади пятна контакта на единицу длины, характеризующей количество ламелей на единицу площади, производился эксперимент с использованием дактилоскопической краски и колеса летнего типа Toyo DRB 205/55R16, после чего в графическом векторном редакторе производился расчет полезной площади ламелей на участке 10 см (рисунок 4.17). Удельная площадь составила  $51,7 \text{ см}^2$ .

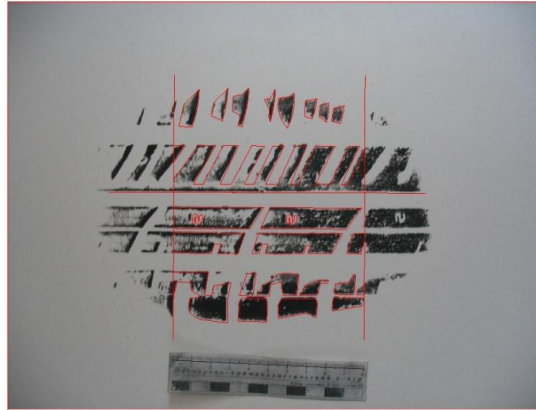


Рисунок 4.17 – Удельная площадь пятна контакта шины летнего типа Toyo DRB

Аналогичным способом были проведены замеры для колес зимнего типа (неошипованные и ошипованные) Toyo Observe gsi 5 205/55R16 и Toyo Observe g 3 ice 205/55R16 (Рисунки 4.18а и 4.18б). Удельная площадь составила соответственно  $38,479 \text{ см}^2$  и  $45,028 \text{ см}^2$ .

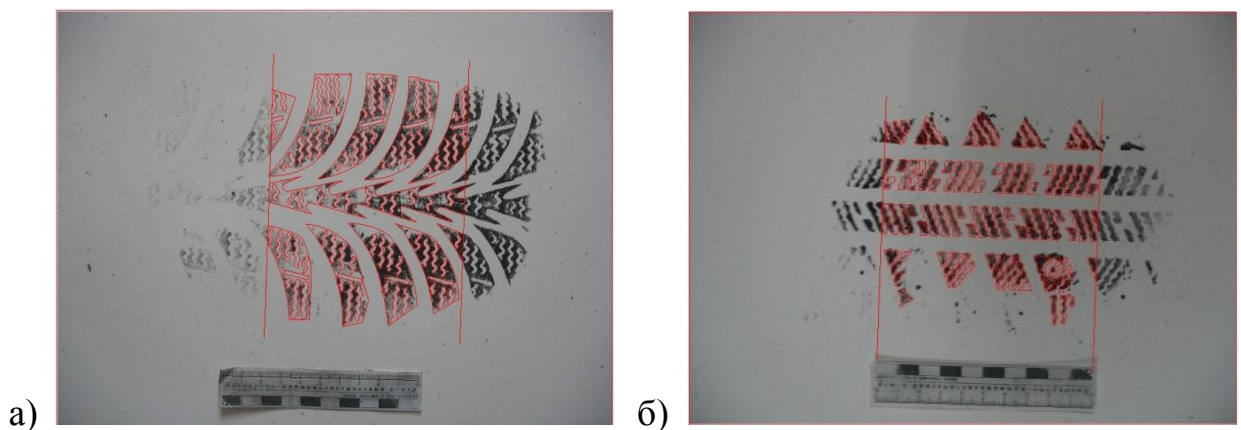


Рисунок 4.18 – Удельная площадь пятна контакта шин зимнего типа Toyo Observe gsi 5 (а) и Toyo Observe g 3 ice (б)

Согласно проведенным исследованиям по определению площади пятна контакта на единицу длины, для каждого из исследуемых типов шин определена площадь в зависимости от давления в шине.

Таблица 4.12 – Площадь пятна контакта в зависимости от давления в шине

Давление в шине, МПа	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	
Площадь пятна контакта, м <sup>2</sup>	Летняя	$2,33 \times 10^{-3}$	$1,99 \times 10^{-3}$	$1,646 \times 10^{-3}$	$1,285 \times 10^{-3}$	$9,185 \times 10^{-4}$	$5,734 \times 10^{-4}$
	Неошип.	$1,734 \times 10^{-3}$	$1,481 \times 10^{-3}$	$1,225 \times 10^{-3}$	$9,564 \times 10^{-4}$	$6,836 \times 10^{-4}$	$4,268 \times 10^{-4}$
	Ошип.	$2,029 \times 10^{-3}$	$1,733 \times 10^{-3}$	$1,434 \times 10^{-3}$	$1,119 \times 10^{-3}$	$8,0 \times 10^{-4}$	$4,994 \times 10^{-4}$

Для летней шины график будет иметь вид, представленный на рисунке 4.19.

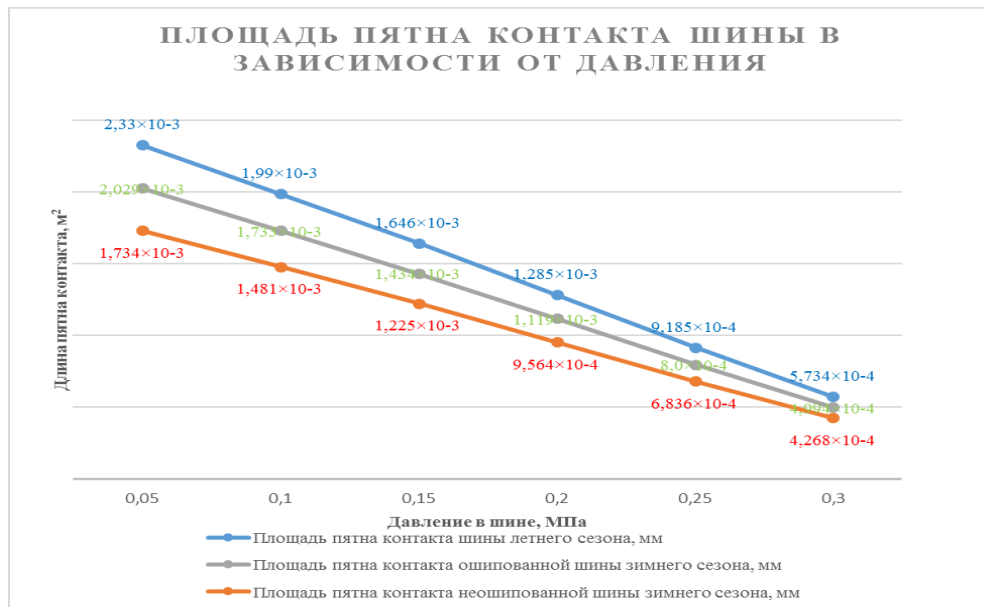


Рисунок 4.19 – Площадь пятна контакта в зависимости от давления в шине

Производим расчеты при помощи коэффициента корреляции Пирсона

$$k(X, Y) = \frac{1}{n} \sum_{i,j} (x_i - \bar{x})(y_j - \bar{y})n_{ij}. \quad (4.4)$$

и ковариации  $k(X, Y)$  по формуле

$$k2 = \text{line}(vx, vy) \quad (4.5)$$

Для наших данных данный коэффициент составит 1, т.е. наблюдается полное совпадение. Согласно виду прямой в координатах давление – длина пятна контакта она имеет следующее описание в виде функции



$$y_2(x) = k_2_0 + k_2_1 \cdot x \quad (4.6)$$

где значение коэффициента  $k_2_0 = 2,693 \times 10^{-3}$ , а коэффициента  $k_2_1 = -7,062 \times 10^{-3}$ .

Как показано выше в любом случае исходным параметром для определения параметров пятна контакта является давление в шине, т.е. исходным данным для определения силы торможения является именно данное значение. При проведении экспериментальных исследований регистрировалась сила взаимодействия автомобиля и сцепного устройства на каждом из типов шин и разных покрытиях, данные о которой отражены в таблице 4.13 и рисунке 4.20.

Таблица 4.13 – Сила тяги в зависимости от давления в шине

Давление в шине, МПа	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
Сила тяги при испытаниях шины летнего типа, Н	9800	9093,2	8807,2	8187,2	6711,8	4776,2
Сила тяги при испытаниях неошипованной шины зимнего типа, Н	4107	3605,4	2696,4	1897	1019,8	801,6
Сила тяги при испытаниях ошипованной шины зимнего типа, Н	4023,4	3732,2	3478,2	2590,2	2063,2	1485,8

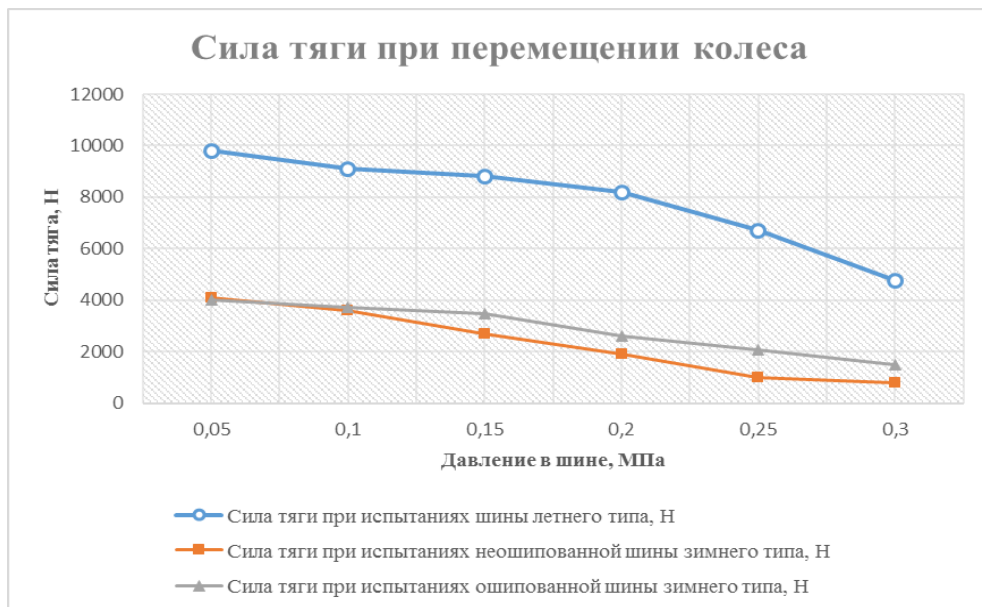


Рисунок 4.20 – Сила тяги в зависимости от давления в шине

Функция, описывающая эту кривую, имеет квадратичный вид, т.е. в общем виде может быть записана как

$$f_1(x) = k1_0 + k1_1 \cdot x^2 \quad (4.7)$$

где коэффициент  $k1_0 = 1,118 \times 10^4$ , а коэффициент  $k1_1 = -1,879 \times 10^4$ , при данных значениях коэффициент корреляции составит 0,978.

На основании формулы расчета коэффициента сцепления (3.23) можно определить данный параметр в функциональном виде от давления в шине

$$f_{tr}(x) = \frac{f_1(x)}{x \cdot S(x)}, \quad (4.8)$$

т.е. от функции силы тяги и опосредованно от давления. Если взять за основу показания измерительного прибора Эффект-02, и стандартное табличное значение, то их сравнительный график примет вид (рисунок 4.21).

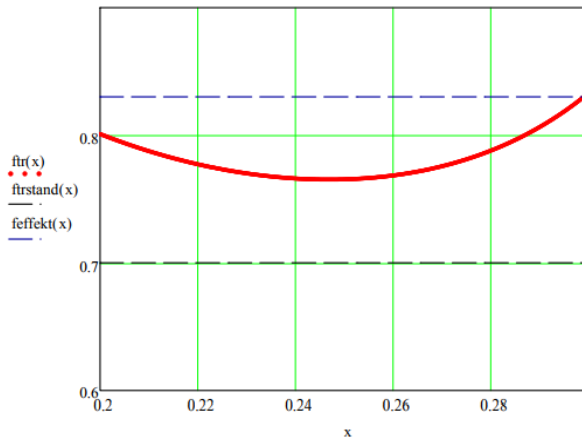


Рисунок 4.21 – Сравнительный анализ результатов

В этом случае значения отклонения от табличного значения составят

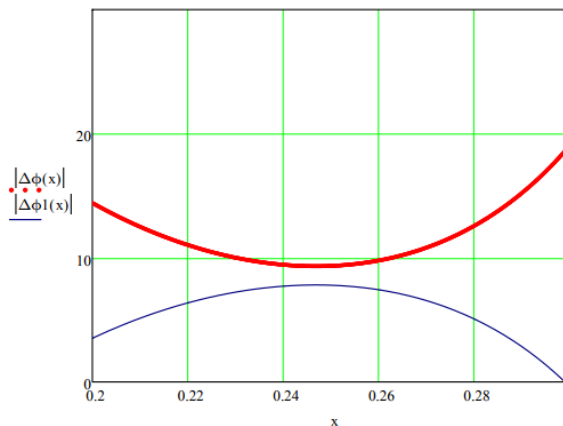


Рисунок 4.22 – Сравнительный анализ отклонений



Т.е. как видно из рисунка отклонение расчетного значения от табличного достигает уровня 10%, в то время как измеренное при помощи прибора Эффект-02, не превышает 8% при допустимом давлении в шинах.

Для зимней неопипованной Toyo Observe gsi 5 205/55R16 коэффициент  $k_{1_0} = 2,004 \times 10^{-3}$ , а коэффициент  $k_{1_1} = -5,256 \times 10^{-3}$ , при данных значениях коэффициент корреляции составит 0,919.

Аналогично формулы расчета (4.8) можно определить данный параметр в функциональном виде от давления в шине, т.е. от функции силы тяги и опосредованно от давления. Если взять за основу показания измерительного прибора Эффект-02, и стандартное табличное значение, то их сравнительный график примет вид.

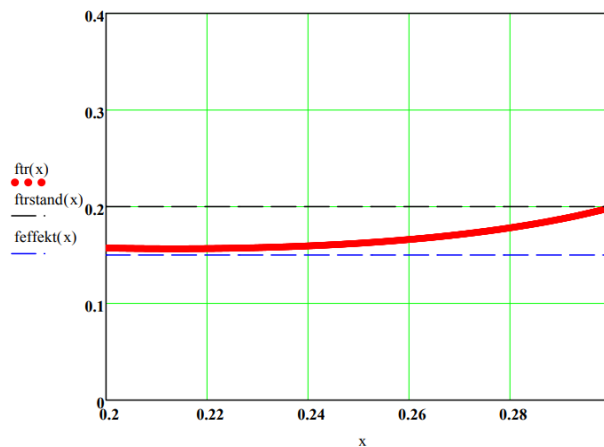


Рисунок 4.23 – Сравнительный анализ результатов

В этом случае значения отклонения от табличного и экспериментального значения составят

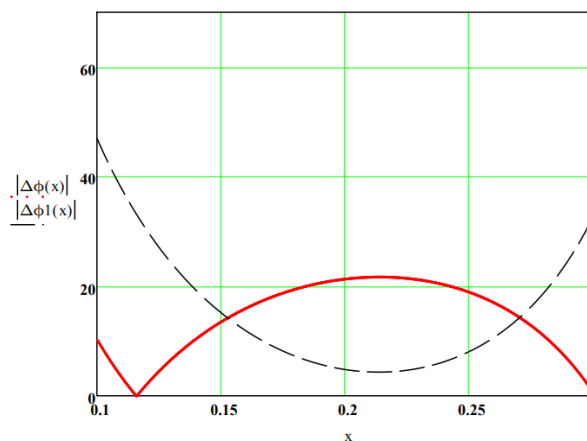


Рисунок 4.24 – Сравнительный анализ отклонений

Т.е. как видно из рисунка отклонение расчетного значения от табличного достигает уровня 25%, в то время как измеренное при помощи прибора Эффект-02, не превышает 10% при допустимом давлении в шинах.

Для зимней ошипованной Toyo Observe g 3 ice 205/55R16 коэффициент  $k_{l_0} = 2,346 \times 10^{-3}$ , а коэффициент  $k_{l_1} = -6,151 \times 10^{-3}$ , при данных значениях коэффициент корреляции составит 0,978.

Аналогично формулы расчета (4.8) можно определить данный параметр в функциональном виде от давления в шине, т.е. от функции силы тяги и опосредованно от давления. Если взять за основу показания измерительного прибора Эффект-02, и стандартное табличное значение, то их сравнительный график примет вид.

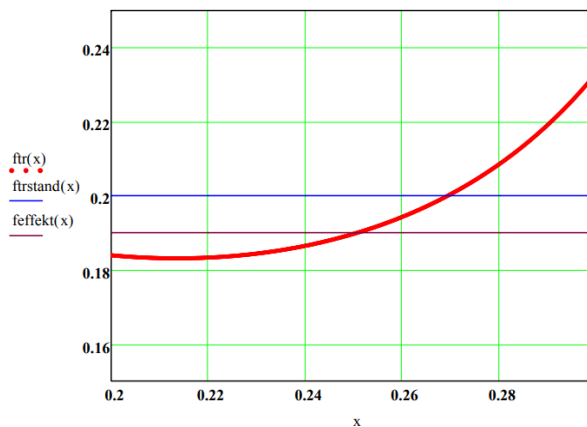


Рисунок 4.25 – Сравнительный анализ результатов

В этом случае значения отклонения от табличного и экспериментального значения составят

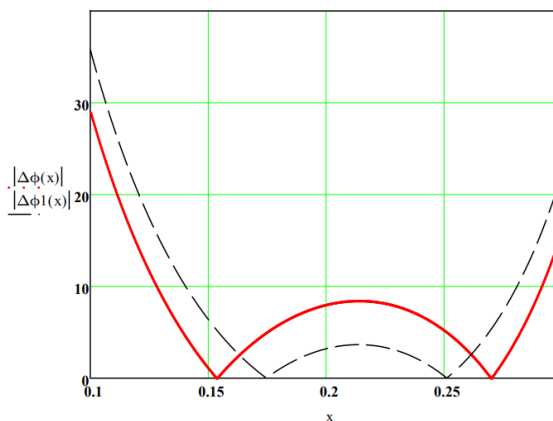


Рисунок 4.26 – Сравнительный анализ отклонений

Т.е. Как видно из рисунков отклонение расчетного значения от табличного достигает уровня 10% (для шины летнего типа), 25% (для неошипованной шины зимнего типа), 9% (для ошипованной шины зимнего типа), в то время как измеренное при помощи прибора Эффект-02, не превышает 8% (для шины летнего типа), 10% (для неошипованной шины зимнего типа), 5% (для ошипованной шины зимнего типа) при допустимом давлении в шинах. На основании этого можно сделать вывод о том, что показания экспериментального стенда ( $1,47 \div 7,8$  м/с<sup>2</sup>) наиболее близки к показаниям сертифицированного прибора Эффект-02 ( $1,5 \div 8,1$  м/с<sup>2</sup>), являющегося сейчас наиболее объективным, что позволяет использовать стенд в тех случаях, когда применение прибора невозможно (например, при отсутствии возможности проведения ходовых испытаний). Данный факт свидетельствует о возможности использования предлагаемого способа для исследования торможения автомобиля при проведении дорожно-транспортной экспертизы в качестве универсального решения.

#### **4.6 Выводы по главе**

1. Предложена конструкция установки и технические условия и методы проведения экспериментальных исследований, а именно – нагрузка на колесо от 230 до 350 кг, давление в шине от 0,05 до 0,3 Мпа, скорость перемещения установки от 10 до 60 км/ч.

2. С помощью выбранных технических условий и методов установлены параметры, подвергающиеся дифференциации (давление воздуха в шине, длина пятна контакта, ширина протектора) в зависимости от условий эксплуатации колеса и их влияние на результаты измерений коэффициента сцепления.

3. С учетом полученных данных, проведены эксперименты по установлению коэффициента сцепления шины колеса с опорной поверхностью и замедления автомобиля при учете различных факторов в результате чего

выявлено, что показания экспериментального стенда ( $1,47 \div 7,8 \text{ м/с}^2$ ) наиболее близки к показаниям сертифицированного прибора Эффект-02 ( $1,5 \div 8,1 \text{ м/с}^2$ ), являющегося сейчас наиболее объективным.

4. Проведена графическая оценка полученных результатов эксперимента относительно сертифицированного экспериментального прибора Эффект-02 и табличных значений, откуда получено, что отклонение расчетного значения от табличного достигает уровня 25% (особенно на шинах зимнего типа), в то время как измеренное при помощи прибора Эффект-02, не превышает 10% при нормальном давлении в шинах.

## ГЛАВА 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЕДЛОЖЕННОГО СПОСОБА

Дорожно-транспортные происшествия являются достаточно актуальной социально-экономической проблемой. При совершении ДТП возникает ряд трудностей, которые влекут различные потери для народного хозяйства, такие как:

- 1) образование заторов в результате блокирования одной или нескольких полос проезжей части;
- 2) смерти, ранения и инвалидности людей. [117]

Каждое дорожно-транспортное происшествие сопровождается мероприятиями по его расследованию – дознанием или следствием. Каждое из этих мероприятий сопровождается теми или иными следственными действиями, такими как: осмотр места происшествия; следственные эксперименты, дополнительные осмотры места происшествия; замеры с целью проведения дополнительных исходных данных. Очевидно, что для каждого из вышеуказанных следственных действий необходимо полное использование участка, на котором произошло дорожно-транспортное происшествие, для чего необходимо введение ограничения или полный запрет на движение на участке, где совершено ДТП, с целью сохранения следовой информации, обеспечения безопасности сотрудников следственно-оперативной группы, установки необходимого оборудования для замеров. Как правило, такие мероприятия не производятся сразу (за исключением первичного осмотра места происшествия) на месте происшествия, а выполняются в течении всего расследования по мере необходимости в тех или иных следственных действиях. Однако, получение исходных данных для расчетов в рамках производства дорожно-транспортной экспертизы, как правило, получают при первичном осмотре и тщательность его проведения влияет на качество полученных выводов в экспертизе. При недостаточно качественном или неполном осмотре места происшествия зачастую возникает необходимость в проведении дополнительного осмотра места

происшествия, для которого снова необходимо ограничивать движение на участке дороги, где совершено ДТП. В настоящей следственной практике, сложившейся в Белгородской области, практически каждый первичный осмотр места происшествия не сопровождается замерах значений замедления автомобиля, участвовавшего в ДТП или определением фактического коэффициента сцепления шин колес автомобиля с опорной поверхностью, а ограничивается лишь указанием типа и состояния дорожного покрытия. В связи с этим возникает потребность в дополнительном осмотре места ДТП с ограничением движения, от чего экономические потери возрастают кратно.

### 5.1 Оценка экономической эффективности предложенного способа на примере дорожно-транспортного происшествия

В качестве примера подобной ситуации было выбрано дорожно-транспортное происшествие, произошедшее на ул. Механизаторов г. Белгорода, в которой принимали участие автомобили марки ВАЗ-2105 (рисунки 5.1).

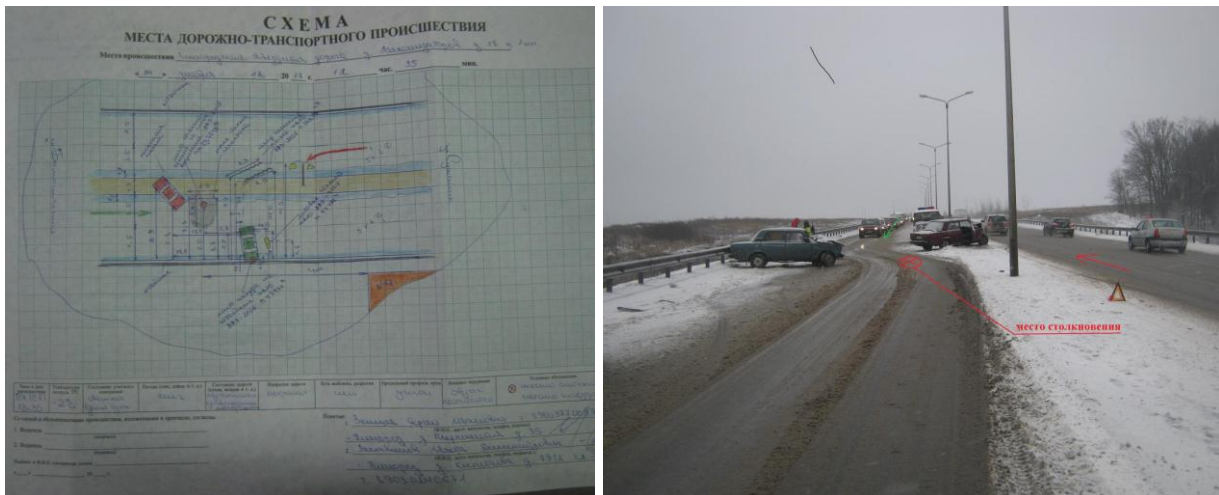


Рисунок 5.1 – Схема места дорожно-транспортного происшествия и фото к нему

В результате данного ДТП было ограничено движение на одной из проезжих частей по данной улице, в результате чего образовался затор. После назначения дорожно-транспортной экспертизы, возникала потребность в

измерении коэффициента сцепления на данном участке дороги, для чего ограничение движения повторилось. В случае применения предложенного в диссертации способа измерения коэффициента сцепления шины с дорогой при первичном осмотре места происшествия, экономический потери уменьшились бы вдвое.

Для оценки экономической эффективности способа необходимо:

- 1) произвести расчет стоимости затрат времени транспортных средств и пребывания пассажиров в пути до и после внедрения предложенного способа с учетом возможного перепробега за счет изменения условий проезда участка;
- 2) определить снижение ущерба, связанного с дорожно-транспортными происшествиями.

Экономия от снижения затрат времени транспортных средств на пересечении определяется как разница между стоимостью времени  $C_{mp}$ , теряемого транспортными средствами на пересечении в существующих и проектируемых условиях [118]:

$$\mathcal{E}_{mp} = C_{mp.суц} - C_{mp.пр} \cdot \quad (5.1)$$

Стоимость времени, теряемого транспортными средствами на пересечении за год, определяется по формуле:

$$C_{mp} = T_{mp} \cdot S_{a-ч}, \quad (5.2)$$

где  $T_{mp}$  – годовые потери времени транспортных средств в автомобиле–часах при определенном способе организации движения на данном участке;

$S_{a-ч}$  – стоимость одного автомобиле–часа.

Стоимость одного автомобиле–часа принимается согласно действующим нормативным документам. В данном расчете принимается стоимость условного автомобиля равная 440 руб [119].

Затраты, связанные с пребыванием пассажиров в пути, определяются на основе времени, теряемом транспортными средствами:

$$C_{nac} = T_{mp} \cdot S_{ч-ч} \cdot (d_a \cdot B_a \cdot \eta_a + d_l \cdot B_l \cdot \eta_l), \quad (5.3)$$

где  $d_a, d_l$  – доля автобусов и легковых автомобилей в транспортном потоке;  $B_a, B_l$  – номинальная вместимость автобусов и легковых автомобилей;  $\eta_a, \eta_l$  – средний коэффициент заполнения автобусов и легковых автомобилей;  $S_{q-q}$  – средняя величина потерь, приходящаяся на 1 час пребывания пассажиров в пути (принимается равной 59 руб [119]).

Расчеты потерь транспорта и пассажиров на прохождение маршрута выполнены в табличной форме. Расчет приведен в таблице 5.1.

Таблица 5.1. Потери времени транспортных средств и пассажиров

Направление	Задержки		Интенсивность	Стоимость потерь от задержек ТС		Экономия	Стоимость потерь от задержек пассажиров		Экономия
	проект кажд день	сущ при ДТП		проект	сущ		проект	сущ	
Транспортный поток, дв-ся в прямом направлении (2725 авт/ч)	94	125	2725	31307	41632	10325	16162	21492	5330
Всего за час				31307	41632	10325	16162	21492	5330
Всего за день				75137	99917	24779	38790	51582	12792
Всего за год				27425127	36469583	9044457	14158222	18827422	4669201

Как видно из таблицы 5.1:

1) экономия от снижения затрат времени транспортных средств на рассматриваемом участке составила 9044,5 тыс. руб;

2) экономия от снижения затрат, связанных с нахождением пассажиров в пути, составила 4669,2 тыс. руб.

Суммарные экономические потери от задержек на рассматриваемом участке составят 13713,7 тыс. руб.

На дальнейшем этапе необходимо рассчитать ущерб от ДТП на рассматриваемом участке за год, который определяется по формуле:



$$C_{ДТП}^{сум} = \Sigma(n \cdot \Pi) + \Sigma(a \cdot M) \quad (5.4)$$

где  $n$  - количество пострадавших людей по  $i$ -ому виду травмы (гибель, ранение);  $\Pi$  - потери по одному человеку с  $i$ -ой травмой, руб (таблица 5.2);  $a$  - количество ДТП;  $M$  - материальный ущерб от 1 ДТП, руб (таблица 5.2).

Таблица 5.2. Стоимостная оценка последствий ДТП

Вид травмы	Потери, руб	Материальный ущерб от 1 ДТП	Ущерб, руб
Гибель	9345000		69000
Ранение	285000		

В рассматриваемом дорожно-транспортном происшествии 1 человек погиб и 3 были ранены, исходя из чего экономические потери составят:

$$C_{ДТП}^{сум} = (9345000 + 3 \cdot 285000) + (1 \cdot 69000) = 10269,0 \text{ тыс. руб.}$$

Т.е. в результате данного дорожно-транспортного происшествия потери народного хозяйства от его последствий составят 10269,0 тыс. руб.

## 5.2 Выводы по главе

1. Эффективность предлагаемого решения рассмотрена с точки зрения образования заторов во время проведения мероприятий по осмотру места ДТП. Затраты на потери народного хозяйства за год от заторов при осмотре одного ДТП снижаются на 50% за счет исключения необходимости повторного осмотра участка местности и составляют 13713,7 тыс. руб.

2. В результате данного дорожно-транспортного происшествия потери народного хозяйства от его последствий в виде наличия погибших и пострадавших от него граждан составят 10269,0 тыс. руб.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. На основе предложенных теоретико-методологических и прикладных положений, методик и математических моделей появилась возможность решать важную научно-практическую задачу повышения эффективности проведения дорожно-транспортной экспертизы.

2. На основе анализа имеющихся способов измерения коэффициента сцепления было выявлено, что все они имеют ряд однотипных недостатков и не позволяют в полной мере и всесторонне служить источником исходных данных для проведения дорожно-транспортной экспертизы, связанной с исследованием торможения автомобиля. При этом выявлено, что динамометрирование является наиболее точным способом из имеющихся, ограниченным лишь инструментальной погрешностью ( $\pm 0,1\%$  от наибольшего предела измерения).

3. Уточнена математическая модель поведения корпуса автомобиля при экстренном торможении с использованием теории колебаний и возникающих при этом тангенциальных усилий, позволяющая выявить зависимость процесса торможения от ряда параметров и внешних факторов, определяющих ход процесса и представленных в виде математической модели, что позволяет повысить точность и объективность измерений.

4. Проанализировано влияние изменения основных конструкционных и эксплуатационных параметров шины колеса автомобиля на его коэффициент сцепления с дорогой, в результате чего установлено, что нормальная нагрузка на колесо и давление в шине являются единственными параметрами, изменение которых способно повлиять на изменение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью.

5. Разработан способ определения коэффициента сцепления колеса автомобиля с учетом его конструктивных особенностей и условий эксплуатации. Его применение позволило учесть, во-первых, влияние изменения нагрузки на колесо и (или) его внутреннего давления; во-вторых, тангенциальные напряжения, возникающие при перемещении пятна контакта шины относительно

опорной поверхности с определенной скоростью (скоростью движения автомобиля).

6. Разработана установка для определения коэффициента сцепления, позволяющая дифференцировать исходные параметры измерений (нагрузка на колесо от 230 до 350 кг; давление в шине от 0,05 до 0,3 Мпа, скорость перемещения от 10 до 60 км/ч) благодаря своей универсальной конструкции. Данная установка позволяет, в том числе, измерить боковое скольжение колеса автомобиля.

7. В ходе проведения экспериментальных исследований выявлено, что показания экспериментального стенда ( $1,47 \div 7,8$  м/с<sup>2</sup>) наиболее близки к показаниям сертифицированного прибора Эффект-02 ( $1,5 \div 8,1$  м/с<sup>2</sup>), являющегося сейчас наиболее объективным, и позволяет использовать стенд в тех случаях, когда применение прибора невозможно (например, при отсутствии возможности проведения ходовых испытаний).

8. Отклонение полученного расчетного значения от табличного достигает уровня 25% (особенно на шинах зимнего типа), в то время как измеренное при помощи прибора Эффект-02, не превышает 10% при нормальном давлении в шинах.

9. Эффективность предлагаемого решения рассмотрена с точки зрения образования заторов во время проведения мероприятий по осмотру места ДТП. Затраты на потери народного хозяйства за год от заторов при осмотре одного ДТП снижаются на 50% за счет исключения необходимости повторного осмотра участка местности и составляют 13713,7 тыс. руб.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бабков, В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения: Учеб. для вузов / В.Ф. Бабков - М.: Транспорт, 1993, – 271 с.
2. Тверсков, Б.М. Динамика автомобиля: Учебное пособие / Б.М. Тверсков – Курган: Курганский машиностроительный институт, 1995, – 186 с.
3. Суворов, Ю.Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза. Судебно-экспертная оценка действий водителей и других лиц, ответственных за обеспечение безопасности дорожного движения, на участках ДТП: Учеб. пособие для вузов / Ю.Б. Суворов. – М.: Экзамен, 2004. – 208 с.
4. Департамент обеспечения безопасности дорожного движения. Дорожно-транспортные происшествия в России (2017 г.). Обобщённые сведения. Москва. 2018.
5. Дорожно-транспортная аварийность в Российской Федерации за 9 месяцев 2017 года. Оперативный информационно-аналитический обзор. – М.: ФКУ НИЦ БДД МВД России, 2017, 19 с.
6. Управление государственной инспекции по безопасности дорожного движения УМВД России по Белгородской области. Дорожно-транспортные происшествия в России (2017 г.). Обобщённые сведения. Белгород. 2018.
7. Независимая газета [Электронный ресурс]: Россия опережает всю Европу по числу ДТП – Режим доступа: [http://www.ng.ru/world/7\\_roads.html](http://www.ng.ru/world/7_roads.html). - Дата доступа: 28.05.2017.
8. Всемирная организация здравоохранения [Электронный ресурс]: Дорожно-транспортные травмы. Информационный бюллетень. Май 2017 г. – Режим доступа: <http://www.who.int/mediacentre/factsheets/fs358/ru>. – Дата доступа: 28.05.2017.
9. Инфографика ИТАР-ТАСС [Электронный ресурс]: Статистика ДТП в России и мире. Досье. – Режим доступа: <http://tass.ru/info/3233185> – Дата доступа: 15.05.2017.

10. Инфографика Транспот [Электронный ресурс]: Статистика по безопасности дорожного движения в РФ 2014 — 2017. – Режим доступа: <http://transspot.ru/2017/02/27/statistika-po-bezopasnosti-dorozhnogo-dvizheniya-v-rf-2014-2016/>– Дата доступа: 16.05.2017.

11. Судебная автотехническая экспертиза, ч.2 под ред. В.А.Иларионова. – М.: ВНИИСЭ, 1980. – 298 с., ил.

12. Боровской, Б.Е. Безопасность движения автомобильного транспорта / Б.Е. Боровской – Л.: Лениздат, 1984. – 304 с., ил.

13. Кабардин, О.Ф. Физика: Справочные материалы: Учебное пособие для учащихся / О.Ф. Кабардин – М.: Просвещение, 1991. – 367 с.: ил.

14. Миронова, Ю. А. Исследование процессов торможения автомобилей зарубежного и отечественного производства: Методические рекомендации / Ю.А. Миронова, Е.А. Китайгородский – М.: ЭКЦ МВД России, 2005. – 176 с.

15. Измеритель эффективности тормозных систем автомобилей. Модификации «Эффект-02.01», «Эффект-02». Руководство к эксплуатации. Методика проверки. – М.: НПФ «Мета», 2011. – 23 с.

16. Иларионов, В.А. Автотехническая экспертиза. / В.А. Иларионов. – М.: Транспорт, 1989. – 240 с.

17. Стецюк, Л.С. Сцепление колеса с дорогой и безопасность движения / Л.С. Стецюк, М.А. Паршин, А.Т. Епифанцев. – М.: Автотрансиздат, 1963. – 354 с.

18. Новопольский, В.И., Третьяков О.Б. Оборудование и приборы для исследования работы протектора автомобильных шин в контакте с плоской опорной поверхностью / В.И. Новопольский, О.Б. Третьяков. – М.: Каучук и резина, 1967, № 5.

19. Исследование сопротивления скольжению автомобильных шин по дорожным покрытиям различной шероховатости: Отчет/МАДИ; Руководитель темы Бабков В.Ф. - № ГР 79025961. – М., 1979.

20. Чудаков, Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – М., Л.: Машгиз, 1940. – 396 с.

21. Иларионов, В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля / В.А. Иларионов. – М.: Машиностроение, 1966. – 236 с.
22. Гиттис, В.Ю. Теория и эксплуатация автомобилей./ В.Ю. Гиттис. – М.: Л., 1925.
23. V.E. Gough. Automobile Engineer. London, 1949, №512.
24. Литвинов, А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля./ А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
25. Фалькевич, Б.С. Теория автомобиля. / Б.С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 1963. – 239 с.
26. Булгаков, Н. А. Исследование динамики торможения автомобиля: [научное сообщение № 18] / Н. А. Булгаков, А. Б. Гредескул, С. И. Ломака. – Харьков: Изд-во Харьковского госуниверситета, 1962. – 36 с.
27. Великанов, Д.П. Методика нормирования скоростей движения автомобиля./ Д.П. Великанов. – М.: Труды ЦАНИИ, 1935, вып. 16.
28. Михайловский, Е.В. Теория и расчет автомобиля. / Е.В. Михайловский. – М.: Автотрансиздат, 1955.
29. Михайловский, Е.В. Устройство автомобиля. / Е.В. Михайловский. – М.: Машиностроение, 1987.
30. Зимелев, Г.В. Теория автомобиля. / Г.В. Зимелев. – М: Машгиз, 1957. – 228 с.
31. Раймпель, Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески/ Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с., ил.
32. Левин, М.А. Теория качения деформируемого колеса / М.А. Левин, Н.А. Фуфаев. – М.: Наука, 1989. – 272 с.
33. Иларионов, В.А. Теория автомобиля. / В.А. Иларионов, М.М. Морин, А.М. Шейнин. – М.: Автотрансиздат, 1960.
34. ГОСТ 30413-96. Дороги автомобильные. Метод определения коэффициента сцепления колеса автомобиля с дорожным покрытием: Введены 01.07.97. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 3 с.

35. Лаптев, С.А. Дорожные испытания автомобилей. / С.А. Лаптев. – М.: Машгиз, 1962.

36. Лазарев Д.А. Исследование факторов, влияющих на возникновение дорожно-транспортных происшествий с участием пешехода / А.И. Шутов // Современные технологии в промышленности строительных материалов и стройиндустрии (XVII научные чтения) / Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова - Белгород, 2005. С. 193-195.

37. Lie A., Tingvall C. How do Euro NCAP results correlate with real-life injury risks. A paired comparison study of car-to-car crashes. *Traffic Injury Prevention*, 2002, 3: 288-291.

38. Mackay G.M., Wodzin E. Global priorities for vehicle safety. In: *International Conference on Vehicle Safety 2002: IMechE conference transactions*. London, Institution of Mechanical Engineers, 2002: 3-9.

39. Кузьмин, Н. А. Научные основы процессов изменения технического состояния автомобилей [Текст]: монография. / Н. А. Кузьмин, Г. В. Борисов. – Н.Новгород: НГТУ, 2012. – 270 с.

40. Озорнин, С.П. Влияние состояния покрытия «мерзлый асфальт» на риск возникновения дорожно-транспортных происшествий. / С.П. Озорнин, В.Г. Масленников, И.Е. Бердников//*Мир транспорта и технологических машин*. – 2016. – № 1 (52). – С. 95 -105

41. Федоров, В.А. Расследование дорожно-транспортных происшествий. / В.А. Федоров, Б.Я. Гаврилов. – Москва: Экзамен, 2003. – 464 с.

42. Якунин, Н.Н. Методологические основы контроля и управления техническим состоянием автомобилей в эксплуатации: моногр. / Н.Н. Якунин. – Москва: Машиностроение, 2003. – 178 с.

43. Чудакова, Н.В. Влияние шин с учетом их сезонности и степенью износа на установившееся замедление автомобиля. / Н.В. Чудакова//*Вестник гражданских инженеров СПбГАСУ*. – 2016. – Вып. № 1(54). – 2016. – С. 141-145.

44. Чудакова, Н.В. Применение установившегося замедления транспортного средства в экспертной практике. / Н.В. Чудакова, С.С. Евтюков// Инновации на транспорте в машиностроении. – СПб.: Национальный минерально-сырьевой университет «Горный». – 2016. – С. 41-45.

45. Использование в экспертной практике экспериментально-расчетных значений параметров торможения колесных тракторов: методические рекомендации для экспертов. – М.: ВНИИСЭ, 1989. – 6 с.

46. Куракина, Е.В. Влияние параметров дороги на определение скорости движения при экспертном исследовании ДТП. / Е.В. Куракина, С.С. Евтюков // Вестник гражданских инженеров СПбГАСУ. – №1 (42). – 2014. – С.103-109.

47. Чава, И.И. Судебная автотехническая экспертиза: учеб.-метод. пособие для экспертов, следователей, дознавателей и адвокатов. / И.И. Чава. – Москва: НП «Судекс». – 2014. – 312 с.

48. Евтюков, С.А., Пучкин, В.А. Судебная автотехническая экспертиза дорожно-транспортных происшествий. ИД «Петрополис», Санкт-Петербург, 2017. – 416 с.

49. Пучкин, В.А. Судебная автотехническая экспертиза. Анализ ДТП: научно-практическое пособие. / В.А. Пучкин. – Ростов н/Д: Профпресс, 2015. – 360 с.

50. Кручинин, П. А. Математической модель автомобильного колеса на антиблокировочных режимах движения. / П.А. Кручинин, М.Х. Магомедов, И.В. Новожилов. – Изв. РАН. МТТ. – 2001. № 6. – С. 63 - 69.

51. Суворов, Ю.Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза: учеб. пособие. / Ю.Б. Суворов. – Москва: Приор, 1998. – 112 с.

52. Христофоров, Е.Н., Исследование систем повышения тормозной динамичности автотранспортных средств /Христофоров Е.Н., Сакович Н.Е., Баранов Ю.Н., Гринь А.М., Бодров А.С.//Мир транспорта и технологических машин. 2016. № 3 (54). С. 98-107.



53. Вильке, В.Г., Шаповалов И.Л. Автоколебания в процессе торможения автомобиля. //Вестник МГУ. Сер.1 Математика, механика. 2014, №4.-С.33-39.
54. Коллинз, Д., Моррис, Д. Анализ дорожно-транспортных происшествий. / Перевод с англ. Марголис С.Я. М.: Транспорт, 1971. – 128 с., ил.
55. Джонс, И.С. Влияние параметров автомобиля на дорожно-транспортные происшествия / И.С. Джонс. – М.: Машиностроение, 1979. – 207 с.
56. Лазарев Д.А., Новиков И.А. Повышение эффективности проведения дорожно-транспортной экспертизы на основе теоретического подхода при изучении процесса торможения. Материалы Международной научно-технической конференции «Альтернативные транспортные технологии: от теории к практике» - Воронеж ВГЛУ им. В.Г. Морозова, 05-07 марта 2018 г. С. 286-292.
57. Лазарев Д.А. Повышение эффективности проведения автотехнической экспертизы на основе теоретического подхода при изучении процесса торможения / Баранов Ю.Н.// Мир транспорта и технологических машин. – 2017. №4 (55). – С. 82-90.
58. Евтюков, С.А. Влияние факторов на сцепные качества покрытий автомобильных дорог. // Современные проблемы науки и образования. – 2012. №3. – С. 97.
59. Р. Байэтт, Р. Уоттс, Расследование дорожно-транспортных происшествий. / Перевод с английского Шалатова А.А. – М.: Транспорт, 1983. – 287 с.
60. Евтюков С.А., Васильев Я.В. Справочник по экспертизе ДТП. ИД «Петрополис», Санкт-Петербург, 2015. – 512 с.
61. Кнороз, В.И. Определение касательных усилий, действующих в контакте автомобильного колеса. / В.И. Кнороз, В.М. Кленников. – М.: «Автомобильная и тракторная промышленность». – 1955, №11.
62. Евтюков, С.А., Чудакова, Н.В. Экспериментальные исследования факторов, влияющих на величину установившегося замедления транспортного

средства категории М1. // Мир транспорта и технологических машин. – 2016. №3 (54). – С. 92-97.

63. Третьяков, О.Б. Трение и износ шин. / О.Б. Третьяков, В.А. Гудков, В.Н. Тарновский. – М.: Химия. – 1992. – 176 с.

64. Евтюков, С.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий: справочник. / С.А. Евтюков, Я.В. Васильев. – Санкт Петербург: изд-во ДНК, 2006. – 536 с.

65. Чудаков, Е.А. Качение автомобильного колеса. / Е.А. Чудаков. – М.: Изд. АН СССР. – 1948. вып. 5.

66. Чичинадзе, А.В. Основы трибологии (трение, износ, смазка): Учебник для технических вузов. 2-е изд./ А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, Н.А. Буше и др. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с., ил.

67. Запорожцев, А.В. Износ шин и работа автомобиля. / А.В. Запорожцев, Е.В. Кленников. – М.: НИИНАвтопром, 1971. – 52 с.

68. Замахаев, М.С. Исследование коэффициента поперечного скольжения шины на поверхности дороги: дисс....канд. техн. наук. – М.: МАДИ, 1941. – 197 с.

69. О взаимодействии колеса с опорной поверхностью. Сборник статей лаборатории шин, выпуск 9, под ред. В. Р. Ворона – М.: Типография НАМИ, 1959, 68 с.

70. Чичинадзе, А.В. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др. – М.: Машиностроение, 2003.

71. Беккер, М. Г. Введение в теорию систем местность - машина. ч. 1. Местность. ч. 2. Машина [Текст] / Пер. с англ. д-ра техн. наук В. В. Гуськова. – Москва: Машиностроение, 1973. – 520 с.

72. Кнороз, В.И. Работа автомобильной шины. / В.И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1960.

73. Крагельский И.В. Анализ сухого трения скольжения. / И.В. Крагельский, В.С. Щедров. – Ж.Т.Ф, 1948, т. XVIII, вып. 6.

74. Левинсон, Б. Диагностирование давления воздуха в шинах. / Б. Левинсон, Ю. Мачинский. – М.: Автомобильный транспорт, 1971, № 2, с. 38-39.

75. Ivan A. Novikov, Dmitriy A. Lazarev and Dmitry V. Kudinov The estimation of friction coefficient of vehicle's blocked wheel given with contact patch of the tread with the road surface International Journal of Applied Engineering Research Vol. 21(2015) pp 42721-42724.

76. Испытания тормозных свойств шин Nokian Hakkapeliitta RSi // Официальный сайт: сетевой журн. 2014. URL: <https://www.nokiantyres.ru/ispytania-shiny/nokian-hakka-rsi/> (дата обращения: 02.09.2014).

77. Трение, износ, смазка. Трибология и триботехника под ред. Чичинадзе А. В. – М.: Машиностроение, 2004 – 576 с.

78. Лазарев, Д.А. Расчет коэффициента трения заблокированного автомобильного колеса / А.И. Шутов, Кущенко С.В. // Автомобильная промышленность. - 2010. № 6. - С. 17-19.

79. Лазарев, Д.А. Расчет коэффициента трения заблокированного автомобильного колеса с учетом пятна контакта шины с поверхностью дороги / А.И. Шутов // Материалы VI Международной научно-технической конференции «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств» - Пенза ПГУАС, 18-20 мая 2010 г. С. 90-95.

80. Вонг, Дж. Теория наземных транспортных средств / Перевод с английского к.т.н. Аксенова А.И. – М.: Машиностроение, 1982. – с. 19-56.

81. Konitzer H., Wehrmeister J. § 19 StVZO. Änderungen am Fahrzeug und Betriebserlaubnis. Kirschbaum Verlag. Bonn. 1994. 173 с.

82. Патент на полезную модель № 158239 Российской Федерации, МПК G 01 N 19/02, G 01 M 17/013. Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием [Текст] / Лазарев Д.А., Новиков И.А., Боровской А.Е., Логвинов В.П.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО БГТУ им. В.Г. Шухова. - № 2015111827/28; заявл. 01.04.2015; опубл. 27.12.2015, Бюл. № 36.

83. Патент на полезную модель № 159197 Российской Федерации, МПК G 01 М 17/013, G 01 М 17/02. Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием [Текст] / Лазарев Д.А., Новиков И.А., Боровской А.Е., Логвинов В.П.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО БГТУ им. В.Г. Шухова. - № 2015138344/11; заявл. 08.09.2015; опубл. 10.02.2016, Бюл. № 4.

84. Иларионов В.А., Морин М.М., Шейнин А.М. Теория автомобиля. М.: Автотрансиздат, 1960.

85. Ivan A. Novikov, Dmitriy A. Lazarev. Experimental Installation for Calculation of Road Adhesion Coefficient of Locked Car Wheel. International Journal «Transportation Research Procedia» Vol. 20 (2017) pp 463-467.

86. Лазарев Д.А. Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием / Новиков И.А., Лазарев Д.А. // Сборник трудов XII Международной научно-практической конференции «Организация и безопасность движения в крупных городах» - Санкт-Петербург СПбГАСУ, 28-30 сентября 2016 г. С. 569-576.

87. Allsop, Richard E. An update on the association between setting quantified road safety targets and road fatality reduction/Richard E. Allsop, N.N. Sze, S.C. Wong//Accid. Anal, and Prev, 2011.43. -№ 3. -С. 1279-1283.

88. Степанов, И.С. Экспериментальное определение тангенциальной жесткости шин. Автомобильная промышленность. / И.С. Степанов, Сулайман Махмуд Ахмед Аль. – 2002, №3.

89. Троицкий, В.И. Ускоренный способ оценки неравномерного износа шин. / В.И. Троицкий, В.А. Васильев, В.А. Янчевский – М.: Труды / МАДИ, 1982.

90. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. ГОСТ Р 51709 – 2001. М.: Издательство стандартов, 2001.

91. Техническая эксплуатация автомобилей. / Под общ. ред. Г.В. Крамаренко. – М.: Транспорт, 1972.

92. Фортунков, Д.Ф. Исследование износа шин легковых автомобилей. / Д.Ф. Фортунков – Автомобильная промышленность, 1977, № 4, с. 14-16.

93. Groug V.E., Badger D.W. Tyres and road safety. – L., 1966.
94. Шины пневматические для легковых автомобилей, прицепах к ним, легких грузовых автомобилей и автобусов особо малой вместимости. Технические условия. ГОСТ 4754 – 97. – М.: Издательство стандартов, 1997.
95. Фалькевич, Б.С. Испытания автомобиля. / Б.С. Филькевич, Н.В. Диваков. – М.: Машгиз, 1952.
96. Цимбалин, В.Б. Испытание автомобилей. / В.Б. Цимбалин, В.Н. Кравец, С.М. Кудрявцев и др. – М.: машиностроение, 1978.
97. Зимелев, Г.В. Теория автомобиля. / Г.В. Зимелев. – М.: Воениздат, 1951.
98. Управление ресурсом автомобильных шин в эксплуатации / И.Н. Аринин, Ф.П. Касаткин, Р.Л. Юрц, В.М. Ахматов. – М.: ЦБНТИ Минавтотранса РСФСР, 1977.
99. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – Переиздат, 1977.
100. ГОСТ 12251-66. Резина. Методы испытаний. Определение износостойкости при качении с проскальзыванием. – Переиздат. 1977.
101. ГОСТ 426-66. Резина. Методы испытаний. Определение износостойкости шин при скольжении. – Переиздат. 1977.
102. Говорущенко, Н.Я. Диагностика технического состояния автомобилей. / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1970.
103. Бродский, Г.И. Истирание резины. / Г.И. Бродский, В.Ф. Евстратов, Н.Л. Сахновский, Л.Д. Слюдиков. – М.: Химия, 1975.
104. Запорожцев А.В. Износ шин и работа автомобиля. / А.В. Запорожцев, Ю.В. Кленников. – М.: НИИНАвтопром, 1971.
105. Фрикционный износ резины / Сб. статей под ред. д.т.н. В.Ф. Евстратова. – М. – Л.: Химия , 1964.
106. Кислицкий, Н.М. К вопросу о неравномерности износа шин размера 7.35-14 (185-355) модели И-146./ Н.М. Кислицкий – Автомобильная промышленность, 1976, № 5, с. 26-27.

107. Исследование сопротивления скольжению автомобильных шин по дорожным покрытиям различной шероховатости: Отчет/МАДИ; Руководитель темы Бабков В.Ф. - № ГР 79025961. – М., 1979.
108. Schallamach A. Friction and sbrasion of rubber. – Wear, 1958, v.1, № 5.
109. Schallamach A. The treori of dynamie rubber friction. – Wear, 1963, v.6, № 5.
110. Springer H., Ecker H., Kim V. Zur Auslegung der Lenkgeometrie von Nutzfahrzeugen. – Automobil – Industrie, 1982, №2 s. 217-221.
111. Horn W.B. Jouner U.T. Someaffects of Runway Slush an Water on Operation of Airplanes //SAE preprint. – 1961. № 275.
112. French, T. Interaction of tread rubber material and tread design feature on tyreroad adhesion. – М., 1969.
113. ГОСТ Р 51709-2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки. – М.: Издательство стандартов, 2001.
114. Bulgin, D. Die Rebungseigenschaften von Gummi und die Strassenhaftung von Heifen // Kautschuk und Gummi. – 1967. № 10.
115. Смирнов, Г.А. Теории движения колесных машин. / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. - 352 с.
116. Правила эксплуатации автомобильных шин. АЭ 001-04: Распоряжение Министерства транспорта РФ от 21.01.2004 №АК-9-р // Собрание законодательства РФ. – 2004.
117. Пугачев, И.Н. Организация и безопасность движения. / И.Н. Пугачев. – Хабаровск.: Изд-во Хабаровского гос. университета, 2004. – 232 с.
118. Клинковштейн, Г.И. Организация дорожного движения Учеб. для вузов 5-е изд., переработано и дополнено. / Г.И. Клинковштейн, М.Б. Афанасьев. – М.: Транспорт, 2001, – 247 с.
119. Чванов, В.В. Методы оценки безопасности дорожного движения, основанные на анализе режимов движения автомобилей / «Дороги и мосты», Сборник ст. / ФГУП РОСДОРНИИ. – М.. 2011, Вып. 26/2. – 243-260 с.

120. Банатов, А. В. Оценка безопасности движения в городских условиях. Автореф. дис. канд. техн. наук. Волгоград, 2002.

121. Сильянов, В.В. Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организации движения./ В.В. Сильянов. – М.: «Транспорт», 1977, – 303 С.

**ПРИЛОЖЕНИЯ**



## Патенты на полезную модель

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



**ПАТЕНТ**  
НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 158239

**УСТАНОВКА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА  
СЦЕПЛЕНИЯ ЗАБЛОКИРОВАННОГО  
АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ДОРОЖНЫМ  
ПОКРЫТИЕМ**

Патентообладатель(ли): *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова" (RU)*

Автор(ы): *с.м. на обороте*

Заявка № 2015111827

Приоритет полезной модели 01 апреля 2015 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 02 декабря 2015 г.

Срок действия патента истекает 01 апреля 2025 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Г.П. Ивлиев* Г.П. Ивлиев





## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 159197

УСТАНОВКА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА  
СЦЕПЛЕНИЯ ЗАБЛОКИРОВАННОГО  
АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА С ДОРОЖНЫМ  
ПОКРЫТИЕМ

Патентообладатель(ли): *федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2015138344

Приоритет полезной модели 01 апреля 2015 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 12 января 2016 г.

Срок действия патента истекает 08 сентября 2025 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

*Г.П. Ивлиев* Г.П. Ивлиев



## Акт внедрения мероприятий и рекомендаций



МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
 ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
 ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
 «БЕЛГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
 УНИВЕРСИТЕТ им. В.Г. ШУХОВА»  
 (БГТУ им. В.Г. Шухова)

Костюкова ул., д.46, Белгород, 308012, тел.(4722)54-20-87, факс (4722)55-71-39.  
 E-mail: [rector@intbel.ru](mailto:rector@intbel.ru), <http://www.bstu.ru>

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_\_ № \_\_\_\_\_  
 На № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

УТВЕРЖДАЮ  
 Проректор по научной работе  
 ФГБОУ ВО «БГТУ им. В.Г. Шухова»  
 д.т.н., профессор  
 Е.И. Евтушенко  
 « 15 » \_\_\_\_\_ 2018 г.

## СПРАВКА

о практической реализации результатов НИР

Результаты диссертационного исследования Лазарева Дмитрия Александровича используются при проведении научно-исследовательских работ в лаборатории автотехнических и дорожных экспертиз БГТУ им. В.Г. Шухова «ЛАДЭ-БГТУ», в частности при производстве автотехнических экспертиз применяется установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием (Патент РФ на полезную модель № 159197).

Руководитель ЛАДЭ-БГТУ  
 к.т.н., доцент

И.А. Новиков



УТВЕРЖДАЮ

Заместитель начальника

Белгородского юридического института

МВД России имени И.Д. Путилина

(по научной работе)

кандидат юридических наук, доцент,

полковник полиции

И.Н. Озеров



«17» ноября 2017 г.

АКТ

о внедрении в образовательный процесс Белгородского юридического института МВД России имени И.Д. Путилина результатов экспериментальных исследований для диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.10 Эксплуатация автомобильного транспорта Лазарева Дмитрия Александровича на тему:  
«Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием»

Комиссия в составе:

председателя - начальника кафедры криминалистики, кандидата экономических наук, доцента, полковника полиции Е.В. Чинёнова,  
членов комиссии:

- заместителя начальника кафедры криминалистики, кандидата социологических наук, полковника полиции С.А. Чернышёва,  
- профессора кафедры, кандидата юридических наук, доцента В.И. Шукина,  
- старшего преподавателя кафедры, кандидата юридических наук, подполковника полиции О.Н. Скоморохова.

Рассмотрела:

1. Наименование научной продукции: экспериментальные исследования на тему: «Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием».

2. Вид научной продукции: комплект документации (чертежи, описание, инструкция по использованию), опытный образец установки для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием (для демонстрации), копии патентов на полезную модель РФ (№158239 и №159197).

3. Сведения о внедрении: результаты экспериментальных исследований нашли свое отражение, успешно апробированы на межкафедральном криминалистическом полигонном комплексе Бел ЮИ МВД России имени И.Д. Путилина (полигон «Автомобиль», криминалистическая лаборатория) и применяются при проведении практических занятий по учебной дисциплине «Криминалистика» (Тема №6 «Криминалистическая трасология», Тема № 39

«Методика расследования нарушения правил дорожного движения и эксплуатации транспортных средств»).

4. Сведения об эффективности внедрения научной продукции: результаты экспериментальных исследований Лазарева Д.А. на тему «Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием» способствуют повышению эффективности проведения автотехнической экспертизы и оценки ее результатов путем получения более полных и точных исходных данных для исследования.

Председатель комиссии:  
к.э.н., доцент, полковник полиции

Члены комиссии:  
к.с.н., полковник полиции  
к.ю.н., доцент  
к.ю.н., подполковник полиции



Е.В. Чинёнов

С.А. Чернышёв  
В.И. Щукин  
О.Н. Скоморохов

## Справки о практической реализации результатов НИР



**МВД РОССИИ**  
**УМВД РОССИИ ПО БЕЛГОРОДСКОЙ ОБЛАСТИ**  
**ЭКСПЕРТНО-КРИМИНАЛИСТИЧЕСКИЙ ЦЕНТР**

г. Белгород ул. Князя Трубецкого 60

тел. 354-645, 354-944

УТВЕРЖДАЮ

Врио начальника ЭКЦ УМВД России  
 по Белгородской области  
 полковник полиции

«14» ноября 2017 г.



С.В. Яковлева

**АКТ**

внедрения установки для измерения коэффициента сцепления в экспертно-криминалистическую деятельность

г. Белгород

«14» ноября 2017 г.

Мы нижеподписавшиеся, комиссия в составе:

**от Экспертно-криминалистического центра УМВД России по Белгородской области, в дальнейшем ЭКЦ:**

Безуглый В.И. – заместитель начальника ЭКЦ, подполковник полиции;

Фатеев А.В. – начальник отдела специальных экспертиз ЭКЦ, подполковник полиции;

Мерзликин Е.О. – заместитель начальника отдела специальных экспертиз ЭКЦ – начальник отделения пожарно-технических и автотехнических экспертиз отдела специальных экспертиз ЭКЦ, подполковник полиции.

**от Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова, в дальнейшем БГТУ им. В.Г. Шухова:**

Новиков И.А. – заведующий кафедрой «Эксплуатации и организации движения автотранспорта», к.т.н, доцент;

Боровской А.Е. – доцент кафедры «Эксплуатации и организации движения автотранспорта», к.т.н, доцент;

Логвинов В.П. – доцент кафедры «Эксплуатации и организации движения автотранспорта», к.т.н, доцент;

Загородний Н.А. – доцент кафедры «Эксплуатации и организации движения автотранспорта», к.т.н, доцент.



составили данный акт в том, что соискателем Лазаревым Д.А. передан комплект документации и опытный образец к внедрению установки для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием с целью повышения эффективности проведения автотехнической экспертизы путем получения более полных и точных исходных данных для расчета.

Разработанная установка для измерения коэффициента сцепления колеса автомобиля позволяет учесть его конструктивные особенности и условия эксплуатации непосредственно на месте совершения ДТП. Ее применение позволяет учесть влияние изменения нагрузки на колесо и (или) его внутреннего давления, а также тангенциальные напряжения, возникающие при перемещении пятна контакта шины относительно опорной поверхности с определенной скоростью (скоростью движения автомобиля). Кроме того, установка позволяет, в том числе, измерить боковое скольжение колеса автомобиля. Испытания установки показали, что ее измерения наиболее близки к измерениям сертифицированного прибора Эффект-02, однако, универсализм предлагаемой установки позволяет производить измерения в более широком спектре условий, в отличие от сертифицированного оборудования.

По результатам разработки установки получены два патента на полезную модель РФ (№158239 и №159197).

Комиссия в перечисленном составе единогласно одобрила результаты исследования и приняла к внедрению представленное оборудование.

**Ожидаемый эффект от внедрения:** Повышение качества проведения автотехнической экспертизы путем получения более полных и точных исходных данных для расчета.

**От ЭКЦ УМВД России по Белгородской области:**

Заместитель начальника ЭКЦ  
подполковник полиции

Безуглый В.И.

Начальник отдела ЭКЦ  
подполковник полиции

Фатеев А.В.

Заместитель начальника отдела ЭКЦ  
подполковник полиции

Мерзликин Е.О.

**от БГТУ им. В.Г. Шухова:**

к.т.н, доцент, зав. кафедрой ЭОДА

Новиков И.А.

к.т.н, доцент, доцент кафедры ЭОДА

Боровской А.Е.

к.т.н, доцент, доцент кафедры ЭОДА

Логвинов В.П.

к.т.н, доцент, доцент кафедры ЭОДА

Загородний Н.А.