

На правах рукописи



ЛАЗАРЕВ ДМИТРИЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

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

Специальность 05.22.10 – Эксплуатация автомобильного транспорта

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Орёл - 2018

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова» (ФГБОУ ВО БГТУ им. В.Г. Шухова)

Научный руководитель: **Новиков Иван Алексеевич**
кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой эксплуатации и организации
движения автотранспорта

Официальные оппоненты: **Дорохин Сергей Владимирович**
доктор технических наук, доцент, профессор
кафедры автомобилей и сервиса, декан
Автомобильного факультета, ФГБОУ ВО
«Воронежский государственный лесотехнический
Университет им. Г.Ф. Морозова

Евтюков Станислав Сергеевич
кандидат технических наук, доцент кафедры назем-
ных транспортно-технологический машин,
ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет»

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Саратовский государственный техниче-
ский университет имени Гагарина Ю.А.», г. Саратов

Защита диссертации состоится **«15» ноября 2018 года в 15-00 часов** на заседании объединенного диссертационного совета Д 999.111.03 по защите диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук на базе ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», ФГБОУ ВО «Липецкий государственный технический университет», ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет» по адресу: 302030, Орел, ул. Московская, д. 77, ауд. 426.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на официальном сайте (<http://oreluniver.ru>) ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» по адресу: 302020, Орел, Наугорское шоссе, д.29, ауд. 340.

Автореферат разослан «__» сентября 2018 г. Объявление о защите диссертации и автореферат диссертации размещены в сети Интернет на официальном сайте ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» (<http://oreluniver.ru>) и на официальном сайте Министерства образования и науки Российской Федерации (www.vak.ed.gov.ru).

Отзывы на автореферат, заверенные печатью организации, направлять в диссертационный совет по адресу: 302026, Орел, ул. Комсомольская, д.95.

Телефон для справок +7 920 801 9718. E-mail: bar20062@yandex.ru.

Ученый секретарь
диссертационного совета
Д 999.111.03

Баранов Ю.Н.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность исследования. Одной из острейших проблем современности является аварийность на автомобильном транспорте. Дорожно-транспортный травматизм затрагивает все возрастные категории и все сферы жизнедеятельности.

Процедура расследования дорожно-транспортных происшествий (ДТП), 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, в том числе, и от коэффициента сцепления.

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.

Поэтому повышение универсальности и достоверности способов определения коэффициента сцепления при проведении дорожно-транспортной экспертизы через совершенствование экспериментальных испытаний контактных элементов является в настоящий момент актуальной задачей.

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.

Однако вопрос экспериментальных испытаний контактных объектов с целью получения объективных исходных данных для исследования процесса торможения в рамках дорожно-транспортной экспертизы освещен недостаточно. 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 заложен-

ных 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.

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 им. 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 им. 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 стр. текста, 21 табл., 53 рис. Библиографический список включает 121 наименование.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы работы, ее практическая значимость и дана общая ее характеристика. Сформулировано направление исследования и приведены основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе «Безопасность дорожного движения и ее влияние на развитие современной дорожно-транспортной экспертизы» проведен анализ основных научно-исследовательских работ и нормативно-технической литературы по вопросам дорожно-транспортной экспертизы и торможения автомобиля. В настоящее время, несмотря на многочисленность исследований по данной проблематике, освещенных в работах В.А. Иларионова, Б.Е. Боровского, Ю.Б. Суворова, С.А. Евтюкова, В.Ю. Гиттиса и др., в нашей стране методика определения коэффициента сцепления теоретическим путем существует в единственном числе и не учитывает ряд факторов, влияющих на контакт колеса с опорной поверхностью, что делает методику крайне обобщенной и приближенной. При этом, наиболее точным способом получения исходных данных для исследования торможения автомобиля является экспериментальный способ. Рассмотрены классификация и особенности установок по измерению коэффициента сцепления и замедления автомобиля.

Вторая глава «Теоретический подход при изучении процесса торможения» посвящена анализу аспектов теоретического подхода при изучении процесса блокировки колес при торможении автомобиля, выявлены комбинации блокировки колес, а также установлено их влияние на торможение автомобиля и возможность внедрения их учета в экспертную практику.

Модель процесса торможения автомобиля с заблокированными колесами представлена на рисунке 1. Корпус автомобиля с центром масс C соединен с колесами пружинами и демпферами. Движение автомобиля рассматривается относительно плоскости OX_1X_3 , Корпус автомобиля поворачивается вокруг оси CX_2 на угол φ .

При торможении транспортного средства тормозная сила ($F_1 + F_2$) создает направленный против часовой стрелки момент, стремящийся повернуть транспортное средство вокруг его центра тяжести и приподнять его заднюю часть, в результате чего некоторая доля Θ от общей нагрузки mg (где m – масса нагрузки, кг; g – ускорение свободного падения, m/c^2) перераспределяется с задних колес на передние.

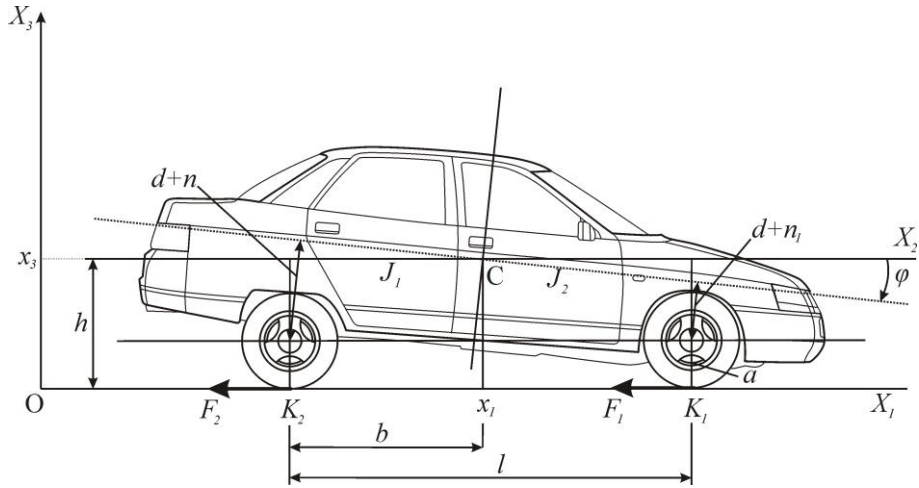


Рисунок 1 – Модель сил, действующих на автомобиль при торможении

Изменение противодействующих сил со стороны дороги приводит к возникновению противоположного момента, полностью уравновешивающего первый момент. Отсюда, получаем: $F_1 h + F_2 h = F h = \Theta b$, откуда $\Theta = F h / b$. В точке начала скольжения общая тормозная сила F определяется выражением $F = \mu m g$, поэтому $\Theta = \mu m g h / b$, где μ – коэффициент сцепления шин с дорогой.

Принято, что движение колес одной оси одинаково и это позволяет их заменить одним колесом с удвоенной массой $2m$ и удвоенным моментом инерции $2J_1$. Система координат $CX_1X_2X_3$ связана с корпусом автомобиля. Пусть X_1, X_3 координаты центра масс корпуса автомобиля. Радиус-векторы центров колес представим в виде:

$$\mathbf{R}_i = X_1 \mathbf{E}_1 + X_3 \mathbf{E}_3 + \Gamma_2(\varphi) \left[(-(-1)^i l + \xi_i) \mathbf{e}_1 - (d + n_i) \mathbf{e}_3 \right];$$

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

Здесь $\mathbf{E}_1, \mathbf{E}_3$ – орты системы координат $OX_1X_3, \mathbf{e}_1, \mathbf{e}_3$ – орты системы координат $CX_1X_2X_3$. ξ_i, n_i – соответственно продольные и поперечные перемещения центров колес относительно его корпуса; l – база автомобиля, м.

Колеса автомобиля заблокированы и их угловая скорость относительно корпуса автомобиля равна нулю. Справедливы следующие равенства:

$$(\mathbf{R}_i, \mathbf{E}_3) = X_3 + \Gamma_2(\varphi) \left[(-(-1)^i l + \xi_i) \mathbf{e}_1 - (d + n_i) \mathbf{e}_3 \right], \mathbf{E}_3) = a \Rightarrow$$

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

где a – радиус колеса, м;

Соотношения (1) являются голономными связями, наложенными на перемещения точек механической системы. Система имеет пять степеней свободы.

В качестве обобщенных координат возьмем координаты n_1, n_2 и определим согласно равенствам (1) и далее найдем

$$\dot{x}_i = (\mathbf{R}_i, \mathbf{E}_1) = X_1 + \Gamma_2(\varphi) \left[(-(-1)^i l + \xi_i) \mathbf{e}_1 - (d + n_i) \mathbf{e}_3 \right], \mathbf{E}_1) \Rightarrow$$

$$= X_1 ((-1)^i l + \xi_i) \cos \varphi - (d + n_i) \sin \varphi \Rightarrow \quad (3)$$

$$\dot{x}_i = X_1 - ((-1)^i l + \xi_i) \dot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\xi}_i \cos \varphi - (d + n_i) \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{n}_i \sin \varphi \cong$$

$$\cong \dot{X}_1 + \dot{\xi}_i - d\dot{\varphi};$$

$$v_i = \dot{x}_i - a\dot{\varphi} \cong \dot{X}_1 + \dot{\xi}_i - d_1\dot{\varphi}; \quad i=1,2; \quad d_1 = d + a.$$

Здесь x_i , v_i - координаты центров колес и скорости точек контакта колес с дорогой K_1 и K_2 соответственно. Приближенные равенства в соотношениях (2) соответствуют задаче о малых колебаниях, когда переменные $\varphi, \dot{\varphi}, \xi_i, \dot{\xi}_i, n_i, \dot{n}_i$ являются малыми величинами.

Вертикальные перемещения колес n_1, n_2 вызывают сжатие пружин передней или задней подвески, а их изменение приводит к возникновению демпфирующих сил. Продольные перемещения ξ_1, ξ_2 порождают упругие силы деформаций элементов подвески с большим коэффициентом жесткости. Будем считать, что характеристики передней и задней подвески автомобиля одинаковы.

Получим уравнения движения автомобиля в рамках теории малых колебаний. Согласно выражениям (3) имеем:

$$n_i = X_3 - (-1)^i l\varphi - d - a, \quad (4)$$

где $d = d + a$ координата центра масс корпуса автомобиля, когда он находится в состоянии покоя, а вертикальные пружины подвески сжаты.

Пусть силы нелинейного вязкого трения определяются соотношениями:

$$F_i = -kN_i(v_i - g_i v_i^3 + g_2 v_i^5), \quad i=1,2;$$

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

$$N_i = N_0 - (-1)^i c_2 l\varphi, \quad (5)$$

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

где N_i - величина нормальной реакции в точке контакта с номером i , $N_1 = N_2 = N_0$; c_2 - вертикальная жесткость подвески автомобиля для каждого колеса, Н/м; M_0 - масса корпуса автомобиля, кг. Коэффициент k характеризует свойства трущихся поверхностей шины и дороги.

Начальные условия движения для переменных определим, рассматривая момент блокировки колес как приложенный момент ударного импульса между колесами и корпусом автомобиля в момент времени $t = 0$.

До момента блокировки колес имели место условия:

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

$$\dot{X}_1(-0) = v_0, \quad (6)$$

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

Задаем, что колеса автомобиля вращались с угловой скоростью $\Omega = \frac{v_0}{a}$.

Пусть точка C_0 центр масс системы (корпус автомобиля и четыре колеса) при равномерном движении автомобиля со скоростью v_0 . Внутренний момент ударного импульса не изменяет величину момента количества движения системы относительно ее центра масс, что выражается равенством:

$$4J_1\Omega = A\dot{\varphi}(+0) = 0, \quad (7)$$

$$A = J_0 + 4J_1 + 4ml^2 + 4m_r d^2 \Rightarrow \dot{\varphi}(+0) = \frac{4J_1 v_0}{Aa}$$

где, A – момент инерции автомобиля относительно его центра масс определяемого вектором $\overline{CC_0}$; J_0, J_1 – моменты инерции корпуса автомобиля относительно его центра масс и осей; a m_r – приведенная масса.

Таким образом, задается начальное условие $\varphi(+0)$.

Начальные условия для оставшихся переменных следующие:

$$\begin{aligned} X_1(+0) &= \varphi(+0) = 0 \\ \dot{X}_1(+0) &= v_0, \\ \dot{\xi}_i(+0) &= \xi_i(+0) = 0, \quad i = 1, 2. \end{aligned} \quad (8)$$

в виду отсутствия ударных импульсов в момент блокировки колес.

Для этого семейства справедливы уравнения:

$$\begin{aligned} M_0 \ddot{X}_1 - 4md\ddot{\varphi} + 4m\ddot{\xi} &= 4F, \\ I_0 \ddot{\varphi} - 4md(\ddot{X}_1 + \ddot{\xi}) + 4c_2 l^2 \varphi &= -4Fd_1 - 4Nl^2 \dot{\varphi} \\ m(\ddot{X}_1 - d\ddot{\varphi} + \ddot{\xi}) + c_1 \xi &= F, \end{aligned} \quad (9)$$

где c_1 – продольная жесткость подвески автомобиля для каждого колеса, Н/м.

Для упрощения расчетов введем следующие обозначения:

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= V, \quad \varphi = u, \quad \dot{\varphi} = U, \quad \xi = \omega, \quad \dot{\xi} = W. \\ J_{01} &= \frac{J_0}{4} + J_1 - mdd_1. \end{aligned} \quad (10)$$

и представим преобразованную систему уравнений 9 в форме:

$$\begin{aligned} V &= 4c_1 M^{-1} \omega, \\ \dot{u} &= U, \\ \dot{\omega} &= W, \\ J_{03} \dot{U} + ma(V + W) + Nl^2 U + c_2 l^2 u + d_1 c_1 \omega &= 0, \\ V + W - d\dot{U} &= -c_1 m^{-1} \omega - kN_0 m^{-1} (v - g_1 v^3 + g_2 v^5). \end{aligned} \quad (11)$$

Здесь V – скорость перемещения автомобиля, км/ч; u – угловое отклонение корпуса автомобиля при перераспределении нагрузки от штатного положения, град; U – угловая скорость отклонения корпуса автомобиля, рад/с; ω – продольное перемещение центра колес автомобиля относительно его корпуса, м; W – угловая скорость перемещения центра колес автомобиля относительно его корпуса, рад/с.

Если коэффициент $d_1 = 0$, а вместе с ним и радиус колеса $a = 0$, то колебания корпуса автомобиля по кругу φ отделяются от остальных переменных и затухают. Эти условия означают, что центр масс корпуса автомобиля (точка C_0) расположен в середине отрезка, соединяющего точки K_1 и K_2 – точки контакта колес с дорогой, а радиус колес равен нулю.

Предложенный подход конструктивно выполнить при экспертизе ДТП с этими условиями практически невозможно, но воссоздать условия торможения, при которых совершено ДТП, возможно только при помощи моделирования. С целью моделирования для определения коэффициента сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью был изготовлен экспериментальный стенд.

В третьей главе «Совершенствование метода измерения коэффициента сцепления шин с дорогой» анализируется влияние различных факторов на величину коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью. Установлено, что факторы, влияющие на его изменение при прочих равных условиях, подразделяются на эксплуатационные и конструктивные. Предварительная оценка влияния данных факторов на коэффициент сцепления позволила установить, что наибольшее влияние оказывают факторы: тип и состояние дорожного покрытия, скорость движения, величина удельных давлений и касательных напряжений в контакте, величина пятна контакта шины с опорной поверхностью. Поскольку конструктивные величины 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, наряду с состоянием контактной опорной поверхности, на изменение площади пятна контакта шины с дорогой, а следовательно, и на коэффициент сцепления шины с дорогой.

Для измерения коэффициента сцепления шины колеса с опорной поверхностью, с учетом всех вышеперечисленных факторов, была разработана универсальная установка, задачей которой является расширение функциональных возможностей устройства за счет обеспечения измерения коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием в различных конструктивных и эксплуатационных состояниях.

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 (рисунок 2а), так и при боковом скольжении (рисунок 2б).



Рисунок 2 – Вид разработанной установки для измерения коэффициента сцепления шины колеса транспортного средства с опорной поверхностью

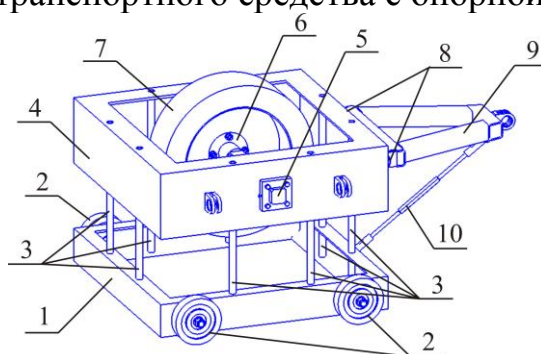


Рисунок 3 – Схема составных частей разработанной установки для измерения коэффициента сцепления шины колеса транспортного средства с опорной поверхностью

Для измерения коэффициента сцепления при прямом торможении съемную несущую раму 4 (рисунок 3) через отверстия, с помощью вертикальных направляющих стоек 3, устанавливали на подвижную раму 1. Через фланец 6 к двум поперечинам 5, установленным на несущей раме, крепили автомобильное колесо 7, демонтированное с автомобиля, участвовавшего в ДТП. С помощью такого соединения несущая рама свободно перемещалась вверх и вниз относительно вертикальных направляющих стоек (перемещение ограничено конструктивными размерами колеса) и имело возможность демонтажа с подвижной рамы и установки обратно с разворотом на 90° относительно нее. Для имитации фактической нагрузки, приходящейся на колесо автомобиля, несущую раму нагружали дополнительными грузами, в общей сложности до 120 кг. Распределение нагрузки дополнительными грузами происходило 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 крепили прицепное устройство 9, которое фиксировали стяжкой 10 в горизонтальном положении и сцепляли жестко через измерительное устройство с автомобилем, который осуществлял транспортировку установки, с помощью установленных на подвижной раме колес 2, по участку дороги с постоянной заданной скоростью с целью измерения коэффициента сцепления. Динамометром измерялась сила тяги, исходя из которой вычислялся искомый коэффициент по формуле:

$$\mu = \frac{F_{\text{тяги}}}{q \cdot A} = \frac{mv^2}{2 \cdot S \cdot q \cdot A}, \quad (12)$$

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, м²; $F_{\text{тяги}}$ – 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.

В четвертой главе «Результаты экспериментальных исследований и их анализ» приведены экспериментальные замеры коэффициента сцепления и замедления автомобиля Mazda 3 с установленными на нем колесами различных типов (летние, зимние ошипованные и не ошипованные) на основе использования традиционной (сертифицированной) и предлагаемой установки, дается их сравнительный анализ.

Измерительная установка была соединена с тягачом (автомобилем) через измерительное устройство (динамометр ДПУ-20), после чего верхнюю раму нагрузили до веса, приходящегося на одно колесо легкового автомобиля (305 кг – за основу взят автомобиль Mazda 3).

Измерение проводилось следующим образом: тягач начинал движение с базовой скоростью (20 км/ч), в этот момент снимались показания с измерительного устройства. Процедура повторялась 5 раз, при давлении воздуха в испытуемом колесе автомобиля до 0,3 МПа (с шагом 0,05 МПа). При каждом измерении показания измерительного устройства фиксировались. Также измерялась площадь пятна контакта шины колеса (в т.ч. при нормативном давлении воздуха 0,2 МПа) с опорной поверхностью (за основу был взят сухой асфальтобетон, также проводились исследования на сухом цементобетоне, мокрых асфальто- и цементобетоне, грунте, траве, снежном накате).

Для полноты исследования эксперименты проводились со следующими типами шин:

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

Для анализа результатов экспериментальных данных на примере летней шины Toyo DRB 205/55R16, эксперименты были проведены в летнее время года (рисунок 4) и в зимнее время года (рисунок 5) и построены графики зависимости коэффициента сцепления от давления в шине (рисунок 6).



Рисунок 4 и 5 – Общий вид экспериментального стенда соединенного с ТС при испытаниях в летнее и зимнее время года соответственно

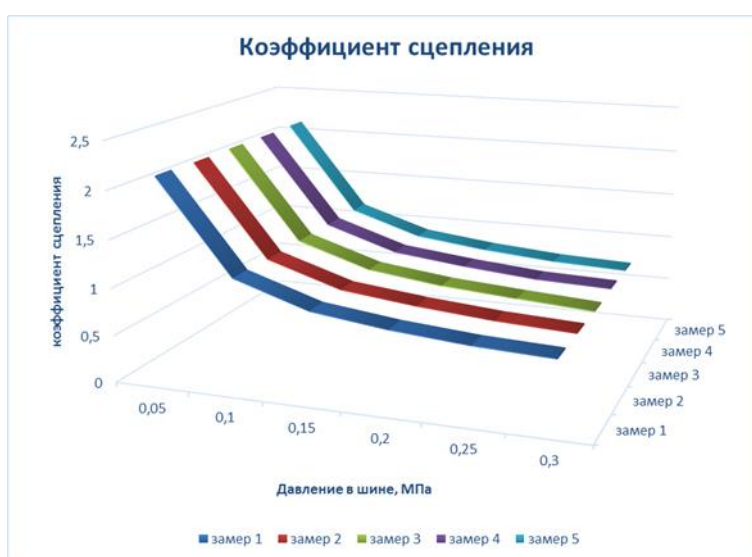


Рисунок 6 – Зависимость коэффициента сцепления от давления в шине

Экспериментальные исследования выявили линейный характер показаний, и очевидно, что с уменьшением давления в шине увеличивается коэффициент сцепления. При этом при отсутствии давления в шине (0,05 МПа) наблюдается значительное превышение допустимого коэффициента сцепления, т.е. работа силы трения протектора шины колеса, в данном случае, подвергает высоким нагрузкам, превышающим конструктивные допущения, элементы данного протектора, что приводит к его значительному износу и разрушению.

Далее были проведены 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 отображены на рисунках 7 и 8.

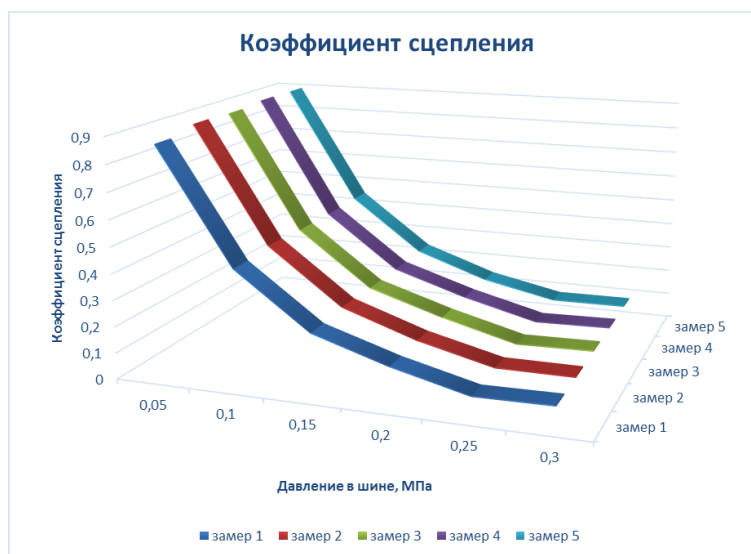


Рисунок 7 – Зависимость коэффициента сцепления от давления в неошипованной шине

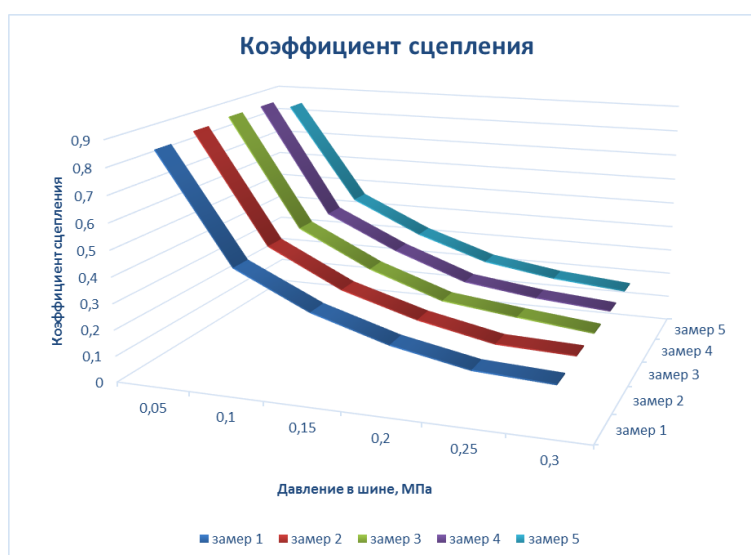


Рисунок 8 – Зависимость коэффициента сцепления от давления в ошипованной шине

Как и в предыдущих случаях, график имеет линейную форму, то есть с уменьшением давления в шине увеличивается коэффициент сцепления. Также с низким

показателем давления в шине колеса (0,15 и 0,05 МПа) коэффициент сцепления превышает нормальное значение (> 1).

Проведены испытания указанных шин на различных дорожных покрытиях, построен график зависимости коэффициента сцепления при различных дорожных условиях (рисунок 9).



Рисунок 9 – Зависимость коэффициента сцепления от дорожных условий

Далее были проведены испытания указанных шин на различных дорожных покрытиях путем ходовых испытаний с использованием сертифицированного прибора Эффект-02 (рисунок 10), а также с использованием предлагаемой установки с целью получения значения замедления автомобиля.

Прибор Эффект-02 устанавливается в салоне автомобиля в вертикальном рабочем положении, прибор крепится с помощью прижима на вертикальной плоскости двери автомобиля (рисунок 10).

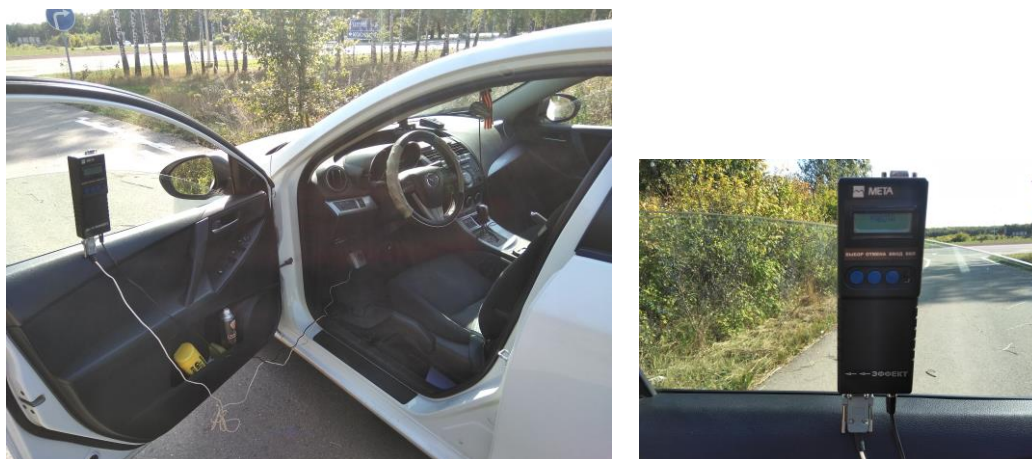


Рисунок 10 – Автомобиль с установленным на нем прибором Эффект-02

Результаты были проанализированы относительно нормативных табличных значений, после чего построен график зависимости замедления при различных дорожных условиях (рисунок 11).



Рисунок 11 – Зависимость замедления от дорожных условий

Сравнительным анализом полученных результатов и нормативных значений (табличных и экспериментальных, с использованием сертифицированного прибора Эффект-02) установлено, что показания предлагаемого 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).

Как показывают экспериментальные исследования просматривается взаимосвязь между типом исследуемой шины и коэффициентом сцепления на разном типе покрытия. Для определения параметров этой взаимосвязи проведен регрессионный анализ исследований, на основании которого получены следующие взаимосвязи (рисунок 12-18).

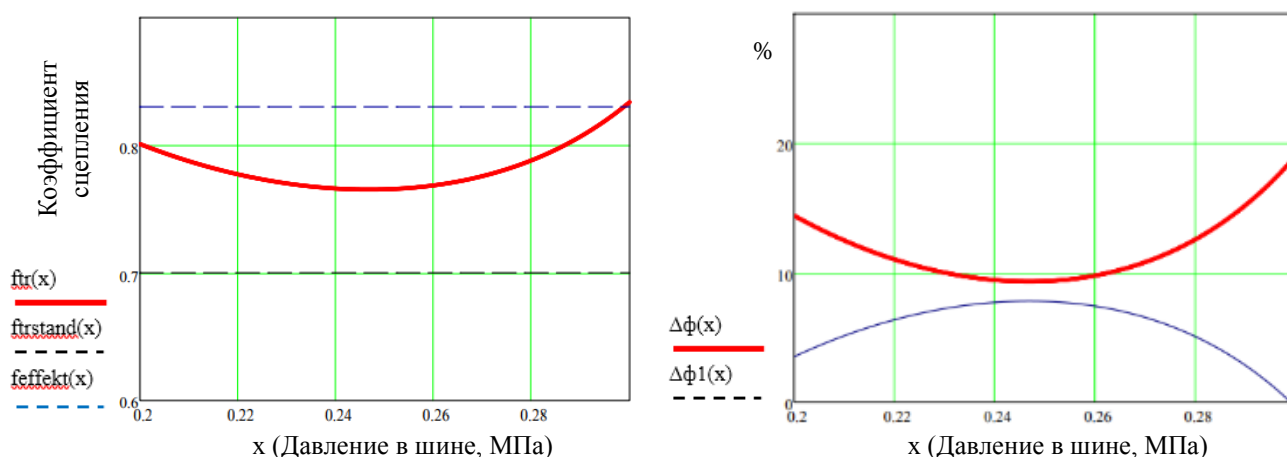


Рисунок 12-13. Сравнительный анализ результатов и отклонений при измерении с шиной Toyo DRB 205/55R16

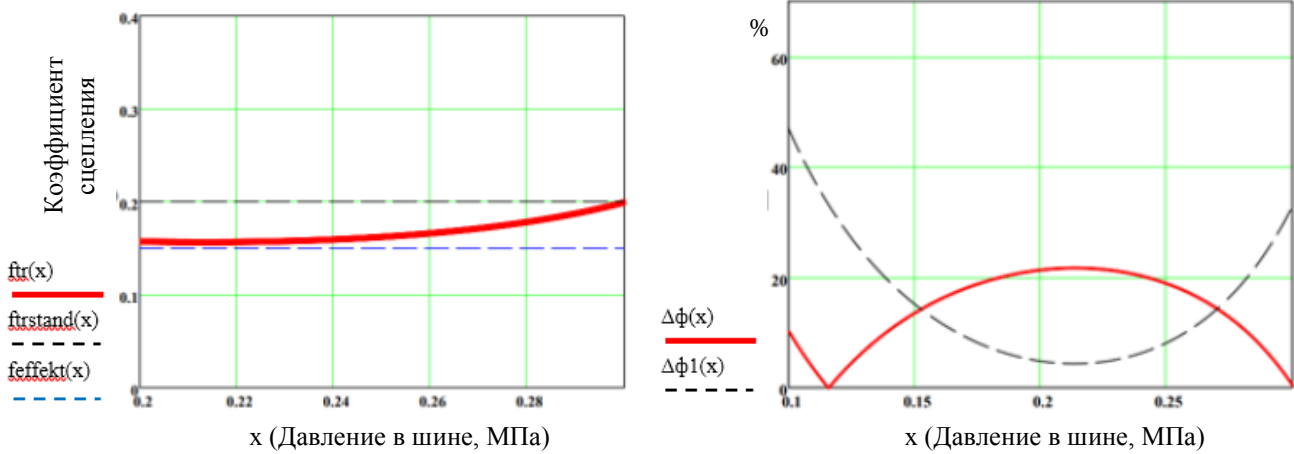


Рисунок 14-15. Сравнительный анализ результатов и отклонений при измерении с шиной Toyo Observe gsi 5 205/55R16

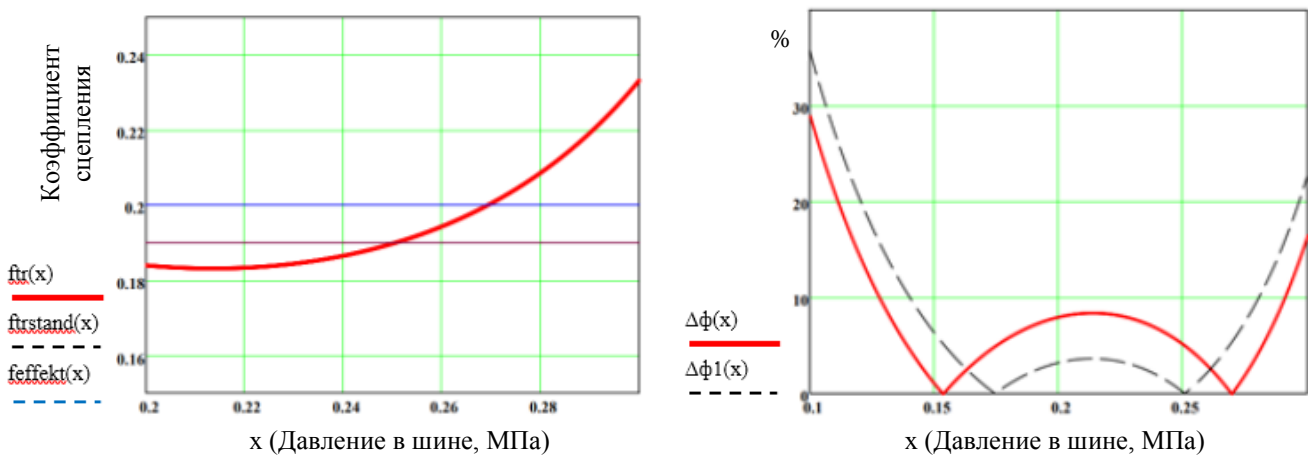


Рисунок 17-18. Сравнительный анализ результатов и отклонений при измерении с шиной Toyo Observe g 3 ice 205/55R16

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

Пятая глава «Оценка эффективности предложенного способа» посвящена оценке эффективности предлагаемого решения, которая 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 составляет 13713,7 тыс. руб.

Основные результаты и 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 ($1,47 \div 7,8 \text{ м/с}^2$) наиболее близки к показаниям сертифицированного прибора Эффект-02 ($1,5 \div 8,1 \text{ м/с}^2$), являющегося сейчас наиболее объективным, 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 составляет 13713,7 руб.

Основные положения диссертации и полученные результаты опубликованы:

Публикации в изданиях из перечня рецензируемых научных журналов и изданий для опубликования основных научных результатов диссертаций:

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

2. **Лазарев, Д.А.** Повышение эффективности проведения автотехнической экспертизы на основе теоретического подхода при изучении процесса торможения / Ю.Н. Баранов, Д.А. Лазарев // Мир транспорта и технологических машин. – 2017. – №4 (55). – С. 82-90.

Публикации в изданиях, входящих в международные реферативные базы данных и системы цитирования (Scopus, Web Of Sciens):

3. **Lazarev, D.** The estimation of friction coefficient of vehicle's blocked wheel given with contact patch of the tread with the road surface (Расчет коэффициента трения заблокированного автомобильного колеса с учетом пятна контакта шины с поверхностью дороги) / I. Novikov, D. Lazarev, D. Kudinov // International Journal of Applied Engineering Research. – 2015. – №21. – P. 42721-42724.

4. **Lazarev, D.** Experimental Installation for Calculation of Road Adhesion Coefficient of Locked Car Wheel (Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием) / I. Novikov, D. Lazarev // International Journal «Transportation Research Procedia». – 2017. – №20. – P. 463-467. DOI: 10.1016/j.trpro.2017.01.075.

Научные статьи в иных рецензируемых журналах, в сборниках трудов и научных конференций:

5. **Лазарев, Д.А.** Исследование факторов, влияющих на возникновение дорожно-транспортных происшествий с участием пешехода / А.И. Шутов, Д.А. Лазарев // «Современные технологии в промышленности строительных материалов и стройиндустрии»: матер. XVII научных чтений 2005 года. – Белгород: изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2005. – С. 193-195.

6. **Лазарев, Д.А.** Учет потери энергии на деформацию при столкновении транспортных средств / А.И. Шутов, Д.А. Лазарев // «Проблемы автомобильно-дорожного комплекса России»: матер. V междунар. науч. технич. конф. 21-23 мая 2008 г. – Пенза: изд-во ПГУАС, 2008. – С. 305-308.

7. **Лазарев, Д.А.** Расчет коэффициента трения заблокированного автомобильного колеса с учетом пятна контакта шины с поверхностью дороги / А.И. Шутов, Д.А. Лазарев // «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств»: матер. VI междунар. науч. тех. конф. 18-20 мая 2010 г. – Пенза: изд-во ПГУАС, 2010. – С. 90-95.

8. **Лазарев, Д.А.** Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием / И.А. Новиков, Д.А. Лазарев // «Организация и безопасность движения в крупных городах»: Сборник трудов XII междунар. науч. практ. конф. 28-30 сентября 2016 г. – Санкт-Петербург: изд-во СПбГАСУ, 2016. – С. 569-576.

9. **Лазарев, Д.А.** Повышение эффективности проведения дорожно-транспортной экспертизы на основе теоретического подхода при изучении процесса торможения / И.А. Новиков, Д.А. Лазарев // «Альтернативные транспортные технологии: от теории к практике»: матер. междунар. науч. тех. конф. 05-07 марта 2018 г. – Воронеж: изд-во ВГЛУ им. В.Г. Морозова, 2018. – С. 286-292.

Патенты:

1. **Лазарев, Д.А.** Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием [Текст]: Патент на полезную модель № 158239 РФ Заявл. 01.04.2015 / Д.А. Лазарев, И.А. Новиков, А.Е. Боровской, В.П. Логвинов // Оpubл. 27.12.2015. – Бюл. № 36.

2. **Лазарев, Д.А.** Установка для измерения коэффициента сцепления заблокированного автомобильного колеса с дорожным покрытием [Текст]: Патент на полезную модель № 159197 РФ Заявл. 08.09.2015 / Д.А. Лазарев, И.А. Новиков, А.Е. Боровской, В.П. Логвинов // Оpubл. 10.02.2016. – Бюл. № 4.

Лазарев Дмитрий Александрович

Совершенствование дорожно-транспортной экспертизы на основе исследования процесса торможения автомобиля

АВТОРЕФЕРАТ

Подписано в печать	г.	Формат 60×84/16
Усл. п. л. 1.0	Тираж 100	Заказ № ____

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом
университете им. В.Г. Шухова
308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46.