

Федеральное бюджетное образовательное учреждение высшего
профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет»

На правах рукописи

ЕВТЮКОВ Станислав Сергеевич

**ОЦЕНКА СКОРОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ
ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ
ЭКСПЕРТИЗ**

05.22.10 – Эксплуатация автомобильного транспорта

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель

д.т.н., профессор Добромиров Виктор Николаевич

Санкт-Петербург – 2014

Содержание

Введение	4
Глава 1. Фактор скорости в системе обеспечения безопасности дорожного движения и методы его исследования при реконструкции и экспертизе ДТП	11
1.1 Анализ причин и последствий аварийности на автомобильном транспорте	11
1.2 Скоростной режим и его влияние на БДД	15
1.3 Анализ методов определения скорости движения транспортных средств при экспертизах ДТП	23
1.3.1 Определение скорости ТС исходя из условий дорожной обстановки	23
1.3.2 Определение скорости ТС по длине следов торможения и волочения	24
1.3.3 Определение скорости ТС на основе законов сохранения энергии и количества движения	28
1.3.4 Определение скорости исходя из полученных деформаций конструкций ТС	31
1.4 Оценка корректности отдельных справочных исходных данных для реконструкции ДТП	32
1.5 Выводы по главе 1. Задачи исследования	39
Глава 2. Теоретические исследования по определению параметров скорости ТС на различных этапах развития ДТП	42
2.1 Методика определения начальных скоростей движения ТС при ДТП до их столкновения	42
2.2 Математическая модель взаимодействия эластичного колеса с пороговым препятствием при ДТП	47
2.2.1 Определение силовых факторов взаимодействия упругого колеса с абсолютно жестким пороговым препятствием	48
2.2.2 Движение колеса в первой фазе	50
2.2.3 Движение колеса во второй фазе	52
2.2.4 Движение колеса в третьей фазе	55
2.2.5 Движение колеса в четвёртой фазе	59
2.3 Сравнительная оценка достоверности традиционного и доработанного метода расчёта скоростей движения ТС до столкновения при ДТП	60
2.4 Расчётная оценка отдельных составляющих предельных энергетических затрат на деформацию подвесок легковых автомобилей	66
Выводы по главе 2	73
Глава 3. Экспериментальные исследования взаимодействия ТС с элементами дорожной среды при ДТП	75

3.1 Цель и задачи экспериментальных исследований	75
3.2 Объекты, стенды, приборы, оборудование, методики проведения и результаты экспериментальных исследований	75
3.2.1 Экспериментальное определение коэффициентов сцепления для специфических опорных поверхностей УДС	75
3.2.2 Стендовые исследования характеристик упругих и демпфирующих элементов подвесок АТС	80
3.2.2.1 Исследование упругих характеристик пружин подвесок	81
3.2.2.2 Исследование демпфирующих характеристик амортизаторов	92
3.2.2.3 Расчётно-экспериментальный метод определения энергоёмкости амортизатора на ходе сжатия при его работе в клапанном режиме в процессе преодоления порогового препятствия	104
3.2.3 Дорожные исследования энергетических затрат ТС на преодоление малых пороговых препятствий	106
3.3 Выводы по главе 3	112
Глава 4. Научно-методическая и инструментальная база реконструкции ДТП и направления её совершенствования	114
4.1 Технологический процесс реконструкции ДТП и современные тенденции его развития	114
4.2 Подвижная лаборатория реконструкции ДТП, как современное средство инструментального обеспечения расследования	120
4.3 Выводы по главе 4	123
Заключение	125
Список условных сокращений и идентификаторов	126
Библиографический список	128
Приложение 1	137
Приложение 2	144
Приложение 3	157
Приложение 4	161
Приложение 5	167

Введение

Актуальность темы исследования. Стабильно высокий уровень тяжести последствий дорожно-транспортные происшествия (ДТП) на дорогах Российской Федерации (РФ) диктует необходимость реализации действенных мер по совершенствованию системы обеспечения безопасности дорожного движения. Одним из мероприятий, показавших высокую эффективность воздействия на снижение количества ДТП и тяжести их последствий, является управление скоростью, предусматривающее чёткую регламентацию разрешенных скоростей движения и жесткий контроль исполнения этих норм участниками дорожного движения. Одним из направлений совершенствования системы такого контроля является повышение качества экспертных исследований ДТП, обеспечивающего объективность и достоверность реконструкций действий их участников и установления виновных лиц, в том числе на основе оценки скоростного фактора, характеризующего совокупность скоростных параметров транспортных средств (ТС) на всех этапах развития ДТП.

Используемые сегодня в российской экспертной практике методы расчётного определения скоростей ТС при ДТП были разработаны в последней четверти прошлого века и во многом не учитывают произошедшие к настоящему времени изменения как в конструкции ТС и в дорожной среде, так и в развитии информационных технологий, обеспечивающих сегодня возможность оперативного и высокодостоверного моделирования самых сложных дорожно-транспортных ситуаций.

В связи с этим, совершенствование научно-методического аппарата оценки скоростного фактора в направлении более детального учёта всех обстоятельств происшествия при проведении дорожно-транспортных экспертиз является актуальной научной задачей.

Степень разработанности темы. Одним из перспективных подходов к определению скоростных параметров ТС при экспертизе ДТП сегодня принято относить математическое моделирование процесса столкновения на основе использования законов сохранения энергии и количества движения. Этому вопросу по-

священы труды Иларионова В.А., Кристи Н.М., Боровского Б.Е., Никонова В.Н., Рябчинского А.И., Замараева И.В., Боровкова А.И., и других исследователей. При этом эксперты, как правило, рассматривают транспортные средства в виде материальной точки с сосредоточенной в ней массой, равной массе ТС. Такой подход предполагает, что затраты энергии, необходимой для полного погашения кинетической энергии АТС на путях их разлёта после соударения, полностью определяются работой, совершаемой силой сопротивления движению машин на этих путях до их полной остановки. При этом энергетические затраты на разворот машин после соударения и на преодоление различных пороговых препятствий на путях перемещения считаются пренебрежительно малыми, не оказывающими принципиального влияния на результаты расчёта, а следовательно и на выводы автотехнического эксперта при определении технической возможности предотвратить ДТП. Однако такое допущение представляется недостаточно обоснованным, так как не имеет убедительного подтверждения в научно-технической литературе и требует проведения более глубокого исследования.

Цель исследования – повышение достоверности оценки скорости ТС при ДТП путём уточнения условий и процесса их взаимодействия с элементами дорожной среды на путях перемещения (разлёта) после столкновения.

Поставленная цель достигается решением следующих **задач**:

- анализ роли, места и причин ДТП из-за нарушения скоростного режима в формировании негативной ситуации в системе обеспечения безопасности дорожного движения в РФ;
- анализ методологических процедур и существующего расчетно-методического аппарата реконструкции и экспертизы ДТП и определение направлений их совершенствования;
- уточнение методики определения начальных скоростей движения ТС до столкновения, основанной на использовании законов сохранения энергии и количества движения;
- разработка математической модели взаимодействия одиночного эластичного колеса с пороговым препятствием, обеспечивающей возможность расчё-

та предельных энергетических затрат на преодоление автомобилем порогового препятствия при ДТП;

- статистические исследования по формированию и актуализации базы данных по жесткостным и демпфирующим характеристикам подвесок современных автомобилей и коэффициентам сцепления пневматических шин с поверхностью дорожного покрытия;

- экспериментальные исследования по определению коэффициентов сцепления пневматических шин с опорной поверхностью различных участков улично-дорожных сетей УДС – тротуаров, бордюрных ограждений, линий разметки, газонов и трамвайных рельс, по определению жесткостных и демпфирующих характеристик элементов подвески отдельных ТС, по определению энергетических затрат ТС на преодоление трамвайных путей;

- сравнительная оценка достоверности традиционных и доработанных методов расчёта скоростей движения ТС до столкновения при ДТП;

- разработка предложений по инструментальному обеспечению подвижной лаборатории для реконструкции ДТП на месте происшествия.

Объект исследования – автотранспортные средства категории M_1 и N_1 , ставшие участниками ДТП.

Предмет исследования – процесс взаимодействия транспортных средств между собой и с элементами дорожной среды при ДТП.

Научная новизна исследования

1. Уточнена методика определения начальных скоростей движения ТС при ДТП до их столкновения, в части учёта энергетических затрат на разворот машин после соударения и на преодоление пороговых препятствий на путях их перемещения после выхода из контакта.

2. Разработана математическая модель взаимодействия колесного ТС с пороговым препятствием, позволяющая на основе расчёта силовых параметров взаимодействия для каждой характерной фазы преодоления порога определить суммарные максимально возможные затраты энергии на преодоление препятствия при ДТП.

3. Обоснованы аналитические зависимости для расчёта энергоёмкости упругих элементов подвески и энергетических затрат на внутреннее трение в подвеске в зависимости от снаряженной массы автомобиля, преодолевающего типовой порог.

4. Экспериментально установлена малозначимость затрат энергии на преодоление трамвайных рельс удовлетворительной укладки на путях разлёта ТС после соударения для расчёта начальной скорости их движения.

5. Разработан метод определения энергоёмкости амортизатора на ходе сжатия при его работе в клапанном режиме в процессе преодоления порогового препятствия.

6. Экспериментально определены значения коэффициентов сцепления для различных опорных поверхностей элементов УДС (тротуары, бордюры, газоны, линии разметки и рельсы трамвайных путей) в интересах расширения базы исходных данных для моделирования ДТП.

7. Разработаны типовые структурные схемы реконструкции и экспертизы ДТП: проведения осмотра места ДТП и транспортного средства; моделирования и анализа механизма ДТП; формирования исходной пространственной схемы ДТП и отчёта о его реконструкции с учётом современной научно-методической и инструментальной базы, а также передового зарубежного опыта.

Методология и методы исследования. Методология диссертационного исследования включает совокупность теоретических и экспериментальных методов, таких как математическое моделирование физических процессов, стандартизованные методы определения характеристик дорожного покрытия и методы стандартных стендовых испытаний отдельных элементов подвески автомобиля, специально разработанные программу и методику дорожных испытаний натурных образцов ТС, а также вероятностно-статистические методы обработки результатов исследований.

Теоретическая значимость работы состоит в расширении базы знаний в области математического моделирования физических процессов взаимодействия АТС с элементами дорожной среды при ДТП.

Практическая значимость исследования заключается в применении разработанной методики оценки скорости ТС при ДТП и методов расчёта энергетических затрат на преодоление пороговых препятствий в практической сфере деятельности автотехнических экспертов; в совершенствовании и расширении доказательной базы при реконструкции ДТП с точки зрения правомерности выбора скоростного режима движения его участниками; в расширении базы знаний и повышении качества подготовки автотехнических экспертов для деятельности в сфере реконструкции ДТП

Область исследования – соответствует требованиям паспорта научной специальности ВАК 05.22.10 – Эксплуатация автомобильного транспорта, п.7 «Исследования в области безопасности движения с учётом технического состояния автомобиля, дорожной сети, организации движения автомобилей; проведение дорожно-транспортной экспертизы».

Обоснованность и достоверность результатов исследований, выводов и рекомендаций обеспечивается корректной формулировкой ограничений и допущений при математическом моделировании физических процессов, применением современного математического аппарата и лицензированного программного обеспечения исследований, использованием экспериментально полученных значений исходных данных при решении расчетных задач, метрологическим обеспечением и оценкой стендовых и дорожных испытаний, удовлетворительной сходимостью результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Реализация результатов исследований.

Разработанная методика расчета начальных скоростей ТС и частные методы моделирования процесса взаимодействия автомобиля с элементами обустройства дорожной среды при ДТП приняты к использованию в практике экспертных исследований Институтом безопасности дорожного движения (ИБДД) Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета (СПбГАСУ), МИП «СПбГАСУ-ДОРСЕРВИС», Экспертно-Правовым Центром «КУАТТРО», ООО «Кит Оценка».

Результаты работы используются в учебном процессе СПбГАСУ при подготовке студентов по специальностям «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» (23.03.03, 23.04.03) и «Организация и безопасность движения» (23.03.01), в центре повышения квалификации ИБДД СПбГАСУ при переподготовке и повышении квалификации специалистов по программам «Эксперт-техник по независимой технической экспертизе транспортных средств» и «Судебная инженерно-техническая экспертиза (по специализации судебная автотехническая экспертиза)».

Апробация работы. Основные положения работы докладывались и обсуждались на конференциях: 63,64-я и 67,68,69-я научные конференции профессоров, преподавателей, научных работников, инженеров и аспирантов университета СПбГАСУ (2010-2014гг); Международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов молодых ученых и докторантов СПбГАСУ (2012); 78-я международная научно-техническая конференция «Конструктивная безопасность автотранспортных средств» НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» (2012г); 10-я международная научно-практическая конференция «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах. Инновации. Ресурс и возможности» (2012г.); 4-я международная конференция «Реконструкция и экспертиза ДТП» (2012г.); 7-я Российско-Германская конференция по безопасности дорожного движения (2014г).

Публикации. Основное содержание диссертации отражено в 13 печатных трудах, из них 5 - из списка рецензируемых журналов ВАКа, в том числе 2 статьи без соавторства.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав с выводами по каждой из них, заключения. Диссертация содержит 136 страниц машинописного текста, 25 таблиц, 57 рисунков, 81 формулу, 2 приложения и список использованной литературы из 100 наименований работ отечественных и зарубежных авторов.

На защиту выносятся:

- уточненная методика расчёта начальных скоростей движения ТС при ДТП до их столкновения, доработанная путем учёта энергетических затрат на разворот машин после соударения и на преодоление пороговых препятствий на путях их перемещений после выхода из контакта;
- математическая модель взаимодействия эластичного колеса с пороговым препятствием, обеспечивающая возможность расчета максимальных затрат энергии на преодоление порога при ДТП;
- аналитические выражения для расчёта энергоёмкости упругих элементов подвески и энергетических затрат на внутреннее трение в подвеске в зависимости от снаряженной массы автомобиля, преодолевающего типовой порог;
- оценка значимости затрат энергии на преодоление трамвайных рельс удовлетворительной укладки на путях разлёта ТС после соударения в расчёте начальной скорости их движения;
- расчётно-экспериментальный метод определения энергоёмкости амортизатора на ходе сжатия при его работе в клапанном режиме в процессе преодоления порогового препятствия;
- значения коэффициентов сцепления для различных опорных поверхностей улично-дорожных сетей (тротуары, бордюры, газоны, линии разметки и рельсы трамвайных путей), полученных экспериментально в интересах расширения базы исходных данных для моделирования ДТП;
- типовые структурные схемы реконструкции и экспертизы ДТП.

ГЛАВА 1. ФАКТОР СКОРОСТИ В СИСТЕМЕ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ И МЕТОДЫ ЕГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИ РЕКОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЕРТИЗЕ ДТП

1.1 Анализ причин и последствий аварийности на автомобильном транспорте

Аварийность на автомобильном транспорте – важнейшая социально-экономическая проблема общества, которая стоит перед всеми странами мира. Наиболее существенные негативные последствия влечет за собой такой вид аварий, как ДТП. ДТП – событие, возникшее в процессе движения по дороге транспортного средства и с его участием, при котором погибли или ранены люди, повреждены транспортные средства, сооружения, грузы, либо причинен иной материальный ущерб [33,60,63].

В настоящее время по данным Всемирной организации здравоохранения (ВОЗ) каждый год в ДТП погибают около 1,3 млн. человек. Из них около 27 тыс. человек ежегодно гибнет на дорогах России. Все эти смерти, жертвами которых становятся в основном молодые люди в возрасте 16-25 лет, а также наиболее активная и трудоспособная часть населения в возрасте от 26 до 40 лет (рисунок 1.1), не обходят стороной на одно государство [16].

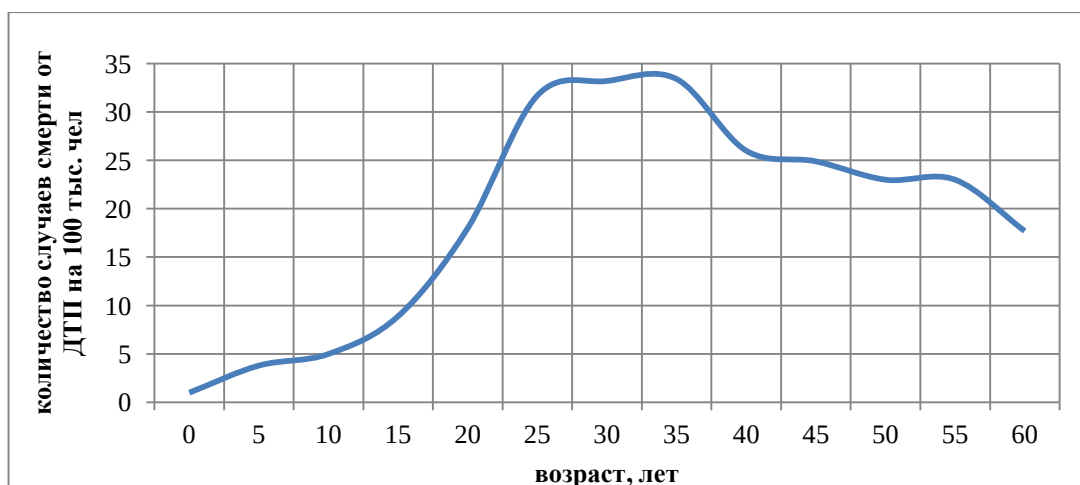


Рис. 1.1. Смертность в РФ от ДТП по возрастным группам населения

Несчастные случаи на дороге составляют более 2% от всех летальных исходов в мире, что ставит их на 11-ое место в числе ведущих причин смерти. На ри-

сунке 1.2 приведены показатели смертности от дорожно-транспортного травматизма (ДТТ) в различных странах мира [20,22].

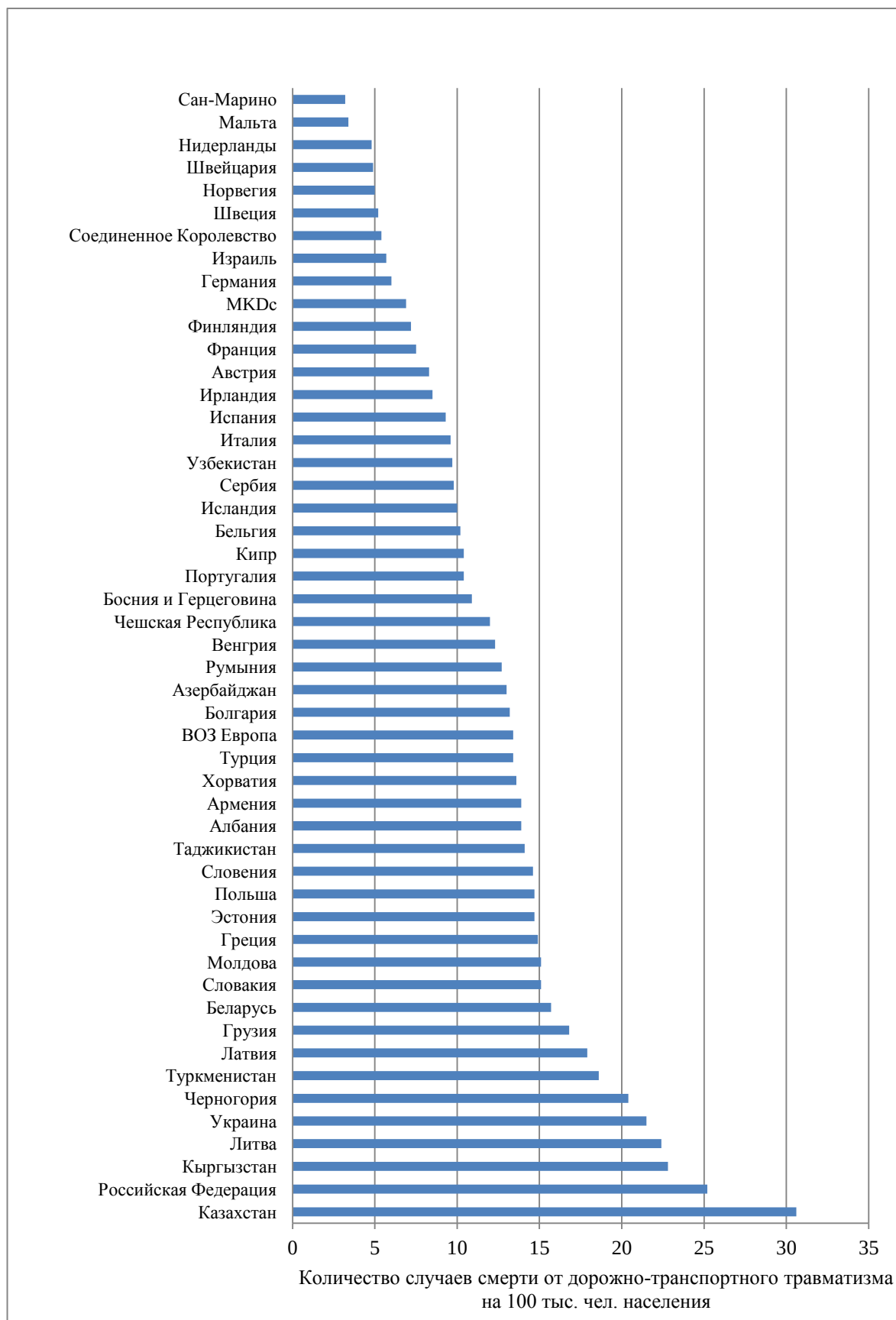


Рис. 1.2 Показатели смертности от ДТТ в различных странах мира

Необходимо отметить, что в числе 50 проанализированных стран РФ находится по принятому базовому показателю (количество случаев смерти от ДТГ на 100 тыс. человек населения) на 49 месте, уступая лавры такого «отрицательного первенства» лишь Казахстану.

Помимо уничтожения «человеческого капитала» и вследствие этого уничтожения ДТГ наносят значительный ущерб мировой экономике. Так, в России экономический ущерб от ДТГ достигает в последние годы 2,2...2,6% валового внутреннего продукта (ВВП) страны. Это ежегодно около 370 млрд. рублей, в том числе в результате гибели и ранения людей – около 230 млрд. рублей [72].

Особенностями современной российской действительности, усложняющими борьбу с аварийностью и формирующими тенденции к ухудшению ситуации, являются [52,78]:

- непрерывно возрастающие требования общества к повышению мобильности населения, сопровождаемые интенсивным ростом парка АТС;
- снижение роли общественного транспорта в обеспечении перевозок населения и увеличение объёмов перевозок личным транспортом;
- разукрупнение производственных предприятий и существенное перераспределение объёмов грузоперевозок между железнодорожным и автомобильным транспортом в пользу последнего;
- низкое качество состояния, обустройства и содержания дорожной сети;
- нарастающая диспропорция между увеличением количества автомобилей и протяженностью и пропускной способностью УДС страны, не рассчитанной на современные транспортные потоки: в настоящее время уровень обеспечения автомобилями в городах составляет 200 штук на 1 тыс. жителей, тогда как дорожно-транспортная инфраструктура соответствует уровню 60-100 штук на 1 тыс. жителей;
- низкая дисциплина участников дорожного движения, провоцируемая несовершенством нормативно-правовой базы в сфере обеспечения безопасности дорожного движения (ОБДД) и негативным менталитетом значительной группы водителей, сформировавшимся в годы «дорожного беспредела».

В интересах преодоления этих негативных явлений в России на государственном уровне проводится реализация целого ряда Федеральных целевых программ (ФЦП). Одни из важнейших в их числе – завершенная ФЦП «Повышение безопасности дорожного движения в 2006-2012гг», а также аналогичная ФЦП на период 2013-2020гг [61,62]. Обзор статистических материалов, приведенных в отчетных и рабочих документах по этим ФЦП показывает, что основными видами ДТП в России являются наезд на пешехода, на препятствие, на стоящее транспортное средство, а также столкновение АТС и их опрокидывание. При этом наиболее массовой причиной этих ДТП было и остается превышение скорости (более 30% от всех ДТП).

На рисунке 1.3 представлены статистические данные о ДТП по причине превышения скоростного режима [20,100]. Анализ данных свидетельствует о высоком уровне травматизма и гибели в ДТП такого рода. Индикатор тяжести последствий (число погибших на 100 человек пострадавших) в них составляет около 10, то есть примерно каждая десятая травма, полученная в ДТП из-за превышения скорости, является несовместимой с жизнью.

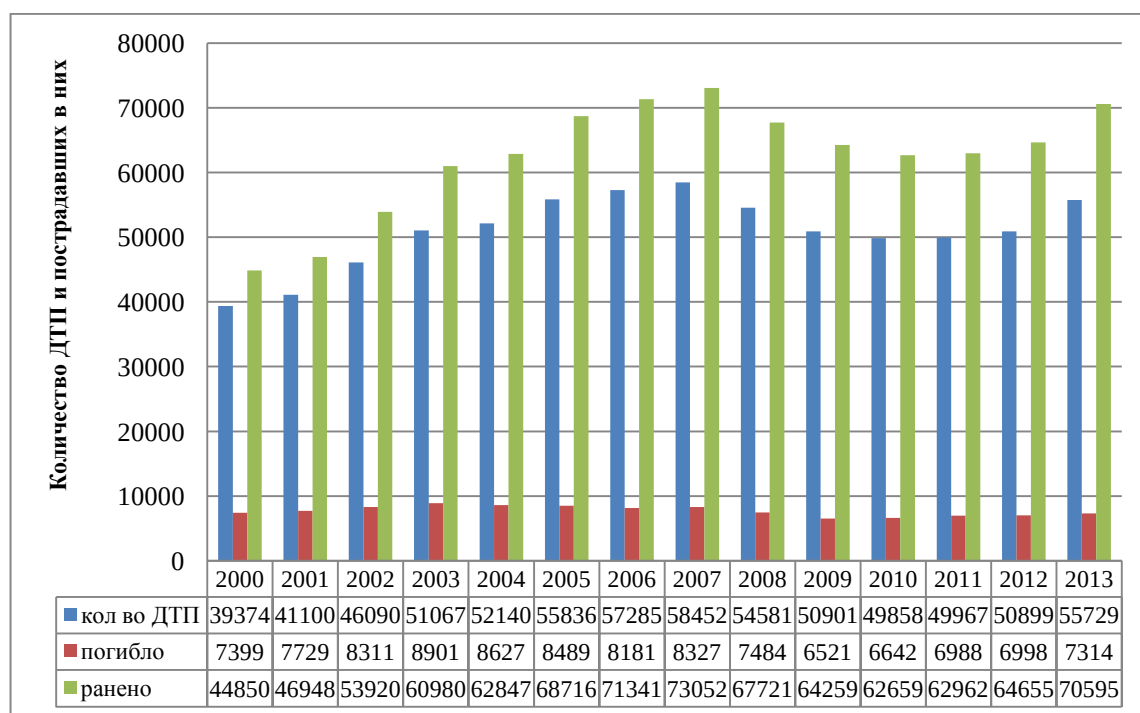


Рис. 1.3 Количество ДТП в РФ по причине превышения скорости

Расследование ДТП с гибелью людей требует особенно тщательной реконструкции, так как она призвана воссоздать дорожно-транспортную ситуацию,

предшествующую аварии, определить скоростные режимы АТС - участников ДТП, оценить правильность действия их водителей по предупреждению аварийной ситуации. При этом ключевым моментом реконструкции является расчетное определение скорости АТС до начала их торможения перед столкновением. Ввиду особой важности корректного выполнения такого расчёта целесообразно все-сторонне проанализировать влияние скоростного режима движения АТС на возможность предотвращения и на тяжесть последствий потенциальных ДТП, так как любые необоснованные упрощения расчетных схем и зависимостей могут стать причиной необъективного установления виновности в ДТП тех или иных его участников.

1.2 Скоростной режим и его влияние на БДД

Сегодня, в условиях непрерывного насыщения мирового парка АТС высокоскоростными автомобилями, неизбежно возникает вопрос о введении разумных скоростных ограничений на автодорогах и городских улицах. Установление таких ограничений невозможно без анализа факторов, определяющих эффективность функционирования системы «водитель – автомобиль – дорога – среда» (ВАДС) по предупреждению ДТП и обеспечению безопасности дорожного движения (БДД). Основными из этих факторов являются (рисунок 1.4): человеческий фактор; технический фактор; дорожный фактор и фактор дорожной среды. Каждый из факторов определяется рядом показателей, имеющих вполне определенные количественные или качественные рамки. Ниже приведен анализ влияния основных показателей перечисленных факторов на формирование предпосылок к ДТП по причине неправильного выбора скорости.

В основе оценки воздействия человеческого фактора на регламентирование скорости движения лежат исследования психофизиологических возможностей организма, влияния психологического типа личности и уровня подготовки водителя на его поведение на дороге [47,68,69].

Главным физиологическим ограничением при этом является физическая возможность человеческого организма по восприятию импульса энергии от столкновения без летального исхода и особо тяжёлых травм. Анализ данных, приведенных в работах [3,22,75,88,89], показывает, что скоростные ограничения, действующие в РФ и в некоторых странах за рубежом для городских дорожных сетей, с учётом применения успокоителей движения в зонах пешеходных переходов, в основном соответствуют максимальным скоростям, рассчитанным с позиции порогового значения появления при ДТП риска смертельных травм для водителя, пассажиров ТС (таблица 1.1) и пешеходов (рисунок 1.5).

При регламентировании скорости на загородных автодорогах необходимо учесть, что скоростные ограничения в 90км/ч практически не оставляет шансов для выживания участникам ДТП при столкновении без торможения (например, боковой удар в неожиданно появившийся с примыкающей дороги автомобиль). Кроме того, снижение скорости к моменту удара при ДТП занимает определенное время и значительная часть кинетической энергии ТС может в момент столкновения оказаться не погашенной тормозными механизмами.

Вероятность возникновения подобной ситуации на повышенных скоростях возрастает вследствие увеличения пути, проходимого ТС за время реакции водителя при одновременном увеличении длины тормозного пути. На рисунке 1.6 представлены пути, проходимые ТС при экстренном торможении с различными начальными скоростями при допущении о времени реакции водителя 1с.

Приведенные результаты расчетов свидетельствуют о том, что полное погашение кинетической энергии автомобиля, двигающегося в автомобильном потоке умеренной плотности со скоростью более 80км/ч, даже при минимальном времени реакции водителя является проблематичным, не говоря уже о ситуациях, когда это время может возрасти в силу психологического состояния и возраста водителя до 3-х секунд.

Важным психологическим показателем является способность водителя правильно оценивать скорость движения и временные интервалы. Исследования [2,16] показали, что в общем транспортном потоке не менее 15% водителей ведут

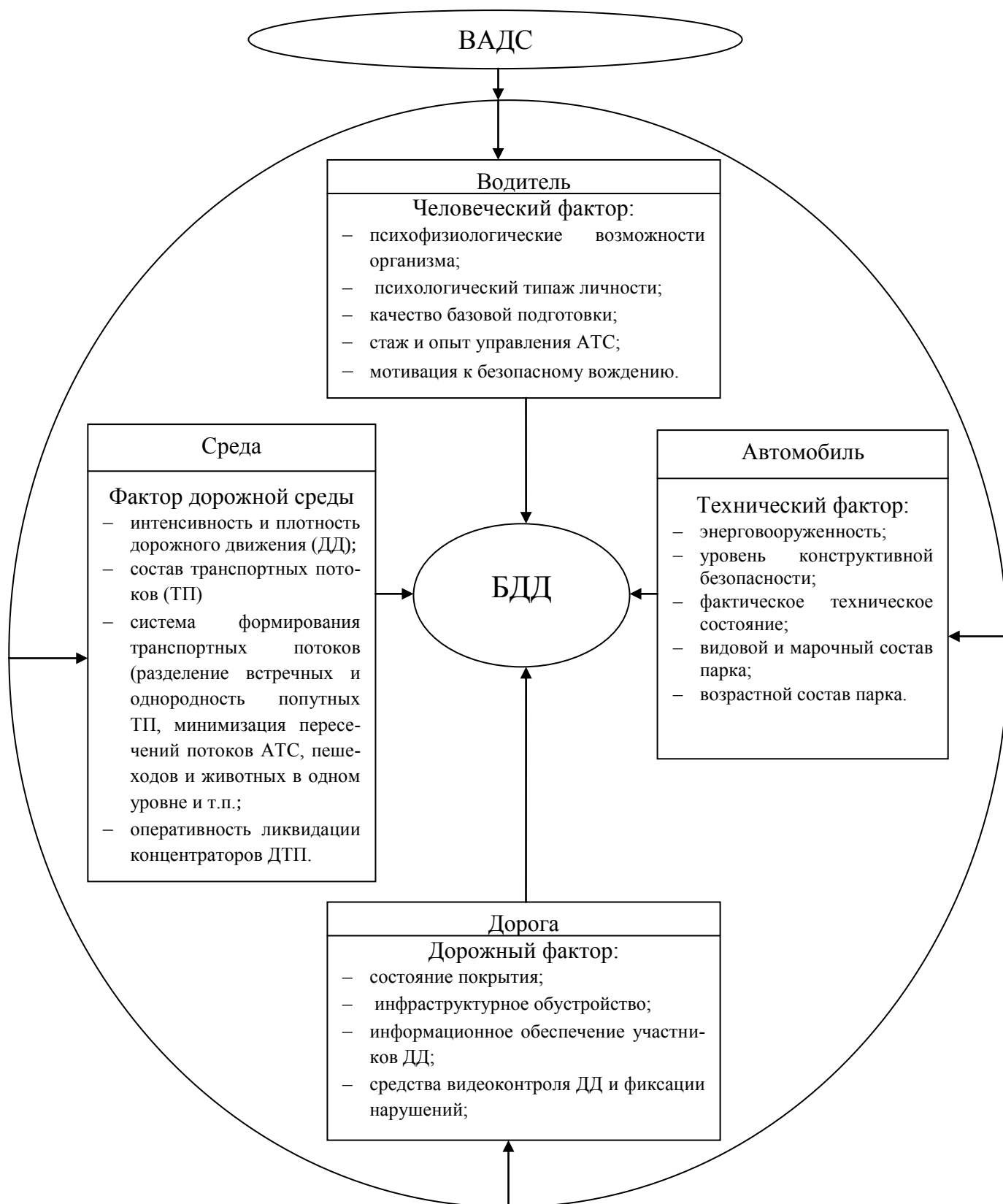


Рис. 1.4 Система ВАСД в применении к обеспечению БДД на основе регулирования скоростных режимов движения

Таблица 1.1 Скоростные ограничения по тяжести последствий ДТП

Вид столкновения	Элементы конструктивной безопасности АТС	Порог риска смертельных травм
Фронтальный удар	Ремни и подушки безопасности, энергопоглощающие элементы в конструкции, капсулирование обитаемого объема	70км/ч
Боковой удар		50км/ч
Наезд на пешехода	-	30км/ч

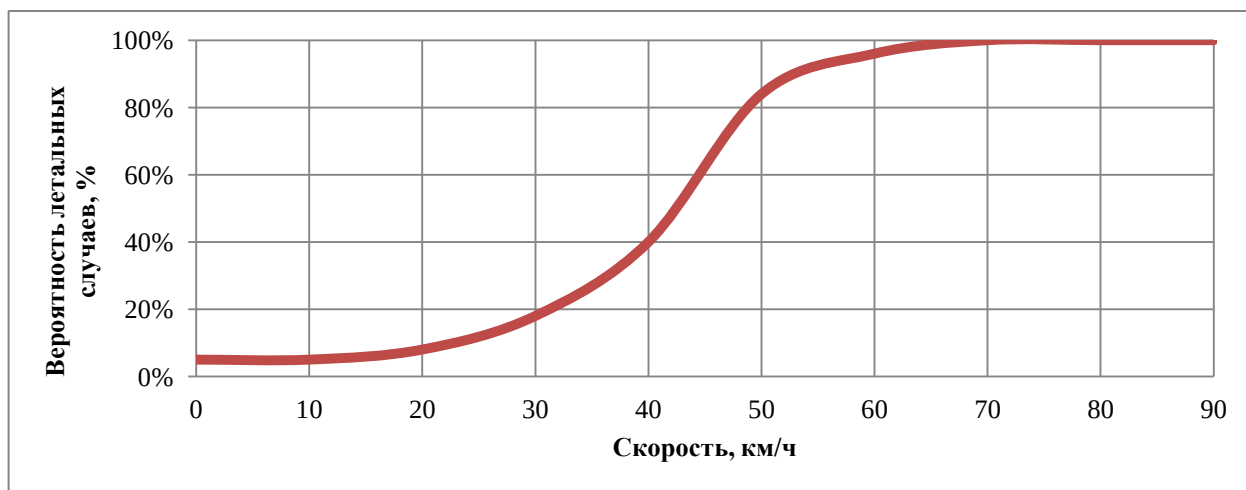


Рис. 1.5 Влияние скорости на вероятность получения смертельных травм при наезде на пешехода и транспортного средства

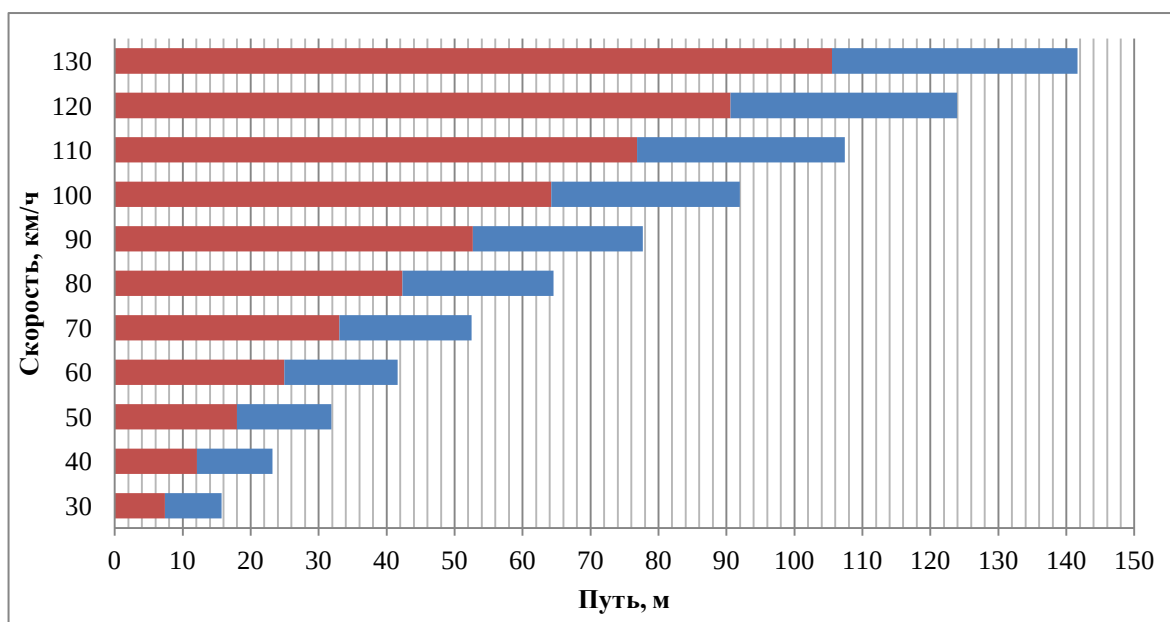


Рис. 1.6 Тормозные и остановочные пути при экстренном торможении

автомобили со скоростью, превышающей скорость транспортного потока, а до 40% - допускают ошибки в сторону занижения скорости своего автомобиля. Известно [1,10,28], что наиболее безопасной является скорость, равная скорости

транспортного потока. При отклонении скорости движения ТС в потоке от скорости потока на 30км/ч в большую или меньшую сторону вероятность возникновения ДТП возрастает в 10 раз. Реальные же отличия в скоростях движения, например на автомагистралях, в виду различных технических возможностей ТС могут достигать 60км/ч, а это еще более многократно увеличивает вероятность ДТП.

Рассматривая влияние психологического аспекта на БДД необходимо отметить, что в реальных дорожных ситуациях зачастую возникают моменты, провоцирующие даже дисциплинированных водителей на незначительное превышение скорости. Вопреки бытующему мнению о малозначимом влиянии незначительного превышения скорости на БДД, исследования показывают, что превышение скоростного ограничения в городской черте на 5км/ч, а на загородной дороге на 10км/ч повышает риск возникновения ДТП в 2 раза.

Основными показателями влияния на БДД технического фактора с позиции скорости являются энерговооруженность и степень конструктивного совершенства ТС, их фактическое техническое состояние, а также состав и возрастная структура парка. Современный мировой автомобильный парк характеризуется значительной неоднородностью конструктивного совершенства и технического состояния автомобилей. Статистический анализ показывает, что по уровню энерговооруженности уже с 2006г. автомобильный парк Европы практически на 100% пополняется автомобилями, способными двигаться со скоростями 150км/ч и более (рисунок 1.7).

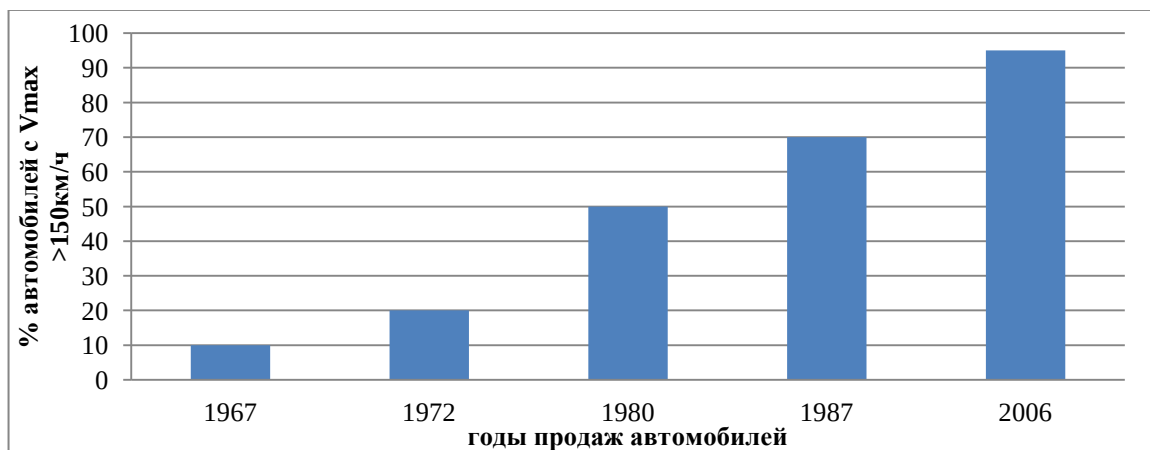


Рис. 1.7 Динамика насыщения европейского парка высокоэнерговооруженными ТС

При этом по данным Европейского совета по безопасности транспорта гипотетическое одномоментное обновление в такой ситуации всего ныне эксплуатируемого парка ТС до уровня самого безопасного в своём классе автомобиля способно снизить смертность на дорогах Европы на 40...50%. Приведенные цифры наводят на мысль о том, что существенный рост потенциальной опасности современного парка автомобилей за счет насыщения его высокоскоростными образцами усугубляется наличием в нём значительной доли машин (до 40...50%), не в полной мере отвечающих современными требованиями по их конструктивной безопасности.

Анализ возрастного состава российского автомобильного парка показывает, что обозначенное выше соотношение автомобилей с различными уровнями конструктивной безопасности имеют место и в нём, причём в ещё более ярко выраженной форме. В таблице 1.2 представлен возрастной состав современного парка АТС в России [14].

Таблица 1.2 Возрастной состав парка АТС России

Вид АТС	Количество, млн. ед.	до 1 года, %	до 6 лет, %	до 10 лет, %	более 20 лет, %
легковые и легкие ком- мерческие автомобили	40,11	5,6	27,9	48,6	-
автобусы	0,39	3,1	15,7	29,9	48,2
грузовые автомобили	3,75	2,5	12,3	22,2	51,2
Всего	44,25				

Учитывая, что начало интенсивного оснащения АТС современными системами конструктивной безопасности пришлось на 1990-е годы и ориентируясь на представленную возрастную структуру автомобильного парка можно предположить, что современным требованиям по конструктивной безопасности в нем отвечает не более 50% легковых автомобилей, 30% автобусов и 22% грузовиков. А это означает, что по дорогам России сегодня может передвигаться в общей сложности до 24 млн.единиц АТС, не в полной мере соответствующих требованиям безопасности конструкции.

Влияние факторов дороги и дорожной среды на выбор безопасной скорости определяется состоянием дорожного покрытия, качеством инфраструктурного обустройства УДС, уровнем совершенства управления дорожным движением. Последнее в значительной мере способствует созданию благоприятной дорожной среды: формированию однородных транспортных потоков по полосам движения, нормированию их безопасного скоростного режима, рациональному использованию реверсивных полос, бесконфликтному светофорному регулированию на перекрестках и т.п. К сожалению, все перечисленные показатели факторов дороги и дорожной среды в российской действительности оставляют желать лучшего. Такая дорожная ситуация в совокупности с автомобильным парком, в значительной мере не соответствующим требованиям обеспечения конструктивной безопасности машин, генерирует предрасположенность дорожно-транспортной системы РФ к ДТП.

Всемирная организация здравоохранения отмечает важнейшую роль для обеспечения БДД в подобных ситуациях управления скоростью. Цель управления – определить уровень скорости, необходимый для безопасного использования улицы или дороги и принять меры для достижения этой цели.

Важнейшим элементом управления скоростью по взглядам ВОЗ является обоснованный выбор ограничения скорости, понятный и разъясненный населению. При этом необходим контроль скоростного режима и применение неотвратимых санкций к нарушителям. По анализу ВОЗ неисполнение последнего условия нигде в мире не дает хороших результатов по управлению скоростью [22].

Одной из важнейших задач обеспечения неотвратимости наказания за превышение скорости является повышение качества моделирования ДТП, и в частности, его математического описания. От корректности математического описания зависит точность расчетного определения параметров скорости ТС на всех исследуемых стадиях ДТП и установления виновности его участников.

При этом ключевым параметром, определяющим всю последующую динамику развития ДТП, является скорость ТС перед ДТП. Разработке методов определения скоростей ТС, предшествующих ДТП, посвящены исследования многих

российских и зарубежных учёных. Наиболее известные из них, заложившие методологические основы расчёта скоростных параметров при ДТП, являются Иларионов В.А.[42], Зотов Б.Л.[32], Боровский Б.Е. [10], Балакин В.Д. [8], Кристи Н.М. [38-39]. За рубежом этими вопросами активно занимались j. Wiercinskiego (Польша) [85], MC Henry R, Jones I (США). Разработки этих специалистов, выполненные в 1979 - 1990гг. XX века получили дальнейшее развития в наше время в трудах Замараева И.В., Никонова В.Н.[48..51], Евтюкова С.А., Васильева Я.В. [23...28], Стёпиной П.А. [67], Dr. V.Mitunevicius (Литва).

При всей многоплановости и масштабности следовании последних лет до настоящего времени в методологии реконструкции ДТП в отношении определения начальной скорости остается ряд спорных вопросов. Для их корректной постановки целесообразно провести анализ методов определения скорости ТС, применяемых при экспертизах ДТП.

1.3 Анализ методов определения скорости движения транспортных средств при экспертизах ДТП

Используемые сегодня в российской экспертной практике методы определения скоростей ТС при ДТП можно представить четырьмя основными способами. Наиболее простой способ основан на определении скорости исходя из условий дорожной обстановки, в частности условий вхождения ТС в поворот и условий видимости. Второй способ базируется на определении скорости по длине следов торможения (юза) и волочения, зафиксированных на месте происшествия. Третий способ – определение скорости на основании законов сохранения энергии и количества движения, базирующийся на учёте параметров перемещений («разлёта») ТС после столкновения. Он может применяться в совокупности со вторым способом в случае наличия следов торможения, а при их отсутствии – самостоятельно. Наконец, четвёртый способ – определение скорости исходя из полученных транспортными средствами деформаций. Способ основан на определении ки-

нетической энергии, затраченной на деформацию элементов конструкции ТС в месте их контакта при столкновении.

1.3.1 Определение скорости ТС исходя из условий дорожной обстановки

Способ применяется в случае очевидной связи ДТП с условиями дорожной обстановки. Наиболее часто при решении подобных задач в экспертной практике встречается потребность определения скорости движения ТС на основе учёта максимально допустимой скорости движения по условиям вхождения в поворот [6,7,31,73]

$$V_{\max} = \sqrt{127 \cdot R \cdot \varphi}, \quad (1.1)$$

где: φ – коэффициент сцепления в поперечном направлении; R – радиус закругления дороги, м.

или по условиям видимости [6,12,44]

$$V_{\max} = 3,6 \cdot \sqrt{j_3 \cdot T^2 + 2 \cdot j_3 \cdot S_B} - 3,6 \cdot j_3, \quad (1.2)$$

где: S_B – расстояние видимости, м; j_3 – установившееся замедление при экстренном торможении, м/с^2 ; $T = t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3$, с – суммарное время запаздывания начала торможения: t_1 – время реакции водителя, с; t_2 – время запаздывания действия тормозного привода (период от начала нажатия на тормозную педаль до момента начала уменьшения скорости ТС), с; t_3 – время нарастания давления в тормозной системе до максимального, с.

При явной простоте приведенных способов их точность зависит от достоверности данных по радиусу закругления дороги R и качества следственного эксперимента по определению расстояния видимости S_B .

1.3.2 Определение скорости ТС по длине следов торможения и волочения

Один из наиболее распространенных методических подходов – определение скорости транспортного средства по длине следов торможения (юза), скольжения,

волочения, зафиксированных на месте происшествия. Этот способ является сегодня самым применяемым в экспертной практике, обоснованным множеством научных трудов, методических пособий с приведенными в них формулами и коэффициентами. Его достоинством является простота расчета, а значит и быстрота проведения экспертного исследования. Но при его использовании игнорируется ряд существенных недостатков. Во-первых, такой расчет проводится с учетом длины оставленных следов юза. Если их не видно или не зафиксировано, считается, что водитель ТС не предпринимал торможения, а это не всегда соответствует истине. Ведь сегодня значительная доля автомобилей в российском парке имеет систему ABS, которая исключает на определенных скоростях блокировку колес и не оставляет следов торможения. Во-вторых, в данном способе не учитывается влияние действия одного транспортного средства на перемещение другого. К примеру, автомобиль оставил следы торможения длиной 10м, а потом столкнулся с другим ТС, продвинув его еще на 20м. В расчете таким способом будет учтена только длина следов 10м и поэтому рассчитанная скорость столкновения окажется весьма незначительной. Несомненно, чтобы переместить другое ТС на расстояние 20м надо обладать большим заносом кинетической энергии, а значит и скоростью. Особенно это очевидно, когда перемещенное транспортное средство обладает большой массой. В-третьих, в данном способе не учитываются затраты кинетической энергии на образование повреждений ТС. Ведь при столкновении скорость может существенно гаситься в процессе деформаций конструкции обоих ТС.

Основная расчетная формула, используемая в российской практике для определения скорости движения транспортных средств по следам торможения, является частным случаем расчёта затрат энергии на перемещение тела заданной массы на расстояние S при нормированном значении замедления. Она выглядит следующим образом [9,15,29,34]:

$$V_A = 1,8 \cdot t_3 \cdot j_3 + \sqrt{25,92 \cdot j_3 \cdot (S_{\text{Ю}} - B)}, \quad (1.3)$$

где: $S_{\text{Ю}}$ – длина следов торможения (юза) от транспортного средства в конкретной дорожной ситуации, м; B – база конкретного транспортного средства, м; t_3 , j_3 –

тормозные характеристики транспортных средств в конкретной дорожной ситуации, а именно, время нарастания давления в тормозной системе ($t_{3,c}$) и установившееся замедление при экстренном торможении ($j_{э,м/с^2}$).

Однако, даже эта самая простейшая и наиболее часто используемая формула, не учитывает многих нюансов реального столкновения, например угол взаиморасположения транспортных средств при ДТП, угол их выхода из контакта, наличие нескольких стадий слеодообразования и торможения и т.п. Если процесс торможения состоит из нескольких стадий, определяемых, к примеру, первичными следами торможения, вторичными следами и расстоянием между ними, то рекомендуется к использованию зависимость, которая примирительна к ситуации, изображенной на рисунке 1.8, имеет вид [8,23, 30]:

$$V_A = 1,8 \cdot (2 \cdot t_3 + t_5) \cdot j_э + \sqrt{25,92 \cdot j_э \cdot (S'_{Ю} + S''_{Ю}) + 25,92 \cdot g \cdot f \cdot S_H}, \quad (1.4)$$

где: $S'_{Ю}$ – длина первичных следов торможения (юза) от транспортного средства, м; $S''_{Ю}$ – длина вторичных следов торможения (юза) от транспортного средства, м; S_H – расстояние пройденное транспортным средством между первичным и вторичным слеодообразованием, м; t_3 , t_5 , $j_э$ – тормозные характеристики транспортных средств в конкретной дорожной ситуации, а именно - время нарастания давления в тормозной системе (t_3 , с), время оттормаживания колес транспортного средства (t_5 , с), установившееся замедление при экстренном торможении ($j_э$, м/с²); Время t_5 для автомобилей с гидравлическим приводом рекомендуется принимать 0,3 с, а с пневматическим приводом 1,5-2,0с [13,65]; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 м/с^2$; f – коэффициент сопротивления качению для конкретной поверхности движения.

Существует еще один характерный вид следов процесса торможения, который встречается в большинстве своем вне населенных пунктов и состоит из тормозных следов юза и следов волочения транспортного средства после фактического столкновения (рисунок 1.9). В этом случае рекомендуется применять зависимость [65, 70]:

$$V_A = 1,8 \cdot t_3 \cdot j_э + \sqrt{25,92 \cdot j_э \cdot S_{Ю} + 25,92 \cdot j_B \cdot S_B}, \quad (1.5)$$

где: $S_{Ю}$ – длина следов торможения (юза), транспортного средства на проезжей части, м; S_B – длина следов волочения транспортного средства на проезжей части, м; t_3 , j_3 , j_B – тормозные характеристики транспортного средства, а именно - время нарастания давления в тормозной системе (t_3 , с) и установившиеся замедления при экстренном торможении (j_3 , м/с²) и при волочении (j_B , м/с²).

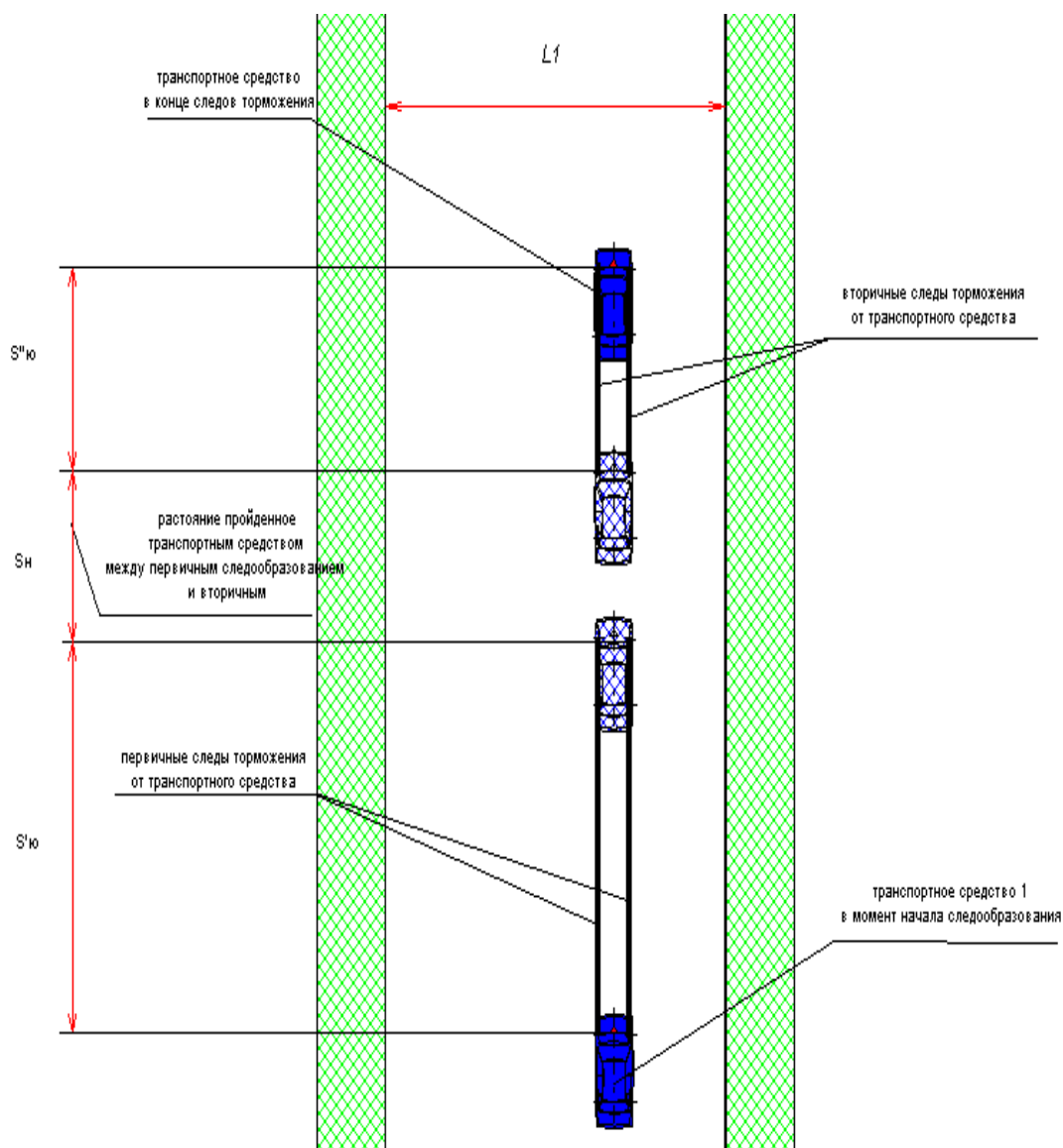


Рис. 1.8 Процесс торможения транспортного средства, состоящий из нескольких стадий

$S'_{Ю}$ – длина первичных следов торможения (юза) от транспортного средства; $S''_{Ю}$ – длина вторичных следов торможения (юза) от транспортного средства; $S_н$ – расстояние, пройденное транспортным средством между первичным и вторичным слеобразованием.

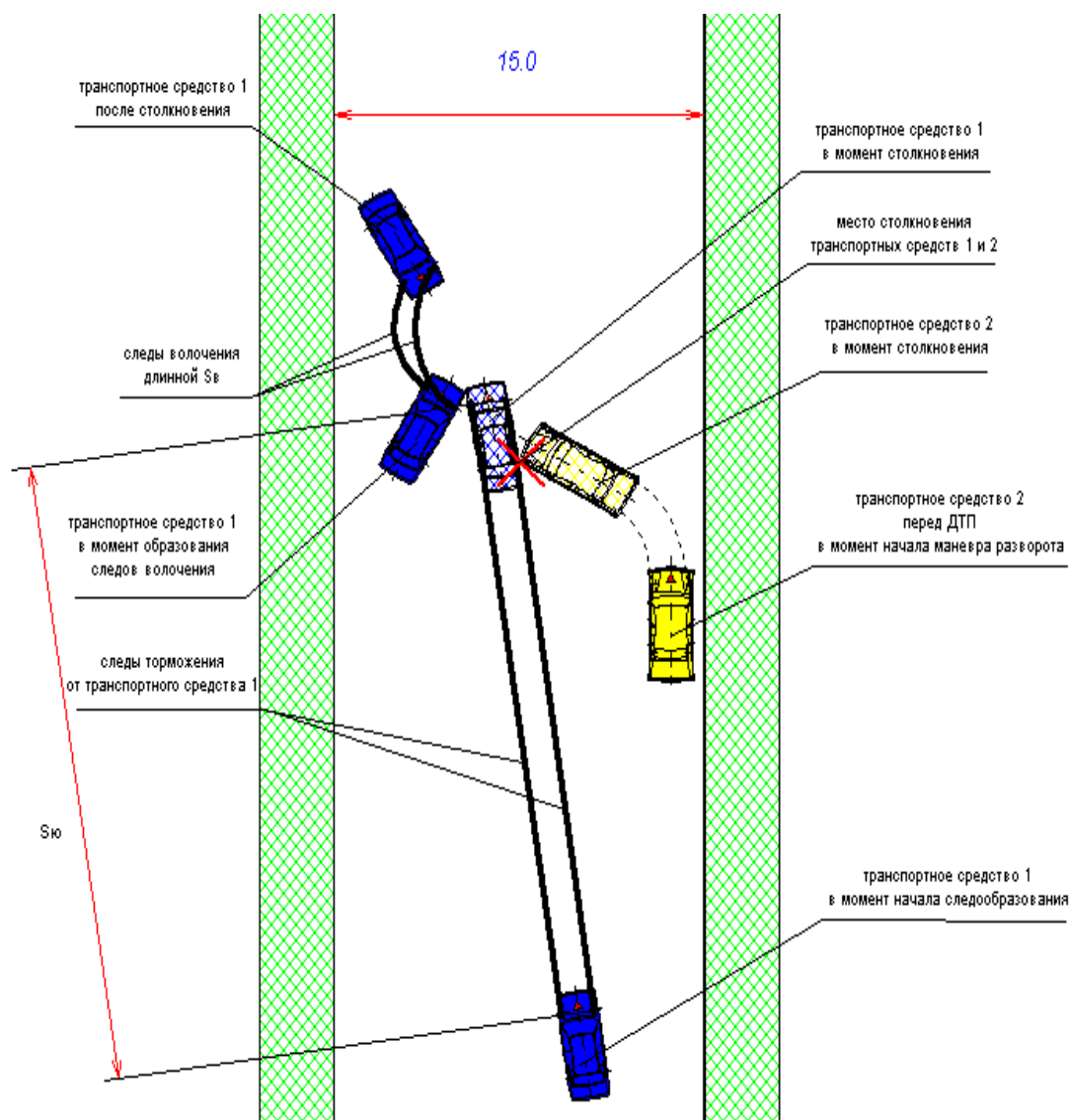


Рис. 1.9 Схема ДТП со слепообразованиями юза и волочения

$S_{Ю}$ – длина следов торможения (юза) транспортного средства на проезжей части; S_B – длина следов волочения транспортного средства на проезжей части.

1.3.3 Определение скорости ТС на основе законов сохранения энергии и количества движения

Способ основан на определении энергетических затрат на перемещение ТС при их разлете после столкновения [10,26,66]. Как известно из теоретической механики, количество движения некоторой системы будет постоянным по величине и направлению, если результирующий вектор внешних сил, действующих на систему, равен нулю. Вектор равнодействующей количества движения двух автомобилей до столкновения и после него остается неизменным по величине и направ-

лению. Следовательно, параллелограммы, построенные на векторах количества движения автомобилей до столкновения и после него, будут иметь общую диагональ, представляющую собой вектор равнодействующей количества движения автомобилей в момент их столкновения (рисунок 1.10).

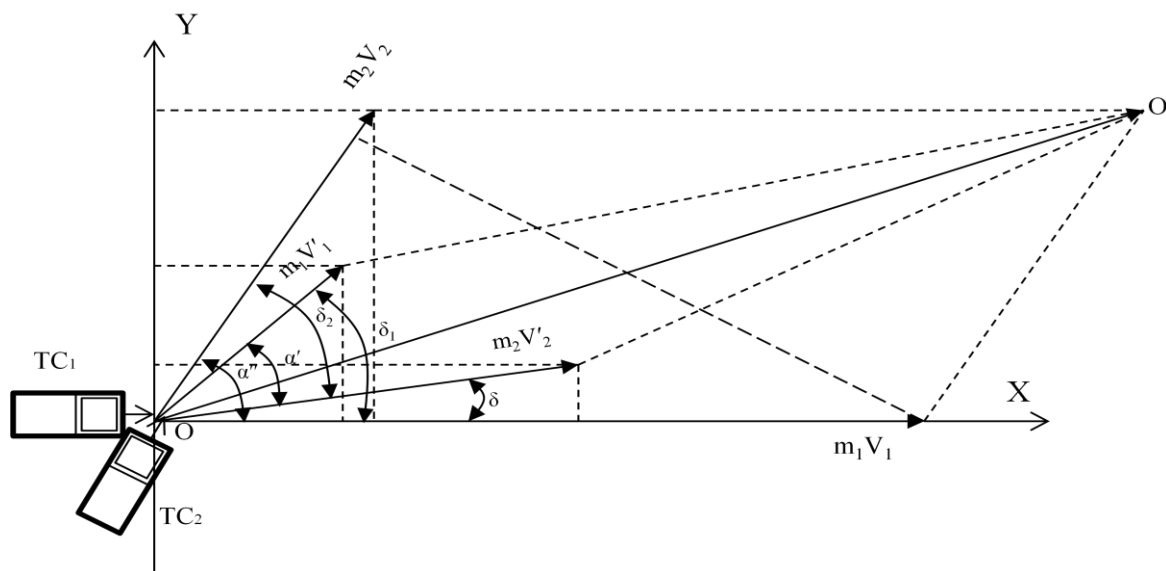


Рис. 1.10 Взаимосвязь векторов количества движения транспортных средств до и после столкновения

Все основные параметры процесса столкновения можно разделить на две группы: параметры, определяющие изменение скоростей движения ТС, и параметры, определяющие взаимное расположение их в момент удара. К основным параметрам, определяющим изменение скорости и направления движения ТС, можно отнести следующие величины:

- скорости транспортных средств в момент первоначального контакта при столкновении V_1 и V_2 ;
- скорости транспортных средств непосредственно после удара V'_1 и V'_2 ;
- угол между направлениями движения в момент удара (угол встречи) α'' ;
- угол отклонения направления движения транспортных средств после удара (угол отбрасывания) δ_1, δ_2 ;
- угол между направлениями движения транспортных средств после удара (угол расхождения) α' ;
- угол между направлениями движения ТС1 к моменту столкновения и ТС2 после него δ .

Для определения скорости движения транспортных средств непосредственно перед ДТП необходимо выбрать координатные оси таким образом, чтобы начало координат проходило через точку соударения О. Ось ОХ направим по ходу движения автомобиля ТС1 до столкновения; ось ОУ – перпендикулярна к оси ОХ.

Векторы количества движения до столкновения перенесем по линии их действия в начало координат. На основании закона сохранения и количества движения имеем:

$$\overline{m_1 \cdot V_1} + \overline{m_2 \cdot V_2} = \overline{m_1 \cdot V'_1} + \overline{m_2 \cdot V'_2} = \text{const}, \quad (1.6)$$

где: m_1 и m_2 – массы транспортных средств 1 и 2; V_1 и V_2 – скорости движения транспортных средств ТС1 и ТС2 до столкновения; V'_1 и V'_2 – скорости движения транспортных средств ТС1 и ТС2 после столкновения.

Спроектируем векторы количества движения на оси координат. В проекции на ось ОХ уравнение (1.6) принимает вид:

$$\overline{m_1 \cdot V_1} + \overline{m_2 \cdot V_2} \cdot \cos \alpha'' = \overline{m_1 \cdot V'_1} \cdot \cos \delta_1 + \overline{m_2 \cdot V'_2} \cdot \cos \delta_1, \quad (1.7)$$

В проекции на ось ОУ:

$$0 + \overline{m_2 \cdot V_2} \cdot \sin \alpha'' = \overline{m_1 \cdot V'_1} \cdot \sin \delta_1 + \overline{m_2 \cdot V'_2} \cdot \sin \delta, \quad (1.8)$$

или

$$\overline{m_2 \cdot V_2} \cdot \sin \alpha'' = \overline{m_1 \cdot V'_1} \cdot \sin \delta_1 + \overline{m_2 \cdot V'_2} \cdot \sin \delta, \quad (1.9)$$

Уравнения (1.7 и 1.9) определяют взаимосвязь векторов количества движения в выбранной системе координат.

Скорости движения транспортных средств V'_1 и V'_2 после столкновения могут быть определены, на основании закона сохранения энергии, исходя из равенства кинетической энергии ТС на стадии разлёта и работы сил по преодолению сопротивления движению ТС на пути разлёта до полной их остановки, а именно:

$$\frac{m \cdot V^2}{2} = m \cdot g \cdot \phi \cdot S, \quad (1.10)$$

где: m – масса транспортного средства, кг; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; ϕ – коэффициент сцепления в поперечном направлении, V – скорости

движения транспортного средства, м/с, S – путь разлета транспортного средства после столкновения, м.

Тогда для ТС1:

$$V_1' = 3,6 \cdot \sqrt{\frac{2}{m_1} \cdot A_1} = \sqrt{\frac{2 \cdot 12,96 \cdot m_1 \cdot g \cdot S_1}{m_1}} = \sqrt{254 \cdot \varphi \cdot S_1}, \quad (1.11)$$

Аналогично для ТС2:

$$V_2' = \sqrt{254 \cdot \varphi \cdot S_2}, \quad (1.12)$$

Зная углы между направления движения и углы отклонения (устанавливаются из анализа схемы ДТП) из (1.9) определяются V_2 , а далее из (1.7) – V_1 .

Несмотря на очевидную физическую сущность данного способа определения скорости, он далеко не всегда применяется в экспертной практике. Причины этого связаны с более сложными расчетами по сравнению со вторым способом. При этом, однако, способ приятно считать самым «дееспособным» на рынке автоэкспертиз, так как он относительно прост в реализации, не зависит от объяснений участников ДТП, не требует предоставления ТС на осмотр эксперту – достаточно фото. Последнее обстоятельство важно, так как зачастую эксперту необходимо получить разрешение на осмотр ТС у дознавателя, следователя или судьи, ибо владельцы в большинстве случаев возражают против осмотра, а это затягивает время выполнения экспертизы (по закону эксперту на выполнение экспертизы дается 30 дней [76]).

Проведенный анализ многочисленных экспертных задач, выполненных изложенным способом, показал, что абсолютное большинство экспертов при реконструкции ДТП не учитывают наличия на путях движения ТС до и после столкновения разного рода пороговых препятствий, а также угол фактического разворота транспортных средств при ударе. Связано это с противоречивостью мнений о важности подобного учёта из-за отсутствия научно-обоснованных сведений о роли факторов разворота ТС после соударения и их контакта с пороговым препятствием в формировании общих энергетических затрат на гашение кинетических энергии ТС при ДТП.

1.3.4 Определение скорости исходя из полученных деформаций конструкций ТС

Данный способ наиболее противоречив и пока не находит широкого применения. Несмотря на очевидность того факта, что чем больше скорость автомобиля, тем более серьезные повреждения он может получить, на настоящий момент не существует достаточно обоснованных и апробированных методик для решения данной задачи. Те единицы экспертов, которые определяют скорость автомобиля по деформациям на основе использования метода конечных элементов, обычно выдают заключения с декларацией результатов высокой точности, рассчитывая скорость движения до десятых долей. Такая точность весьма сомнительна, ведь на скорость движения автомобиля влияет огромное количество факторов, а на образование повреждений – еще большее. Потеря скорости при торможении и столкновении зависит от шин (давления в них, рисунка протектора, степени его износа, наличия шипов и т.п.), обтекаемости кузова, загрузки ТС, в том числе, расположения груза, коэффициента сцепления на конкретном участке дороги, эффективности системы торможения, состояния тормозных колодок, наличия антиблокировочной системы, срока службы автомобиля, а также от многих других факторов, включая силу и направление ветра. Практически все эти факторы не учитываются при проведении расчетов данным способом, а учет некоторых из них просто невозможен. Так, важным условием реализации этого способа является наличие информации по конструкции автомобиля каждой марки, каждой модели и модификации, по жесткостным характеристикам его деформированных в результате ДТП элементов. Данная информация заводами-изготовителями обычно не разглашается. Более того, по прошествии времени металл стареет и уже другим образом реагирует на нагрузки, не говоря о том, что автомобиль мог подвергаться восстановительному ремонту, а значит жесткостные свойства конструкций претерпели некоторые изменения. Как видно, для объективного, полного и обоснованного расчета по этому способу необходимо огромное количество данных, большинство из которых в настоящее время остаются малодоступными [71]. Вследствие изложенного, способ является трудноприменимым для производства экспертизы ДТП.

Анализ всех вышеизложенных способов определения начальных скоростей движения ТС при ДТП показывает, что точность любого из них зависит в значительной мере от корректного выбора исходных данных для расчётов, таких как замедление ТС при экстренном и рабочем торможении, коэффициент сопротивления качению, коэффициент сцепления и т.п. В справочной литературе эти данные приводятся с достаточно большим диапазоном разброса их значений. В связи с этим представляет интерес оценка потенциального влияния диапазона разброса этих значений на конечные результаты определения скоростей ТС.

1.4 Оценка корректности отдельных справочных исходных данных для реконструкции ДТП

В настоящее время в распоряжении экспертов и специалистов имеется обширные базы исходных данных. Однако, при этом рекомендуемые справочные значения имеют достаточно большой разброс [24,35,37]. Например, коэффициенты сопротивления качению f для различных поверхностей движения, используемые сегодня в экспертной практике, приведенные в таблице 1.3.

Таблица 1.3 Коэффициенты сопротивления качению f для различных Поверхностей

Дорожное покрытие	f	$(f_{\max}/f_{\min})$
Асфальтобетонное в хорошем состоянии	0,014...0,018	1,29
Асфальтобетонное в удовлетворительном состоянии	0,018...0,020	1,11
Гравийное	0,020...0,025	1,25
Каменная мостовая	0,023...0,030	1,30
Грунтовая дорога, сухая, укатанная	0,025...0,035	1,40
Грунтовая дорога после дождя	0,050...0,156	3,12
Песок	0,100...0,300	3,00
Укатанный снег	0,070...0,100	1,43

Анализ данных таблица 1.3 показывает, что разброс значений коэффициентов f даже на дорогах с твердым асфальтобетонным покрытием составляет около 30%, на укатанных грунтовых дорогах – 40%, а на размокшей грунтовой дороге и песке он может изменяться в три раза.

Аналогичная ситуация с коэффициентами сцепления, рекомендованными документами Министерства юстиции к использованию в экспертной деятельности еще в 80-х годах XX века [53,54,55].

Таблица 1.4 Коэффициент сцепления φ для различных поверхностей движения

Дорожное покрытие	φ	$(\varphi_{\max}/\varphi_{\min})$
Асфальтобетонное, цементобетонное:		
сухое	0,7...0,8	1,14
мокрое	0,4...0,6	1,50
Щебенчатое:		
сухое	0,6...0,7	1,17
мокрое	0,3...0,5	1,67
Грунтовая дорога		
сухая	0,5...0,6	1,00
мокрая	0,2...0,4	2,00
покрытая укатанным снегом дорога	0,2...0,3	1,50
обледенелая дорога	0,1...0,2	2,00

Анализ данных таблицы 1.4 показывает, что разброс значений коэффициента φ на дорогах с твердыми, переходными покрытиями и грунтовых дорогах может достигать 15...20%, а на мокром асфальте, щебне, грунте, укатанном снегу и при гололеде φ может изменяться в 1,5...2,0 раза.

Коэффициент поперечного сцепления φ_{Π} для различных поверхностей и движения рекомендуются определять из условия [24,77]:

$$\varphi_{\Pi} = (0,50...0,85) \cdot \varphi \quad (1.13)$$

Соответствующие этому условию значения φ_{Π} представлены в таблицы 1.5.

Таблица 1.5 Коэффициент поперечного сцепления $\varphi_{\text{п}}$ для различных поверхностей движения.

дорожное покрытие	φ	φ _п	
		0,50φ	0,85φ
Асфальтобетонное, цементобетонное:			
сухое	0,8	0,40	0,68
	0,7	0,35	0,60
мокрое	0,6	0,30	0,51
	0,5	0,25	0,43
	0,4	0,20	0,34
Щебенчатое:			
сухое	0,7	0,35	0,60
	0,6	0,30	0,51
мокрое	0,5	0,25	0,43
	0,4	0,20	0,34
	0,3	0,15	0,26
Грунтовая дорога			
сухая	0,6	0,30	0,51
	0,5	0,25	0,43
мокрая	0,4	0,20	0,34
	0,3	0,15	0,26
	0,2	0,10	0,17
покрытая укатанным снегом дорога	0,3	0,15	0,26
	0,2	0,10	0,17
обледенелая дорога	0,2	0,10	0,17
	0,1	0,05	0,09

Анализ рекомендуемых значений $\varphi_{\text{п}}$ показывает, что уже только выполнение условия (1.13) закладывает диапазон разброса $\varphi_{\text{п}}$ около 70%.

Кроме того, необходимо отметить отсутствие в России системной актуализации данных по значениям φ с периода 80-х годов XX века. За истекшие почти 35 лет менялись и развивались технологии и материалы дорожного строительства,

совершенствовались автомобильные шины, что не могло не отразиться на значениях ϕ .

Во всем мире специализированными сообществами и организациями ежегодно проводятся многочисленные испытания по определению коэффициентов сцепления в различных условиях, вплоть до учёта таких факторов, как давление воздуха в шинах, скорость транспортного средства, изношенность покрытия, состав покрытия, соотношение снега и льда на одном и том же участке проезжей части и т.п. Авторский перевод некоторых результатов таких исследований [83,84,86,87,93,99] приведен в Приложениях 1.1-1.3.

Во всех приведенных в Приложении 1.3 диапазонах изменения ϕ минимальные значения выбираются для более уплотненного, обледеневшего, покрытого водяной пленкой дорожного полотна, максимальные значения – для менее уплотненных, рыхлых покрытий и для чистых сухих дорог.

Анализ данных Приложения 1.3 показывает, что разброс значений коэффициента ϕ на асфальтовых дорогах в зависимости от мокрого или сухого покрытия может изменяться в 2,5раз, а при снежном покрытии изменяется в 5,5раз. Однако, эти данные постоянно уточняются и корректируются, к примеру при снежном покрытии учитывается около 15 критериев, характеризующих состояние окружающей среды из-за чего и следует такой большой разброс.

Как следует из анализа зарубежных данных, полученные в ходе современных исследований значения ϕ имеют более широкий диапазон разброса, перекрывающий рекомендуемые российские значения для типовых поверхностей, однако очевидна тенденция более подробной детализации состояния дороги для каждого вида типовой поверхности, в том числе с учётом скорости движения, типа шин, наличия шипов и цепей противоскольжения. Такое расширение диапазона справочных данных по значениям ϕ представляется весьма целесообразным и способствует повышению достоверности реконструкции ДТП. Представленные в Приложениях 1.1-1.3 значения ϕ могут быть рекомендованы для использования в российской экспертной практике с учётом того, что сегодня Россия использует в до-

рожном строительстве материалы, идентичные европейским, а по её дорогам передвигаются такие же автомобили, как и по дорогам Европы.

Нельзя не отметить, что существенный разброс значений φ влечет за собой и разброс значений замедления ТС при полном использовании сцепления шин с дорогой, которое рекомендуется определять по зависимости [40,66]:

$$j = \frac{\varphi}{k_3} \cdot g, \quad (1.14)$$

где: φ – значение коэффициента сцепления шин с дорогой, k_3 – коэффициент эффективности торможения, учитывающий степень использования суммарной силы сцепления шин заторможенных колес с поверхностью проезжей части.

В экспертной практике значение k_3 выбирается в зависимости от φ . Если при торможении все колеса транспортного средства двигались в заблокированном состоянии (юзом), то рекомендуются следующие максимальные значения коэффициента эффективности торможения:

$$\begin{aligned} k_3 &= 1,2 \text{ при } \varphi \geq 0,7; \\ k_3 &= 1,1 \text{ при } \varphi = 0,5-0,6; \\ k_3 &= 1,0 \text{ при } \varphi \leq 0,4. \end{aligned} \quad (1.15)$$

Если торможение транспортного средства осуществлялось без блокировки колес, то значения k_3 рекомендуется выбирать из Приложения 1.4. При этом необходимо отметить, что в этом Приложении отсутствуют какие-либо рекомендации по выбору k_3 для случая торможения без блокировки колес на дорожном покрытии с $\varphi \leq 0,4$.

В зарубежной практике влияние на значения φ степени блокировки колёс рекомендуется оценивать на основе анализа « $\varphi - S$ » диаграммы для случая торможения по конкретным видам поверхностей. Обобщенные результаты таких исследований проведены в Приложении 1.5.

Для оценки влияния разброса значений φ на результаты аналитического определения скоростей движения ТС до столкновения был проведен сравнительный расчёт для двух вариантов справочных значений исходных данных по коэффициентам φ и $\varphi_{\text{п}}$ для случаев ДТП на мокром асфальтобетонном шоссе:

Вариант 1: минимальное значение φ , равное 0,4 и соответствующее ему значение φ_n , рассчитанное из условия $\varphi_n = 0,5 \cdot \varphi$ и составляющее 0,2.

Вариант 2: максимальное значение φ , равное 0,6 и соответствующее ему значение φ_n , рассчитанное из условия $\varphi_n = 0,85 \cdot \varphi$ и составляющее 0,51.

Расчет проведен по способу определения скорости ТС на основе законов сохранения энергии и количества движения для ситуации, представленной на рисунке 1.13.

Результаты сравнительного расчета начальных скоростей движения ТС до столкновения представлены в таблице 1.6.

Как следует из результатов расчета, использование справочных данных по значениям коэффициента сцепления в пределах рекомендуемого диапазона позволяет эксперту субъективно варьировать результатами расчетов с разницей до 60%, что не способствует объективности расследования.

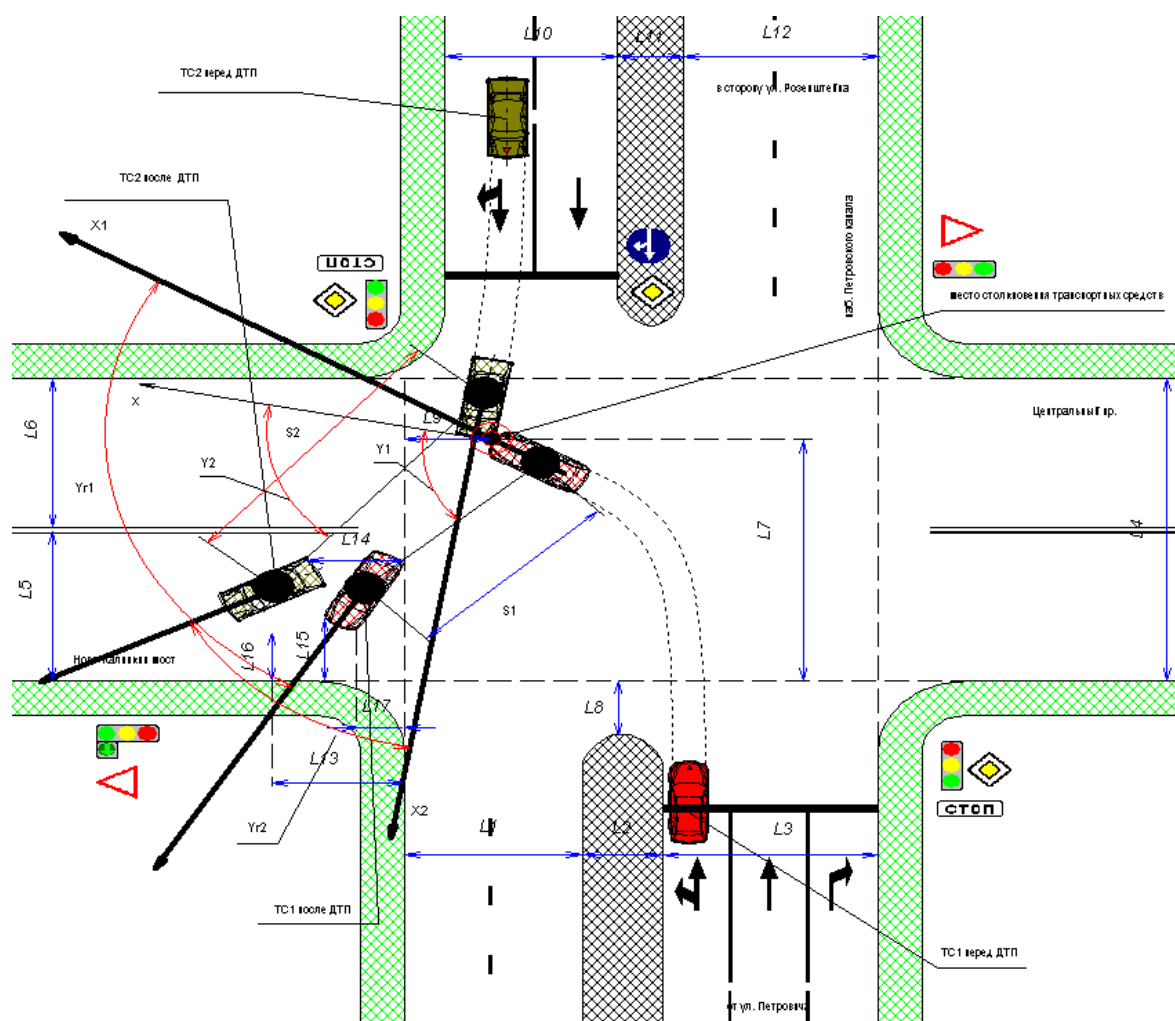


Рис. 1.11 Схема ДТП

Таблица 1.6 Начальные скорости ТС в ДТП при разбросе значений φ в пределах рекомендуемого диапазона

Транспортное средство	Начальная скорость перед ДТП, км/ч		ΔV , км/ч
	Вариант 1 $\varphi = 0,4$ $\varphi_n = 0,20$	Вариант 2 $\varphi = 0,6$ $\varphi_n = 0,51$	
ТС1 $m_1 = 1260$, кг	$V_1 = 34$	$V_1 = 54$	20
ТС2 $m_2 = 1900$, кг	$V_2 = 41$	$V_2 = 65$	24

Таким образом, рассмотренные исходные данные, в первую очередь φ , предпочтительнее определять экспериментально, что диктует целесообразность создания подвижных лабораторий реконструкции ДТП. При этом условия проведения эксперимента (дорожные и метеорологические условия) должны быть близки к фактическим обстоятельствам происшествия.

Если возможность экспериментального определения φ на месте ДТП отсутствует, целесообразно пользоваться значениями актуализированных данных из Приложений 1.1-1.5. При этом при наличии следов торможения значения φ необходимо брать для случая 100% скольжения (полная блокировка колес), а в условиях отсутствия следов торможения (для автомобилей с ABS) значения выбираются соответствующими максимальным по « $\varphi - S$ » диаграмме, приведенным в Приложении 1.5. В последнем случае момент начала торможения целесообразно определять в ходе следственного эксперимента.

1.5 Выводы по главе 1. Задачи исследования

1. Проведенный в данной главе анализ состояния аварийности на автомобильном транспорте в РФ, наиболее частных видов ДТП и их причин, а также тяжести последствий дорожно-транспортного травматизма показал, что самой значимой причиной ДТП с тяжелыми последствиями и гибелью людей является неправильный выбор скорости движения.

2. Одной из действенных мер по предупреждению таких ДТП во всём мире является ограничение скоростных режимов движения. На выбор уровня этих ограничений влияет совокупность факторов, определяющих эффективность функционирования системы ВАДС в интересах обеспечения БДД, а именно: человеческий фактор; техническое совершенство АТС, их конструктивная безопасность, видовой и марочный состав, возрастная структура парка; качество улично-дорожных сетей; степень совершенства управления движением на них; состояние организации безопасной дорожной среды.

3. В условиях противоречивости действия отдельных показателей этих факторов на БДД важное значение приобретает процесс управления скоростью. При этом одним из элементов повышения эффективности процесса управления скоростью считается активное воспитательное воздействие на участников дорожного движения в направлении осознания недопустимости превышения скоростных ограничений и неотвратимости наказания за это превышение. Последнее обеспечивается как оперативным контролем скоростного режима и штрафными санкциями за его нарушение, так и объективным расследованием и установлением виновников ДТП, произошедших по причине превышения скорости.

4. Объективность расследования ДТП обеспечивается во многом качеством его реконструкции. При этом ключевую роль играет достоверное определение параметров движения АТС на всех этапах развития ДТП. Достоверность обеспечивается высоким качеством исходной информации с места ДТП и применением корректных методов расчета параметров движения (времени, пути, скорости) на основе этой информации.

5. Проведенный анализ методов расчета параметров скорости ТС при ДТП показал, что существующие подходы к их определению в различных типовых ситуациях постоянно совершенствуются, а наибольшее внимание при этом современные исследователи уделяют вопросу определения скорости ТС перед ДТП. Однако установлено, что значительная часть экспертов при моделировании ДТП часто игнорирует ряд важных моментов. Так, часто не учитываются факты разворота машин вокруг их вертикальной оси и гашения скорости ТС от контакта с по-

роговыми препятствиями на стадии разлета после столкновения. Наличие пороговых препятствий, например, в виде трамвайных путей или бордюров, особенно часто имеет место в крупных городах. Кроме того, использование не актуализированных значений исходных данных, а также субъективный их выбор для расчётов из предлагаемых в справочной литературе диапазонов, не исключает получения экспертами ошибочных результатов при моделировании ДТП.

На основе проведенного обзора состояния дел в сфере БДД и анализа научно-исследовательских трудов в области реконструкции ДТП в диссертации сформулированы следующие научные задачи исследования:

- анализ роли, места и причин ДТП из-за нарушения скоростного режима в формировании негативной ситуации в системе обеспечения безопасности дорожного движения в РФ;
- анализ методологических процедур и существующего расчетно-методического аппарата реконструкции и экспертизы ДТП и определение направлений их совершенствования;
- уточнение методики определения начальных скоростей движения ТС до столкновения, основанной на использовании законов сохранения энергии и количества движения;
- разработка математической модели взаимодействия одиночного эластичного колеса с пороговым препятствием, обеспечивающей возможность расчёта предельных энергетических затрат на преодоление автомобилем порогового препятствия при ДТП;
- статистические исследования по формированию и актуализации базы данных по жесткостным и демпфирующим характеристикам подвесок современных автомобилей и коэффициентам сцепления пневматических шин с поверхностью дорожного покрытия;
- экспериментальные исследования по определению коэффициентов сцепления пневматических шин с опорной поверхностью различных участков улично-дорожных сетей УДС – тротуаров, бордюрных ограждений, линий разметки, газонов и трамвайных рельс, по определению жесткостных и демпфирующих харак-

теристик элементов подвески отдельных ТС, по определению энергетических затрат ТС на преодоление трамвайных путей;

- сравнительная оценка достоверности традиционных и доработанных методов расчёта скоростей движения ТС до столкновения при ДТП;

- разработка предложений по инструментальному обеспечению подвижной лаборатории для реконструкции ДТП на месте происшествия.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ СКОРОСТИ ТС НА РАЗЛИЧНЫХ ЭТАПАХ РАЗВИТИЯ ДТП

2.1 Методика определения начальных скоростей движения ТС при ДТП до их столкновения

Исходя из принципиального подхода к расчёту скоростей ТС до столкновения, основанного на законах сохранения энергии и количества движения (п.1.4.3), опишем их энергетическое взаимодействие при ДТП друг с другом, с дорожным покрытием и с элементами дорожной обстановки. Расчётно-ситуационная схема ДТП, представленная на рисунке 2.1, иллюстрирует столкновение двух ТС с последующим их «разлётом» при отсутствии препятствий на путях их перемещения после аварийного контакта.

В такой ситуации кинетическая энергия ТС на стадии их «разлёта» гасится работами на преодоление сил сопротивления их перемещению до полной остановки и сил сопротивления развороту машин вокруг вертикальной оси на отрезке пути до полной остановки.

Для ситуации, представленной на рисунке 2.1, оценочные скорости автомобилей марки ТС1 (V'_1) и марки ТС2 (V'_2) после столкновения определяются исходя из исходного количества движения этих ТС и затрат энергии (работ сил) на их перемещение с разворотом на стадии разлета до занятия ими зафиксированного конечного положения после ДТП.

Затраты энергии на перемещение могут быть определены как:

$$A_{S1} = m_1 \cdot g \cdot \varphi' \cdot S_1, \quad (2.1)$$

где: g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; m_1 – фактическая масса ТС1 в момент ДТП, кг ; φ' – коэффициент сцепления в направлении перемещения для конкретного участка дороги; S_1 – величина пути перемещения ТС1 на стадии разлета (от принятой за расчетную точку контакта до занятия зафиксированного после ДТП положения), м .

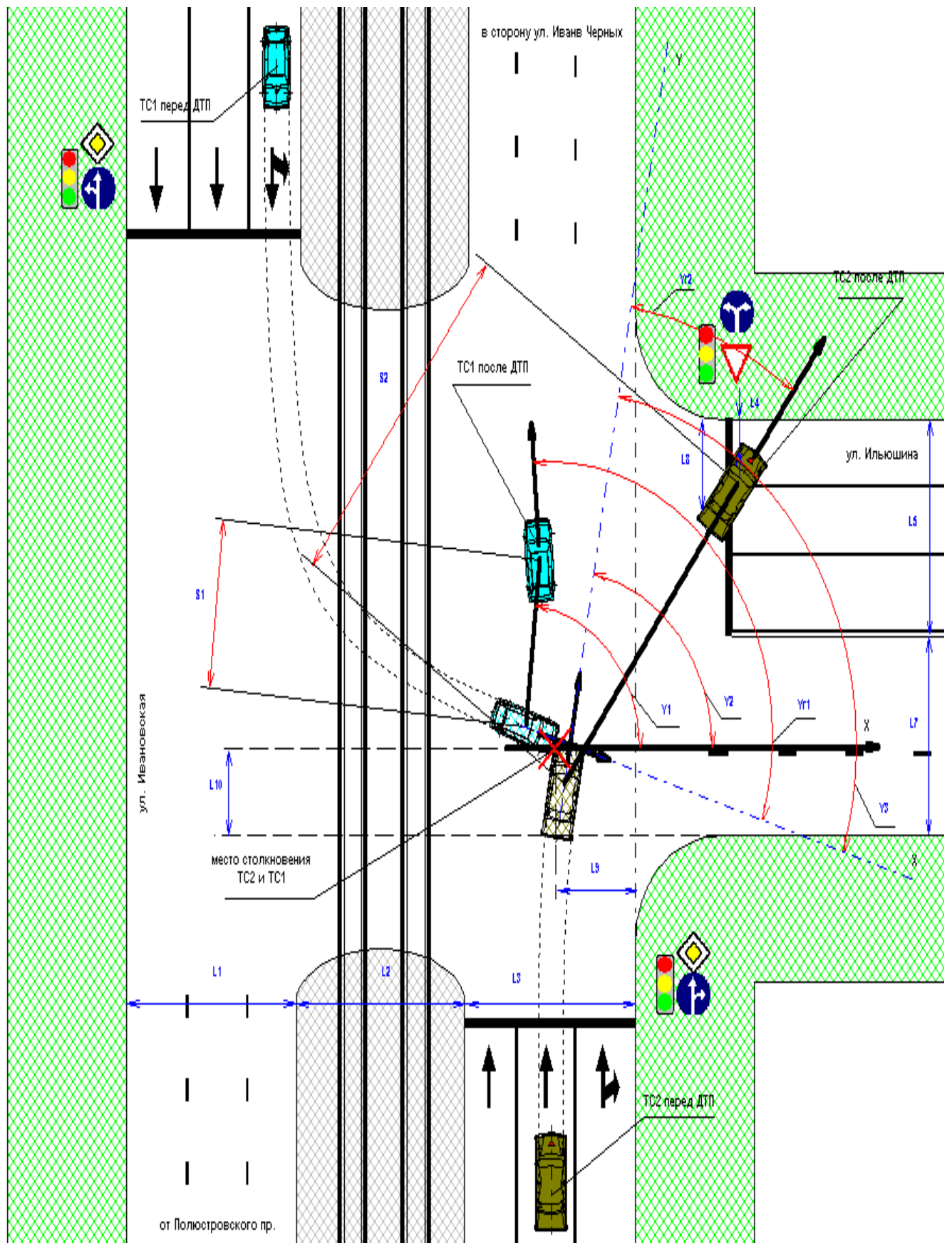


Рис. 2.1 Схема ДТП, учитывающая разлёт ТС после столкновения

Затраты энергии (работа сил) на разворот ТС1 в процессе его перемещения на стадии разлета, определяется по зависимости:

$$A_{R1} = m_1 \cdot g \cdot B_1 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot Y_{R1}}{360} \cdot \phi', \quad (2.2)$$

где: B_1 – колесная база ТС1, м; ϕ' – угол разворота продольной оси ТС1 в ходе перемещения на стадии разлета, град.

Скорость перемещения ТС1 (V'_1) после столкновения, может быть определена из выражения:

$$V'_1 = 3,6 \cdot \sqrt{\frac{2}{m_1} \sum_{i=1}^2 A_i}, \quad (2.3)$$

где: $A_i = A_{S1} + A_{R1}$,

Аналогично определим затраты энергии (работу сил) на перемещение ТС2 на стадии разлета:

$$A_{S2} = m_2 \cdot g \cdot \phi' \cdot S_2, \quad (2.4)$$

где: m_2 – фактическая масса ТС2 в момент ДТП, кг; S_2 – величина пути перемещения ТС2 на стадии разлета (от принятой за расчетную точку контакта до занятия зафиксированного после ДТП положения).

Затраты энергии (работа сил) на разворот ТС2 в процессе его перемещения на стадии разлета определяется из выражения:

$$A_{R2} = m_2 \cdot g \cdot B_2 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot Y_{R2}}{360} \cdot \phi', \quad (2.5)$$

где: B_2 – колесная база ТС2, м; ϕ' – угол разворота продольной оси ТС2 в ходе перемещения на стадии разлета, град.

Скорость перемещения ТС2 (V'_2) после столкновения определяется из выражения:

$$V'_2 = 3,6 \cdot \sqrt{\frac{2}{m_2} \sum_{i=1}^2 A_i}, \quad (2.6)$$

где: $A_i = A_{S2} + A_{R2}$

Значения скоростей V_1 и V_2 определим из зависимостей, составленных на основании закона сохранения количества движения с учётом проектирования век-

торов количества движения ТС1 и ТС2 на координатные оси X и Y.

$$V_1 \cdot m_1 = V_1' \cdot m_1 \cdot \cos Y_1 + V_2' \cdot m_2 \cdot \cos Y_2, \quad (2.7)$$

$$V_2 \cdot m_2 = V_2' \cdot m_2 \cdot \sin Y_2 + V_1' \cdot m_1 \cdot \sin Y_1, \quad (2.8)$$

Тогда, скорости ТС1 и ТС2 к моменту их столкновения друг с другом с учётом (2.3) и (2.6) могут быть определены по зависимостям:

$$V_1 = V_1' \cdot \cos Y_1 + \frac{m_2}{m_1} \cdot V_2' \cdot \cos Y_2, \quad (2.9)$$

$$V_2 = V_2' \cdot \sin Y_2 + \frac{m_1}{m_2} \cdot V_1' \cdot \sin Y_1, \quad (2.10)$$

где: Y_1, Y_2 – углы разворота соответственно ТС1 и ТС2 относительно координатной оси «X», полученные из смоделированной масштабной схемы с учетом характера их перемещений на стадии разлета, град.

Наряду с ситуацией, представленной на рисунке 2.1, в условиях городского движения достаточно часто ТС до и после столкновения имеют контакты с различными элементами дорожного обустройства, наиболее распространенными из которых являются трамвайные пути и бордюрные ограждения дорожного полотна (рисунок 2.2).

Приняв в качестве допущения, что энергетические затраты на преодоление пороговых препятствий на путях движения ТС в процессе ДТП является значимыми, то есть имеют однопорядковые значения с величинами затрат на перемещение (A_S) и на разворот (A_R), представим суммарные затраты энергии на перемещение ТС в стадии разлёта в виде:

$$A = A_S + A_R + A_{\Pi}, \text{ Дж} \quad (2.11)$$

где: A_{Π} – энергетические затраты на преодоление ТС порогового препятствия.

Для выявления обоснованности принятого допущения рассмотрим процесс взаимодействия колесного движителя с пороговым препятствием.

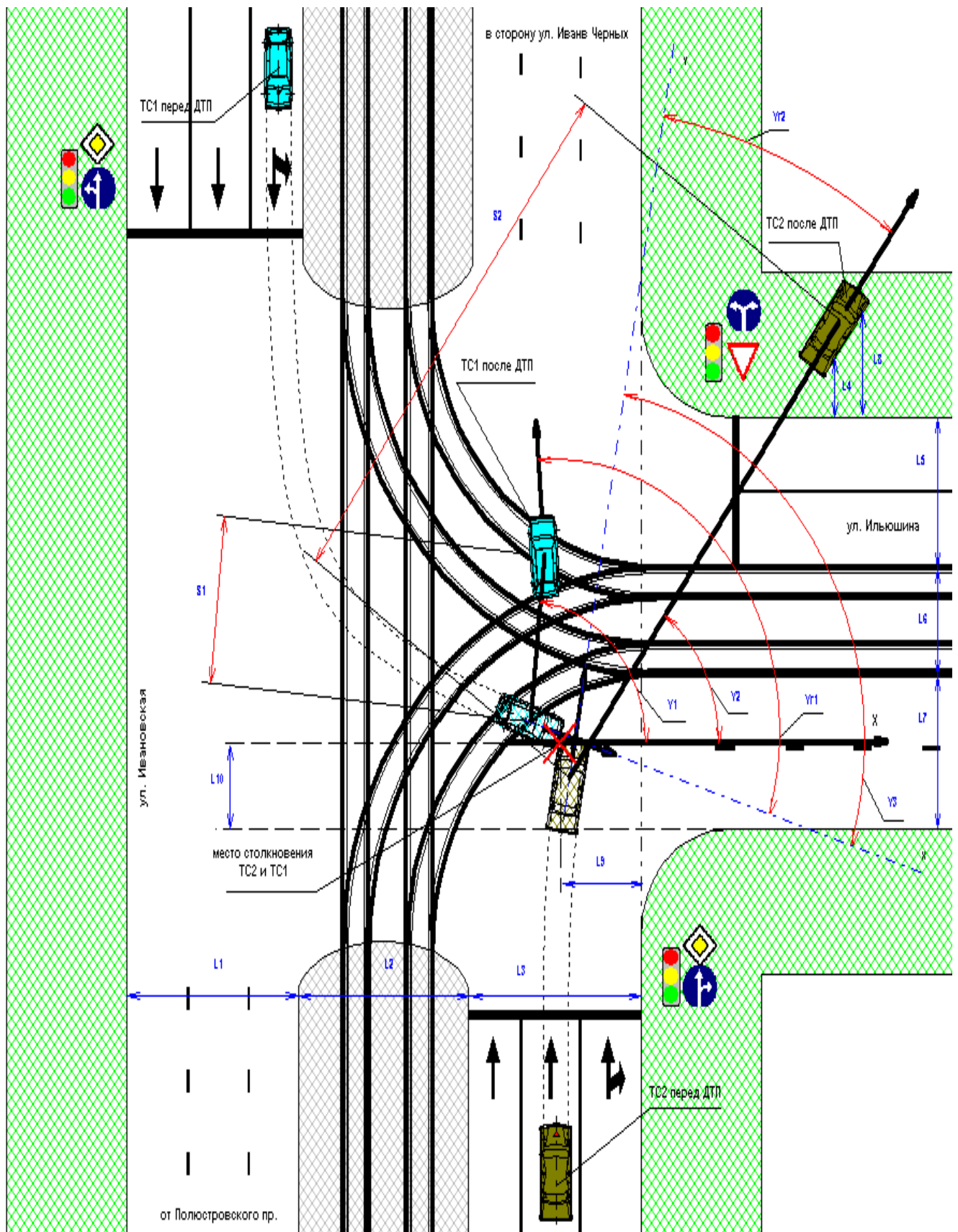


Рис. 2.2 Схема ДТП, учитывающая разлёт ТС после столкновения с преодолением пороговых препятствий

2.2 Математическая модель взаимодействия эластичного колеса с пороговым препятствием при ДТП

Особенности взаимодействия колесного движителя с пороговым препятствием при ДТП обуславливаются режимом движения колес автомобиля на стадии «разлёта» после столкновения. Анализ типовых ситуаций «разлёта» показывает, что возможны два характерных режима движения колес в плоскости их вращения под действием толкающего усилия от силы инерции поступательного движения тормозящего автомобиля: свободное качение колёс в ведомом режиме или движение полностью заторможенных колес в режиме юза. В первом случае имеет место перекачивание колеса, а во втором – его перескальзывание через пороговое препятствие. Второй случай движения встречается наиболее часто.

В отечественной экспертной практике реконструкции ДТП учёт преодоления порогового препятствия рассматривался Армадеровым Р.Г., Боровским Б.Е.[10], Емельяновым Ю.В., Иларионовым В.А. [43], Калининским Я.Н., Кисляковым Ю.Д.[66], Кристи Н.М. [38] Ими было рекомендовано при расчёте энергетических затрат на преодоление порога учитывать только изменение потенциальной энергии, вызываемое подъёмом автомобиля на высоту порога «h» при его преодолении. В этом случае работа преодоления порога определяется по зависимости:

$$A_{\Pi} = m_a \cdot g \cdot h, \text{ Дж} \quad (2.12)$$

где: m_a – полная масса автомобиля в момент ДТП, кг; g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; h – высота порогового препятствия, м.

При этом сами же авторы отмечают недостаточную корректность такого подхода при решении задач реконструкции ДТП. Тем не менее, до настоящего времени большинство экспертов при определении энергетических затрат на преодоление порогового препятствия на стадии разлёта АТС после удара используют именно эту зависимость.

Очевидно, что в подобных расчётах не учитываются энергетические затраты на преодоление сил сопротивления движению колеса по ребру порогового препятствия, на деформацию упругих элементов колеса и подвески [57,58], преодоление сил сухого трения в её шарнирах и сжатие амортизаторов.

В целом, для оценки необходимости учёта энергетических затрат на преодоление ТС пороговых препятствий на путях разлёта после соударения при ДТП при расчёте начальных скоростей движения представляется целесообразным рассмотреть две предельные, с точки зрения энергозатрат, ситуации: ситуация минимальных энергозатрат – преодоление рельс трамвайных путей с их удовлетворительной укладкой на проезжей части при высоте выступающей части головки рельса не более 0,03м [82]; ситуация максимальных энергетических затрат – преодоление бордюрного ограждения дорожного полотна проезжей части высотой 0,2м [80] с углом встречи колес ТС с ребром бордюра в 90° .

В качестве рабочей гипотезы примем, что в первой ситуации энергетические затраты формируются в основном потенциальной энергией подъема автомобиля на высоту выступа рельса и работой на преодоление сил сопротивления скольжению шины заблокированного колеса по ребру и поверхности рельса. Затраты энергии на деформацию шин и подвески ТС в этом случае могут быть незначительными и в расчёт не приниматься.

Во второй ситуации кроме энергозатрат на подъем и скольжения колеса через порог имеют место затраты на деформацию подвески ТС, как правило, до её пробоя, и деформацию шин вплоть до контакта реборды обода с ребром порога. Значения этих затрат могут оказаться определяющим и должны учитываться при расчетах.

Для подтверждения данной гипотезы был выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований, представленный ниже.

2.2.1 Определение силовых факторов взаимодействия упругого колеса с абсолютно жестким пороговым препятствием

При определении силовых факторов взаимодействия заблокированного колеса с порогом предлагается, в качестве допущения, рассмотреть это взаимодействие в виде четырех последовательных квазистатических с точки зрения колебательных процессов фаз.

Фаза 1 – начальный момент контакта колеса с порогом (рисунок 2.3); фаза 2 – деформация колеса в зоне контакта с ребром порога и подъем его на высоту, соответствующую потере контакта с опорной поверхностью дороги (рисунок 2.3); фаза 3 – скольжение колеса по ребру порога до полного его подъема на высоту порога h (рисунок 2.3); фаза 4 – скольжение колеса по верхней плоскости порога (рисунок 2.3).

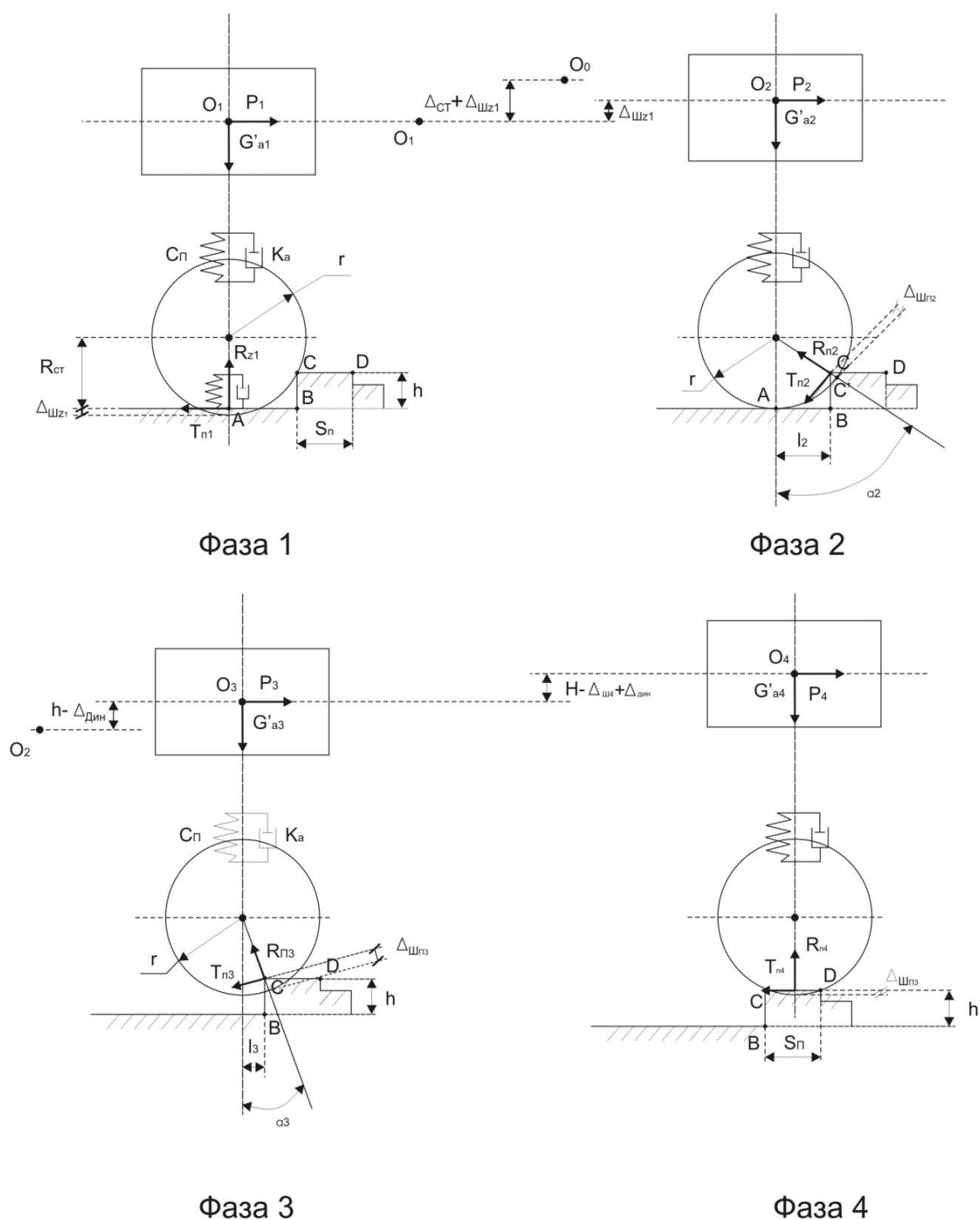


Рис. 2.3 Фазы силового взаимодействия колеса с пороговым препятствием

2.2.2 Движение колеса в первой фазе

Движение характеризуется параметрами скольжения автомобиля с полностью заблокированными колесами по траектории движения от точки столкновения ТС до точки «С» начального контакта колеса с ребром порога.

Силовые факторы взаимодействия колёс с опорной поверхностью определяются из уравнения силового баланса для такого варианта движения в соответствии с расчётной схемой рисунка 2.4

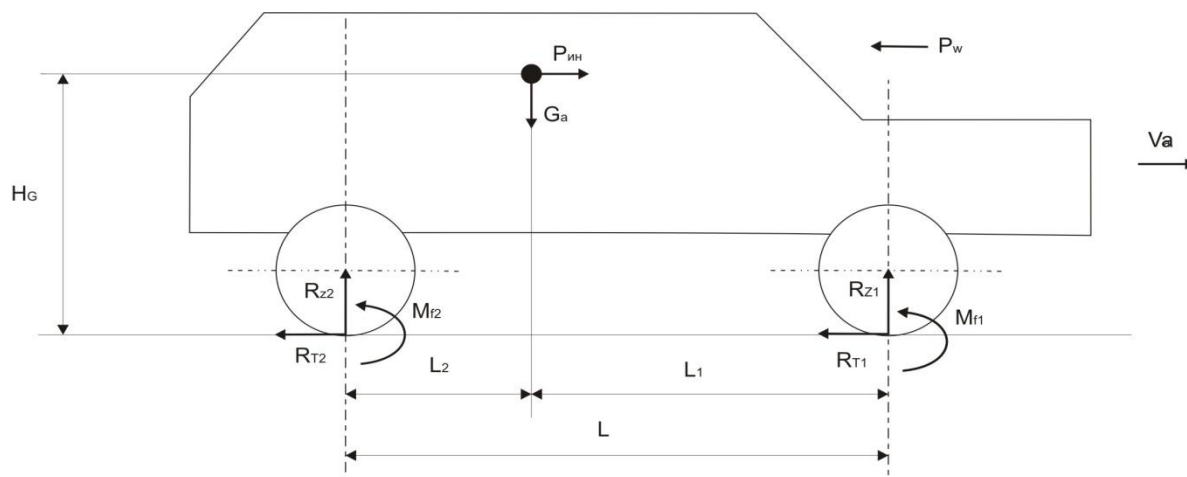


Рис. 2.4 Расчётная схема движения автомобиля с постоянным замедлением

Общее уравнение движения автомобиля по ровной поверхности при торможении с постоянным отрицательным ускорением j имеет вид:

$$P_{ин} = P_T + P_f \pm P_\beta + P_W, \quad (2.13)$$

где: $P_{ин}$ – сила инерции, действующая на автомобиль при торможении, Н; P_T – суммарная тормозная сила, Н; P_f – сила сопротивления качению, Н; P_β – сила сопротивления подъему, Н; P_W – сила сопротивления воздуха, Н.

В развёрнутом виде с учётом известных из теории эксплуатационных свойств автомобиля зависимостей выражение (2.13) принимает вид:

$$m_a \cdot j \cdot \delta_a = \sum R_{Ti} + \sum f_i \cdot R_{Zi} \pm G_a \cdot \sin \beta + k_W \cdot F \cdot V_a^2, \quad (2.14)$$

где: m_a – полная масса автомобиля, кг; j – замедление автомобиля, м/с^2 ; δ_a – коэффициент приведенный массы автомобиля; G_a – полный вес автомобиля, Н; k_W – коэффициент сопротивления воздуха, $\text{Нс}^2/\text{м}^4$; F – лобовая площадь автомобиля, м^2 ; V_a – скорость автомобиля, м/с ; f_i – коэффициент сопротивления качения i -го

колеса; R_{Ti} – продольная реакция на i -ом колесе при торможении, Н; R_{Zi} – нормальная реакция на i -ом колесе; β – угол уклона дороги, град.

Для случая экстренного торможения автомобиля целесообразно определить ряд допущения, а именно:

- экстренное торможение производится при отсоединённых от двигателя колесах, коэффициент приведенный массы δ_a при этом равен 1,0;
- сила сопротивления воздуха при интенсивном торможении со средней скоростью $V_A < 60$ км/ч мала, ей можно пренебречь, то есть ;
- сила сопротивления качению при движении по дороге с твердым ровным покрытием существенно меньше тормозных сил, то есть ;
- экстренное торможение происходит при полной блокировке всех колес.

С учётом принятых допущений выражение (2.14) для случая движения по горизонтальной поверхности ($\beta=0$) упрощается до вида:

$$m_a \cdot j_{\odot} = \sum R_{Ti}, \quad (2.15)$$

где: $j_{\odot}$ – замедление автомобиля при экстренном торможении, м/с²;

$$R_{Ti} = R_{Zi} \cdot \varphi_{di}, \quad (2.16)$$

где: φ_{di} – коэффициент сцепления i -го колеса с дорожной поверхностью.

Для 2х-осного автомобиля при $\varphi_{d1} = \varphi_{d2} = \varphi_d$

$$m_a \cdot j_{\odot} = R_{Z1} \cdot \varphi_d + R_{Z2} \cdot \varphi_d. \quad (2.17)$$

Значения R_{Z1} и R_{Z2} с учётом перераспределения реакций при торможении определяются по выражениям:

$$R_{Z1} = \frac{G_a \cdot (L_2 + \varphi_d \cdot H_G)}{L}, \quad (2.18)$$

$$R_{Z2} = \frac{G_a \cdot (L_1 + \varphi_d \cdot H_G)}{L}, \quad (2.19)$$

где: H_G – высота расположения центра тяжести автомобиля, м; L – база автомобиля, м; L_1 и L_2 – расстояние от центра тяжести до передней и задний осей соответственно, м.

Таким образом, силовые факторы взаимодействия, а именно толкающее усилие P_1 , осевые нагрузки G_{ai} с учётом их перераспределения при экстренном торможении и статическая деформация шин (рисунок 2.3а) при известных значениях геометрических, массовых и жесткостных характеристик 2х-осного автомобиля находятся в результате решения системы уравнений (2.20)

$$\begin{cases} P_1 = m_a \cdot j_{\text{Э}} - R_{z1} \cdot \varphi_d - R_{z2} \cdot \varphi_d \\ R_{z1} = \frac{G_a \cdot (L_2 + \varphi_d \cdot H_G)}{L} \\ R_{z2} = \frac{G_a \cdot (L_1 + \varphi_d \cdot H_G)}{L} \\ G'_{a1} = R_{z1} \\ \Delta_{\text{шз1}} = \frac{R_{z1}}{C_{\text{ш}}} \end{cases} \quad (2.20)$$

Энергетические затраты на преодоление порога в первой фазе отсутствуют.

2.2.3 Движение колеса во второй фазе

Движение характеризуется параметрами взаимодействия колеса с ребром порога в точке С (рисунок 2.3– фаза 2): реакцией $R_{\text{п}}$, направленной к центру колеса и тангенциальной силой сопротивления скольжению колеса по ребру порога $T_{\text{п}}$. Приняв в качестве допущения, что вследствие краткосрочности фазы деформация упругого элемента подвески не успевает произойти, и что перемещение колеса по ребру порога до состояния отрыва от опорной поверхности крайней незначительно, предлагается энергетические затраты на преодоление порога в этой фазе рассматривать только в виде затрат на радиальную деформацию шины $\Delta_{\text{шп2}}$, под действием реакции $R_{\text{п}}$. Приняв $G'_{a2} = G'_{a1}$ значение $R_{\text{п2}}$ можно рассчитать по зависимости:

$$R_{\text{п2}} = P_2 \cdot \sin \alpha + G'_{a2} \cdot \cos \alpha, \quad (2.21)$$

где: P_2 – толкающее усилие на колесе в фазе 2, Н; α – угол въезда колеса на ребро порога, град.

Для 2х-осного автомобиля P_2 с учётом отрыва колёс первой оси от опорной поверхности может быть рассчитано в соответствии с рисунком 2.4 по зависимости:

$$P_2 = m_a \cdot j_{\Theta} - R_{T2} = m_a \cdot j_{\Theta} - R_{Z2} \cdot \varphi_d. \quad (2.22)$$

При этом значение R_{Z2} принимается равным значению, рассчитанному для первой фазы.

Из расчётной схемы (рисунок 2.3 – фаза 2)

$$\sin \alpha = \frac{l_2}{r - \Delta_{\text{шп2}}}, \quad (2.23)$$

где: l_2 – плечо приложения силы G'_{a2} относительно точки C, м.

$$\cos \alpha = \frac{r - h}{r - \Delta_{\text{шп2}}}, \quad (2.24)$$

$$l_2 = \sqrt{(r - \Delta_{\text{шп2}})^2 - (r - h)^2}, \quad (2.25)$$

где: $\Delta_{\text{шп2}}$ – радиальная деформация шины колеса в месте контакта с ребром порога, м.

Радиальная деформация шины $\Delta_{\text{шп2}}$ определяется с учётом допущения о линейном характере зависимости $R_{n2} = C_{\text{ш}} \cdot \Delta_{\text{шп2}}$, где $C_{\text{ш}}$ – радиальная жесткость шины, м/Н. Тогда

$$\Delta_{\text{шп2}} = \frac{R_{n2}}{C_{\text{ш}}}. \quad (2.26)$$

С учётом изложенного выражение (2.21) преобразуется к виду:

$$R_{n2} = (m_a \cdot j_{\Theta} - R_{Z2} \cdot \varphi_d) \cdot \frac{\sqrt{(r^2 - \frac{R_{n2}}{C_{\text{ш}}})^2 - (r - h)^2}}{r - \frac{R_{n2}}{C_{\text{ш}}}} + G'_{a2} \cdot \frac{r - h}{r - \frac{R_{n2}}{C_{\text{ш}}}}. \quad (2.27)$$

Для выполнения расчётов $\Delta_{\text{ш}}$ при отсутствии в распоряжении эксперта справочных данных по значению $C_{\text{ш}}$ может быть использована рекомендованная в работе [5,79] эмпирическая зависимость

$$\Delta_{\text{шп2}} = \frac{k_Z \cdot R_{\text{п2}}^{3/4}}{(1 + P_{\text{вш}})}, \quad (2.28)$$

где: $\Delta_{\text{шп2}}$ – радиальная деформация шины, см; k_Z – эмпирический коэффициент, равный для широкого диапазона шин 0,08-0,12; $P_{\text{вш}}$ – давления воздуха в шинах, кг·с/см².

Совместное решение уравнений (2.26) и (2.28) позволяет определить ориентировочные значения $R_{\text{п2}}$ для использования его в расчёте уточнённого значения $R_{\text{п2}}$ по зависимости (2.27).

При выполнении предварительных экспресс – расчётов учётом $\Delta_{\text{шп2}}$ в соответствии с рекомендациями можно [4] пренебречь. В этом случае выражение 2.26 существенно упрощается:

$$R_{\text{п2}} = (m_a \cdot j_{\text{э}} - R_{\text{з2}} \cdot \varphi_{\text{д}}) \cdot \frac{\sqrt{r - (r - h)^2}}{r} + G_{\text{а2}}' \cdot \frac{r - h}{r}. \quad (2.29)$$

Тангенциальная сила сопротивления скольжению колеса по ребру порога при известной $R_{\text{п2}}$ находится из зависимости

$$T_{\text{п2}} = R_{\text{п2}} \cdot \varphi_{\text{п}}, \quad (2.30)$$

где: $\varphi_{\text{п}}$ – коэффициент сцепления колеса с ребром порогового препятствия.

Энергетические затраты на преодоление порога в фазе 2 с учётом всех принятых допущений определяются работой $A_{\text{ш}}$ по деформации шины ребром порога под действием силы $R_{\text{п2}}$.

Максимальное значение этой деформации ограничивается контактом ребра порога с ребордой диска колеса и может быть определена по зависимости

$$A_{\text{ш}} = 0,5 \cdot F_{\text{ш}} \cdot \Delta_{\text{ш2}}^{\text{max}}, \quad (2.31)$$

где: $F_{\text{ш}}$ – сопротивление шины радиальной деформации в конце её максимального сжатия, Н [36]; $\Delta_{\text{ш2}}^{\text{max}}$ – максимальная деформация шины, соответствующая значению её высоты, м.

$$F_{\text{ш}} = C_{\text{ш}} \cdot \Delta_{\text{ш2}}^{\text{max}}. \quad (2.32)$$

С учётом 2.31 выражение 2.32 преобразуется к виду:

$$A_{\text{ш}} = 0,5 \cdot C_{\text{ш}} \cdot (\Delta_{\text{ш2}}^{\text{max}})^2. \quad (2.33)$$

2.2.4 Движение колеса в третьей фазе

Движение характеризуется параметрами взаимодействия деформированного колеса с ребром порога ($R_{пз}$ и $T_{пз}$) при скольжении колеса по дуге АС (рисунок 2.3 – фаза 2) до полного подъема его на высоту h с соответствующим изменением потенциальной энергии системы, что сопровождается деформацией сжатия упругого элемента подвески вследствие перемещения («кивка») корпуса машины под действием сил инерции (рисунок 2.3 – фаза 3).

Энергетические затраты на преодоление порога в фазе 3 определяются работами по преодолению силы сопротивления скольжению колеса по ребру порога $T_{пз}$ на участке пути АС, по деформации упругого элемента подвески, преодолению сопротивления её демпфирующего элемента и сил сухого трения при динамическом ходе сжатия подвески $\Delta_{дин}$, а также работой по подъему системы на полную высоту порога h . Максимальная величина работы по преодолению сил сопротивления деформации подвески ($A_{под}$) определяется для случая въезда на пороговое препятствие по зависимости.

$$A_{под} = A_{упр} + A_{ам} + A_{тр}, \quad (2.34)$$

где: $A_{упр}$ – работа по преодолению сил сопротивления максимальной деформации упругих элементов подвески, Н·м; $A_{ам}$ – работа по преодолению сопротивления перемещению штоков амортизаторов при максимальных ходах сжатия подвеске, Н·м, $A_{тр}$ – работа по преодолению сопротивления сил сухого трения в подвеске, Н·м.

$$A_{упр} = A_{пр} + A_{от}, \quad (2.35)$$

где: $A_{пр}$ – работа по преодолению силы сопротивления максимальной деформации пружины, Н; $A_{от}$ – работа по преодолению силы сопротивления максимальной деформации резинового отбойника, Н.

$$A_{пр} = \frac{\Delta_{ст} + \Delta_{дин}}{2} F_{дин} - \frac{\Delta_{ст} \cdot F_{ст}}{2}, \quad (2.36)$$

где: $\Delta_{ст}$ и $\Delta_{дин}$ – статический и динамический хода подвески, м; $F_{ст}$, $F_{дин}$ – усилия в упругом элементе подвески в конце статического и динамического ходов сжатия, Н.

$$F_{\text{ст}} = C_{\text{п}} \cdot \Delta_{\text{ст}} \quad (2.37)$$

$$F_{\text{дин}} = C_{\text{п}} \cdot (\Delta_{\text{ст}} + \Delta_{\text{дин}}), \quad (2.38)$$

где: $C_{\text{п}}$ – жесткость пружины, принятая в качестве допущения постоянной на всём ходе подвески, Н/м.

С учётом 2.36 и 2.37 выражение 2.35 преобразуется к виду:

$$A_{\text{пр}} = 0,5 \cdot C_{\text{п}} (\Delta_{\text{дин}}^2 + 2 \cdot \Delta_{\text{ст}} \cdot \Delta_{\text{дин}}), \quad (2.39)$$

$$A_{\text{от}} = \frac{F_{\text{от}} \cdot \Delta_{\text{от}}}{2}, \quad (2.40)$$

где: $A_{\text{от}}$ – работа по преодолению сил сопротивления максимальной деформации отбойника при условии линейности его жесткостной характеристики; $F_{\text{от}}$ – максимальная сила сопротивления сжатию отбойника в конце динамического хода сжатия подвески, Н; $\Delta_{\text{от}}$ – ход сжатия отбойника, м.

$$F_{\text{от}} = F_{\text{дин}}^{\text{п}} - F_{\text{дин}}, \quad (2.41)$$

где: $F_{\text{дин}}^{\text{п}}$ – суммарная сила сопротивления сжатию упругих элементов подвески в конце динамического хода сжатия, Н.

$$F_{\text{дин}}^{\text{п}} = k'_{\text{дп}} \cdot F_{\text{ст}}, \quad (2.42)$$

где: $k'_{\text{дп}}$ – коэффициент динамичности для определения максимального усилия сжатия упругих элементов. В соответствии с [11], $k'_{\text{дп}}$ принимался для легковых автомобилей для передней подвески равный 3, для задний – 3,5, а предельная величина упругой деформации отбойника рассчитывалась из соотношения

$$\Delta_{\text{от}} = \frac{2}{3} \cdot l_{\text{от}}, \quad (2.43)$$

где: $l_{\text{от}}$ – полная длина резинового конического упругого элемента отбойника, м.

Значение $A_{\text{ам}}$ рекомендуется определять по характеристике сопротивления амортизатора сжатию по зависимости (2.44), предложенной автором в результате обработки данных экспериментальных исследований амортизаторов.

$$A_{\text{ам}} = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot S_{\text{п}}}{V_{\text{п}}} \cdot S_{\text{сж}}, \quad (2.44)$$

где: V_{Π} – скорость перемещения поршня в амортизаторе, м/с; S_{Π} – ход поршня, соответствующий перемещению штока, определяемому кинематикой подвески при её деформации, м; $S_{сж}$ – площадь фигуры на характеристике сопротивления амортизатора сжатию в клапанном режиме, ограниченная кривой характеристики и осью абсцисс при соответствующей скорости (рисунок 3.21б-3.24б). С незначительной погрешностью площадь этой сложной фигуры может быть заменена площадью треугольника с катетами, соответствующими скорости поршня V_{Π} и усилию сопротивления сжатию $F_{сж}$ [19]. Тогда

$$S_{сж} = \frac{V_{\Pi} \cdot F_{сж}}{2}. \quad (2.45)$$

В соответствии с известной зависимостью [56, 74]

$$F_{сж} = k_a \cdot V_{\Pi}^n, \quad (2.46)$$

где: n – показатель степени, характеризующий режим работы амортизатора, для клапанного режима $n \approx 1,0$; k_a – коэффициент сопротивления амортизатора.

Для легковых гидравлических амортизаторов в диапазоне скоростей поршня 0,5...0,9 м/с значения k_a целесообразно по данным экспериментов (глава 3) принимать в диапазоне 0,55...0,60 кН·с/м для передних и 0,75...0,95 кН·с/м для задних амортизаторов.

Для гидропневматических амортизаторов для этих же скоростей диапазон k_a составляет 1,35...1,80 кН·с/м для передних амортизаторов и 0,80...1,35 кН·с/м для задних. Причем, режиму пробоя подвески у гидравлических амортизаторов соответствуют меньше значения k_a , а у гидропневматических – большие значения из указанных диапазонов, что объясняется влиянием газовой полости высокого давления в конструкции последних.

$$A_{тр} = F_{тр} \cdot \Delta_{дин}, \quad (2.47)$$

где: $F_{тр}$ – величина силы сухого трения в шарнирах подвески, Н.

В соответствии с рекомендациями [4] $F_{тр}$ может быть рассчитана по эмпирической зависимости:

$$F_{тр} = 0,11 \cdot \frac{m_n \cdot g}{2 \cdot n}, \quad (2.48)$$

где: n – число осей автомобиля.

Как видно из зависимости (2.48) $F_{тр}$ для 2^х-осного автомобиля не превышает 3% от статической нагрузки на его колёса, что хорошо согласуется с данными других источников [5].

С учётом (2.48)

$$A_{тр} = 0,11 \cdot \frac{m_n \cdot g \cdot \Delta_{дин}}{2 \cdot n}. \quad (2.49)$$

Для 2^х-осного автомобиля, имеющего разные динамические хода передней и задней подвесок

$$\begin{aligned} A_{тр} &= 0,11 \cdot \frac{m_{под}^{пер} \cdot g \cdot \Delta_{дин}^{пер}}{2} + 0,11 \cdot \frac{m_{под}^{зад} \cdot g \cdot \Delta_{дин}^{зад}}{2} = \\ &= 0,055 \cdot g \cdot (m_{под}^{пер} \cdot \Delta_{дин}^{пер} + m_{под}^{зад} \cdot \Delta_{дин}^{зад}) \end{aligned} \quad (2.50)$$

Работа $A_{вс}$ (рисунок 2.3 – фаза 3) по подъему автомобиля массой m_a на высоту порога h определяется изменением потенциальной энергии системы и рассчитывается по известной зависимости:

$$A_{вс} = G_a \cdot h = m_a \cdot g \cdot h, \quad (2.51)$$

где: m_a – масса автомобиля в момент ДТП, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; h – высота порогового препятствия, м.

При определении энергетических затрат на преодоление сил сопротивления скольжению колеса по ребру порога примем допущения, что ввиду относительно небольших высот типовых пороговых препятствий на путях разлёта ТС после столкновения (трамвайных рельс, бордюрных ограждений и т.п.) длина траектории скольжения колеса по ребру порога АС при изменении угла встречи колеса с ребром от α до 0 близка к длине дуги АС' окружности радиуса r (рисунок 2.3 – фаза 3), а значения величин $R_{п3}$ и $T_{п3}$ за период подъема колеса на высоту h изменяются незначительно относительно сил $R_{п2}$ и $T_{п2}$. При этом работы по преодолению силы $T_{п3}$ определится из выражения

$$A_{АС} = A_{АС'} = T_{п2} \cdot L_{АС'}, \quad (2.52)$$

где: $T_{п2}$ – сила сопротивления движению колеса по ребру порога, Н; $L_{АС'}$ – длина дуги окружности радиуса r , соответствующая центральному углу α_2

$$L_{ac'} = \frac{\pi \cdot r}{180} \cdot \alpha_2, \quad (2.53)$$

где: α_2 – центральный угол дуги AC' , град.

С учётом (2.53) и (2.22 – 2.25) выражение для расчёта $A_{AC'}$ может быть представлено в виде:

$$A_{AC'} = \varphi_{\pi} \cdot \frac{\pi \cdot r}{180} \cdot \arccos\left(\frac{r-h}{r-\Delta_{III2}}\right) \cdot \left[\left(m_a \cdot j_{\Xi} - R_{z2} \cdot \varphi_d \right) \cdot \frac{\sqrt{\left(r-\Delta_{III2} \right)^2 - (r-h)^2}}{r-\Delta_{III2}} + G_{a2}' \cdot \frac{r-h}{r-\Delta_{III2}} \right]. \quad (2.54)$$

При значительных величинах высоты порога ($h \geq 0,15r$) диапазон изменения R_{π} также может быть значительным. При такой ситуации более корректно вести расчёт $A_{AC'}$ в интегральной форме, полагая, что колесо является неподвижным, а по нему по дуге AC' скользит порог переменной высоты от 0 до h . Тогда (2.54) принимает вид:

$$A_{AC} = \varphi_{\pi} \cdot \frac{\pi \cdot r}{180} \cdot \int_0^h \arccos\left(\frac{r-h}{r-\Delta_{III2}}\right) \cdot \left[\left(m_a \cdot j_{\Xi} - R_{z2} \cdot \varphi_d \right) \cdot \frac{\sqrt{\left(r-\Delta_{III2} \right)^2 - (r-h)^2}}{r-\Delta_{III2}} + G_{a2}' \cdot \frac{r-h}{r-\Delta_{III2}} \right] dh. \quad (2.55)$$

2.2.5 Движение колеса в четвёртой фазе

Движение характеризуется параметрами взаимодействия колеса с верхней плоскостью порога – вертикальной $R_{п4}$ и тангенциальной $T_{п4}$ реакциями. При этом, если пренебречь фактом перераспределения веса автомобиля по осям в связи с его наездом передней осью на порог (ввиду незначительности изменения угла наклона продольной оси к горизонту), то толкающее усилие P_4 может быть рассчитано по аналогии с (2.20)

$$P_4 = m_a \cdot j_{\Xi} - R_{п4} \cdot \varphi_{\pi} - R_{z2} \cdot \varphi_d. \quad (2.56)$$

$R_{п4}$ принимается примерно равной R_{Z1} , а G'_{a4} примерно равным G'_{a1} . Работу перемещения подрессоренной массы вверх за счёт динамического хода упругого элемента не учитываем, так как она не формирует энергетических затрат на преодоление порога.

В таком случае , а работа A_{CD} на скольжение колеса по верхней плоскости порога шириной S_n (рисунок 2.3 – фаза 4) определяется из выражения

$$A_{CD} = S_n \cdot \varphi_{пл} \cdot R_{Z1}, \quad (2.57)$$

где: $\varphi_{пл}$ – коэффициент сцепления колеса автомобиля с верхней плоскостью порога.

Суммирование всех рассматриваемых энергетических затрат определяет максимально возможные энергетические затраты на преодоление порогового препятствия (2.58):

$$A_{\Pi} = A_H + A_{AC} + A_{CD} + A_{упр} + A_{ш} + A_{ам} + A_{тр}. \quad (2.58)$$

2.3 Сравнительная оценка достоверности традиционного и доработанного метода расчёта скоростей движения ТС до столкновения при ДТП

Анализ материалов расследования значительного количества ДТП с преодолением ТС пороговых препятствий на путях разлёта после соударения показал, что наиболее частым вариантом ситуации является вариант взаимодействия ТС с бордюрным ограждением проезжей части с последующим его вылетом на тротуар или придорожный газон. При этом на дисках колес легковых автомобилей, как правило, отмечались следы контакта реборд диска с ребром порога бордюрного ограждения. Полученная информация хорошо согласуется с данными [17,90]

Кроме того отмечено, что большинство водителей в подобной ситуации, желая избежать жесткого контакта с ребром порога ограждения на пути разлёта, пытаются остановить ТС торможением до юза [91,92].

Таким образом, типовой ситуацией взаимодействия ТС с бордюрным ограждением после столкновения в результате ДТП, является ситуация встречи с пороговым препятствием заблокированных до юза колес, с ударной деформацией пневматической шины до контакта реборд дисков колес с ребром порога с одновременным «пробоем» подвески ТС и с последующим скольжением шины колеса по ребру порога вплоть до полного его подъема на порог.

Расчётная схема взаимодействия ТС в ДТП и дорожной обстановки приведена на рисунке 2.5 Принятые в расчёте допущения и ограничения соответствуют изложенным в разделах 2.1 и 2.2. Кроме того, предполагается, что ТС₁ на стадии разлёта после столкновения движется с полностью заблокированными колесами и преодолевает бордюр дорожного ограждения под углом 90°. Представленная расчётная схема обеспечивает предпосылки к формированию максимальных энергетических затрат на преодоление порогового препятствия. В связи с этим в качестве допущения принимаем при преодолении порогового препятствия деформацию подвески на величину полного динамического хода сжатия упругого элемента и деформацию шины до соприкосновения наружной образующей обода диска колеса с бордюрным камнем. Технические характеристики ТС, участвующих в ДТП, приведены в таблице 2.1

Таблица 2.1 Технические характеристики ТС

Характеристики	ТС1	ТС2
длина, м	4,0	3,8
ширина, м	1,6	1,5
база, м	2,4	2,2
передний свес, м	0,7	0,7
снаряженная масса, кг	955	720
расстояние от центра тяжести до передней оси автомобиля L_1 , м	1,3	1,1
расстояние от центра тяжести до передней оси автомобиля L_2 , м	1,1	1,1
высота центра тяжести H_g , м	0,7	0,6

Данные о дорожной ситуации на месте ДТП (в соответствии со схемой рисунка 2.5) приведены в таблицах 2.2 и 2.3

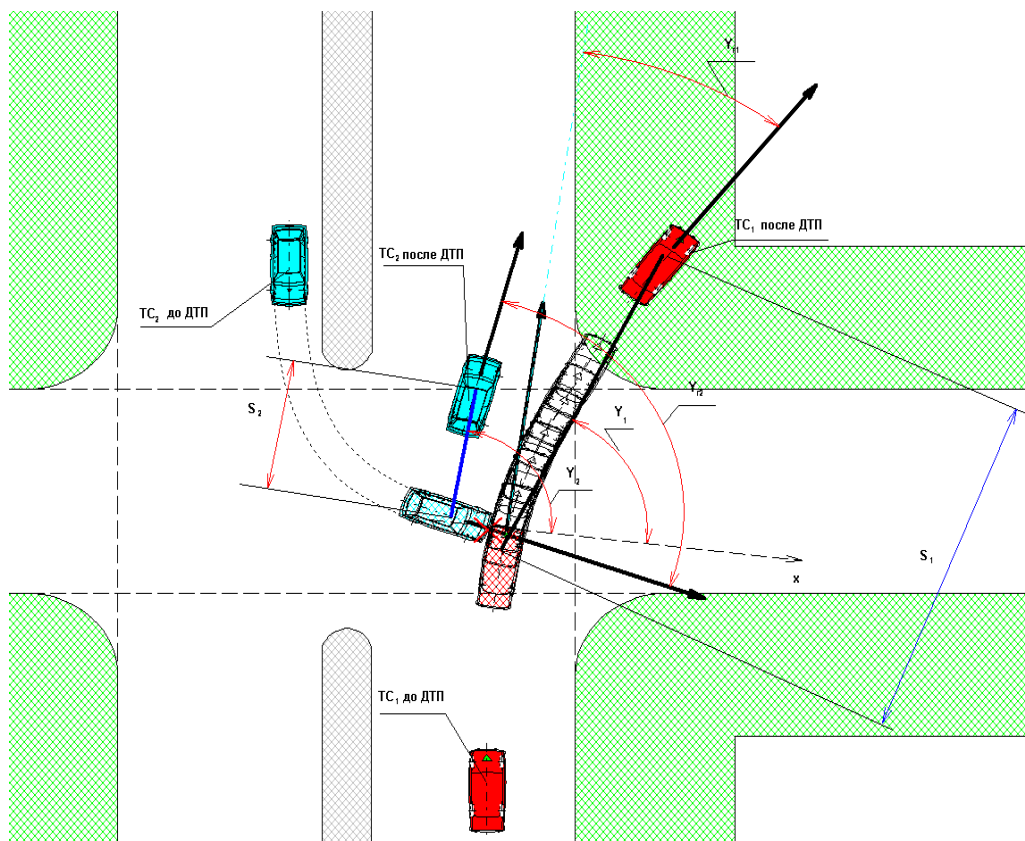


Рис. 2.5 расчетная схема ДТП

Таблица 2.2 Данные о дорожной ситуации на месте ДТП относительно ТС1

транспортное средство 1	-	сухой	размерность
1	2	3	4
время реакции водителя	t_1	1,0	с
время срабатывания тормозного механизма	t_2	0,1	с
время нарастания замедления	t_3	0,35	с
замедление ТС1	j	6,8	м/с ²
коэффициент сцепления с дорогой	ϕ_d	0,7	-
коэффициент сцепления в поперечном направлении	f	0,49	-
величина пути перемещения на стадии разлета	S_1	16,5	м
угол разворота продольной оси ТС1 в ходе перемещения на стадии разлета	Y_{r1}	30,0	град
ускорение свободного падения	g	9,81	м/с ²
высота преодолеваемого препятствия	h	0,2	м

Продолжение таблицы 2.2

1	2	3	4
угол разворота ТС1 относительно координатной оси «Х»	Y_1	71,0	град
следы торможения до ДТП	S_T	-	м
ширина порога	S_{Π}	0,2	м
радиус колеса	R	0,3	м
коэффициент сцепления с порогом	ϕ_{Π}	0,7	

Таблица 2.3 Данные о дорожной ситуации на месте ДТП относительно ТС2

Транспортное средство 2		сухой	размерность
время реакции водителя	t_1	1,0	с
время срабатывания тормозного механизма	t_2	0,1	с
время нарастания замедления	t_3	0,35	с
замедление ТС2	j	6,8	м/с ²
коэффициент сцепления с дорогой	ϕ_d	0,7	-
коэффициент сцепления в поперечном направлении	f	0,49	-
величина пути перемещения на стадии разлета	S_2	6,4	м
угол разворота продольной оси ТС2 в ходе перемещения на стадии разлета	Y_{r2}	95	град
ускорение свободного падения	g	9,81	м/с ²
высота преодолеваемого препятствия	h	0	м
угол разворота ТС2 относительно координатной оси «Х»	Y_2	87	град
следы торможения до ДТП	S_{T2}	-	м

Результаты расчёта всех энергетических затрат на погашение кинетической энергии ТС после столкновения, рассчитанные по зависимостям раздела 2.2.1, представлены в таблицах 2.4 и 2.5

Таблица 2.4 Результаты расчёта энергетических затрат для ТС₁

Транспортное средство ТС1		$A_i, \text{Дж}$	$\sum A_i, \text{Дж}$
1	2	3	4
работа сил на перемещение на пути S_1	A_{S1}	75744,73	83384,22

Продолжение таблицы 2.4

1	2	3	4
работа сил на разворот ТС на угол γ_1	A_{R1}	5765,78	-
затраты потенциальной энергии на подъем ТС на высоту h	$A_{П1}$	1873,71	
работа сил сопротивления скольжению колес по верхней поверхности порога	A_{CD}	1217,91	17403,11
работа сил скольжению колес по ребру порога на стадии их подъема	A_{AC}	4507,30	
затраты энергии на деформацию передней и задней подвесок в пределах динамического хода	$A_{упр}$	1786,70	
затраты энергии на деформацию шин	$A_{ш}$	9433,20	
затраты энергии на преодоление сопротивления сил сухого трения	$A_{тр}$	52,00	
затраты энергии на преодоление сил сопротивления перемещению штоков амортизаторов	$A_{ам}$	406,00	

Таблица 2.5 Результаты расчёта энергетических затрат для ТС₂

Транспортное средство ТС ₂	A_i	Дж	$\sum A_i$
работа сил на перемещение на пути S_2	A_{S2}	22150,20	34768,50
работа сил на разворот ТС на угол γ_2	A_{R2}	12618,30	
затраты потенциальной энергии на подъем ТС на высоту h	$A_{П2}$	0,00	
работа сил сопротивления скольжению колес по верхней поверхности порога	A_{CD}	0,00	-
работа сил скольжению колес по ребру порога на стадии их подъема	A_{AC}	0,00	
затраты энергии на деформацию передней и задней подвесок в пределах динамического хода	$A_{упр}$	0,00	
затраты энергии на деформацию шин	$A_{ш}$	0,00	
затраты энергии на преодоление сопротивления сил сухого трения	$A_{тр}$	0,00	
затраты энергии на преодоление сил сопротивления перемещению штоков амортизаторов	$A_{ам}$	0,00	

Таблица 2.6 Значения составляющих энергетических затрат на гашение кинетической энергии ТС после удара на стадии разлёта

	A_{Si}	A_{Ri}	A_{Hi}	A_{CD}	A_{AC}	$A_{упр}$	$A_{ш}$	$A_{тр}$	$A_{ам}$	ΣA_i
A_i , Дж	75744,73	5768,78	1873,71	1217,91	4507,30	1786,70	9432,00	52,00	406,00	100789,13
A_i , %	75,15	5,72	1,86	1,21	4,47	1,77	9,36	0,05	0,40	100

Сводные значения результатов расчёта скоростей движения ТС до столкновения представлены в таблице 2.7

Таблица 2.7 Результаты расчёта скоростей движения ТС до столкновения

Вариант расчёта	Транспортное средство	Скорость после столкновения, км/ч	Скорость до столкновения, км/ч
1	расчет с учётом ($A_{Si}+A_{Ri}$)		
	ТС1	47,0	71,1
	ТС2	35,4	22,2
2	расчет с учётом ($A_{Si}+A_{Ri}+A_{Hi}$)		
	ТС1	47,6	71,6
	ТС2	35,4	22,4
3	расчет с учётом ($A_{Si}+A_{Ri}+A_{Hi}+A_{CD}+A_{AC}+A_{упр}+A_{ш}+A_{тр}+A_{ам}$)		
	ТС1	52,3	76,1
	ТС2	35,4	24,4

Анализ весомости различных составляющих энергетических затрат (таблица 2.6) показывает, что в условиях экстремальных ситуаций, связанных с максимально возможными затратами энергии на преодоление порогового препятствия на пути разлёта ТС, наиболее значимыми являются затраты на перемещение машины A_S (до 75%), все прочие составляющие затраты, за исключением затрат на преодоление силы трения в шарнирах подвески $A_{тр}$, являются однопорядковыми и составляют в совокупности до 25%. Игнорирование их при расчётах начальных скоростей движения ТС до ДТП в подобных экстремальных ситуациях может вызывать искажение истинного значения скоростей примерно на 7...8% в сторону их занижения (таблица 2.7), что способствует снижению достоверности реконструкции ДТП, а как следствие ошибочному установлению причинно-следственной связи между действиями водителей и последствиями.

2.4 Расчётная оценка отдельных составляющих предельных энергетических затрат на деформацию подвесок легковых автомобилей

Анализ статистики ДТП в пределах городских УДС [100] показывает, что 92% из них совершаются с участием только легковых автомобилей. Практика проведения расчётов, аналогичных представленному, показывает сложность изыскания исходной технической информации о характеристиках подвески, особенно для легковых автомобилей иностранного производства, отличающихся большим многообразием в составе российского парка.

В связи с этим представляется целесообразным сформировать базу исходных данных по жесткостным характеристикам подвесок наиболее популярных в России иномарок, провести расчёты предельных энергетических затрат на их деформацию, установить взаимосвязь этих затрат с одной из базовых характеристик автомобиля- снаряженной массой и получить аналитическое описание этой взаимосвязи для последующего использования в экспертной практике.

В Приложениях 2.1 – 2.6 представлены исходные данные и результаты расчётов предельных энергетических затрат на деформацию упругих элементов подвесок и на преодоление сил сухого трения в подвесках для отдельных категорий легковых автомобилей. Исходные данные для расчётов выбраны из технической документации на современные автомобили зарубежного производства (42 единицы) и на автомобили производства стран СНГ семейств ЗАЗ, ВАЗ и ГАЗ (7 единиц).

Графическая интерпретация результатов расчётов представлена на рисунках 2.6 – 2.10.

Аналитические зависимости, полученные по результатам графического представления выражений $A_{\text{упр}}=f(m_{\text{сн}})$ и $A_{\text{тр}}=f(m_{\text{сн}})$, где $m_{\text{сн}}$ – снаряженная масса автомобиля, и их последующей обработки на ЭВМ с помощью программы Microsoft Excel имеют вид:

– для легковых автомобилей иностранного производства для передней подвески $A_{\text{упр}}^{\text{п}} = 0,0007x^2 - 1,0814x + 1020,7$; для задней подвески $A_{\text{упр}}^{\text{з}} = 0,0044x^2 - 9,7514x + 6361,5$;

– для отечественных легковых автомобилей

$$A_{\text{упр}}^{\text{п}} = 0,0016x^2 - 2,3912x + 1943,3; A_{\text{упр}}^3 = 0,0004x^2 + 0,2446x + 183,43;$$

где: x – соответствует снаряженной массе транспортного средства, $m_{\text{сн}}$.

Аналитические зависимости для расчёта сил сухого трения в подвеске в зависимости от снаряженной массы АТС имеют вид:

– для легковых автомобилей иностранного производства

$$A_{\text{тр}} = 0,00009x^2 - 0,12683x + 93,41011;$$

– для отечественных легковых автомобилей

$$A_{\text{тр}} = 0,00004x^2 + 0,00098x + 15,71602;$$

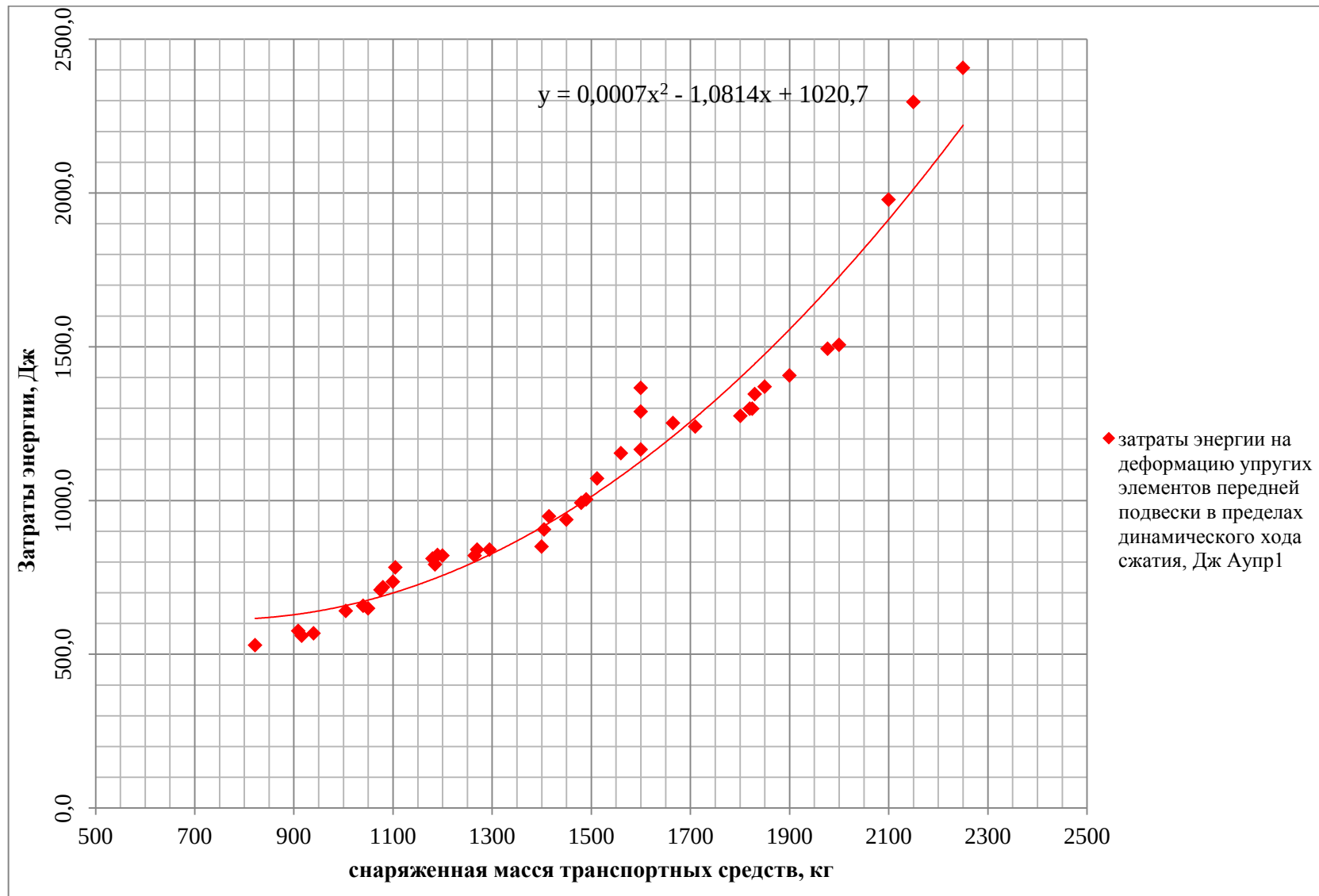


Рис. 2.6 Зависимость затрат энергии на деформацию упругих элементов передней подвески легковых автомобилей (категории М1) зарубежного производства в пределах динамического хода сжатия от их снаряженной массы

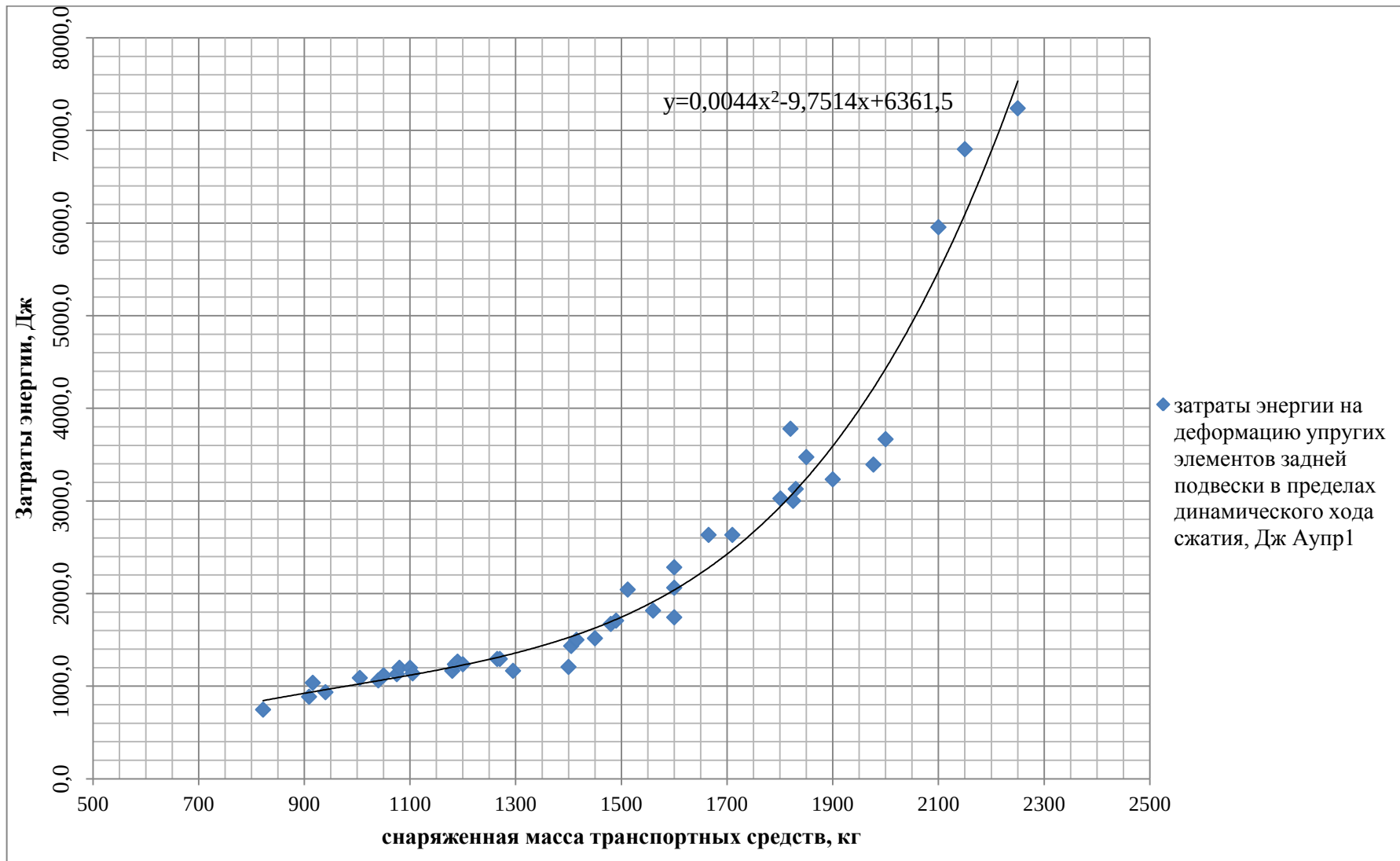


Рис. 2.7 Зависимость затрат энергии на деформацию упругих элементов задней подвески легковых автомобилей (категории М1) зарубежного производства в пределах динамического хода сжатия от их снаряженной массы

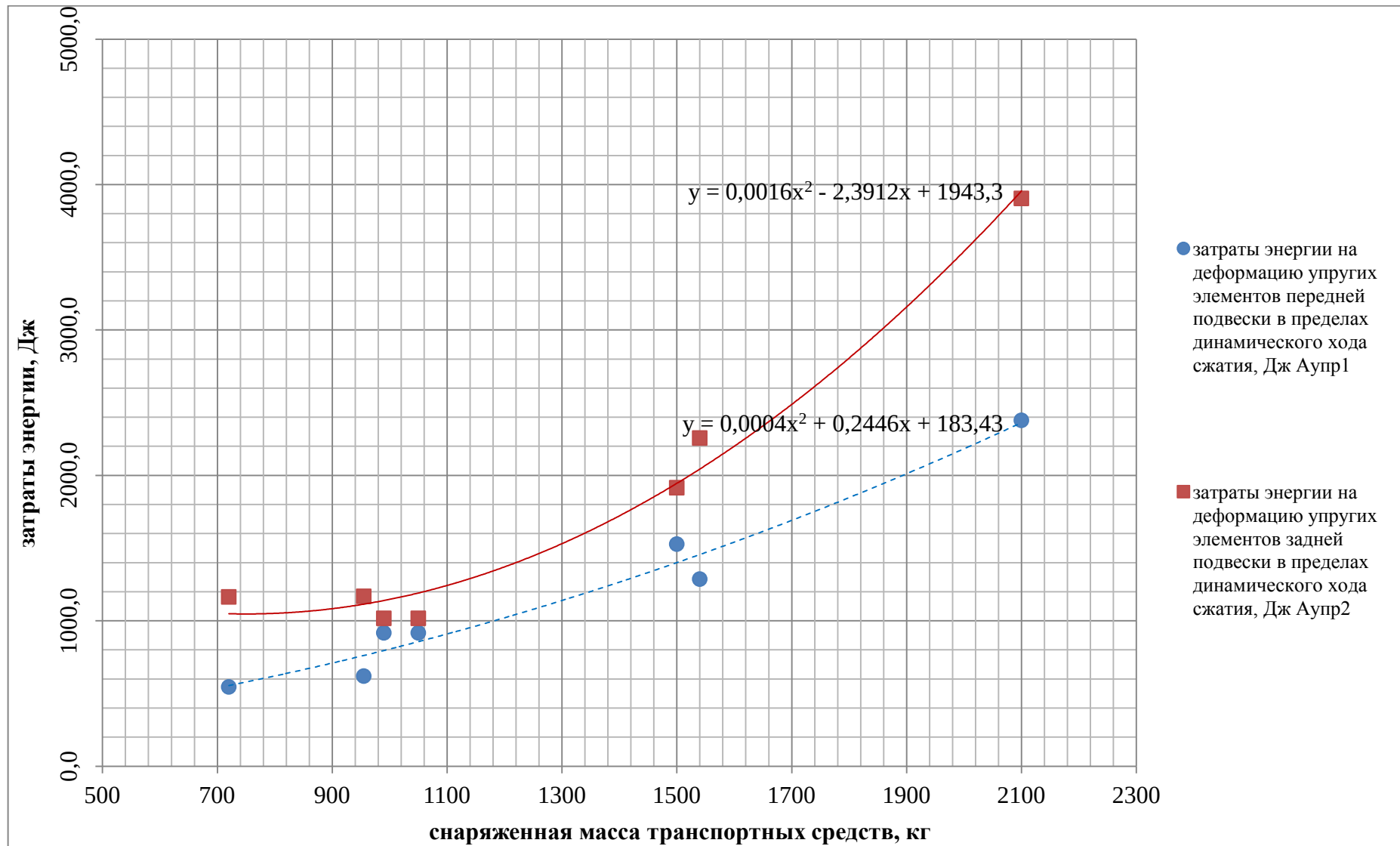


Рис. 2.8 Зависимость затрат энергии на деформацию упругих элементов подвески легковых автомобилей (категории М1) отечественного производства в пределах динамического хода сжатия от их снаряженной массы

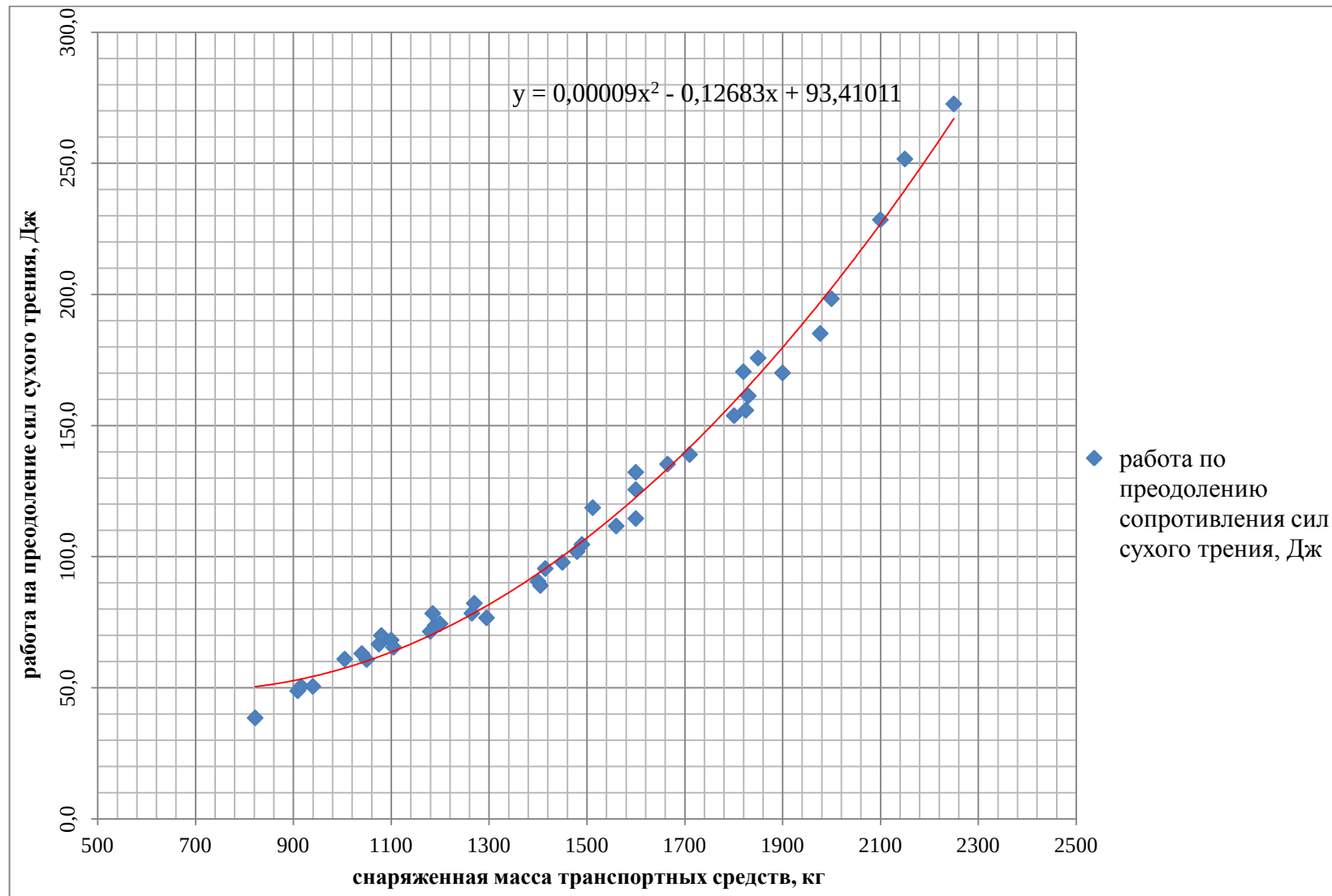


Рис. 2.9 Зависимость затрат энергий легковых автомобилей (категории М1) зарубежного производства на преодоление сил сухого трения от их снаряженной массы

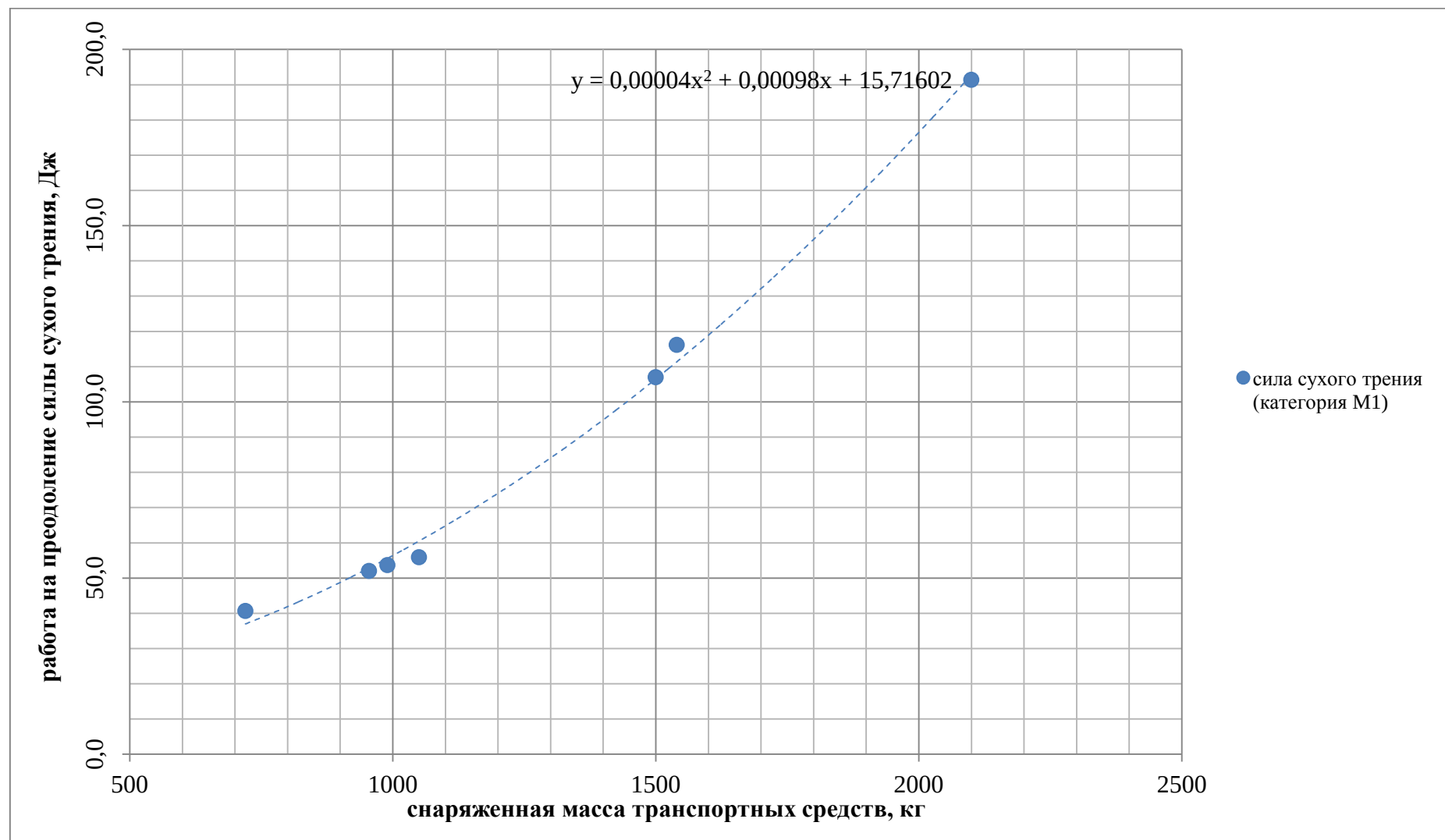


Рис. 2.10 Зависимость затрат энергии легковых автомобилей (категории М1) отечественного производства на преодоление сил сухого трения от их снаряженной массы

Выводы по главе 2

1. Уточнена математическая модель энергетического взаимодействия при ДТП транспортных средств друг с другом и с элементами дорожной обстановки. Предложенный дополнительный учёт энергетических затрат на разворот ТС и на преодоление пороговых препятствий на путях их разлёта после столкновения позволяет повысить точность расчётов начальных скоростей движения ТС при реконструкции ДТП в наиболее экстремальных ситуациях на 7...8% в сторону их увеличения.
2. Предложены расчётные зависимости для определения энергетических затрат на преодоление ТС порогового препятствия, в том числе по их отдельным составляющим: на сжатие упругих и демпфирующих элементов подвески, на преодоление сил сухого трения в шарнирах подвески, на деформацию шин и на преодоление сил сопротивления скольжению шин по ребру порога.
3. Выполненные с учётом предложенных зависимостей расчёты показали, что в совокупном формировании энергетических затрат, связанных с полным погашением кинетической энергии ТС на стадии их разлёта после столкновения, затраты, связанные с перемещением машины составляют в экстремальных ДТП лишь 75%, а около 25% затрат составляет сумма предлагаемых к дополнительному учету затрат на разворот машины вокруг вертикальной оси, на деформацию подвески и шин ТС, а также на преодоление сил сопротивления скольжению шин по ребру порога и по его поверхности.
4. Установлено, что наиболее значимыми из перечисленных выше энергетических затрат являются затраты на деформацию шин (около 9%) и на преодоление сил сопротивления скольжению шин по ребру порога (около 4,5%). Наименее значимыми являются затраты энергии на преодоление сил сухого трения в подвеске (около 0,05%). На подъём машины на высоту порога и скольжение шины по его верхней поверхно-

сти приходится соответственно примерно 2% и 1% энергетических затрат, а на деформацию подвески в совокупности до 2,5% затрат.

5. Выполненный статистический анализ жесткостных характеристик подвесок около 50 моделей современных зарубежных и отечественных легковых автомобилей позволил на его основе установить закономерности изменения величины энергоёмкости элементов подвески от снаряженной массы автомобиля и получить их аналитическое описание.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ТС С ЭЛЕМЕНТАМИ ДОРОЖНОЙ СРЕДЫ ПРИ ДТП

3.1 Цель и задачи экспериментальных исследований

Целью экспериментальных исследований являлось расширение базы знаний в части исходных данных для математического моделирования ДТП и оценка достоверности предлагаемого расчётно-аналитического аппарата реконструкции ДТП.

В интересах достижения поставленной в работе цели в ходе экспериментальных исследований решались следующие задачи:

- экспериментальное определение коэффициентов сцепления для специфических опорных поверхностей УДС в интересах расширения существующей базы данных по этим параметрам;
- стендовые исследования характеристик упругих и демпфирующих элементов подвесок ТС в интересах оценки достоверности предлагаемых расчётных зависимостей, а также для расширения базы исходных данных по этим параметрам;
- дорожные исследования энергетических затрат ТС на преодоление в процессе движения пороговых препятствий в виде трамвайных путей.

3.2 Объекты, стенды, приборы, оборудование, методики проведения и результаты экспериментальных исследований

3.2.1 Экспериментальное определение коэффициентов сцепления для специфических опорных поверхностей УДС

Экспериментальное определение коэффициентов сцепления проводилось на базе ИБДД СПбГАСУ с использованием динамометрической уста-

новки ППК-МАДИ-ВНИИБД, поверенной в установленном порядке, с соблюдением требований Инструкции по пользованию прибором, по методу, стандартизованному решением НТК Госстандарта СССР (Государственный реестр мер и весов № 10912 – 87).

К числу специфических опорных поверхностей УДС были отнесены такие их участки, движение по которым в штатном режиме не является характерным (крайне ограничено или вообще исключено), но с которыми в силу специфики ДТП неизбежно приходится контактировать колесному движителю АТС. Это поверхности тротуаров, как асфальтированных, так и выложенных тротуарной плиткой или тротуарным камнем, поверхности ограничивающих проезжую часть бордюров, придорожных газонов, фрагментов дорожной разметки, трамвайных путей и т.п.

Данные о значениях коэффициентов сцепления для перечисленных видов поверхностей в специальной литературе крайне ограничены, противоречивы или вообще отсутствуют. В тоже время их наличие необходимо для повышения точности математического моделирования процесса столкновения ТС в случае их перемещения после удара по пути разлёта с преодолением этих поверхностей и препятствий.

Исследованиям подвергались реальные участки указанных выше поверхностей, в сухом и увлажненном состоянии, выбранные на УДС г. Санкт-Петербурга, в условиях слабо положительных температур окружающего воздуха (от 0° до +3°). Схема прибора ППК-МАДИ-ВНИИБД, его общие виды и фрагменты проведения измерений представлены на рисунках 3.1-3.7. Сертификат о калибровке прибора представлен в Приложении 3.1.

При определении коэффициента сцепления прибор устанавливался на покрытие так, чтобы имитаторы шин 7 (рисунок 3.1) находились на расстоянии 10...15 см от его опорной стойки 2. Затем подвижный груз 1 поднимался по стойке в верхнее положение и фиксировался там защелкой, а регистрирующая шайба 4 поднималась до упора в подвижную муфту 3. После этого подвижный груз освобождался от защелки. Груз, падая по стойке, ударялся о

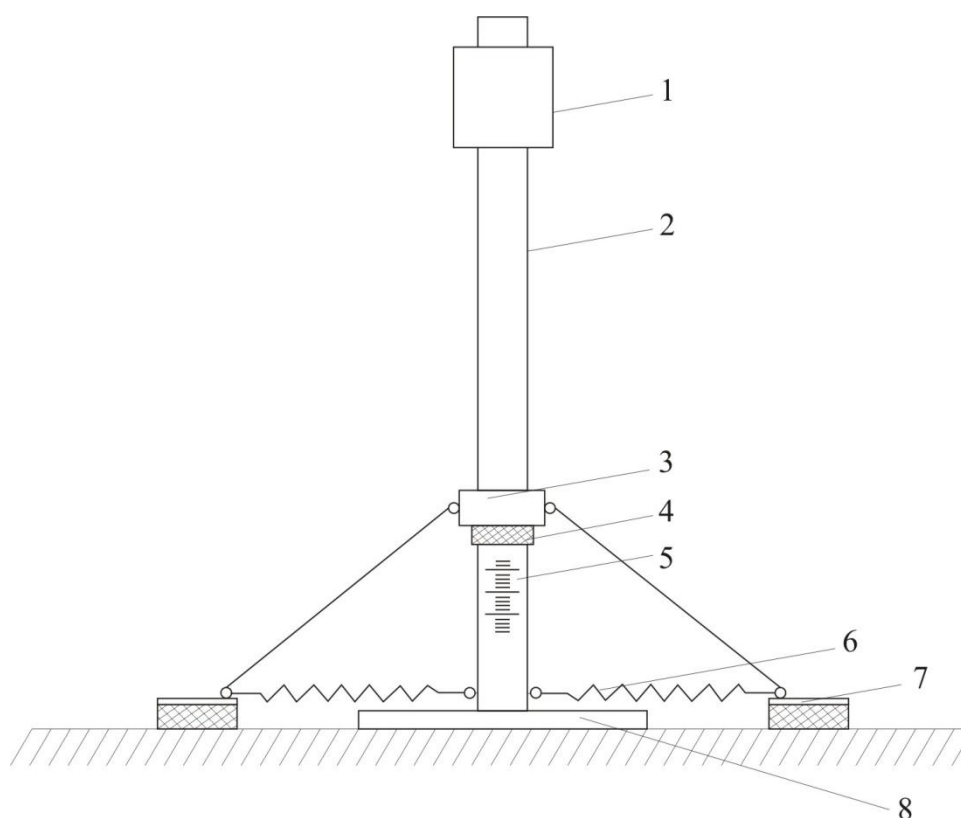


Рис. 3.1 Принципиальная схема устройства прибора ППК-МАДИ-ВНИИБД
 1 – подвижный груз; 2 – полая опорная стойка; 3 – подвижная муфта, соединенная шарнирно с толкающими тягами, а через них с имитаторами шины 7; 4 – шайба регистрирующая; 5 – шкала; 6 – пружины; 8 – плита основания.



Рис. 3.2 общий вид прибора
 ППК-МАДИ-ВНИИБД



Рис. 3.3 общий вид прибора
 ППК-МАДИ-ВНИИБД
 после измерения

Фрагменты исследований



Рис. 3.4 Тротуарное покрытие из тротуарного камня



Рис. 3.5 Поверхность дорожного бордюрного ограждения (каменное)



Рис. 3.6 Поверхность новой дорожной разметки



Рис. 3.7 Поверхность рельс трамвайных путей

подвижную муфту, которая через толкающие тяги проводила в движение имитаторы, заставляя их скользить по поверхности покрытия. Регистрирующая шайба, перемещаясь вместе с муфтой, фиксировала самое нижнее ее положение. Участок нижней части стойки снабжен шкалой 5, отградуированной в значениях коэффициента сцепления, по которой считывались результаты измерений и заносились в протокол испытаний.

На каждом виде поверхностей в соответствии с рекомендациями проводилось не менее трех замеров, а в качестве итогового принималось среднее арифметическое их значение, округленное до второго знака после запятой. Если в результате какого-либо замера имелась грубая ошибка измерения («выброс»), то такой результат не учитывался, а замер повторялся.

Результаты экспериментального определения коэффициентов сцепления для специфических опорных поверхностей городской УДС представлены в таблице 3.1

Таблица 3.1 Значения коэффициентов сцепления для некоторых специфических участков УДС

№ п/п	Вид опорной поверхности	Значение коэффициента сцепления ϕ			
		сухая поверхность		мокрая поверхность	
		ϕ	$\phi_{\text{ср}}$	ϕ	$\phi_{\text{ср}}$
1	2	3	4	5	6
1	тротуарное покрытие асфальтовое	0,60	0,59	0,43	0,43
		0,59		0,43	
		0,58		0,44	
2	тротуарное покрытие из тротуарного камня	0,63	0,62	0,46	0,45
		0,62		0,44	
		0,64		0,44	
3	поверхность газона травянистая	0,53	0,55	0,38	0,41
		0,55		0,39	
		0,57		0,41	
4	поверхность газона грунтово-травянистая (с редкой растительностью и рыхлым грунтом)	0,57	0,57	0,40	0,40
		0,56		0,41	
		0,57		0,42	
5	поверхность дорожного бордюрного ограждения (бетонное)	0,57	0,57	0,41	0,41
		0,57		0,41	
		0,57		0,42	

Продолжение таблицы 3.1

6	поверхность дорожного бордюрного ограждения (каменное)	0,64	0,63	0,43	0,43
		0,63		0,43	
		0,61		0,42	
7	поверхность новой дорожной разметки	0,63	0,63	0,44	0,45
		0,63		0,44	
		0,63		0,46	
8	поверхность истертой дорожной разметки	0,62	0,62	0,39	0,40
		0,62		0,39	
		0,61		0,41	
9	поверхность рельс трамвайных путей	0,33	0,32	0,22	0,23
		0,32		0,23	
		0,30		0,23	
10	гравийная поверхность	0,50	0,50	0,37	0,35
		0,50		0,35	
		0,51		0,33	

Анализ данных таблицы 3.1 показывает хорошую их сходимость с отдельными данными литературных источников [21,83] и позволяет сделать вывод о допустимости и целесообразности их использования в экспертной практике.

3.2.2 Стендовые исследования характеристик упругих и демпфирующих элементов подвесок АТС

Учитывая имеющуюся возможность проведения дорожных исследований на автомобилях семейства ВАЗ, в интересах обеспечения сопоставимости результатов расчётно-статистических, стендовых и дорожных исследований в качестве объектов стендовых испытаний были выбраны упругие элементы (пружины) и телескопические (гидравлические и гидропневматические) амортизаторы передней и задней подвесок автомобилей ВАЗ классической и переднеприводной компоновки.

В качестве задач стендовых исследований были поставлены: получение упругих характеристик пружин подвески; определение усилия сопротивления в амортизаторах на ходе сжатия в клапанном режиме.

Учитывая практическое отсутствие в технической литературе информации о характеристиках гидропневматических амортизаторов, определение усилия сопротивления сжатию в клапанном режиме было проведено не только для гидропневматических амортизаторов семейства ВАЗ, но и для ряда прочих наиболее популярных в России легковых и малотоннажных грузовых автомобилей.

Исследования проводились на базе испытательного центра (ИЦ) Санкт-Петербургского амортизаторного завода «Плаза» (СПАЗ «Плаза») с использованием поверенных установленным порядком стендов и оборудования, в соответствии с требованиями ГОС Р 53827-2010 [81], по аттестованным методиками ИЦ СПАЗ «Плаза».

3.2.2.1 Исследование упругих характеристик пружин подвесок

Цель испытания – построение упругих характеристик пружин для последующего определения их энергоемкости при сжатии в процессе математического моделирования взаимодействия ТС с пороговым препятствием

Снятие упругих характеристик пружин производилось на универсальной разрывной машине Р-5 с использованием регистрирующего устройства, записывающего процесс в координатах «нагрузка- деформация».

Общий вид машины Р-5 представлен на рисунке 3.8, а её кинематическая схема, иллюстрирующая принцип работы – на рисунке 3.9. Основные технические характеристики машины Р-5 приведены в Приложении 3.2.



Рис. 3.8 Внешний вид разрывной машины Р-5

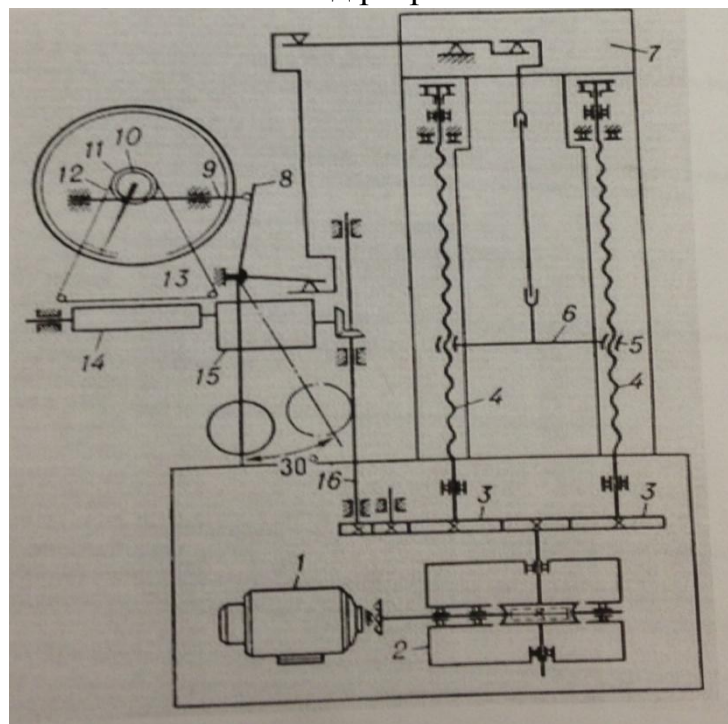


Рис. 3.9 Кинематическая схема разрывной машины Р-5

- 1 – электродвигатель; 2 – силовой редуктор; 3 – цилиндрические шестерни;
 4 – вращающиеся винты; 5 – гайки подвижной траверсы; 6 – подвижная траверса;
 7 – неподвижная траверса; 8 – поводок; 9 – рейка; 10 – шестерня реечной передачи;
 11 – шкив; 12 – тросик; 13 – перо; 14 – барабан лентопротяжного механизма; 15 – редуктор
 масштаба записи; 16 – валик.

Объекты испытания

Испытаниям подвергались новые пружины передней (рисунок 3.10) и задней (рисунок 3.11) подвесок автомобилей семейства ВАЗ-2101...2107 (заводские каталожные номера СПАЗ «Плаза» соответственно АВ 52.2902 и АВ32.2912).

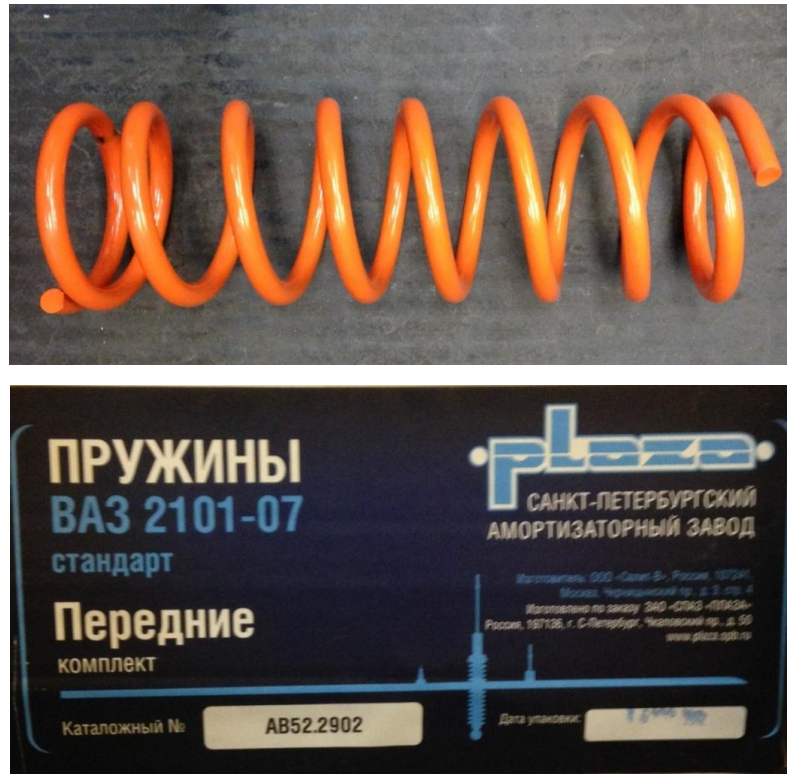


Рис. 3.10 Пружина ВАЗ-2107-07 передняя

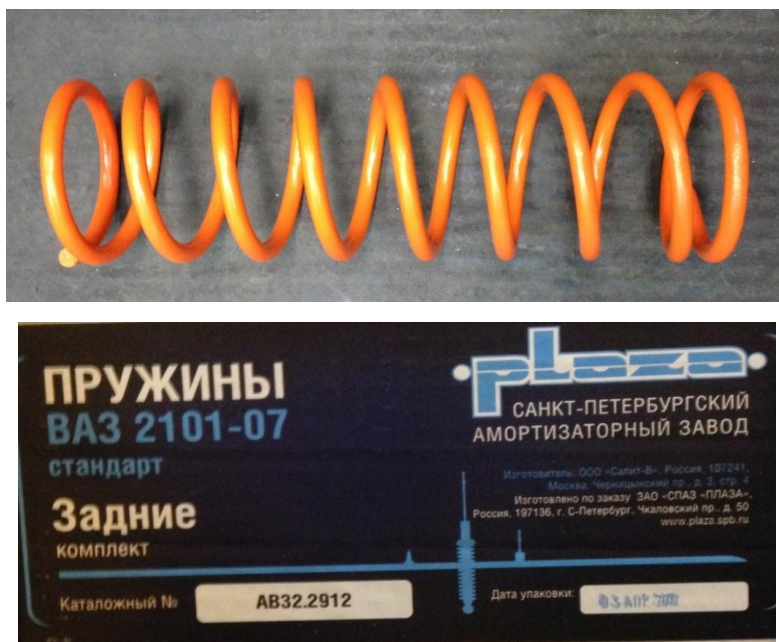


Рис. 3.11 Пружина ВАЗ-2107-07 задняя

Методика и результаты испытаний

Пружина в свободном состоянии устанавливалась в крепежные приспособления разрывной машины Р-5, предусмотренные для работы в режиме сжатия упругого элемента (рисунок 3.12).



Рис. 3.12 Пружина перед началом сжатия

Затем проводилось её по-шаговое сжатие на величину, соответствующую уменьшению длины пружины передней подвески на 1-м шаге до длины 320мм, на 2-6м шагах – на 30мм для каждого, на 7 шаге на 20мм, на 8-м шаге – до полного сжатия пружины (рисунок 3.13). При каждом фиксированном изменении (уменьшении) длины пружины фиксировалось соответствующее ему усилие сжатия.

Увеличение нагрузки пружины задней подвески приводилось на первом шаге сжатием её до 400мм, далее - шагами сжатия по 50мм на 2-5 шаге, 40мм – на 6 шаге, и до полного сжатия на 7 шаге.



Рис. 3.13 Пружина в момент полного сжатия

Изложенная выше серия замеров для каждой пружины повторялось трижды. По результатам замеров самописец в координатах «ход сжатия пружины, мм – усилие сжатия пружины, кгс» выводил результаты замеров, обозначая серию из 9 замеров по 3 результата в каждом. Автоматизированная запись результатов испытаний представлена точками на рисунках 3.14 и 3.15, а в табличном виде – в таблицах 3.3 и 3.3. Построение экспериментальной кривой упругой характеристики проводилось на ПЭВМ с использованием стандартного программного обеспечения Microsoft Excell.

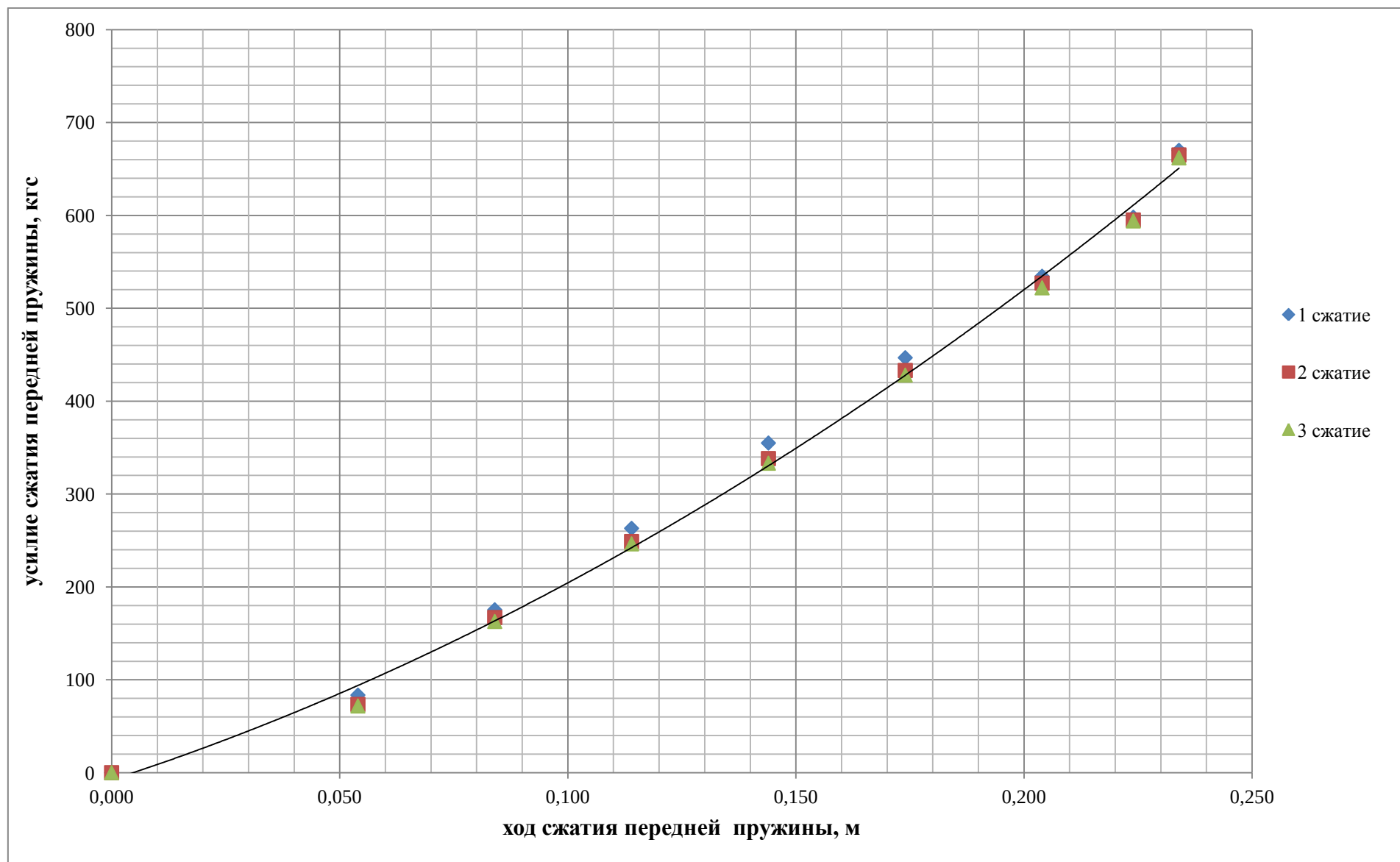


Рис. 3.13 Упругая характеристика передней пружины

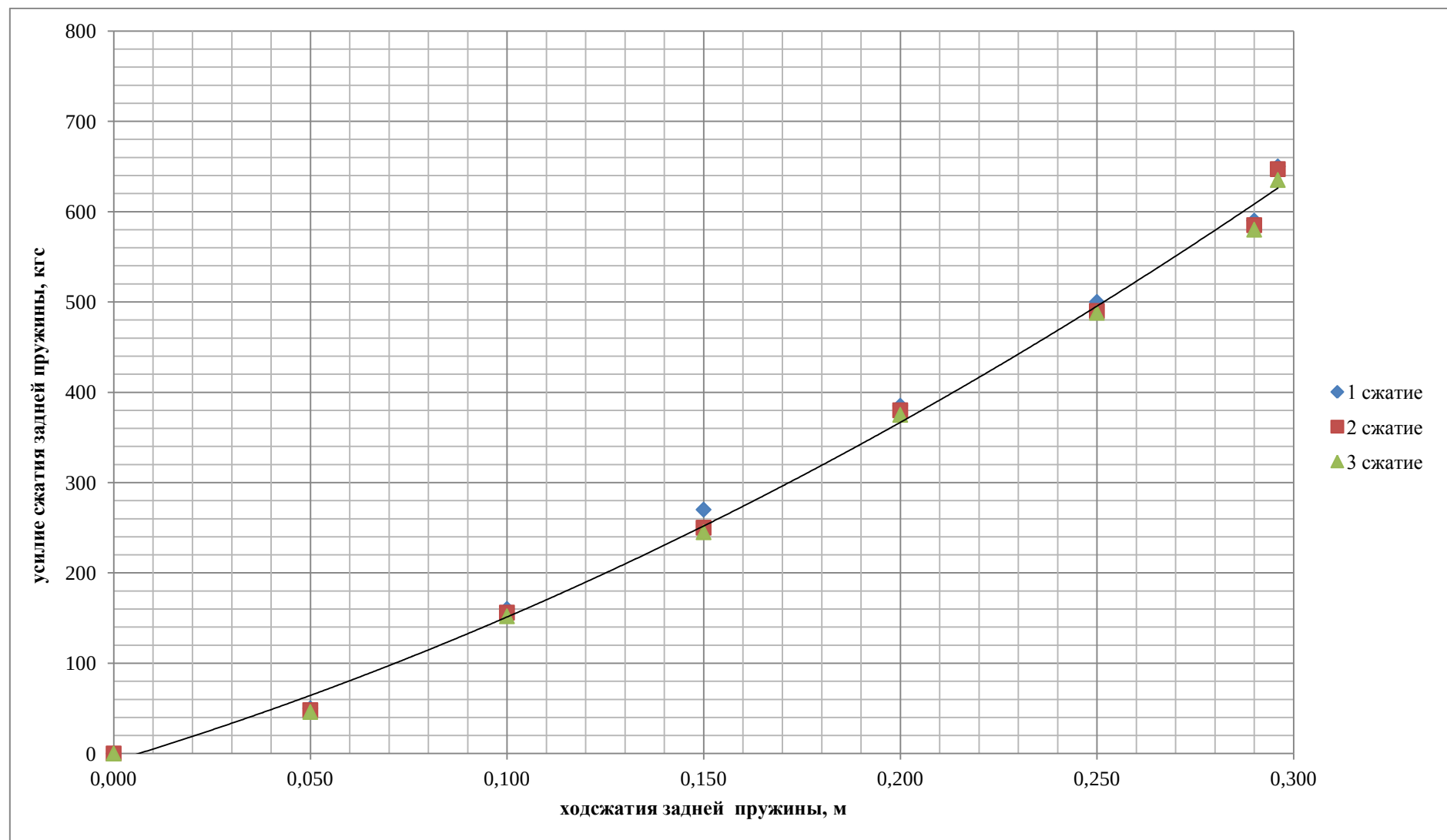


Рис. 3.14 Упругая характеристика задней пружины

Таблица 3.2 Упругая характеристика передней пружины

Передняя пружина					
1 сжатие		2 сжатие		3 сжатие	
Н, мм	Р, кгс	Н, мм	Р, кгс	Н, мм	Р, кгс
374	0	362	0	348	0
320	84	320	73	320	72
290	175	290	167	290	163
260	263	260	249	260	246
230	355	230	338	230	333
200	447	200	433	200	428
170	534	170	527	170	522
150	598	150	595	150	594
140	670	140	665	140	662

Таблица 3.3 Упругая характеристика задней пружины

Задняя пружина					
1 сжатие		2 сжатие		3 сжатие	
Н, мм	Р, кгс	Н, мм	Р, кгс	Н, мм	Р, кгс
450	0	438	0	423	0
400	50	400	48	400	46
350	160	350	156	350	152
300	270	300	250	300	245
250	385	250	380	250	375
200	500	200	490	200	488
160	590	160	585	160	580
154	650	154	647	154	635

Обработка результатов испытаний.

Обработка результатов испытаний заключалась в построении графиков упругих характеристик пружин по полученным экспериментальным данным и по результатам статистического анализа с последующим расчётом работы

на преодоление силы сопротивления сжатию пружины совместно с дополнительным упругим элементом (противоударником) в пределах динамического хода сжатия для обоих вариантов характеристик. Величина деформации противоударника принималась из расчёта $2/3$ его длины, а его упругая характеристика строилась графически с учётом расчётного значения $F_{\text{дин}}=3 \cdot F_{\text{ст}}$ на переднюю ось и $F_{\text{дин}}=3,5 \cdot F_{\text{ст}}$ на заднюю ось [11,45]. Сравнительный анализ полученных результатов расчёта работы сил сопротивления сжатию упругих элементов подвески в пределах её динамического хода проводился путём сопоставления площадей зон динамического хода сжатия для случаев их ограничения расчётной и экспериментальной кривыми, описывающими упругие характеристики (рисунки 3.16 и 3.17). Анализ показывает, что величины работ на сжатия упругих элементов подвески автомобилей семейства ВАЗ, полученные на основе экспериментальных и расчётно-статистических данных, различаются не более, чем на 5,5% на передней оси и не более чем на 1,0% на задней оси, что дает основание рекомендовать полученные в разделе 2.4 диссертационной работы графические и аналитические зависимости к использованию в экспертной практике.

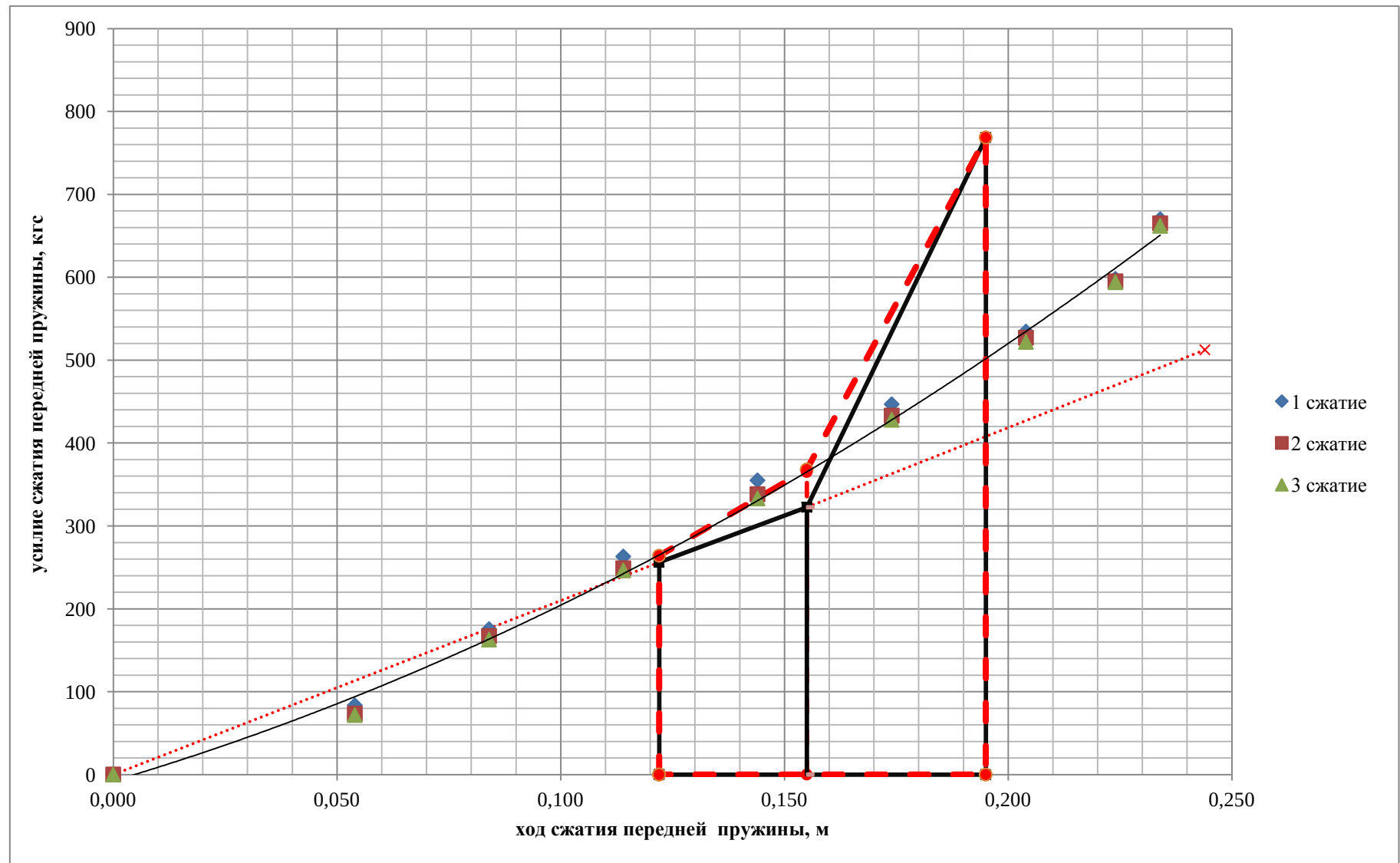


Рис. 3.15 Расчётные и экспериментальные упругие характеристики передней подвески.

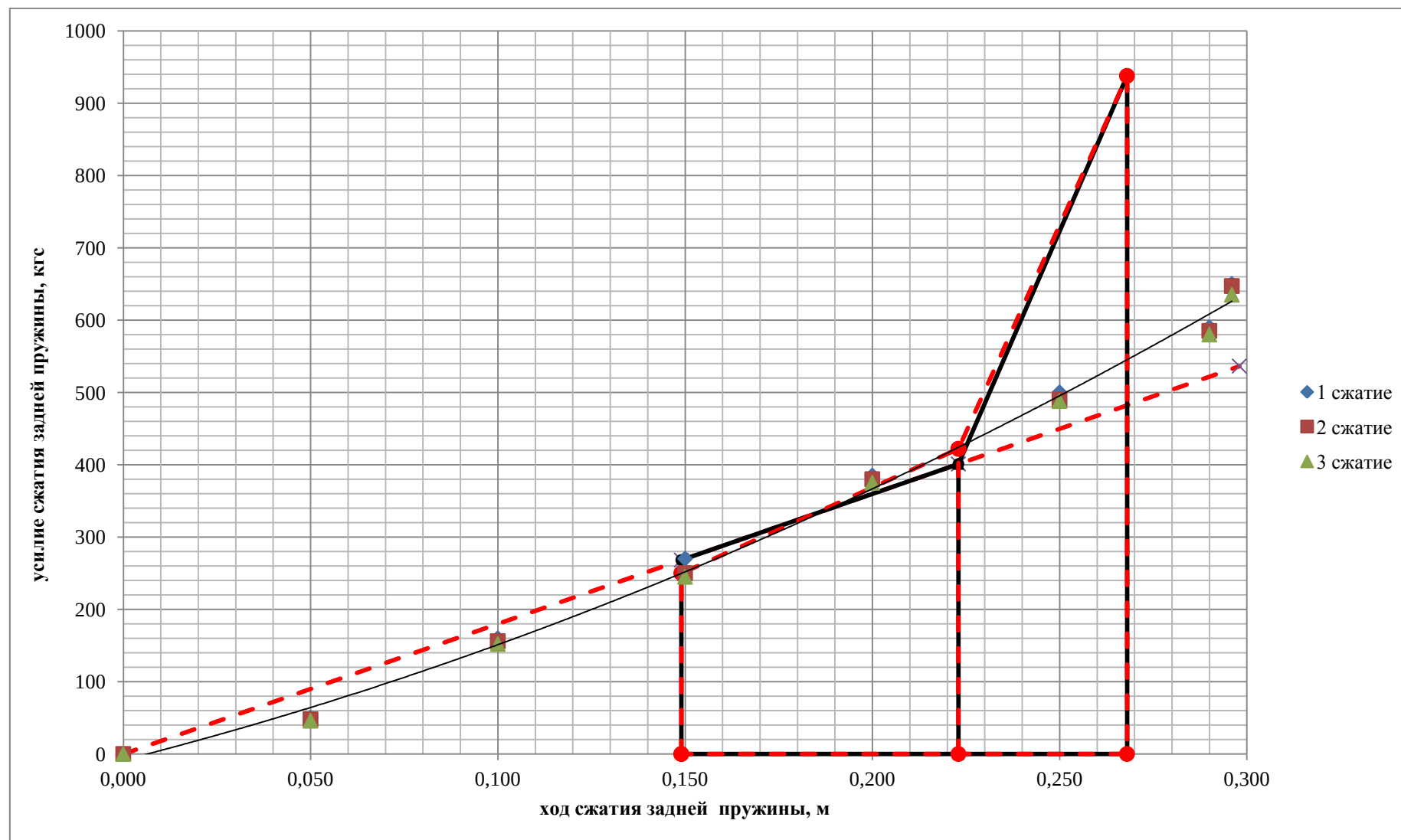


Рис. 3.16 Расчётные и экспериментальные упругие характеристики задней подвески.

3.2.2.2 Исследование демпфирующих характеристик амортизаторов

Цель испытания – построение рабочих характеристик амортизаторов в координатах «перемещение штока – усилие на штоке» при заданных скоростях перемещения штока и характеристик сопротивления на штоке амортизатора при заданных скоростях его перемещения для последующего расчёта энергоёмкости амортизатора при моделировании взаимодействия ТС с пороговым препятствием.

Исследование проводились с использованием динамометрического стенда фирмы «Miletto» для испытаний амортизаторов. Особенность данного стенда заключается в возможности изменять величину предельного хода штока амортизаторов и проводить испытания при высоких скоростях перемещения рабочего поршня амортизатора – до 0,9м/с. Внешний вид стенда представлен на рисунке 3.16, а принцип его действия представлен на схеме рисунка 3.17. Стенд приводится в действие от электродвигателя 12, который через редуктор 13 передаёт вращательное движение на маховик 2. На маховике закреплён эксцентрик 15 с регулируемым эксцентриситетом, соединённый кривошипно-шатунным механизмом 11,14, с ползуном 3, совершающим возвратно-поступательное движение по направляющим 4. К ползуну крепится установочная плита 10, имеющая матрицу калиброванных отверстий для крепления проушины корпуса амортизатора. Проушина крепления штока амортизатора фиксируется в захвате, соединённым с рычагом-траверсой 7, жестко соединённой с торцом торсиона 6. К нему же крепится указатель самописца 5. При движении ползунка вверх в амортизаторе происходит ход сжатия, а при движении вниз – ход отбоя. Скорость перемещения задается частотой вращения эксцентрика. От начала до середины хода на сжатии (отбоя) – движение штока ускоренное, а от середины и до конца хода – замедленное. При этом усилия, возникающие на штоке $F_{шт}$, через рычаг – траверсу создают на плече l крутящий момент на торсионе 6. Его величина фиксируется с помощью тензодатчиков, наклеенных на торсионный вал, а также еще и

путём записи оттарированным самописцем. Основные технические характеристики стенда приведены в Приложении 3.3.



Рис. 3.16 Внешний вид динамометрического стенда «Miletto»

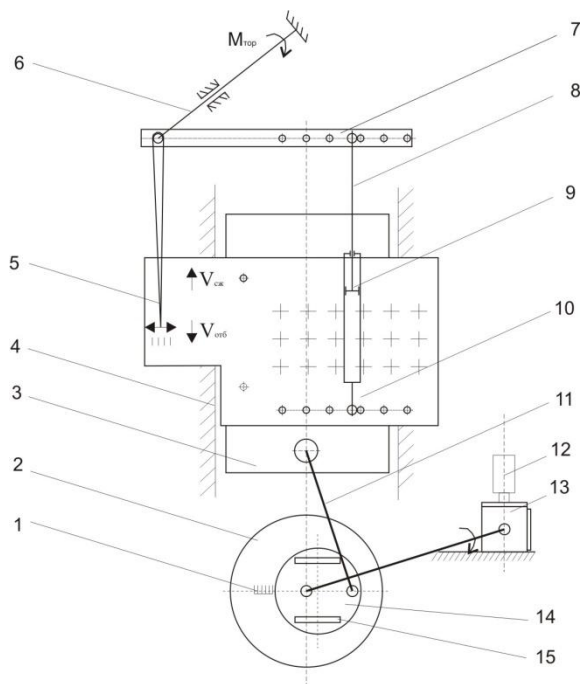
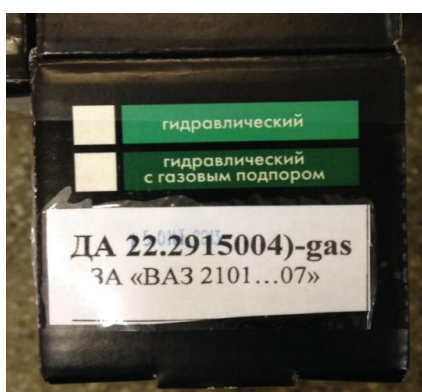


Рис. 3.17 Кинематическая схема динамометрического стенда «Miletto»

- 1-шкала установки хода; 2 – маховик; 3 – ползун; 4 – салазки; 5 – самописец; 6 – торсион;
 7 – рычаг измерителя; 8 – шток амортизатора; 9 – цилиндр амортизатора;
 10 – установочная плита; 11 – шатун; 12 – электродвигатель; 13 – редуктор;
 14 – кривошип; 15 – эксцентрик; 16 – регулировочный паз.

Объекты испытаний.

Испытаниям подвергались новые амортизаторы гидравлические двухтрубные с газовым подпором низкого давления и гидропневматические однотрубные с газовой полостью высокого давления для передней и задней подвесок автомобилей семейства ВАЗ 2101...07 (рисунки 3.18-3.19)



Задний амортизатор



Передний амортизатор

Рис. 3.18 Заводские каталожные номера двухтрубного гидравлического амортизатор



Задний амортизатор



Передний амортизатор

Рис. 3.19 Заводские каталожные номера двухтрубного гидравлического амортизатор

Кроме того, были проведены испытания 67 образцов однотрубных гидропневматических амортизаторов для современных легковых автомобилей с целью определения усилий их сопротивлению на ходе сжатия в клапанном режиме в интересах формировании базы данных для расчётов энергоёмкости амортизаторов.

Методика и результаты испытаний.

Для построения рабочих характеристик амортизаторов семейства автомобилей ВАЗ-2101...07 в координатах «ход поршня S , м – максимальное усилие сопротивления на штоке F , Н» испытания проводились на 12-ти скоростных режимах $V_{п}$, м/с. Условия испытаний по ходу поршня, его скоростному режиму и полученные результаты по силам сопротивления на сжатии и отбое приведены в таблицах 3.4-3.7

Таблица 3.4 Двухтрубный передний амортизатор

Ход поршня, S_m	Скорость поршня, $V_{п}$, м/с	Максимальное значение сил сопротивления, F , кгс	
		Сжатие, F_c	Отбой, F_o
$\pm 0,045$	0	0	0
	0,050	2,9	32,2
	0,088	7,3	69,1
	0,150	12,1	108,8
	0,200	15,2	125,2
	0,250	18,7	144,1
	0,290	20,1	155,9
	0,350	23,1	172,6
	0,400	25,0	187,9
	0,450	27,6	199,3
	0,500	29,1	210,2
	0,700	39,1	253,0
	0,900	50,0	292,1

Таблица 3.5 Двухтрубный задний амортизатор

Ход поршня, S, м	Скорость поршня, V _п , м/с	Максимальное значение сил сопротивления, F, кгс	
		Сжатие, F _с	Отбой, F _о
±0,075	0	0	0
	0,050	15,1	4,4
	0,088	20,4	21,8
	0,150	25,9	61,8
	0,200	28,9	79,7
	0,250	31,7	94,6
	0,290	34,2	105,7
	0,350	38,8	121,1
	0,400	40,3	131,1
	0,450	43,2	139,5
	0,500	46,5	150,2
	0,700	56,8	194,0
	0,900	66,7	231,6

Таблица 3.6 Однотрубный передний амортизатор

Ход поршня, S, м	Скорость поршня, V _п , м/с	Максимальное значение сил сопротивления, F, кгс	
		Сжатие, F _с	Отбой, F _о
±0,045	0	0	0
	0,050	24,2	53,3
	0,088	28,6	72,1
	0,150	34,2	98,0
	0,200	39,6	116,0
	0,250	44,6	134,6
	0,290	50,0	148,0
	0,350	54,6	168,3
	0,400	58,7	181,4
	0,450	63,2	199,9

Продолжение таблицы 3.6

1	2	3	4
$\pm 0,045$	0,500	66,8	213,7
	0,700	104,8	288,6
	0,900	160,5	355,4

Таблица 3.7 Однотрубный задний амортизатор

Ход поршня, S, м	Скорость поршня, V _п , м/с	Максимальное значение сил сопротивления, F, кгс	
		Сжатие, F _с	Отбой, F _о
$\pm 0,075$	0	0	0
	0,050	9,3	50,4
	0,088	11,5	74,9
	0,150	15,4	104,4
	0,200	17,7	125,6
	0,250	22,7	145,2
	0,290	23,4	160,3
	0,350	26,6	183,5
	0,400	28,7	198,7
	0,450	31,8	215,5
	0,500	39,1	231,3
	0,700	68,1	309,8
	0,900	121,1	380,4

При этом максимальные значения скоростей перемещения поршня определялись условиями контакта с пороговым препятствием в режиме пробоя подвески, а хода поршня – значениями, определенными для испытаний в технических условиях на соответствующие амортизаторы.

Определение необходимого количества измерений по каждой точке характеристик для получения результата необходимой точности проводились в соответствии с рекомендациями [19].

Для обеспечения требуемой точности ε с надежностью P необходимо знать допустимую среднюю квадратичную ошибку измерений σ .

Так как эта величина заранее не была известна, то учитывая допустимую доверительную точность измеряемой искомой величины $|a - \bar{x}| < \varepsilon$ с заданной надежностью P , количество приемлемых измерений n определялось по зависимости

$$n \geq \left| \frac{t}{\varepsilon} \right|^2 \cdot \sigma^2, \quad (3.1)$$

где ε – требуемая точность измерений; P – требуемая надежность измерений, определяемая вероятностью получения результата с заданной точностью; a – истинное значение искомой величины; $\bar{x}$ – среднее арифметическое значение искомой величины по результатам замеров; σ – средняя квадратическая ошибка измерений; $t(p)$ – табличная функция $t=t(p)$ при вероятности P .

Учитывая, что для равноточных измерений рекомендуется принимать $0,5\sigma \leq |a - \bar{x}| \leq \sigma$ с надежностью $0,95 \leq P \leq 0,99$, для расчёта принималось $|a - \bar{x}| = \sigma$, а $P=0,95$.

Тогда по формуле (3.1) с учётом табличного значения $t=t(p)=1,96$ получили

$$n > \frac{1,96^2}{\sigma^2} \cdot \sigma^2 = 3,84. \quad (3.2)$$

Округлив результат в большую сторону приняли $n=4$

Фрагменты проведения испытаний представлены на рисунке 3.20

По результатам, представленным в табулированном виде, проводилось построение рабочих диаграмм амортизаторов в координатах «ход поршня (S_{Π}) – усилие сопротивления на отбое, сжатии ($F_{\text{отб,сж}}$)» при различных заданных скоростях поршня (V_{Π}) (рис.3.21а-3.24а), а также характеристик сопротивления амортизаторов в координатах « V_{Π} - $F_{\text{отб,сж}}$ » (рисунки 3.21б-3.24б).



Однотрубные гидропневматические амортизаторы (передний и задний)



Двухтрубные гидравлические амортизаторы (передний и задний)

Рис. 3.20 Амортизаторы двухтрубные и однотрубные в момент испытания

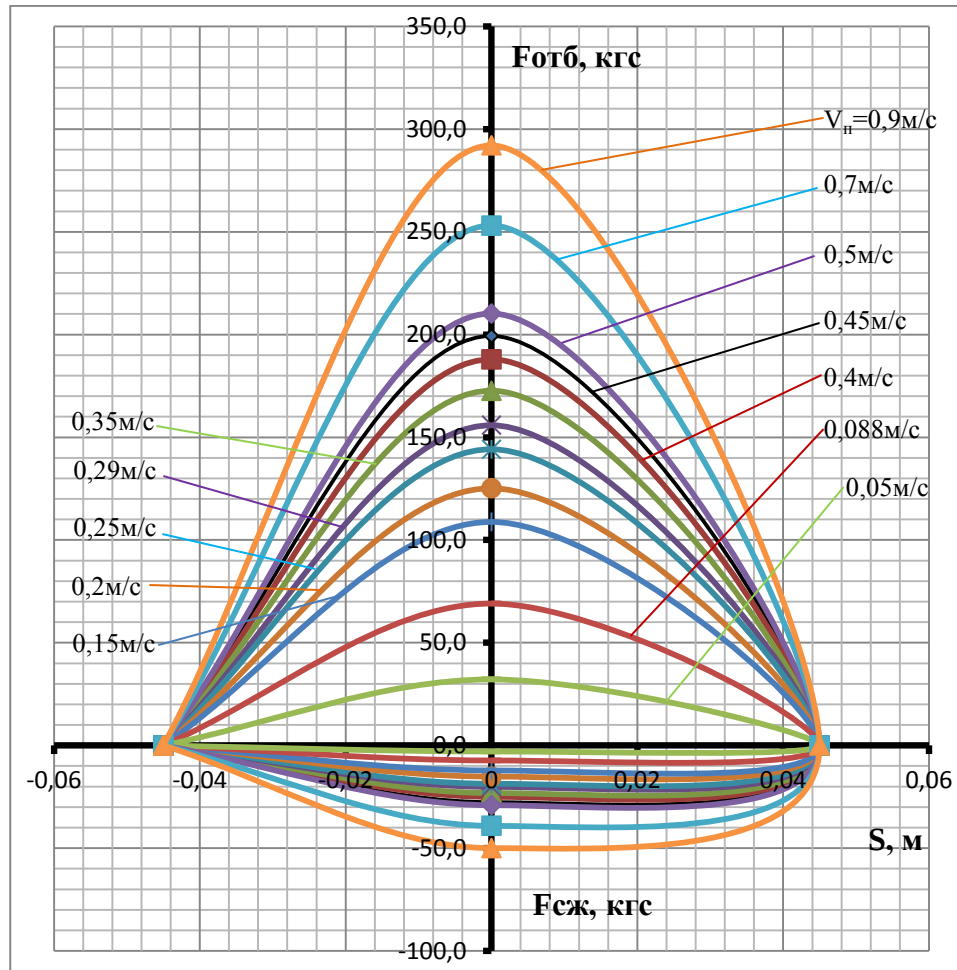


Рис. 3.21а Рабочая характеристика двухтрубного переднего гидравлического амортизатора

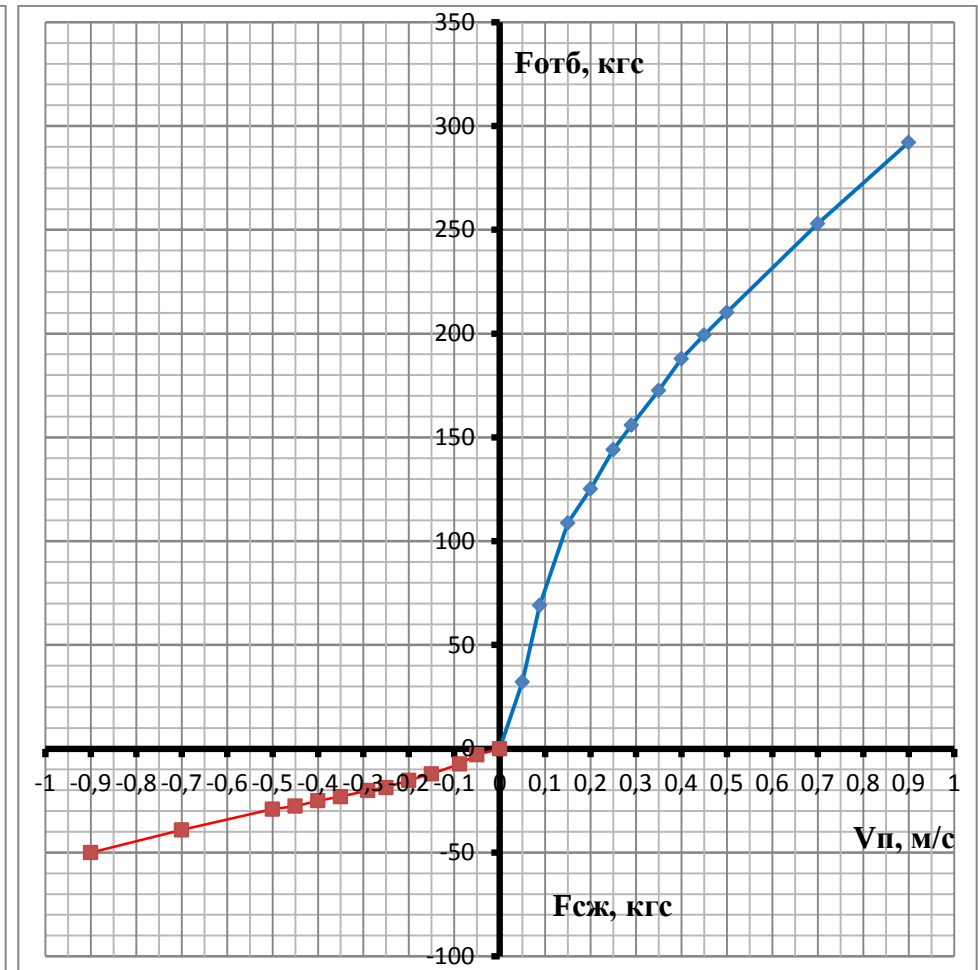


Рис. 3.21б Характеристика сопротивления двухтрубного переднего гидравлического амортизатора

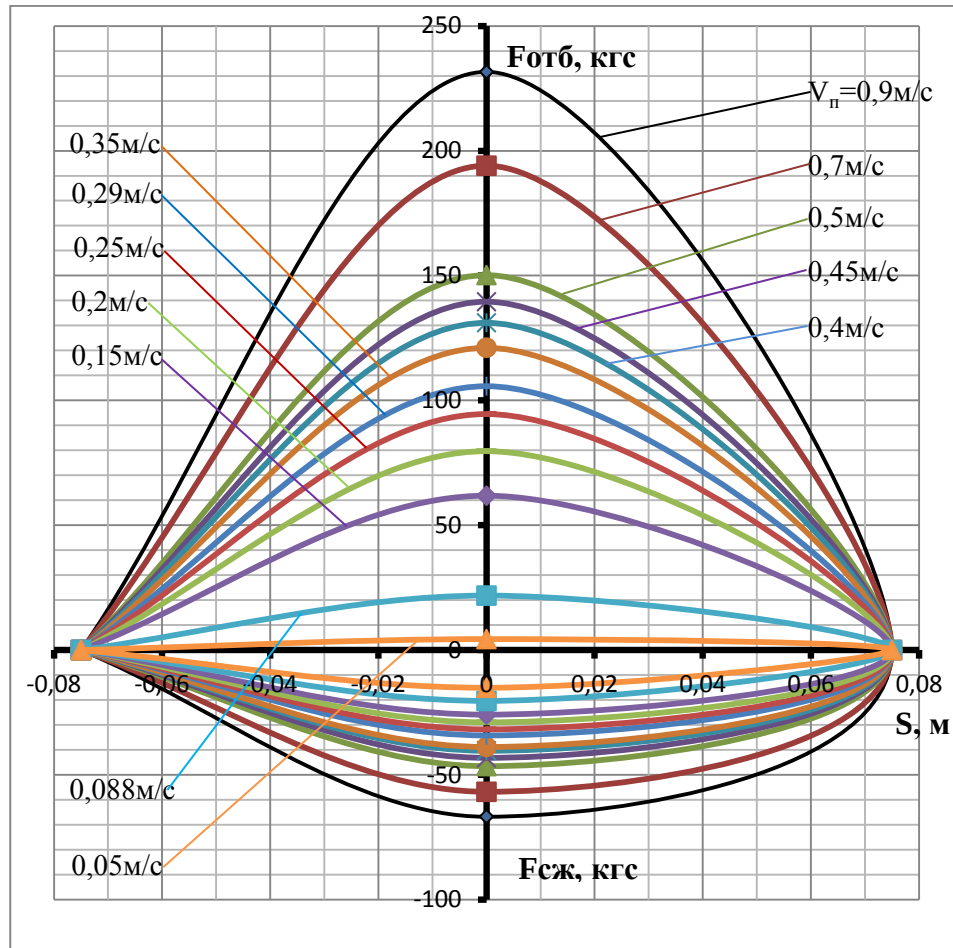


Рис. 3.22а Рабочая характеристика двухтрубного гидравлического амортизатора

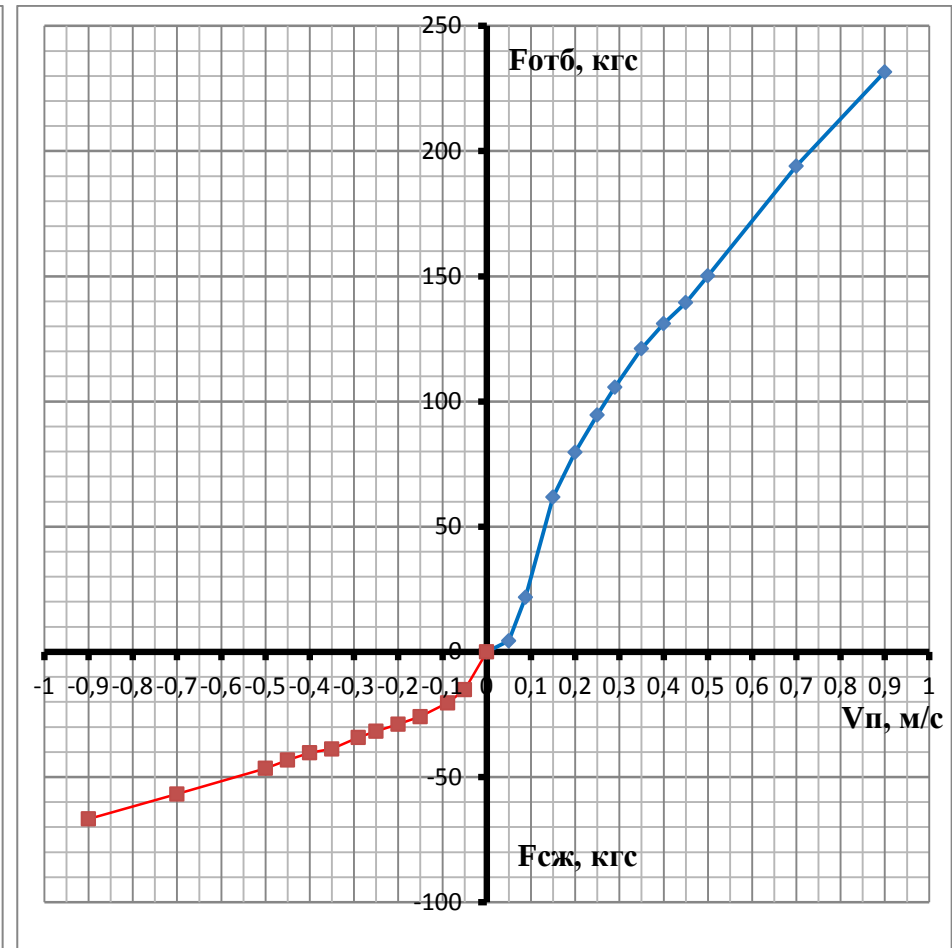


Рис. 3.22б Характеристика сопротивления двухтрубного заднего гидравлического амортизатора

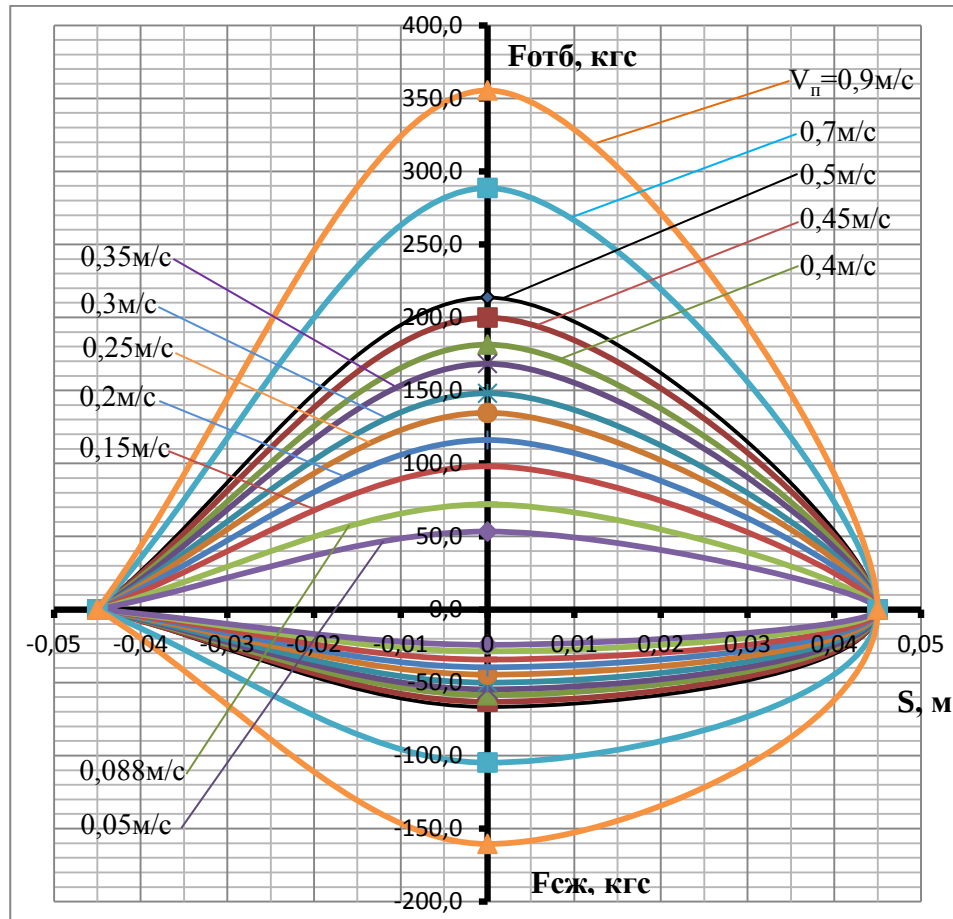


Рис. 3.23а Рабочая характеристика однотрубного переднего гидропневматического амортизатора

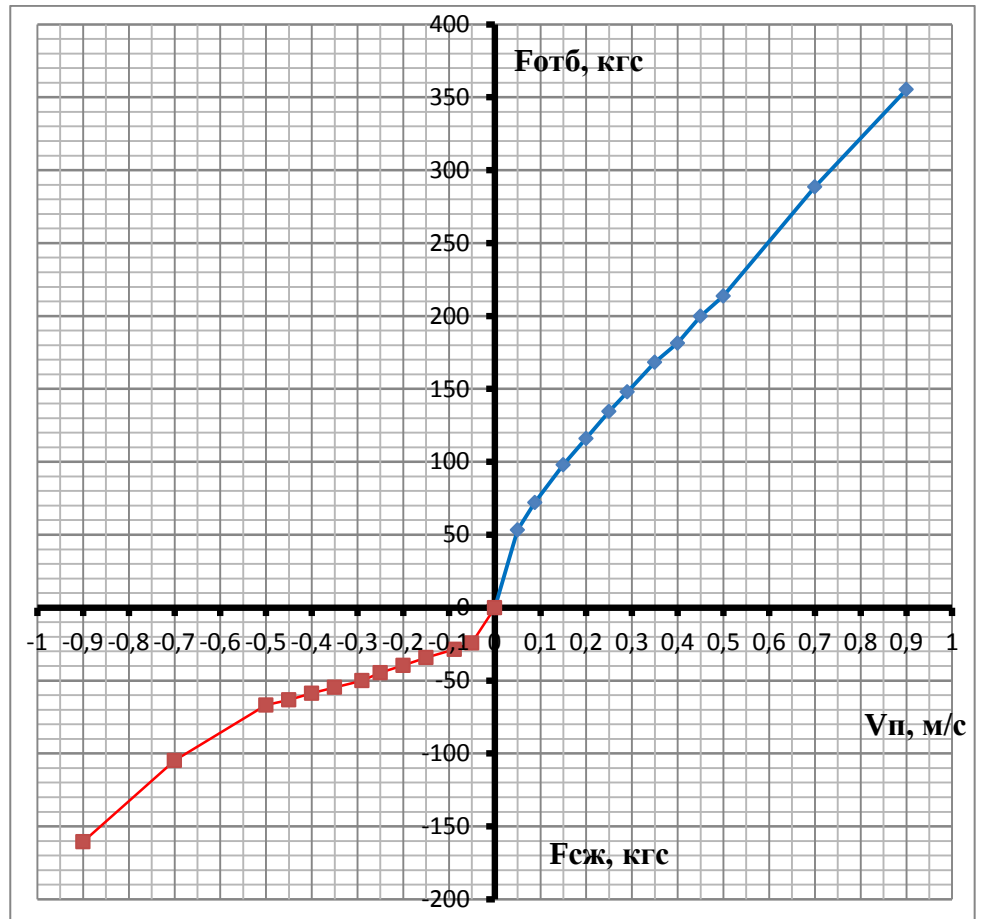


Рис. 3.23б Характеристика сопротивления однотрубного переднего гидропневматического амортизатора

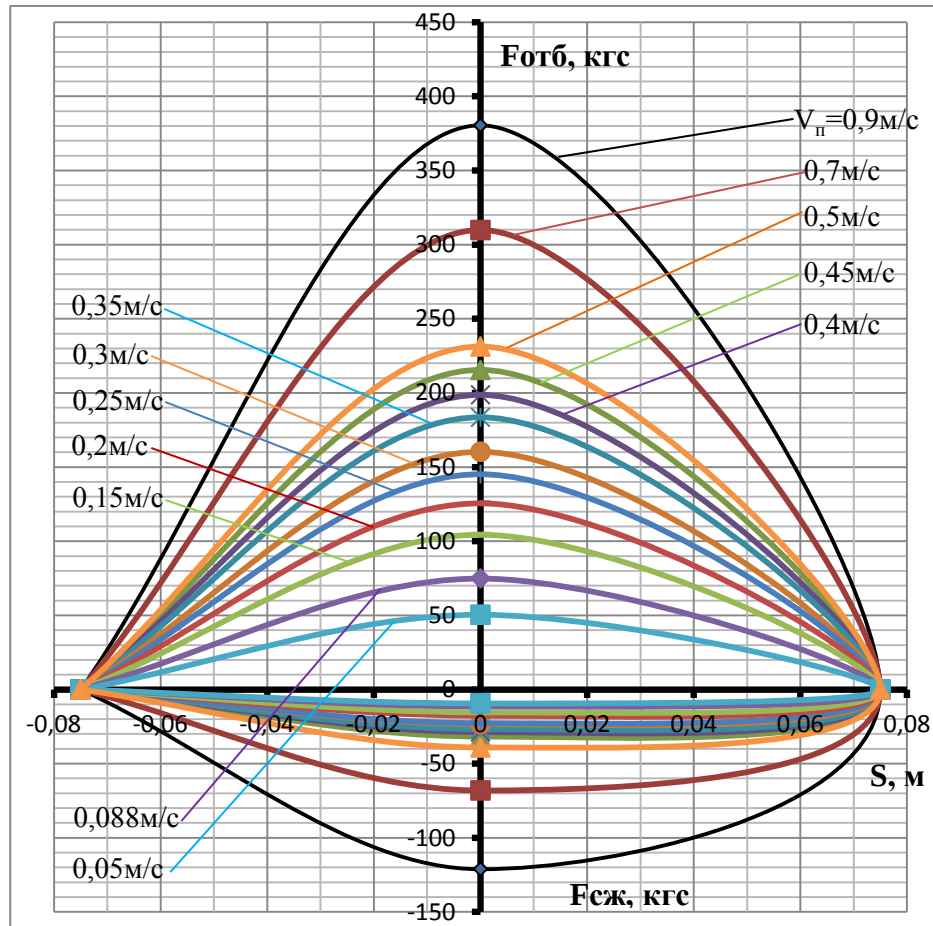


Рис. 3.24а Рабочая характеристика однотрубного заднего гидропневматического амортизатора

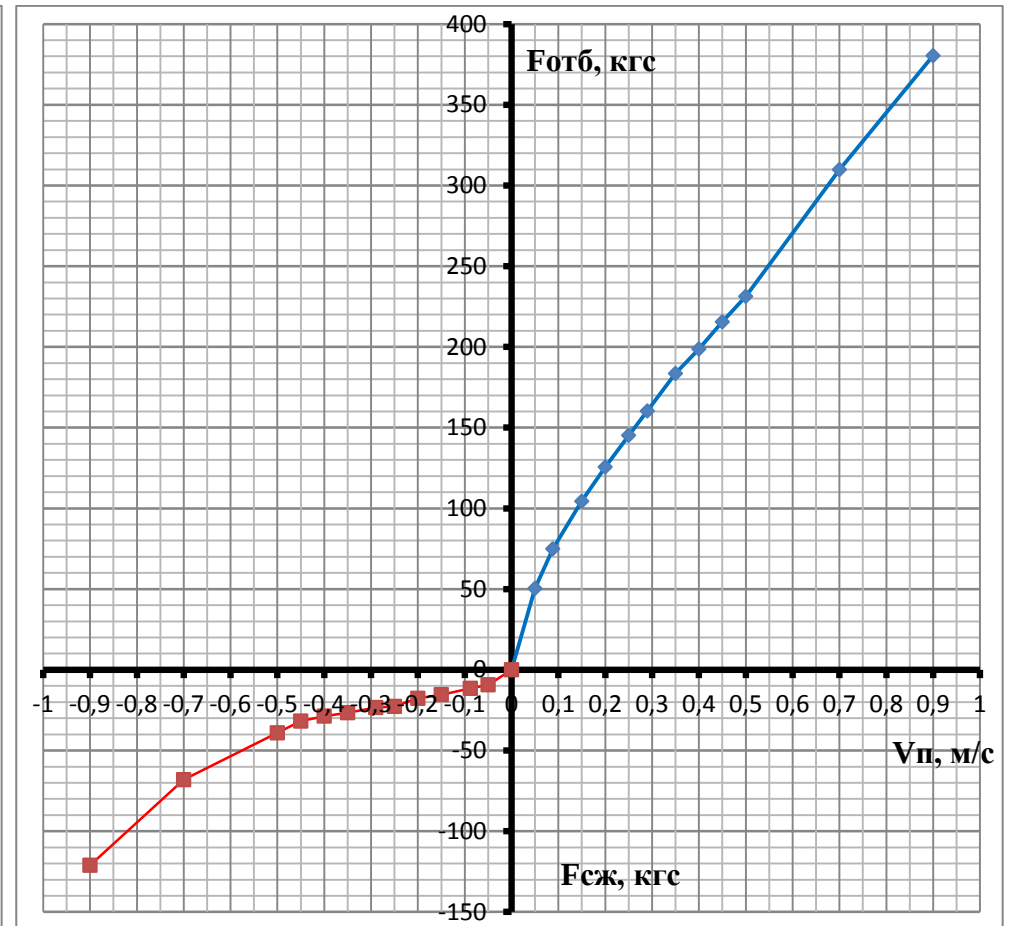


Рис. 3.24б Характеристика сопротивления однотрубного заднего гидропневматического амортизатора

3.2.2.3 Расчётно-экспериментальный метод определения энергоёмкости амортизатора на ходе сжатия при его работе в клапанном режиме в процессе преодоления порогового препятствия

Характеристики сопротивления, построенные по экспериментальным данным рабочих диаграмм [18], использовались для определения энергоёмкости амортизаторов $A_{ам}$ на ходе сжатия по методике, приведенной в [19] и доработанной в интересах задач исследования. Для этого участки характеристик на ходе сжатия и отбоя были аппроксимированы прямыми линиями. Это допущение позволило интегрировать характеристику сопротивления амортизатора за время $0,5T$ площадью фигур, образуемых линией характеристик и осью абсцисс. При этом T – период одного цикла гармонических колебаний, с.

Выполняемая амортизатором работа определяется выражением:

$$A_{ам} = 0,5 \cdot T \cdot (S_{сж} + S_{отб}), \quad (3.3)$$

где: $S_{сж}$ и $S_{отб}$ – площади фигур характеристики сопротивления на сжатии и отбое соответственно, $м^2$.

Значение T определялось из выражения для расчёта максимальной скорости поршня

$$V_{Пmax} = \pi \cdot S_{п} \cdot H, \quad (3.4)$$

где: $S_{п}$ – ход поршня, м; H – частота колебания поршня, Гц.

С учётом $T = \frac{1}{H}$ и зависимости (3.4) период колебаний поршня определяется по формуле:

$$T = \frac{\pi \cdot S_{п}}{V_{Пmax}}, \quad (3.5)$$

Для определения энергоёмкости амортизатора только на ходе сжатия с учётом (3.5) зависимость (3.3) трансформируется к виду:

$$A_{ам} = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot S_{п}}{V_{Пmax}} \cdot S_{сж}, \quad (3.6)$$

Рассчитанные по представленной методике значения $A_{ам}$ для ходов сжатия по всем испытанным амортизаторам семейства автомобилей ВАЗ представлены в таблице 3.10

Таблица 3.8 Энергоёмкость амортизаторов на ходе сжатия

№№	Вид амортизатора	$S_{сж}$, Н·м/с	$S_{п}$, м	$V_{п\ max}$, м/с	$A_{ам}$, Дж
1	гидравлический двухтрубный передней подвески ВАЗ-2101...07	245,3	0,09	0,9	38,5
2	гидравлический двухтрубный задней подвески ВАЗ-2101...07	327,2	0,15	0,9	85,6
3	гидропневматический однострунный передней подвески ВАЗ-2101...07	609,8	0,09	0,9	95,7
4	гидропневматический однострунный задней подвески ВАЗ-2101...07	410,2	0,15	0,9	107,3

Приведенные в таблице 3.8 значения $A_{ам}$ получены для случая пробоя подвески, когда скорость поршня достигает 0,9...1,0 м/с. Такая ситуация имеет место при контакте колеса с пороговым препятствием достаточно большой высота (до 0,15...0,20 м), например с бордюром дорожного ограждения. При преодолении менее высоких неровностей, например трамвайных путей (высота рельса над дорожным полотном не более 0,05 м) скорость перемещения поршня в клапанном режиме у легковых автомобилей находится в пределах 0,4...0,5 м/с. Как видно из рисунков 3.21б-3.24б при таких значениях $V_{п}$ площадь фигур, образуемых на ходе сжатия линией характеристики и осью абсцисс с небольшой погрешностью может быть заменена площадью треугольника с гипотенузой, аппроксимирующей прямой линией соответствующей участок характеристики. Такое допущение позволяет для случая контакта колеса с порогом без пробоя подвески определять энергоёмкость амортизатора на ходе сжатия, располагая известными значениями усилия на штоке и скорости поршня по зависимости (3.6).

Ввиду крайне ограниченной информации о технических характеристиках гидропневматических амортизаторов в работе были определены значения сил сопротивления на штоке в клапанном режиме при скоростях перемещения поршня

на ходе сжатия около 0,4м/с для 67 марок амортизаторов производства фирмы СПАЗ «Плаза». Результаты замеров представлены в Приложении 3.4.

3.2.3 Дорожные исследования энергетических затрат ТС на преодоление малых пороговых препятствий

Цель исследования – выявление значимости энергетических затрат ТС на преодоление пороговых препятствий малой высоты (до 0,03м) в формировании совокупных затрат энергии на полное гашение скорости автомобиля при торможении в режиме юза.

Испытания проводились на специально выбранных участках УДС с трамвайными путями в г.Санкт-Петербурге. В качестве объекта испытаний использовались автомобили ВАЗ-2107 [41] и Форд Фокус снаряженной массы.

Методика испытаний

В соответствии с целью исследований в ходе испытаний необходимо было получить исходные данные для расчёта энергетических затрат на полное гашение скорости автомобиля при его торможении в режиме юза при движении по участку дороги с ровным горизонтальным асфальтовым покрытием и по аналогичным участкам дорог с пересечением трамвайных путей под углом 90° для случая удовлетворительного состояния покрытия в зоне укладки рельс.

Учитывая относительную нестабильность характеристик дорожного покрытия городских УДС из-за его неравномерного износа количества заездов для замеров параметров движения по каждому участку испытаний составляло в соответствии с [59] для получения надежности измерений $P=0,95$ не менее 9.

В ходе каждого заезда измерялись и фиксировались: начальная скорость торможения V_0 , км/ч; длина тормозного пути S_T , м; установившейся замедление $j_{уст}$, м/с². Для проведения измерений использовался поверенный установленным порядком прибор «Эффект – 02» (рисунок 3.25) ,технические характеристики прибора представлены в Приложении 3.1.



Рис. 3.25 Общий вид прибора «Эффект – 02»

Кроме того, на каждом из испытательных участков был проведен замер коэффициентов сцепления φ для дорожного покрытия и поверхности рельс, а до начала испытаний было произведено определение снаряженной массы автомобиля с водителем с использованием ладометров марки IW2 SCREEN/EUROTTEST.

Фотографии установки аппаратуры на автомобилях, участков испытаний и фрагменты заездов представлены на рисунках 3.26-3.29.

Обработка результатов испытаний

Затраты энергии на полную остановку ТС определяются работой торможения до его полной остановки при движении в режиме экстренного торможения

$$A = m_a \cdot g \cdot \varphi \cdot S, \quad (3.7)$$

где: m_a – масса автомобиля, кг; g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; φ – коэффициент сцепления; S – тормозной путь, м.



Рис. 3.26 Местоположение прибора в автомобиле Форд Фокус

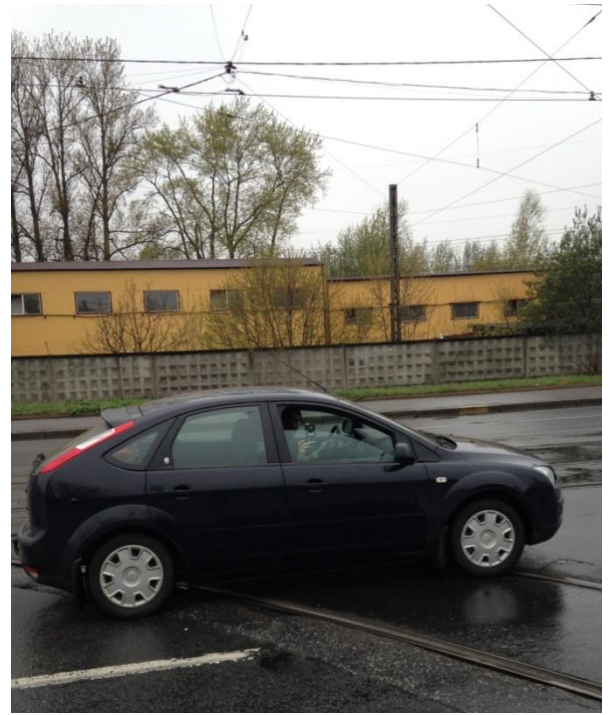


Рис. 3.27 Автомобиль марки Форд Фокус в момент экстренного торможения при преодолении трамвайных путей



Рис. 3.28 Местоположение прибора в автомобиле ВАЗ-2107



Рис. 3.29 Автомобиль марки ВАЗ-2107 в момент экстренного торможения при преодолении трамвайных путей

Условия проведения испытаний и их результаты представлены в таблице 3.9

Таблица 3.9 Результаты испытаний

характеристика участка и условия заезда	измеряемые параметры	Номер заезда i и результат измерения X_i									
		X_1	X_2	X_3	X_4	X_5	X_6	X_7	X_8	X_9	X_{cp}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Транспортное средство Форд Фокус снаряженная масса 1325кг											
горизонтальное ровное покрытие с $\varphi=0,8$ (сухая проезжая часть), прямолинейное движение	V_0 , км/ч	44,0	40,3	41,0	42,2	39,6	42,0	43,3	41,0	40,6	41,6
	S_T , м	11,6	10,5	10,9	11,3	10,1	11,4	11,4	10,8	10,7	11,0
	$j_{уст}$, м/с ²	7,6	7,2	7,5	7,3	7,5	7,4	7,2	7,5	7,5	7,4
горизонтальное ровное покрытие с $\varphi=0,8$ (сухая проезжая часть), прямолинейное движение с преодолением 2х трамвайных путей удовлетворительной укладки с углом встречи 90° ($\varphi=0,32$)	V_0 , км/ч	43,2	40,0	40,5	41,0	42,0	44,1	41,6	39,8	40,2	41,4
	S_T , м	10,4	9,6	10,0	10,3	10,9	11,3	10,4	9,5	9,8	10,2
	$j_{уст}$, м/с ²	7,2	7,4	7,3	7,5	7,0	7,3	7,6	7,3	7,3	7,3
горизонтальное ровное покрытие с $\varphi=0,6$ (мокрая проезжая часть), прямолинейное движение	V_0 , км/ч	40,9	38,3	39,3	40,3	42,1	41,0	43,3	41,0	40,6	40,8
	S_T , м	12,2	11,4	12,0	10,5	13,2	12,4	14,1	12,3	12,1	12,2
	$j_{уст}$, м/с ²	6,9	6,5	6,4	7,0	6,7	6,8	6,5	6,9	6,9	6,7
горизонтальное ровное покрытие с $\varphi=0,6$ (мокрая проезжая часть), прямолинейное движение с преодолением 2х трамвайных путей удовлетворительной укладки с углом встречи 90° ($\varphi=0,23$)	V_0 , км/ч	42,1	39,4	43,8	44,5	41,3	40,5	41,6	39,8	39,2	40,4
	S_T , м	13,0	11,6	13,7	14,0	11,5	10,5	11,7	11,0	11,0	11,5
	$j_{уст}$, м/с ²	6,3	6,2	6,4	6,5	7,0	7,6	7,0	6,8	6,6	6,8
Транспортное средство ВАЗ-2107 снаряженная масса 955кг											
горизонтальное ровное покрытие с $\varphi=0,8$ (сухая проезжая часть), прямолинейное движение	V_0 , км/ч	39,7	41,3	39,8	40,7	42,1	41,0	40,4	40,9	41,6	40,8
	S_T , м	11,8	12,2	12,0	12,1	12,7	12,5	12,3	12,8	12,9	12,4
	$j_{уст}$, м/с ²	6,9	7,3	6,8	7,1	7,2	6,9	6,8	6,7	6,9	7,0

Продолжение таблицы 3.9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
горизонтальное ровное покрытие с $\varphi=0,8$ (сухая проезжая часть), прямолинейное движение с преодолением 2х трамвайных путей удовлетворительной укладки с углом встречи 90° ($\varphi=0,32$)	V_0 , км/ч	38,4	39,5	40,6	41,2	40,2	39,1	41,4	40,8	40,5	40,2
	S_T , м	11,7	11,9	12,2	12,4	12,1	11,9	12,5	12,3	12,3	12,1
	$j_{уст}$, м/с ²	6,5	6,8	7,0	7,1	6,9	6,6	7,1	7,0	6,9	6,8

Затраты энергии на преодоление препятствий в виде рельс на пути торможения автомобиля (A_p) определялись, как разница суммарных энергетических затрат на остановку ТС в идентичных начальных условиях при движении по участкам без препятствий (A) и с препятствиями ($A_{пр}$)

$$A_p = A - A_{пр}, \quad (3.8)$$

Результаты обработки данных экспериментов представлены в таблице 3.10.

Таблица 3.10 Результаты обработки данных экспериментов

Условия движения	A , Дж	$A_{пр}$, Дж	A_p , Дж	$A_p / A \cdot 100\%$
горизонтальное ровное покрытие с $\varphi=0,8$ (сухая проезжая часть), прямолинейное движение с преодолением 2х трамвайных путей удовлетворительной укладки с углом встречи 90° (Форд фокус)	100086,5	92807,5	7279,0	7,3
горизонтальное ровное покрытие с $\varphi=0,8$ (сухая проезжая часть), прямолинейное движение с преодолением 2х трамвайных путей удовлетворительной укладки с углом встречи 90° (ВАЗ-2107)	92936,0	87286,8	5649,2	6,5
горизонтальное ровное покрытие с $\varphi=0,6$ (мокрая проезжая часть), прямолинейное движение с преодолением 2х трамвайных путей удовлетворительной укладки с углом встречи 90° (Форд фокус)	95147,2	89454,0	5693,2	6,0

Анализ данных таблицы 3.15 показывает, что затраты энергии ТС на преодоление в режиме торможения до юза трамвайных путей высотой $h=0,03$ м (рисунок 3.30) для автомобиля Форд Фокус на сухой проезжей части могут достигать 7,3%, на мокрой проезжей части – 6,0% от затрат энергии на полную остановку

ТС, а для транспортного средства отечественного производства ВАЗ-2107 на сухой проезжей части – 6,5%.



Рис. 3.30 Внешний вид участка трамвайного полотна

Расчётный анализ значений составляющих эти затраты, выполненный в пересчёте на один рельс по предложенным в работе зависимостям (таблица 3.11) показывает, что при преодолении рельса высотой 0,03м при его удовлетворительной укладке доля затрат энергии на деформацию подвески и шин находится в пределах 5% от затрат энергии на преодоление рельса и составляет менее 0,4% от общих затрат энергии на полную остановку ТС с преодолением двухпутного трамвайного полотна. Полученные результаты подтверждают достоверность выдвинутой гипотезы о малозначимости энергетических затрат на деформацию подвески и шины при преодолении трамвайных путей удовлетворительной укладки и дают основание не учитывать их при реконструкции ДТП в подобных дорожных ситуациях.

Таблица 3.11 Значения составляющих затрат энергии на преодоление рельс трамвайных путей при торможении ТС, Дж

	A_p , Дж	A_h , Дж	A_{AC} , Дж	A_{CD} , Дж	$A_{под}+A_{ш}$, Дж
1	2	3	4	5	6
Форд Фокус сухая проезжая часть	1819,8	389,9	1030,1	312,0	87,8
	100%	21,4	56,6	17,1	4,9
Форд Фокус мокрая проезжая часть	1423,3	389,9	740,6	224,2	68,6
	100%	27,4	52,0	15,8	4,8

Продолжение таблицы 3.11

ВАЗ-2107 сухая проезжая часть	1412,3	281,1	810,5	224,9	74,9
	100%	19,9	57,4	15,9	5,3

3.3 Выводы по главе 3

1. Получены значения коэффициентов сцепления для опорных поверхностей на участках УДС, движение по которым в штатном режиме не является характерным, но с которыми часто приходится взаимодействовать колёсами ТС при ДТП на стадии разлёта после соударения, таких как поверхности тротуаров с различными типами покрытия, газонов в различном состоянии, блоков бордюрного ограждения из различных материалов, дорожной разметки с различной степенью изношенности, рельс трамвайных путей. Полученные значения рекомендуется использовать в экспертной практике при моделировании ДТП.

2. Получены упругие характеристики пружин передней и задней подвесок легковых автомобилей семейства ВАЗ, которые использовались при расчёте энергоемкости упругих элементов этих подвесок. Сопоставление результатов расчётов энергоемкости подвесок, выполненных с использованием экспериментальных данных, и результатов, полученных с применением рекомендованных во 2-й главе расчётных зависимостей, показывает, что их разница не превышает 5,5%. Это приемлемо при проведении инженерных расчётов и дает основание рекомендовать эти зависимости для использования при моделировании взаимодействия ТС с пороговым препятствием при ДТП.

3. Получены рабочие характеристики и построены характеристики сопротивления телескопических гидравлических и гидропневматических амортизаторов для автомобилей семейства ВАЗ. Предложена методика определения энергоемкости амортизаторов на ходе сжатия в клапанном режиме с использованием таких характеристик.

4. Сформирована база экспериментальных данных, необходимых для расчётного определения энергоемкости гидропневматических автомобильных амортизаторов.

тизаторов на ходе сжатия в клапанном режиме для их 67 моделей. Данная база рекомендуется к использованию при расчётном определении энергоёмкости подвески ТС при моделировании его взаимодействия с пороговыми препятствиями.

5. Проведены дорожные исследования взаимодействия транспортного средства с пороговыми препятствиями типа «трамвайные рельсы» в состоянии их удовлетворительной укладки в дорожное полотно при движении колес ТС в режиме юза. Установлено, что при начальной скорости торможения 40 км/ч энергетические затраты легкового автомобиля на преодоление в указанном режиме двух трамвайных путей (попутного и встречного направлений) при высоте выступа рельс до 0,03 м могут составлять около 6,0...7,5% от суммарных затрат энергии на его полную остановку. При этом затраты энергии на деформацию подвески и шин в числе прочих составляющих затрат на преодоление одиночного рельса находятся в пределах 5% и составляют не более 0,4% от общих затрат энергии на полную остановку ТС с преодолением двухпутного трамвайного полотна. Пренебрежительно малое значение указанных затрат дает основание не учитывать их при реконструкции ДТП в подобной дорожной ситуации.

ГЛАВА 4. НАУЧНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ И ИНСТРУМЕНТАЛЬНАЯ БАЗА РЕКОНСТРУКЦИИ ДТП И НАПРАВЛЕНИЯ ЕЁ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ

Специфика дорожно-транспортных происшествий определяет уровень сложности установления причинно - следственных связей между противоправными действиями участников дорожного движения, причастных к ДТП, и наступившими последствиями [64]. В таких ситуациях при проведении судебной экспертизы требуется учитывать внушительное количество факторов, обеспечивающих возможности расследования ДТП. При этом значительную помощь эксперту может оказать использование современных инструментальных средств получения исходных данных и специальных программных продуктов их обработки.

4.1 Технологический процесс реконструкции ДТП и современные тенденции его развития

Техническая реконструкция и аналитическое исследование ДТП (его причин, процесса и последствий), могут быть сопоставлены с некоторым технологическим процессом, включающим множество подпроцессов, алгоритмизированных на каждом этапе и так или иначе связанных с обменом и обработкой информации. Информационное поле эксперта по анализу ДТП складывается из его базы знаний и навыков работы с ней, объектов пространственно-следовой и вещественной информации, а также информационного поля инструментов, используемых в исследованиях.

Проведенный анализ показал, что экспертизе дорожно-транспортных происшествий, как постоянно развивающемуся виду деятельности человека, свойственны в настоящий момент следующие тенденции:

- максимальной автоматизации процесса сбора первичной информации с места ДТП с использованием карманных компьютеров (Pocket PC), фотограмметрии, технологий GPS и Глонасс, лазерного сканирования, обеспечения хранения их в формате *.dwg для использования с иными программными средствами, по-

вышения точности первичных измерений на месте ДТП, в том числе за счет участия в них экспертов;

- повышения точности и достоверности математического моделирования процессов ДТП за счет применения современных программных средств и продуктов [27,50];

- использования сложных пространственных математических моделей, в том числе прочностных и деформационных, разработанных на основе метода конечных элементов;

- использования в исследованиях результатов проведения стендовых и натурных краш-тестов, например, с помощью, комплекса программ Vista Crash [94-97], вероятностных оценок варьирования расчетных параметров движения объектов, участвующих в ДТП (скорости движения, замедления и т.п.), обеспечения наглядности выводов;

- алгоритмизации процессов исследования и реконструкции отдельных этапов ДТП, например, путем использования алгоритма Crash 3© [98], созданного еще в 1987г. и совершенствуемого и дополняемого по настоящее время.

Указанные тенденции требуют повышения квалификации экспертов и перехода от инженерного класса их деятельности и методов решения поставленных задач к научному, сопровождаемому увеличением объема обрабатываемой и анализируемой информации, освоением практических навыков работы по анализу дорожно-транспортных происшествий с использованием современной инструментальной базы и программных средств.

На рисунках 4.1–4.3 представлены структурные схемы реконструкции и экспертизы ДТП, уточнённые автором с учётом использования современных достижений в области программного и информационного обеспечения процедур их расследования.

Приведенные структурные схемы отражают содержание процедуры технической реконструкции ДТП – этапов получения, обработки и представления информации. Они включают инновационные для российского опыта элементы



Рис. 4.1. Уточненная типовая структурная схема осмотра места ДТП



Рис. 4.2. Уточненная типовая структурная схема осмотра транспортного средства

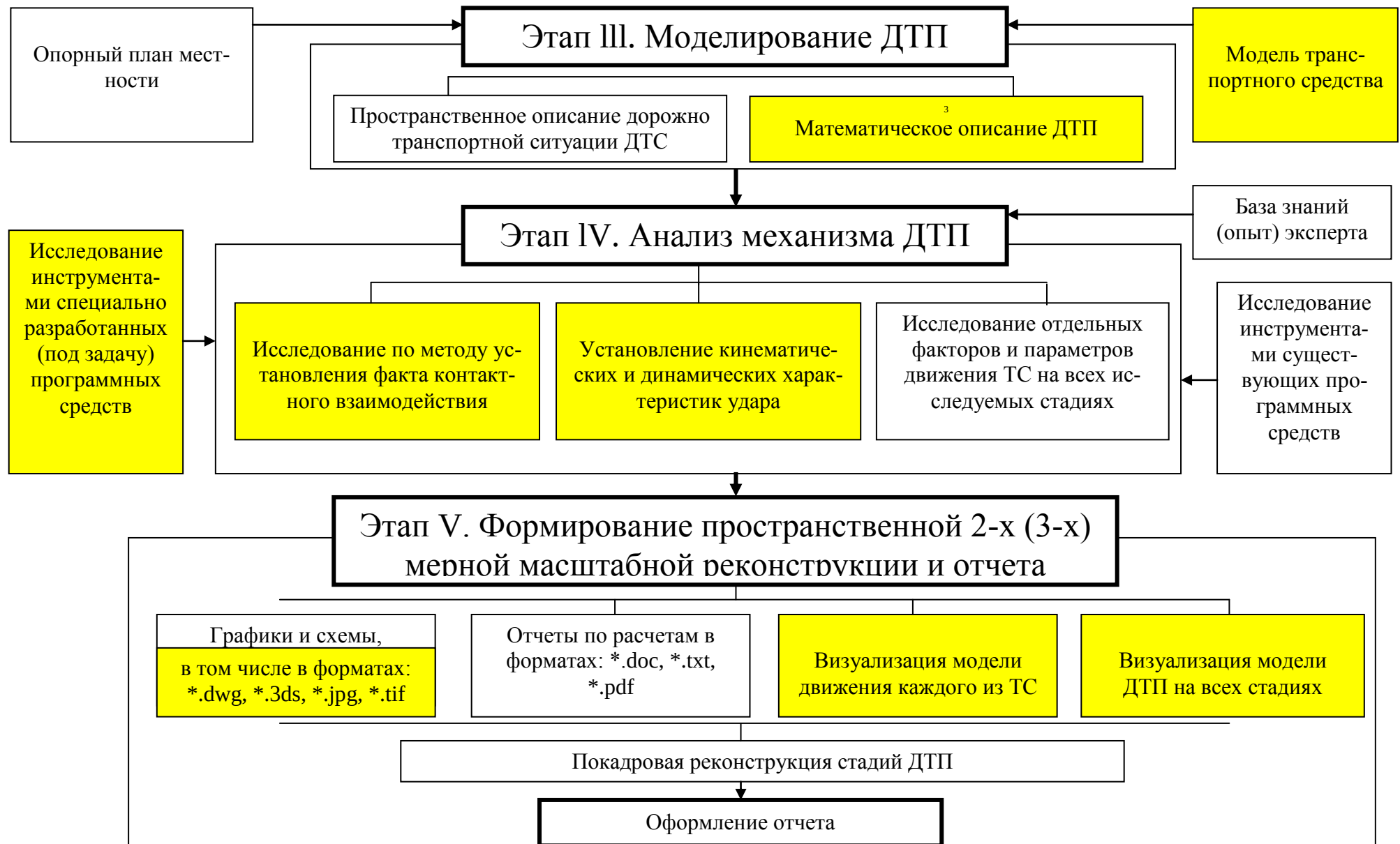


Рис. 4.3. Уточненная типовая структурная схема моделирования ДТП, анализа его механизма и формирования отчета

(выделенные цветом) информационной обработки, моделирования и анализа [46, 48].

В настоящее время на мировом рынке программного обеспечения существует значительное число различного рода программных средств, применяемых при анализе ДТП для реализации отмеченных инноваций. К сожалению, в России они мало известны и используются. В связи с этим возможности реализации представленного алгоритма реконструкции ДТП в полном объеме в российской практике пока весьма ограничены.

Вместе с тем, следуя требованиям времени, в ряде российских экспертных учреждений сегодня идет активное освоение в практике деятельности подобных программных продуктов. Так, в Северо-Западном регионе современные программно-вычислительные средства используются в ИБДД СПбГАСУ, в Северо-Западном региональном центре судебной экспертизы Министерства юстиции Российской Федерации (ГУ СЗРЦСЭ МЮ РФ), в ряде других организаций. Они позволяют моделировать сложные ДТП, делать их механизмы более наглядными и достоверными, а результаты измерения и расчета параметров движения транспортных средств – более точными. В ГУ СЗРЦСЭ МЮ РФ совместно с учеными Санкт-Петербургского государственного электротехнического университета создан специализированный графический редактор «Авто – Граф», предназначенный для визуализации места ДТП [25].

Этот программный продукт прост в освоении и использовании, не требователен к аппаратным ресурсам и полностью русифицирован. Программа «Авто – Граф» прошла апробацию в системе судебных экспертных учреждений России и рекомендована для экспертных исследований [25].

В отличие от российских программных продуктов, которых кстати весьма немного, зарубежные аналоги, такие как PC – Crash10, PC – Rect (Австрия), Crash 3 (Канада), Easy street Draw 4.2, VistaCrash8, RecTec 6.2(США), VirtualCrash3 (Венгрия), обладают более широкими функциональными возможностями. Однако, почти все эти программы не русифицированы, а произ-

водители этих программ знают, насколько трудно в РФ пройти апробацию, получить лицензию на свой продукт и внедрить его в процесс проведения экспертиз. Именно поэтому в последнее время многие производители подобных программ за рубежом не видят в России реального интереса для сбыта своей продукции.

4.2 Подвижная лаборатория реконструкции ДТП, как современное средство инструментального обеспечения расследования

Занимаясь освоением и внедрением современных программных средств в сфере расследования ДТП, необходимо обратить внимание на важное обстоятельство, выявленное в результате анализа, выполненного в рамках 1-ой главы: большинство справочных нормативно-технических данных, используемых в современной российской судебной практике, имеют существенный разброс рекомендуемых значений, что делает в некоторых случаях результаты экспертизы недостаточно корректными. В тоже время, сегодня существует достаточно представительный ряд современных приборных средств, позволяющих оперативно получать необходимые для реконструкции ДТП исходные данные непосредственно на месте происшествия, существенно повышая таким образом объективность и достоверность расследования. В связи с этим задача внедрение в экспертную деятельность современной инструментальной базы в России сегодня не менее актуальна, чем внедрение современных программных средств.

В интересах решений этой задачи в ходе исследования был разработан перечень оборудования для оснащения подвижной лаборатории реконструкции ДТП на месте происшествия, и создан с участием автора макетный образец такой лаборатории.

Назначение лаборатории – сбор, обработка, хранение и передача данных с места происшествия о ситуационной картине ДТП, дорожной обста-

новке и техническом состоянии ТС – участников ДТП в соответствии с предложенными типовыми схемами реконструкции и экспертизы ДТП.

Транспортная база лаборатории – автомобиль ГАЗ-2214 «Баргузин». Салон лаборатории оборудован рабочим столом, выдвижными ящиками и ящиками для хранения возимых приборов, инструментов, принадлежности и документации, розетками для подключения оборудования к бортовой электросети. Общий вид лаборатории представлен на рисунках 4.4...4.7



Рис. 4.4 Внешний вид подвижной лаборатории на базе автомобиля ГАЗ-2217



Рис. 4.5 Внешний вид салона лаборатории на базе автомобиля ГАЗ-2217



Рис. 4.6 Вид салона лаборатории в рабочем положении



Рис. 4.7 Вид салона лаборатории в транспортном положении

Состав комплекта возимого оборудования, рекомендуемого для оснащения лаборатории, представлен в таблице 4.1

Таблица 4.1 Состав комплекта возимого оборудования для подвижной лаборатории реконструкции ДТП

Наименование оборудования	Назначение	Марка	Производитель
1	2	3	4
приборы для исследования дорожных условий			
прибор для измерения коэффициентов сцепления	измерение коэффициентов сцепления колеса с различными видами опорных поверхностей	ППК-Ф	Россия
рейка дорожная универсальная	измерение геометрических параметров элементов дорожного полотна	РДУ-КОНДОР	Россия
линейка измерительная	линейные измерения	Vogel	Германия
приборы для фиксации дорожной обстановки			
универсальный чемодан эксперта-автотехника	проведение визуального осмотра, проведение осмотра разрушающими методами, обнаружения и идентификация маркировки, отбор вещественных доказательств	Пульсар	Россия
универсальный чемодан для осмотра места ДТП	фото, видео фиксация на месте ДТП; предварительное исследование объектов на месте ДТП; оценка состояния водителей, участвовавших в ДТП; отбор и упаковка вещественных доказательств; оказание первой медицинской помощи	Инспектор	Россия
рулетка измерительная	линейные измерения	Vogel	Германия
приборы для технического диагностирования АТС			
измеритель эффективности тормозных систем автомобиля	измерение параметров эффективности торможения и устойчивости АТС при торможении	Эффект-02	Россия

Продолжение таблицы 4.1

1	2	3	4
многокомпонентный электрохимический газоанализатор	измерение температуры газа и концентрации анализируемых компонентов	КАСКАД-Н 52.4	Россия
универсальный мультибрендовый диагностический прибор	диагностирование систем управления работой агрегатов АТС	Exxotest navigator	Франция
универсальный мультибрендовый измерительный прибор	измерение параметров работы датчиков электронных систем АТС	Uniprob	Франция
электронный модуль	дешифрирование данных, сохраняемых в памяти модуля подушек безопасности	Event Data Recorder	США
средства визуализации и моделирования дорожной обстановки			
персональный компьютер	обработка исходной информации и моделирование ДТП	Asus	Тайвань
программный продукт	перенос данных с места ДТП в персональный компьютер	Easy street Draw 4.2, VirtualCrash 2.2 и 2.3	США
программный продукт	визуализатор простейших ДТП	Авто- Граф	Россия
программный продукт	моделирование сложных ДТП	PC-Crash PC-Rect	Австрия

4.3 Выводы по главе 4

1. Проанализированы современные методы организации процесса сбора и обработки информации с места ДТП, определены направления их совершенствования и возможность внедрения в практику российских экспертов.

2. Предложены уточнённые типовые структурные схемы осмотра места ДТП, осмотра транспортных средств после ДТП и моделирования ДТП, основанные на использовании передового мирового опыта, современной инструментальной базы и новых программных продуктов.

3. Разработан перечень оборудования для оперативного обследования места ДТП, предлагаемый для комплектации подвижной лаборатории.

4. Создан макетный образец подвижной лаборатории реконструкции ДТП на базе автомобиля ГАЗ-2217, прошедший апробацию в ходе выполнения исследований в рамках диссертационной работы и деятельности экспертов - техников ИБДД СПбГАСУ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате диссертационного исследования была решена актуальная научная задача, состоящая в совершенствовании методов оценки параметров скорости при проведении дорожно-транспортных экспертиз. В частности, уточнена методика расчётного определения начальных скоростей движения ТС до столкновения. С учетом влияния на эти скорости углов разворота машин при соударении, а также затрат энергии на преодоление пороговых препятствий на путях разлёта ТС после соударения. Предложены расчётные зависимости для определения энергетических затрат на преодоление пороговых препятствий, выполнены экспериментальные исследования в интересах расширения базы знаний по значениям отдельных исходных данных для математического моделирования ДТП, а также по оценке значимости учёта отдельных составляющих энергетических затрат при реконструкции ДТП.

Использование отработанных в результате исследования рекомендаций позволяет повысить точность расчетного определения начальных скоростей движения ТС до соударения на 7...8 %, что в пересчёте на численные значения может составлять разницу до 5 км/ч и позволяет более объективно установить виновность участников ДТП в аварии.

Разработанные в ходе исследования предложения по созданию подвижной лаборатории реконструкции ДТП реализованы в макетном образце лаборатории, который уже используется в экспертной практике специалистов ИБДД СПбГАСУ.

Вместе с тем, в работе рассмотрены только два типовых пороговых препятствия, вызывающие минимальные (трамвайные рельсы) и максимальные (бордюр дорожного ограждения) энергетические затраты на их преодоление. Моделирование промежуточных ситуаций требует разработки более сложной динамической модели взаимодействия автомобиля с пороговым препятствием. Решение этой задачи является направлением дальнейших исследований автора.

СПИСОК УСЛОВНЫХ СОКРАЩЕНИЙ И ИДЕНТИФИКАТОРОВ

АТС – автотранспортное средство

БДД – безопасность дорожного движения

ВАДС – система «Водитель-Автомобиль-Дорога-Среда»

ВВП – валовый внутренний продукт

ВНИСЭ – Всесоюзный научно-исследовательский институт судебной экспертизы

ВОЗ – Всемирная организация здравоохранения

ГУ СЗРЦСЭ МЮ РФ – Государственное учреждение Северо-Западный региональном центре судебной экспертизы Министерства юстиции Российской Федерации

ДД – дорожное движение

ДТП – дорожно-транспортное происшествие

ДТС – дорожно-транспортная ситуация

ДТТ – дорожно-транспортный травматизм

ИБДД – Институт безопасности дорожного движения

МАДИ – Московский автомобильно-дорожный институт

НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» – Научно-исследовательский центр по испытаниям и доводке автотехники федеральное государственное унитарное предприятие «НАМИ»

ОБДД – организация безопасности дорожного движения

ПДД – правила дорожного движения

ППК – портативный прибор Кузнецова Ю.В.

РФ – Российская Федерация

СПбГАСУ – Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета

ТС – транспортное средство

УДС – улично-дорожные сети

ФЦП – федеральная целевая программа

ФЦСЭМЮ – Федеральный центр судебной экспертизы Министерства юстиции

ЭВМ – электронно-вычислительная машина

ABS – Anti-lock braking system

GPS – Global Positioning System

EDR – Event Data Recorder

Библиографический список

1. Анализ дорожно-транспортных происшествий / Волошин Г.Я., Мартынов В.П., Романов А.Г. – М.: Транспорт, 1987, с. 4-5.
2. Артемьев В.А. и др. Правила и безопасность дорожного движения: учебное пособие / Артемьев В.А., Салил В.И., Шатохин В.Е. – Минск: Беларусь, 1989. – 224 с.
3. Автомобильные дороги России: Состояние и перспектива/А.Н. Шумейко, И.М. Юрковский, М.В. Немчинов. – М.:МАДИ (ГТУ), 2007, – 268с.
4. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 280с.
5. Антонов А.С., Кононович Ю.А., Магидович Е.И., Прозоров В.С. Армейские автомобили теория/Под ред. проф. А.С. Антонова, – М.: Военное издательство министерства обороны СССР. – 526с.
6. Бабков В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения: учебник для вузов. М.: Транспорт, 1993. – 271с.
7. Байэтт Р. Уоттс Р. Расследование дорожно-транспортных происшествий/пер. с англ. – М.: Транспорт, 1983. – 288 с.
8. Балакин В.Д. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий: учебное пособие. – Омск: Издательство СибАДИ, 2005. - 136с.
9. Бекасов В.А., Боград Г.Я., Зотов Б.Л., Индиченко Г.Г. Автотехническая экспертиза. М.: Юридическая литература, 1967. – 255с.
10. Боровский Б.Е. Безопасность движения автомобильного транспорта – Л.: Лениздат, 1984. – 304с.
11. Васильченко В.Ф., Веденеев А.И., Горячев В.А., Жолнин А.Д., Журихин Ю.И., Савченко В.А., Ширяев П.П. Военные автомобили. Конструкция и расчёт./Под ред. проф. В.Ф. Васильченкова - Рыбинск, Издание ОАО «РДП», 1997 – 664с.
12. Васильев А.П. Состояние дорог и безопасность движения автомобилей в сложных погодных условиях. – М.: Транспорт, 1976. – 217 с.

13. Вахламов В.К. Автомобили: Основы конструкции: учебник для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Изд. центр «Академия», 2004. – 528с.
14. Вахламов В.К. Подвижной состав автомобильного транспорта. – М.: Изд. центр «Академия», 2003. – 480с.
15. Волошин Г.А. и др. Анализ дорожно-транспортных происшествий/Волошин Г.А., Мартынов В.П., Романов А.Г. – М.: Транспорт, 1987. – 240 с.
16. Всемирный доклад о предупреждении дорожно-транспортного травматизма. Всемирная организация здравоохранения, 2004, – 54с.
17. Гуслицер Р.Л. Шина и автомобиль. – М.2007. – 283с.
18. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М.: Машиностроение. 1979. – 236с.
19. Добромиров В.Н., Гусев Е.П., Карунин М.А., Хавхонов В.П. Амортизаторы. Конструкция, расчёт, испытания/под ред.проф. В.Н. Добромирова – М.:МГТУ «МАМИ», 2006 – 184с.
20. Доклад о состоянии безопасности дорожного движения в мире. Всемирная организация здравоохранения, 2013, – 11с., www.who.int/violence_injury_prevention/road_safety_status/2013.
21. Домке Э.Р. Расследование и экспертиза дорожно-транспортных происшествий. М.: Издательский центр «Академия», 2009. – 288с.
22. Европейский доклад о состоянии безопасности дорожного движения «За безопасные дороги и более здоровые транспортные альтернативы». Всемирная организация здравоохранения, 2009, – 161с.
23. Евтюков С.А., Васильев Я.В. Расследование и экспертиза дорожно-транспортных происшествий.- СПб.: ООО «Издательство ДНК», 2-ое издание, 2005. – 288с.
24. Евтюков С.А., Васильев Я.В. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий. Справочник. – СПб.: Издательство ДНК, 2006. – 536с.
25. Евтюков С.А., Васильев Я.В. ДТП: Расследование, реконструкция и экспертиза – СПб.: Издательство ДНК, – 2008. – 390с.

26. Евтюков С.А., Васильев Я.В. Реконструкция и экспертиза ДТП в примерах – СПб.: Издательский дом Петрополис, 2012. – 323с.
27. Евтюков С.А., Васильев Я.В. Экспертиза ДТП: методы и технологии. – СПбГАСУ.- СПб., 2012. – 310 с.
28. Евтюков С.А., Щербаков А.Е. Безопасность и правила движения на автотранспорте: Учеб. пособие/Под ред. С.А. Евтюкова. – СПб.: СПбГАСУ, 1993. – 168 с.
29. Ермаков Ф. Судебная автотехническая экспертиза//Российская юстиция, 1996. - №12. – с. 28-29.
30. Ермолович М.В. Экспертиза по делам о ДТП. /Под ред. Басецкого И.И. Из-во «Амалфея», 2001. – 96 с.
31. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда: Производ. Изд. – М.: Транспорт, 1986. – 136с.
32. Зотов Б.Л. Расследование и предупреждение автотранспортных происшествий. – М.: Юрид. лит., 1972 – 192с.
33. Калявин В.П. Транспорт: толковый словарь. СПб.: Элмор, 2003. – 488с.
34. Колесников В.С. Неуправляемое движение автотранспортных средств при экстренном торможении,- Волгоград: Комитет по печати, 1996,- 208 с.
35. Коллинз Д. К., Моррис Д. Л. Анализ дорожно-транспортных происшествий. М.: Транспорт. 1971. – 128 с.
36. Кнороз В.И. Работа автомобильных шин. М.: - Автотрансиздат. 1957. – 239с.
37. Кривицкий А.М., Фальковский В.В., Шапаров Ю.И. Использование специальных познаний в расследовании ДТП: Метод. Пособие/под ред. канд.т.н. Кривицкого А.М., к.ю.н. Шапарова Ю.И. Изд-во «Харвест», 2004.- 128 с.
38. Кристи Н.М. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы. М.: ЦНИИСЭ, 1971 – 112с.

39. Кристи Н.М. Решение отдельных типовых задач судебной автотехнической экспертизы: справочное пособие для экспертов-автотехников. М.:ВНИИСЭ, 1988. – 72.

40. Кристи Н.М., Бекасов В.А. Методические рекомендации по некоторым вопросам автотехнической экспертизы М.: ЦНИИСЭ, 1966. – 112с.

41. Кузнецов А.С. ВАЗ-2101, ВАЗ-2102. Руководство по эксплуатации, ТО и ремонту.: Изд. Третий Рим. 2008. – 208с.

42. Иларионов В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий. Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 1989. – 255.

43. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля. – М.: Машиностроение, 1966. – 280с.

44. Леневский Э.П., Гордовер А.Я., Овчаренко А.И. Эксперименты по определению видимости при исследовании обстоятельств ДТП, совершенных в темное время суток. Минск, 1987г.

45. Литвинов А.С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240с.

46. Лукошявичене О.В. Моделирование дорожно-транспортных происшествий. М.: Транспорт, 1988. – 96с.

47. Мишурин В.М., Романов А.Н. Надежность водителя и безопасность движения. – М.: Транспорт, 1990, – 167с.

48. Никонов В. Н., Куприянов А. А. Экспертиза механизма дорожно-транспортных происшествий // Уголовный процесс. 2005. № 6. С.53-57.

49. Никонов В. Н. Метод конечных элементов и судебная инженерно-техническая прочностная экспертиза. – Материалы Всероссийской научно-практической конференции «Реконструкция обстоятельств дорожно-транспортного происшествия при проведении судебных экспертиз. Правовые и методические вопросы судебной экспертизы». Уфа, 24-25 апреля 2008г.

50. Никонов В. Н. Классификация математических моделей ДТП и их допустимость в судебном процессе // Законность. 2007. № 5. С. 30-34.

51. Никонов В. Н. Классификация методов реконструкции обстоятельств ДТП, применяемых в мировой практике, и их допустимость в качестве доказательства в суде // Материалы Всероссийской конференции «Реконструкция обстоятельств дорожно-транспортного происшествия при проведении судебных экспертиз. Правовые и методические вопросы судебной экспертизы». Уфа, 24-25 апреля 2008г.

52. Плотников А.М. Разработка схем организации движения транспортных и пешеходных потоков на регулируемых перекрестках: Учебное пособие для вузов. – СПб.: Издательство Нестор-История, 2010. -110с.

53. Пучкин В.А. Основы экспертного анализа дорожно-транспортных происшествий: Базы данных. Экспертная техника. Методы решений. – Ростов н/д: ИПО ЮФУ, 2010. – 400с.

54. Пучкин В.А. Актуальные проблемы судебной автотехнической экспертизы/ Юж. Региональной центр суд. экспертизы. Ростов-на-Дону, 2001. – 80с.

55. Пучкин В.А., Лозовой В.И. Справочно-нормативные материалы для эксперта-автотехника. Новочеркасск: ЮРГТУ, 2002. – 172с.

56. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса / Пер. с нем. Агапова В.П.; под редакцией Златовратского О.Д. – М.: Машиностроение, 1986. – 320с.

57. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Конструкции подвесок / Пер. с нем. Агапова В.П. – М.: Машиностроение, 1989. – 328с.

58. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 392с.

59. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. М.: Наука, 1971 – 192с.

60. Постановление Правительства Российской Федерации «О внесении изменений в Правила дорожного движения Российской Федерации» от 23.07.2013 г. № 621.

61. Постановление правительства Российской Федерации о Федеральной Целевой программе «Повышение безопасности дорожного движения в 2006 - 2012 годах» от 20.02.2006 №100.

62. Постановление правительства Российской Федерации о Федеральной Целевой программе «Повышение безопасности дорожного движения в 2013 - 2020 годах» от 30.10.2012 №1995-р.

63. Правила дорожного движения Российской Федерации: утв. постановлением совета министров – правительства РФ от 23.10.1993г. №1090 (в редакции постановления правительства Российской Федерации от 12.10.2012г. №1156).

64. Смирнова С.А. Судебная экспертиза на рубеже XXI века. Состояние, развитие проблемы. 2-е изд-е, пер. и доп. СПб.: Питер, 2004. – 875с.

65. Суворов Ю.Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза: Учеб. пособие. – М.: Изд. «Экзамен», «Право и закон», 2003. – 208с.

66. Судебная автотехническая экспертиза: пособие для экспертов - автотехников, следователей и судей. Часть II Теоретические основы и методика экспериментального исследования при производстве автотехнической экспертизы/под ред. В.А. Иларионова. – М.:ВНИИСЭ,1980. – 492с.

67. Степина П.А. Разработка методики совершенствования автотехнической экспертизы дорожно-транспортных происшествий: Дисс. канд. техн. наук.- СПб, 2010.- 168 с.

68. Столяров В.В. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий на основе теории риска: Учеб. пособие. - Саратов: СГТУ, 1996. – 176 с.

69. Столяров В.В. Теория риска в судебно-технической экспертизе дорожно-транспортных происшествий (+АБС): Монография. - Саратов: Издательский дом «МарК», 2010. – 412с.

70. 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. по-

сание. - М.: Издательство «Экзамен», издательство «Право и закон», 2003. – 208с.

71. Тартаковский Д.Ф. Проблемы неопределенности данных при экспертизе дорожно-транспортных происшествий. – СПб.: Юридический центр Пресс, 2006. – 268 с.

72. Управление скоростью: Руководство по безопасности дорожного движения для руководителей и специалистов Глобальное партнерство дорожной безопасности. Программа при Международной Федерации обществ Красного Креста и Красного Полумесяца, 2008, – 164с., www.GRSProadsafety.org

73. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176с.

74. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1963. – 236с.

75. Федеральный закон о внесении изменений в федеральный закон «О безопасности дорожного движения» и кодекс Российской Федерации об административных правонарушениях от 07.05.2013г. №92.

76. Федеральный закон РФ от 31.05.2001 №73-ФЗ (ред. от 25.11.2013) «О государственной судебно-экспертной деятельности в Российской Федерации», Российская газета, Федеральный выпуск №2718.

77. Якимов О.Ю. Дорожно-транспортное происшествие. Выпуск 5. – М.: Юрайт-Издат, 2008. – 175 с.

78. Якимов А.Ю. Независимая техническая экспертиза транспортных средств. Материалы 8-ой международной конференции «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах». СПб., 2008.

79. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1968. – 128с.

80. ГОСТ 6665-91 Камни бетонные и железобетонные бортовые. Технические условия.

81. ГОСТ Р 53827-2010 Автомобильные транспортные средства. Пружины цилиндрические винтовые, торсионы, стабилизаторы подвески. Технические требования и методы испытаний.
82. ГОСТ Р 50597-93. Автомобильные дороги и улицы. Требования к эксплуатационному состоянию, допустимому по условиям обеспечения безопасности дорожного движения. – М., ГОССТАНДАРТ РФ, 1993.
83. Wypadki drogowe - element analizy technicznej i opiniowania.
84. Project funded by the European Community under the ‘Competitive and Sustainable Growth’ Programme (1998- 2002) Ernst Tomasch Graz University of Technology, AT October, 2004 – 136p.
85. Zagadnienia bezpieczeństwa samochodu. Jerzy Wicher/ Oficyna wydawnicza politechniki warszawskiej Warszawa 1998.
86. Gillespie, T.D., Fundamentals of Vehicle Dynamics. 1992, Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.
87. Handbook of Automotive Engineering, ed. H.-H. Braess and U. Seiffert. 2005, Warrendale: SAE International. 425.
88. Lay, M.G., Ways of the World: A History of the World's Roads and of the Vehicles That Used Them. 1992, New Brunswick: Rutgers University Press.
89. Committee, S.H., The Automobile: A Century of Progress. 1997, Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc. 48.
90. Donald Bastow, G. Howard, and J.P. Whitehead, Car Suspension and Handling. 4th ed. 2004, Warrendale: SAE International.
91. Dixon, J.C., Tires, Suspension, and Handling. Second ed. 1996, Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers, Inc. 621.
92. Pacejka, H.B., Tire and Vehicle Dynamics. 2nd ed. 2006, Warrendale: SAE International.
93. Bakker, E., H. Pacejka, and L. Lidner, A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies. 1989.

94. R.J. Allemang, D.L. Brown, A complete review of the complex mode indicator function (CMIF) with applications, Proceedings of ISMA 2006, p. 3209-3246.

95. B. Rediers, B. Yang, V. Juneja: Static and dynamic stiffness-One test both results, Proceedings of the 16th IMAC 1998.

96. M. Reichelt, Identification schwach gekoppelter Systeme am Beispiel von Pkwkarosserien Doktorarbeit BMW AG 2003-Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Chemnitz.

97. D. Griffiths, A. Aubert, E.R. Green, A technique of relating vehicle structural modes to stiffness as determined in static determinate tests SAE Paper 2003-01-1716.

98. J. Lenard, B. Hurley, P. Thomas: The Accuracy of CRASH3 for calculating collision severity in modern European cars; Vehicle Safety Research Centre, Loughborough University, United Kingdom; NHTSA Paper Number 98-S6-O-08.

99. H. Steffan, B. C. Geigl, A. Moser, H. Hoschopf: Comparison of 10 to 100 km/h rigid barrier impacts; Graz University of Technology, Institute for Mechanics and Mechanisms, Austria, NHTSA Paper Number 98-S3-P-12.

100. <http://www.gibdd.ru/stat/>.

Приложение 1

Актуализированные базы данных по коэффициентам сцепления для различных видов опорных поверхностей

Приложение 1.1 Коэффициент сцепления для различных дорожных покрытий (по данным европейской ассоциации реконструкции ДТП)

дорожное покрытие	состояние покрытия	Коэффициент сцепления, ϕ			
		сухое покрытие		мокрое покрытие	
		$V < 48 \text{ км/ч}$	$V > 48 \text{ км/ч}$	$V < 48 \text{ км/ч}$	$V > 48 \text{ км/ч}$
бетон	новое	0,80...1,20	0,70...1,00	0,50...0,80	0,4...0,75
	изношено на 50%	0,60...0,80	0,60...0,75	0,45...0,70	0,45...0,65
	сильно изношенное	0,55...0,75	0,50...0,65	0,45...0,65	0,45...0,60
асфальт	новое	0,80...1,20	0,65...1,00	0,50...0,80	0,45...0,75
	изношено на 50%	0,60...0,80	0,55... 0,70	0,45...0,70	0,40...0,65
	сильно изношенное	0,55...0,75	0,45...0,65	0,45...0,65	0,40...0,60
	чрезмерно изношенный	0,50...0,60	0,35...0,60	0,30...0,60	0,25...0,55
гравий	укрепленное	0,55...0,85	0,50...0,80	0,40...0,80	0,40...0,60
	рассыпчатое	0,40...0,70	0,40...0,70	0,45...0,75	0,45...0,75
шлак	укрепленное	0,50...0,70	0,50...0,70	0,65...0,75	0,65...0,75
камень	дробленый	0,55...0,75	0,55...0,75	0,55...0,75	0,55...0,75
лед	гладкий	0,10...0,25	0,07...0,20	0,05...0,10	0,05...0,10
снег	уплотненный	0,30...0,55	0,35...0,55	0,30...0,60	0,30...0,60
	рыхлый	0,10...0,25	0,10...0,20	0,30...0,60	0,30...0,60

Приложение 1.2 Коэффициент сцепления для шин грузовых и легковых (по данным европейской ассоциации реконструкции ДТП)

Дорожное покрытие	шина легкового автомобиля	шина грузового автомобиля
сухой бетон	0,85	0,65
сухой асфальт	0,80	0,60
влажный бетон	0,70...0,80	0,50
мокрый асфальт	0,45...0,80	0,30
плотный снег	0,15	0,15
лед	0,05	0,11 (сухой)
		0,07 (мокрый)
сухая грязь	0,65	-
грязь	0,40...0,50	-
гравий или песок	0,55	-

Приложение 1.3 Коэффициент сцепления шин со снежной и ледяной поверхностью (по данным европейской ассоциации реконструкции ДТП)

Вид поверхности, особенности шины, окружающей среды	Описание поверхности (температур от -42° до -4°С)	диапазон коэффициента сцепления
лед	Толстый твердый слой льда, не продавливаемый насквозь шипами шины или цепями противоскольжения, с водяной плёнкой на следах торможения	0,054...0,19
лед в контакте с шипованной резиной	лед, как указан выше	0,092...0,16
лед в контакте с шиной, оснащенной стальной цепью противоскольжения	лед, как указано выше	0,12...0,18
лед в контакте с шиной, при сниженном давлении в ней (221...83кПа)	лед, как указано выше	0,13...0,15
толстая ледяная корка	сплошной слой льда на асфальте или бетоне, различимый на дороге.	0,12...0,26
тонкая ледяная корка	сплошной слой льда на асфальте, бетоне, чаще на тротуарах, плохо различимый на дороге	0,17...0,49
утрамбованный заледеневший снег	сплошной слой снега, уплотненный до образования ледяной поверхности	0,12...0,39
утрамбованный заледеневший снег, перед светофоре	компактный участок уплотненного до ледяной поверхности снега перед светофорами, подтаявший от теплового воздействия стоящих не нём машин и дающий блики на поверхности дороги	0,09...0,22
утрамбованный заледеневший снег, посыпанный песком	сплошной слой снега уплотненный до образования ледяной поверхности, обработанный песком или гравием с частицами диаметром 3...6 мм	0,15...0,45
утрамбованный заледеневший снег в колеях, посыпанный песком	заледеневший снег, как указано выше, с колеистой, обработанный песком или гравием с частицами диаметром 3...6мм, с выкосом их из колеи	0,20...0,29

Продолжение Приложения 1.3

утрамбованный заледеневший снег, покрытый свежевыпавшим снегом	заледеневший снег, как указано выше, покрытый слоем свежевыпавшего неуплотненного снега толщиной 3...100мм.	0,18...0,45
утрамбованный заледеневший снег, покрытый слоем неуплот- ненного старого снега	заледеневший снег, как указано выше, на котором накопился слой старого грубого твердого не ут- рамбованного снега толщиной 100...200мм	0,43...0,45
разбитый асфаль- тобетон с 20% по- крытием утрамбо- ванным заледе- невшим снегом	разбитый асфальтобетон с выбоинами, заполнен- ными утрамбованным заледеневшим снегом	0,2
снег утрамбован- ный	снег, выпавший на чистый асфальтобетон и уплот- ненный колесами автотранспорта лишь до состоя- ния, не сопровождающегося образованием гололе- дицы	0,24...0,37
снег не утрамбованный	свежевыпавший на чистый асфальт снег, не уплот- ненный колесами ранее двигавшегося автомобиля	0,15...0,42
снег глубоко не утрамбованный	снежная целина с глубиной неуплотненного снеж- ного покрова, исключаяющей контакт колес АТС с опорной поверхностью дороги	0,92...0,95
чистый асфальто- бетон при отрица- тельной темпера- туре окружающе- го воздуха	чистое сухое асфальтобетонное покрытие при от- рицательных температурах	0,59...0,72
тоже при слабоот- рицательных тем- пературах (до ми- нус 1...3°C)	легкое частичное подмораживание чистой асфаль- тобетонной поверхности дороги в виде отдельных участков наледи	0,61...0,64
тоже при средне- отрицательных температурах (до минус 10°C)	Промерзшая чистая асфальтобетонная поверхность дороги с характерным белом налетом	0,48...0,58
тоже при сильно- отрицательных температурах (до минус 10°C)	промерзшая чистая асфальтобетонная поверхность дороги, покрытая тонкой тяжелой коркой белого налета	0,37...0,48

Приложение 1.4 Коэффициент эффективности торможения k_z при отсутствии следов торможения

[illegible]

Приложение 1.5

Вид покрытия	Состояние покрытия	Коэффициент сцепления	
		при частичной блокировки колес	при полной блокировки колес
бетон	сухой	0,8...1,08	0,7...0,9
	мокрый	0,25...0,75	0,15...0,65
асфальт	сухой	0,7...1,08	0,6...0,9
	мокрый	0,4...0,5	0,3...0,4
брусчатка каменная, чистая	сухой	0,7...0,8	-
	мокрый	0,4...0,5	-
брусчатка каменная, запыленная	сухой	0,6...0,7	-
	мокрый	0,25...0,35	-
клинкер	сухой	0,7...0,8	-
	мокрый	0,4...0,5	-
твердая грунтовая дорога	сухой	0,5...0,6	0,2...0,3
	мокрый	0,3...0,4	0,2...0,3
гравий	-	0,45	0,5
дорога покрытая снегом	-	0,1...0,4	0,1...0,3
обледенелая дорога	-	0,05...0,15	0,05...0,2

Приложение 2

Технические характеристики элементов подвески и шин
легковых автомобилей и база данных по энергетическим
затратам на их деформацию

Приложение 2.1 Результаты расчёта энергетических затрат на деформацию упругих элементов передних подвесок легковых автомобилей (категория М1) зарубежного производства

№ №	марка ТС	масса, кг		база, м	жесткость передней подвески, Н/м (C_{Π})	статический прогиб упругого элемента, м (Δ_{CT})	коэффициент динамичности подвески (K_D)	динамический прогиб упругого элемента, м ($\Delta_D = \Delta_{CT} \cdot K_D$)	сопротивление деформации упругого элемента подвески при Δ_{CT} , Н ($F_{CT} = C_{\Pi} \cdot \Delta_{CT}$)	коэффициент динамичности для определения максимального сопротивления упругого элемента его деформации при Δ_{Dmax} (K'_D)	сопротивление деформации упругого элемента подвески при Δ_D , Н ($F_{дин} = C_{\Pi} \cdot (\Delta_{CT} + \Delta_D)$)	суммарная сила сопротивления сжатию упругих элементов подвески в конце динамического хода, Н ($F'_{дин}$)	максимальная сила сопротивления сжатию отбойника в конце динамического хода сжатия, Н ($F_{от}$)	работа по преодолению сил сопротивления максимальной деформации пружин, Дж ($A_{пр}$)	работа по преодолению сил сопротивления максимальной деформации отбойника при условии линейности его жесткостной характеристики, Дж ($A_{от}$)	затраты энергии на деформацию упругих элементов передней подвески в пределах динамического хода сжатия, Дж $A_{упр1}$
1	Toyota Tercel	822	класс 1	2,0 - 2,4	34225, 8	0,124	0,6	0,074	4244,0	3	6790,4	12732,0	5941,6	410,5	118,8	529,3
2	Ford Festiva	909				0,130		0,078	4449,4		7119,0	13348,1	6229,1	451,2	124,6	575,7
3	Chevrolet Chevette	916				0,128		0,077	4380,9		7009,5	13142,7	6133,3	437,4	122,7	560,1
4	Hyundai Excel	940				0,129		0,077	4415,1		7064,2	13245,4	6181,2	444,3	123,6	567,9
5	Chevrolet Spectrum	1005				0,138		0,083	4723,2		7557,1	14169,5	6612,4	508,4	132,2	640,7
6	Dodge Colt	1040				0,140		0,084	4791,6		7666,6	14374,9	6708,3	523,2	134,2	657,4
7	Ford Escort	1050				0,139		0,083	4757,4		7611,8	14272,2	6660,3	515,8	133,2	649,0
8	Mazda 323	1075				0,146		0,088	4997,0		7995,2	14990,9	6995,8	569,1	139,9	709,0
9	Honda CRX	1080				0,147		0,088	5031,2		8049,9	15093,6	7043,7	576,9	140,9	717,8

Продолжение приложения 2.1

10	Pontiac Fiero	1100	класс 2	2,4- 2,6	36450,8	0,149		0,089	5099,7		8159,4	15299,0	7139,5	592,7	142,8	735,5
11	Ford Mustang	1105				0,151		0,091	5168,1		8806,5	15504,3	6697,8	648,3	134,0	782,2
12	Ford Tempo	1180				0,154		0,092	5270,8		8981,5	15812,3	6830,9	674,3	136,6	810,9
13	Chevrolet Cavalier	1185				0,152		0,091	5202,3		8864,8	15607,0	6742,1	656,9	134,8	791,7
14	Honda Civic	1190				0,155		0,093	5311,9		9051,5	15935,6	6884,1	684,8	137,7	822,5
15	Dodge Shadow	1200				0,155		0,093	5305,0		9039,8	15915,0	6875,2	683,1	137,5	820,6
16	Plymouth Reliant	1265				0,155		0,093	5305,0		9039,8	15915,0	6875,2	683,1	137,5	820,6
17	Toyota Corolla	1270				0,157		0,094	5373,5		9156,5	16120,4	6963,9	700,8	139,3	840,1
18	Nissan Sentra	1295				0,157		0,094	5373,5		9156,5	16120,4	6963,9	700,8	139,3	840,1
19	Chevrolet Camaro	1400				0,158		0,095	5407,7		9214,8	16223,0	7008,3	709,8	140,2	849,9
20	Plymouth Acclaim	1405	класс 3	2,6- 2,8	39569,4	0,159		0,095	5441,9		10066,5	16325,7	6259,3	780,3	125,2	905,5
21	Pontiac Grand Am	1415				0,163		0,098	5578,8		10319,7	16736,4	6416,7	820,0	128,3	948,4
22	Toyota Camry	1450				0,162		0,097	5544,6		10256,4	16633,8	6377,4	810,0	127,5	937,5
23	Honda Accord	1480				0,167		0,100	5715,7		10572,9	17147,1	6574,2	860,8	131,5	992,3
24	Nissan Maxima	1490				0,168		0,101	5749,9		10636,3	17249,8	6613,6	871,1	132,3	1003,4
25	Chevrolet Lumina	1512				0,174		0,104	5955,3		11016,1	17865,9	6849,8	934,4	137,0	1071,4
26	Ford Taurus	1560				0,181		0,109	6194,9		11459,3	18584,6	7125,3	1011,1	142,5	1153,6
27	Buick Regal	1600				0,182		0,109	6229,1		11522,6	18687,3	7164,7	1022,3	143,3	1165,6
28	Ford Thunderbird	1600				0,192		0,115	6571,4		12155,7	19714,1	7558,4	1137,8	151,2	1288,9
29	Dodge Dynasty	1600				0,198		0,119	6776,7		12535,6	20330,1	7794,6	1210,0	155,9	1365,9
30	Buick LeSabre	1665	класс 4	2,8- 3,0	33909,0	0,200		0,120	6845,2		10850,9	20535,5	9684,6	1058,0	193,7	1251,7

Продолжение приложения 2.1

31	Chrysler Fifth Avenue	1710	класс 5	>3,0	34176,0	0,199		0,119	6810,9		10796,6	20432,8	9636,2	1047,4	192,7	1240,1
32	Lexus LS400	1801				0,202		0,121	6913,6		10959,4	20740,9	9781,5	1079,2	195,6	1274,9
33	Infiniti Q45	1820				0,204		0,122	6982,1		11067,9	20946,2	9878,3	1100,7	197,6	1298,3
34	Lincoln Town Car	1825				0,204		0,122	6982,1		11067,9	20946,2	9878,3	1100,7	197,6	1298,3
35	Ford Crown Victoria	1830				0,208		0,125	7119,0		11284,9	21356,9	10072,0	1144,3	201,4	1345,7
36	Chevrolet Caprice	1850				0,210		0,126	7187,4		11393,4	21562,3	10168,9	1166,4	203,4	1369,8
37	Acura Legend	1900				0,213		0,128	7290,1		11556,2	21870,3	10314,1	1200,0	206,3	1406,2
38	Jaguar XJ6	1977				0,220		0,132	7529,7		11936,0	22589,1	10653,1	1280,1	213,1	1493,2
39	Mercedes S Class	2000				0,221		0,133	7563,9		11990,2	22691,7	10701,5	1291,8	214,0	1505,8
40	Cadillac Fleetwood	2100	класс 5	>3,0	34176,0	0,255		0,153	8727,6		13943,8	26182,8	12239,0	1733,4	244,8	1978,2
41	Mercedes SEL	2150				0,276		0,166	9446,3		15092,1	28339,0	13246,9	2030,6	264,9	2295,6
42	Buick Electra	2250				0,283		0,170	9685,9		15474,9	29057,7	13582,8	2135,0	271,7	2406,6

Приложение 2.2 Результаты расчёта энергетических затрат на деформацию упругих элементов задних подвесок легковых автомобилей (категория М1) зарубежного производства

№ №	марка ТС	масса, кг		база, м	жесткость передней подвески, Н/м (C_{Π})	статический прогиб упругого элемента, м ($\Delta_{\text{ст}}$)	коэффициент динамичности подвески ($K_{\text{д}}$)	динамический прогиб упругого элемента, м ($\Delta_{\text{д}}=\Delta_{\text{ст}} \cdot K_{\text{д}}$)	сопротивление деформации упругого элемента подвески при $\Delta_{\text{ст}}$, Н ($F_{\text{ст}}=C_{\Pi} \cdot \Delta_{\text{ст}}$)	коэффициент динамичности для определения максимального сопротивления упругого элемента его деформации при $\Delta_{\text{дmax}}$ ($K'_{\text{д}}$)	сопротивление деформации упругого элемента подвески при $\Delta_{\text{д}}$, Н ($F_{\text{дин}}=C_{\Pi} \cdot (\Delta_{\text{ст}} + \Delta_{\text{д}})$)	суммарная сила сопротивления сжатию упругих элементов подвески в конце динамического хода, Н ($F'_{\text{дин}}$)	максимальная сила сопротивления сжатию отбойника в конце динамического хода сжатия, Н ($F_{\text{от}}$)	работа по преодолению сил сопротивления максимальной деформации пружины, Дж ($A_{\text{пр}}$)	работа по преодолению сил сопротивления максимальной деформации отбойника при условии линейности его жесткостной характеристики, Дж ($A_{\text{от}}$)	затраты энергии на деформацию упругих элементов передней подвески в пределах динамического хода сжатия, Дж $A_{\text{упр1}}$
1	Toyota Tercel	822	класс 1	2,0 - 2,4	35810,0	0,114	0,8	0,091	4082,3	4	7348,2	16329,4	8981,2	521,2	224,5	745,8
2	Ford Festiva	909				0,126		0,101	4512,1		8121,7	18048,3	9926,5	636,7	248,2	884,9
3	Chevrolet Chevette	916				0,138		0,110	4941,8		8895,2	19767,1	10871,9	763,8	271,8	1035,6
4	Hyundai Excel	940				0,130		0,104	4655,3		8379,5	18621,2	10241,7	677,8	256,0	933,9
5	Chevrolet Spectrum	1005				0,142		0,114	5085,0		9153,0	20340,1	11187,1	808,7	279,7	1088,4
6	Dodge Colt	1040				0,140		0,112	5013,4		9024,1	20053,6	11029,5	786,1	275,7	1061,8
7	Ford Escort	1050				0,144		0,115	5156,6		9282,0	20626,6	11344,6	831,7	283,6	1115,3
8	Mazda 323	1075				0,145		0,116	5192,5		9346,4	20769,8	11423,4	843,3	285,6	1128,8
9	Honda CRX	1080				0,150		0,120	5371,5		9668,7	21486,0	11817,3	902,4	295,4	1197,8

Продолжение приложения 2.2

10	Pontiac Fiero	1100	кл ас с 2	2,4 - 2,6	36080,6	0,150		0,120	5371,5		9668,7	21486,0	11817,3	902,4	295,4	1197,8
11	Ford Mustang	1105				0,145		0,116	5231,7		9417,0	20926,7	11509,7	849,6	287,7	1137,4
12	Ford Tempo	1180				0,147		0,118	5303,8		9546,9	21215,4	11668,5	873,2	291,7	1164,9
13	Chevrolet Cavalier	1185				0,152		0,122	5484,3		9871,7	21937,0	12065,4	933,6	301,6	1235,3
14	Honda Civic	1190				0,154		0,123	5556,4		10001,5	22225,6	12224,1	958,4	305,6	1264,0
15	Dodge Shadow	1200				0,152		0,122	5484,3		9871,7	21937,0	12065,4	933,6	301,6	1235,3
16	Plymouth Reliant	1265				0,156		0,125	5628,6		10131,4	22514,3	12382,9	983,4	309,6	1293,0
17	Toyota Corolla	1270				0,156		0,125	5628,6		10131,4	22514,3	12382,9	983,4	309,6	1293,0
18	Nissan Sentra	1295				0,147		0,118	5303,8		9546,9	21215,4	11668,5	873,2	291,7	1164,9
19	Chevrolet Camaro	1400				0,150		0,120	5412,1		9741,8	21648,4	11906,6	909,2	297,7	1206,9
20	Plymouth Acclaim	1405	кл ас с 3	2,6 - 2,8	40904,4	0,154		0,123	6299,3		11338,7	25197,1	13858,4	1086,5	346,5	1433,0
21	Pontiac Grand Am	1415				0,158		0,126	6462,9		11633,2	25851,6	14218,4	1143,7	355,5	1499,1
22	Toyota Camry	1450				0,159		0,127	6503,8		11706,8	26015,2	14308,4	1158,2	357,7	1515,9
23	Honda Accord	1480				0,168		0,134	6871,9		12369,5	27487,8	15118,3	1293,0	378,0	1671,0
24	Nissan Maxima	1490				0,170		0,136	6953,7		12516,7	27815,0	15298,2	1324,0	382,5	1706,4
25	Chevrolet Lumina	1512				0,188		0,150	7690,0		13842,0	30760,1	16918,1	1619,2	423,0	2042,2
26	Ford Taurus	1560				0,176		0,141	7199,2		12958,5	28796,7	15838,2	1419,1	396,0	1815,1

Продолжение приложения 2.2

27	Buick Regal	1600				0,172		0,138	7035,6		12664,0	28142,2	15478,2	1355,3	387,0	1742,3
28	Ford Thunderbiid	1600				0,189		0,151	7730,9		13915,7	30923,7	17008,0	1636,5	425,2	2061,7
29	Dodge Dynasty	1600				0,200		0,160	8180,9		14725,6	32723,5	17997,9	1832,5	449,9	2282,5
30	Buick LeSabre	1665	кл ас с 4	2,8 - 3,0	47170,0	0,200		0,160	9434,0		16981,2	37736,0	20754,8	2113,2	518,9	2632,1
31	Chrysler Fifth Avenue	1710				0,200		0,160	9434,0		16981,2	37736,0	20754,8	2113,2	518,9	2632,1
32	Lexus LS400	1801				0,216		0,173	10188,7		18339,7	40754,9	22415,2	2464,9	560,4	3025,2
33	Infinity Q45	1820				0,244		0,195	11509,5		20717,1	46037,9	25320,9	3145,3	633,0	3778,3
34	Lincoln Town Car	1825				0,215		0,172	10141,6		18254,8	40566,2	22311,4	2442,1	557,8	2999,9
35	Ford Crown Victoria	1830				0,220		0,176	10377,4		18679,3	41509,6	22830,3	2557,0	570,8	3127,7
36	Chevrolet Caprice	1850				0,233		0,186	10990,6		19783,1	43962,4	24179,3	2868,1	604,5	3472,6
37	Acura Legend	1900				0,224		0,179	10566,1		19018,9	42264,3	23245,4	2650,8	581,1	3232,0
38	Jaguar XJ6	1977				0,230		0,184	10849,1		19528,4	43396,4	23868,0	2794,7	596,7	3391,4
39	Mercedes S Class	2000				0,240		0,192	11320,8		20377,4	45283,2	24905,8	3043,0	622,6	3665,7
40	Cadillac Fleetwood	2100	кл ас с 5	>3 ,0	61705,5	0,270		0,216	16660,5		29988,9	66641,9	36653,1	5038,1	916,3	5954,5
41	Mercedes SEL	2150				0,290		0,232	17894,6		32210,3	71578,4	39368,1	5812,2	984,2	6796,4
42	Buick Electra	2250				0,300		0,240	18511,6		33321,0	74046,6	40725,6	6219,9	1018,1	7238,1

Приложение 2.3 Результаты расчёта энергетических затрат на деформацию упругих элементов передних подвесок легковых автомобилей (категория М1) отечественного производства

№	класс авто-мобилиа по ОН 025270-66	обра-зец	масса снаря-жен-ная, кг	ба-за, м	Передняя подвеска											
					жест-кость перед-ней подвес-ки, Н/м (C _п)	ста-тиче-ский про-гиб упру-гого эле-мента, м (Δ _{СТ})	коэффи-циент дина-мично-сти под-вески (K _д)	динами-ческий прогиб упру-гого элемен-та, м (Δ _д =Δ _{СТ} · K _д)	сопро-тивление дефор-мации упру-гого элемента подвески при Δ _{СТ} , Н (F _{СТ} =C _п · Δ _{СТ})	коэффи-циент динамич-ности для опре-деления макси-мального сопро-тивления упру-гого элемента его де-форма-ции при Δ _д max (K' _{дп})	сопротив-ление де-формации упру-гого элемента подвески при Δ _д , Н (F _{дин} =C _п ·(Δ _{СТ} +Δ _д))	суммар-ная сила сопро-тивления сжатию упру-гих элемен-тов под-вески в конце дина-мического хода, Н (F' _{дин})	макси-мальная сила со-против-ления сжатию отбойни-ка в кон-це дина-мическо-го хода сжатия, Н (F _{от})	работа по преодо-лению сил сопро-тив-ления деформации упру-гих элемен-тов пе-редней подвески в преде-лах ди-намиче-ского хода сжа-тия, Дж (A _{упр1})	затраты энергии на де-форма-цию упру-гих элемен-тов пе-редней подвески в преде-лах ди-намиче-ского хода сжа-тия, Дж (A _{от1})	
1	особо малый	1	720	2,2	32373,0	0,130	0,6	0,078	4208,5	3,0	6733,6	12625,5	5891,9	426,7	117,8	544,6
2	малый	1	955	2,4	41202,0	0,122		0,073	5026,6		8042,6	15079,9	7037,3	478,3	140,7	619,1
3		2	990	2,4	43164,0	0,148		0,089	6388,3		10221,2	19164,8	8943,6	737,5	178,9	916,3
4		3	1050	2,4	43164,0	0,148		0,089	6388,3		10221,2	19164,8	8943,6	737,5	178,9	916,3
5	сред-ней	1	1500	2,7	44733,6	0,192		0,115	8588,9		13742,2	25766,6	12024,4	1286,3	240,5	1526,8
6		2	1540	2,8	43752,6	0,177		0,106	7744,2		12390,7	23232,6	10841,9	1069,2	216,8	1286,0
7	большой	1	2100	3,2	54151,2	0,220		0,132	11913,3		19061,2	35739,8	16678,6	2044,3	333,6	2377,9

Приложение 2.4 Результаты расчёта энергетических затрат на деформацию упругих элементов задних подвесок легковых автомобилей (категория М1) отечественного производства

№	класс автомобиля по ОН 02527 0-66	образец	масса снаряженная, кг	база, м	Задняя подвеска											
					жесткость задней подвески, Н/м (Сп)	статический прогиб упругого элемента, м (Δст)	коэффициент динамичности подвески (Кд)	динамический прогиб упругого элемента, м (Δд=Δст·Кд)	сопротивление деформации упругого элемента подвески при Δст, Н (Fст=Сп·Δст)	коэффициент динамичности для определения максимального сопротивления упругого элемента его деформации при Δдmax (К'д)	сопротивление деформации упругого элемента подвески при Δд, Н (Fдин=Сп'·(Δст+Δд))	суммарная сила сопротивления сжатию упругих элементов подвески в конце динамического хода, Н (F'дин)	максимальная сила сопротивления сжатию упругих элементов отбойника в конце динамического хода сжатия, Н (Fот)	работа по преодолению сил сопротивления сжатию упругих элементов максимальной деформации пружины, Дж (Апр)	работа по преодолению сил сопротивления сжатия отбойника при условии линейности его жесткой характеристики, Дж (Аот)	затраты энергии на деформацию упругих элементов задней подвески в пределах динамического хода сжатия, Дж Аупр2
1	особо малый	1	720	2,2	39240,0	0,140	0,8	0,112	5493,6	4,0	9888,5	21974,4	12085,9	861,4	302,1	1163,5
2	малый	1	955	2,4	35316,0	0,149		0,119	5262,1		9471,8	21048,3	11576,6	878,1	289,4	1167,6
3		2	990	2,4	41692,5	0,125		0,100	5211,6		9380,8	20846,3	11465,4	729,6	286,6	1016,3
4		3	1050	2,4	41692,5	0,125		0,100	5211,6		9380,8	20846,3	11465,4	729,6	286,6	1016,3
5	средней	1	1500	2,7	47872,8	0,166		0,133	7946,9		14304,4	31787,5	17483,1	1477,5	437,1	1914,6
6		2	1540	2,8	44341,2	0,190		0,152	8424,8		15164,7	33699,3	18534,6	1792,8	463,4	2256,2
7	большой	1	2100	3,2	51012,0	0,238		0,190	12140,9		21853,5	48563,4	26709,9	3236,3	667,7	3904,0

Приложение 2.5 Результаты расчёта энергетических затрат на преодоление сил сухого трения легковых автомобилей (категория М1) зарубежного производства

	марка ТС	масса, кг		масса пре- ходящая на пе- реднюю ось, кг	масса пре- ходящая на заднюю ось, кг	масса неподрессо- ренная, приходя- щая на переднюю ось, кг	масса подрессо- ренная, приходя- щая на переднюю ось, кг	масса неподрессо- ренная, приходя- щая на заднюю ось, кг	масса подрессо- ренная, прихо- дящая на зад- нюю ось, кг	работа по пре- одолению со- противления сил сухого тре- ния, Дж
1	Toyota Tercel	822	класс 1	370	452	25	345	30	422	38,5
2	Ford Festiva	909		409	500	27	382	33	467	48,8
3	Chevrolet Chevette	916		412	504	27	385	34	470	50,5
4	Hyundai Excel	940		423	517	28	395	34	483	50,5
5	Chevrolet Spectrum	1005		452	553	30	422	37	516	60,9
6	Dodge Colt	1040		468	572	31	437	38	534	63,0
7	Ford Escort	1050		473	578	32	441	39	539	60,7
8	Mazda 323	1075		484	591	32	452	39	552	66,6
9	Honda CRX	1080		486	594	32	454	40	554	69,9
10	Pontiac Fiero	1100		495	605	33	462	40	565	68,1
11	Ford Mustang	1105	класс 2	497	608	33	464	41	567	65,4
12	Ford Tempo	1180		531	649	35	496	43	606	71,4
13	Chevrolet Cavalier	1185		533	652	36	498	43	608	78,3
14	Honda Civic	1190		536	655	36	500	44	611	73,7
15	Dodge Shadow	1200		540	660	36	504	44	616	74,3

Продолжение приложения 2.5

16	Plymouth Reliant	1265		569	696	38	531	46	649	78,4
17	Toyota Corolla	1270		572	699	38	533	47	652	82,2
18	Nissan Sentra	1295		583	712	39	544	47	665	76,6
19	Chevrolet Camaro	1400		630	770	42	588	51	719	90,5
20	Plymouth Acclaim	1405	класс 3	632	773	42	590	52	721	88,9
21	Pontiac Grand Am	1415		637	778	42	594	52	726	95,4
22	Toyota Camry	1450		653	798	44	609	53	744	97,8
23	Honda Accord	1480		666	814	44	622	54	760	101,9
24	Nissan Maxima	1490		671	820	45	626	55	765	104,6
25	Chevrolet Lumina	1512		680	832	45	635	55	776	118,6
26	Ford Taurus	1560		702	858	47	655	57	801	111,6
27	Buick Regal	1600		720	880	48	672	59	821	114,5
28	Ford Thunderbird	1600		720	880	48	672	59	821	125,5
29	Dodge Dynasty	1600		720	880	48	672	59	821	132,1
30	Buick LeSabre	1665	класс 4	749	916	50	699	61	855	135,2
31	Chrysler Fifth Avenue	1710		770	941	51	718	63	878	138,9
32	Lexus LS400	1801		810	991	54	756	66	925	153,7
33	Infinity Q45	1820		819	1001	55	764	67	934	170,5
34	Lincoln Town Car	1825		821	1004	55	767	67	937	155,8
35	Ford Crown Victoria	1830		824	1007	55	769	67	939	161,3
36	Chevrolet Caprice	1850		833	1018	56	777	68	950	175,7

Продолжение приложения 2.5

37	Acura Legend	1900		855	1045	57	798	70	975	170,0
38	Jaguar XJ6	1977		890	1087	59	830	72	1015	185,1
39	Mercedes S Class	2000		900	1100	60	840	73	1027	198,3
40	Cadillac Fleetwood	2100	класс 5	945	1155	63	882	77	1078	228,4
41	Merceds SEL	2150		968	1183	65	903	79	1104	251,6
42	Buick Electra	2250		1013	1238	68	945	83	1155	272,6

Приложение 2.6 Результаты расчёта энергетических затрат на преодоление сил сухого трения легковых автомобилей
(категория М1) отечественного производства

№	класс автомобиля по ОН 025270-66	образец	масса снаряженная, кг	число осей	масса переходящая на переднюю ось, кг	масса переходящая на заднюю ось, кг	масса неподдресоренная, переходящая на переднюю ось, кг	масса поддресоренная, переходящая на переднюю ось, кг	масса неподдресоренная, переходящая на заднюю ось, кг	масса поддресоренная, переходящая на заднюю ось, кг	работа по преодолению сопротивления сил сухого трения, Дж
1	особо малый	1	720	2,0	324	396	22	302	26	370	40,6
2	малый	1	955	2,0	515	440	34	481	29	411	52,0
3		2	990	2,0	475	515	32	444	34	480	53,7
4		3	1050	2,0	560	490	37	523	33	457	55,9
5	средней	1	1500	2,0	720	780	48	672	52	728	107,0
6		2	1540	2,0	739	801	49	690	53	747	116,2
7	большой	1	2100	2,0	1130	970	75	1055	65	905	191,4

Приложение 2.7 Результаты расчёта энергетических затрат на деформацию шины легковых автомобилей (категория М1)

№	класс автомобиля по ОН 025270-66	образец	масса снаряженная, кг	жесткость шины, Н/м	ширина профиля, м	высота профиля, м	нагрузка на колесо, Н	затраты энергии на деформацию шины, Дж
1	особо малый	1	720	135378,0	0,130	0,105	14255,3	750,5
2	малый	1	955	304110,0	0,154	0,125	37873,1	2358,3
3		2	990	404172,0	0,150	0,122	49106,9	2983,2
4		3	1050	404172,0	0,150	0,122	49106,9	2983,2
5	средней	1	1500	431640,0	0,168	0,136	58562,8	3972,8
6		2	1540	431640,0	0,184	0,149	64244,2	4781,0
7	большой	1	1610	362970,0	0,181	0,147	53288,5	3911,7

Приложение 3

Технические характеристики стендов оборудования

Приложение 3.1 Технические характеристики прибора Эффект – 02

Измеряемые параметры	Диапазон значений
установившееся замедление $j_{уст}$, м/с ²	0...9,81
усилие нажатия на педаль P_n , кгс (Н)	10...100 (98...980)
тормозной путь S_T , м	0...50
начальная скорость торможения V_0 , км/ч	20...50
пересчитанная норма тормозного пути S_{T*} , м	0...50
время срабатывания тормозной системы $t_{ср}$, с	0...3
Пределы основной допускаемой относительной погрешности, %	
установившееся замедление	±4
усилие нажатия на педаль	±5
время срабатывания тормозной системы	±0,1
Параметры прибора	
напряжение питания, В	12±2
потребляемая мощность, Вт, не более	2
Габаритные размеры прибора, мм	
электронный блок	206x75x38
датчик усилия	135x95x70
Масса прибора, кг	
электронный блок	0,4
датчик усилия	0,5

Приложение 3.2 Технические характеристики разрывной машины Р-5

№ пп	Наименование показателя	Количественная характеристика
1	2	3
Тип силоизмерителя -маятниковый		
1	наибольшая нагрузка, кгс	5000
2	количество поясов по шкале силоизмерителя	3
3	предельное значение шкалы нагрузок, кгс	
	на пояс А	1000
	на пояс Б	2500
	на пояс В	500
4	рабочая часть шкалы, кгс	
	на пояс А	200...1000
	на пояс Б	500...2500
	на пояс В	1000...5000
5	цена деления шкалы, кгс	
	на пояс А	2
	на пояс Б	5
	на пояс В	10
6	допустимая погрешность показаний нагрузки в пределах рабочей части каждого пояса шкалы при прямом ходе (нагружений) %	±1
6а	разность между прямым и обратным ходом %	не более 2%
7	масштаб записи диаграммы	
	а) по нагрузке – I, 6 ординаты соответствует кгс	
	на пояс А	5
	на пояс Б	12,5
	на пояс В	25
	а) по деформации 10:1 50:1 100:1	-
8	погрешность записи на диаграмме:	
	по нагрузке от максимального значения высоты ординаты, %	±1
	по деформации, %, начиная с 10% от предела измерения	±3%
9	предельное значение шкалы деформации, мм	200
10	цена деления шкалы деформации, мм	1
11	скорость перемещения активного захвата, мм/мин	1...100
12	скорость обратного хода захвата, мм/мин	200
13	наибольшее расстояние между захватами, мм	700
14	расстояние от оси образцы до винта, мм	214

Продолжение приложение 3.2

1	2	3
15	габариты машины, мм	
	ширина	710
	длина	1400
	высота	2065
16	вес машины, кг	790
17	потребляемая мощность, кВт	2
18	питание машины от сети переменного тока напряжением, В	380/220

Приложение 3.3 Технические данные испытательного стенда «Miletto»

Тип привода	электромеханический
Тип колебателя	КШМ
Тип зажима амортизатора	Механический
Максимальное усилие, Н	10000
Рабочий ход, мм	10-110
Частота колебаний, Гц	0,17 – 2,6
Максимальная скорость, м/с	0,03 – 0,9
Установочная длина, мм	230 – 700
Точность измерений, %	0,2
Потребляемая мощность, кВт	5
Разработчик	фирма «Гайнц Валь», Италия

Приложение 4

Базы данных по усилиям сжатия однострубных
гидропневматических амортизаторов

Приложение 3.4 Амортизаторы передней подвески

	обозначение амортизатора	применяемость	величина силы сопротивления, при перемещении поршня в клапанном режиме, Н (кгс)	
			скорость поршня, м/с	усилие при сжатии
1	23.2905010 (AB 36.00.00)	ГАЗ 3302 «Газель»	0,414	882±176 (250±38)
2	AB 36.00.00-02	ГАЗ 3302 «Газель»	0,393	1401±137 (143±14)
3	25.2905010 (AB 52.00.00)	ВАЗ 2101...2107 и их модификаций	0,29	294±59 (30±6)
4	252.2905010 (AB 71.00.00)	ВАЗ 2121 и его модификаций		294±59 (30±6)
5	252.2905010-01 (AB 71.00.00-01)	ВАЗ 2131 и его модификаций		382±77 (39±8)
6	232.2905010 (AB 50.00.00)	ГАЗ 24, 2410, 3102, 31029, 3110	0,42	490±100 (50±10)
7	232.2905010-01 (AB 50.00.00-01)	ГАЗ 24, 2410, 3102, 31029, 3110		
8	231.2905010 (AB 63.00.00)	ГАЗ 2217 «Соболь»	0,414	1176±235 (120±24)
9	231.2905010-01 (AB 63.00.00-01)	ГАЗ 2217 «Соболь»		
10	AB 63.00.00-02	ГАЗ 2217 «Соболь»	0,393	1215±118 (124±12)
15	AB 73.00.00	«Москвич 2140» и его модификаций	0,414	490±147 (50±15)
16	AB 109.00.00	Ford Granada/Consul, 72 - 85		735±147 (75±15)
17	AB 127.00.00	Nissan Patrol 160-743, 260-743, 89 -		1666±343 (170±35)
18	AB 131.00.00	SAAB 900, 84 - 93		1372±294 (140±30)
19	AB 147.00.00	Mercedes-Benz C (202), 93 -		490±98 (50±10)

Продолжение приложения 3.4

20	AB 149.00.00	Mercedes-Benz (W126), 85-91	0,414	343±68,6 (35±7)
21	AB 152.00.00	Nissan Primera (P10), 90 - 96		735±147 (75±15)
22	AB 161.00.00	Hyundai Chorus		1029±206 (105±21)
23	AB 168.00.00	Toyota 4-Runner: (RN 61) 87, (LN, KZN, VZN) 89 - 95		980±196 (100±20)
24	AB 170.00.00	Nissan Terrano I/Pathfinder (WD 21) 87-93, Ford Maverick 93-		882±147 (90±15)
25	AB 180.00.00	Volkswagen Transporter T2, 79-92		
26	AB 184.00.00	Volkswagen Transporter T4, 90-		1078±216 (110±22)
27	AB 190.00.00	BA3 2123 и его модификаций		328±49 (33,5±5)
28	AB 190.00.00-01	BA3 2123 и его модификаций		343±49 (35±5)
29	AB 193.00.00	ГАЗ 3102 (original 1)		725±147 (74±15)
30	AB 201.00.00	Mitsubishi Pajero/Shogun/Montero (L040) 11.88-91		882±147 (90±15)
31	AB 205.00.00	Mercedes-Benz E (210) 06.95-		441±98 (45±10)
32	AB 209.00.00	Volkswagen Passat (3B)/(5B) 10.96-, Audi A6 (4B) 01.97-		637±147 (65±15)
33	AB 220.00.00	Mitsubishi Pajero/Shogun/Montero (V20) 90-		1078±216 (110±22)
34	AB 228.00.00	Volkswagen Transporter T4, 90-		1078±215,5 (110±22)
35	AB 235.00.00	Mitsubishi Pajero/Shogun/Montero (V20) 90-		1078±216 (110±22)
36	AB 246.00.00	BA3 21214 М «Нива»		510±102 (52±10)

Продолжение приложения 3.4

37	AB 276.00.00	Hover Great Wall	0,414	686±147 (70±15)
38	AB 291.00.00	УАЗ 3162-10 (с колеей 1600 мм)	0,52	1274±167 (130±17)
39	AB 291.00.00-10	УАЗ 3162-10 (с ув. дор. просветом «+30»)		
40	AB 291.00.00-20	УАЗ 3162-10 (с ув. дор. просветом «+50»)		
41	AB 294.00.00	УАЗ 3162 (с колеей 1445 мм)		803±167 (82±17)
42	AB 294.00.00-10	УАЗ 3162 (с ув. дор. просветом «+30»)		
43	AB 294.00.00-20	УАЗ 3162 (с ув. дор. просветом «+50»)		
44	AB 295.00.00	УАЗ 31514 и его модификации		803±167 (82±17)

Приложение 3.5 Амортизаторы задней подвески

№№	обозначение амортизатора	применяемость	величина силы сопротивления, при перемещении поршня в клапанном режиме, Н (кгс)	
			скорость поршня, м/с	усилие при сжатии
1	25.2915010-01 (AB 32.00.00)	ВАЗ 2101... 2107 и их модификаций	0,414	343±98 (35±10)
2	AB 36.00.00-01	ГАЗ 2217 «Соболь»	0,393	1117±108 (114±11)
3	24.2915010 (AB 37.00.00)	Москвич 2141 и его модификаций	0,414	343±98 (35±10)
4	251.2915010 (AB 39.00.00)	ВАЗ 2108,2109 и их модификаций		343±98 (35±10)
5	251.2915010-01 (AB 39.00.00-01)	ВАЗ 2110 и его модификаций		510±78 (52±8)
6	AB 47.00.00	ИЖ 2126 Орбита и его модификаций		343±98 (35±10)
7	232.2915010 (AB 51.00.00)	ГАЗ 24, 2410, 3102, 31029, 3110	0,420	490±100 (50±10)
8	AB 55.00.00	Москвич 2140 и его модификаций	0,414	490±147 (50±15)
9	26.2915010 (AB 62.00.00)	ЗАЗ 1102 Таврия и его модификаций		343±69 (35±7)
10	261.2915010 (AB 67.00.00)	ВАЗ 1111 Ока и его модификаций	0,314	282,5±58,9 (28,8±6)
11	252.2915010 (AB 72.00.00)	ВАЗ 2121 и его модификаций	0,414	637±147 (65±15)
12	252.2915010-01 (AB 72.00.00-01)	ВАЗ 2131 и его модификаций		573±114 (58,5±12)
15	AB 70.00.00	Mercedes-Benz: (W124) 84 - 93, 124E 93-95	0,414	490±98 (50±10)
16	AB 77.00.00	Opel Vectra A, 88 - 95		392±78,4 (40±8)
17	AB 78.00.00	Peugeot 405, 87-93		833±196 (85±20)
18	AB 78.00.00-01 (45 002011)	Samand, 2000 -		

Продолжение приложения 3.5

19	AB 80.00.00	Opel Kadett D/E, 79-91, Astra F Caravan 91-98	0,414	539±147(55±15)
20	AB 88.00.00	BMW3 (E30), 82-90		490±98 (50±10)
21	AB 92.00.00	Ford Transit, 91 -		735±147 (75±15)
22	AB 94.00.00	Volvo 740/760 - 940/960, 84 - 92		784±157 (80±16)
23	AB 99.00.00	Audi 100/200, 82-90		490±98 (50±10)

Приложение 5
Акты реализации результатов
диссертационного исследования

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ЭКСПЕРТНО-ПРАВОВОЙ ЦЕНТР «КУАТТРО»**

190068, г. Санкт-Петербург, Лермонтовский пр., 7а, офис 117 тел/факс (812) 714-07-40, тел. 939-31-47, ИНН 7838423656,
КПП 783801001, р/счет 40702810103030000017 в ООО «БАНК ФИНИНВЕСТ», кор/счет 30101810340300000924
ГРКЦ ГУ ЦБ РФ по Санкт-Петербургу, БИК 044030924
E-mail: gronik@mail.ru

**Акт
об использовании результатов
диссертационной работы аспиранта СПбГАСУ
Евтюкова Станислава Сергеевича**

Настоящий акт подтверждает, что результаты диссертационной работы на тему «Оценка скорости транспортных средств при проведении дорожно-транспортных экспертиз» приняты к использованию в экспертной практике экспертно-правового центра «КУАТТРО».

Предложенная методика, основанная на использовании законов сохранения энергии и количества движения, и учитывающая такие важные особенности отдельных ДТП, как разворот машин и преодоление пороговых препятствий на пути их перемещения после соударения, позволяет повысить достоверность результатов автотехнических экспертиз, выполняемых центром

Генеральный директор
ЭПЦ «КУАТТРО», к.т.н.



Гройсер Н.С.



ООО «Кит оценка»

АКТ
об использовании результатов
диссертационной работы аспиранта СПбГАСУ
Евтюкова Станислава Сергеевича

Настоящий акт подтверждает, что результаты диссертационной работы на тему «Оценка скорости транспортных средств при проведении дорожно-транспортных экспертиз» внедрения в экспертную практику экспертно-правового центра «Кит Оценка».

Создание автором базы данных по коэффициентам сцепления пневматических шин с опорной поверхностью специфических участков улично-дорожных сетей (тротуаров, бордюрных ограждений, линий разметки, газонов, трамвайных рельс и т.п.), по жесткостным и демпфирующим характеристикам элементов подвески транспортного средства приняты к практическому применению.

Использование данных этих баз и предложенных автором методов, представленных автором, повышает достоверность результатов автотехнических экспертиз при определении скорости движения.

Генеральный директор
 ООО «Кит Оценка»



Тюлькин Е.В.

**Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет»
(СПбГАСУ)**

2-я Красноармейская ул., 4, Санкт-Петербург, 190005. Тел: (812) 400-06-67. Факс: (812) 316-58-72. E-mail: rector @ spbgasu.ru
ИНН 7809011023 / КПП 783901001, ОКПО 02068580, ОКВЭД 80.30.1

№ _____ На № _____ от _____
[] []



УТВЕРЖДАЮ

Проректора по учебной работе
Луговская И.Р.
«___» _____ 2014г.

**Справка о внедрении
результатов диссертационного исследования
Евтюкова Станислава Сергеевича
в образовательную деятельность СПбГАСУ, ЦПК ИБДД и
в экспертную деятельность Института безопасности дорожного движения (ИБДД)**

Настоящим подтверждаю, что предлагаемая аспирантом СПбГАСУ Евтюковым Станиславом Сергеевичем «Оценка скорости транспортных средств при проведении дорожно-транспортных экспертиз» принята в образовательную деятельность СПбГАСУ при подготовке студентов направлений: 23.03.01 - Технология транспортных процессов, профиль подготовки: «Организация и безопасность движения» и 23.03.03, 23.04.03 - Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, профиль подготовки «Эксплуатация автотранспортных средств, дорожных и строительных машин», в ЦПК ИБДД при профессиональной переподготовке специалистов по программам «Эксперт-техник по независимой технической экспертизе транспортных средств», «Судебная инженерно-техническая экспертиза (по специализации – судебная автотехническая экспертиза)», а также в практическую экспертную деятельность отдела технологий экспертизы ДТП ИБДД.

Зам.декана АДФ
к.т.н., доцент

Грушецкий С.М.



**Общество с ограниченной ответственностью
«СПбГАСУ-Дорсервис»**

« »

№ _____

**Акт
об использовании результатов
диссертационной работы аспиранта СПбГАСУ
Евтюкова Станислава Сергеевича**

Настоящий акт составлен в том, что предложенные автором диссертационной работы, уточненные типовые структурные схемы проведения осмотра места ДТП и транспортного средства, а также моделирования и анализа механизма ДТП, разработанным с учётом современной научно-методической, инструментальной базы, и передового зарубежного опыта, принятые к использованию ООО «СПбГАСУ – Дорсервис».

Разработанный перечень оборудования для оперативного обследования места ДТП представляет интерес для комплектования подвижных средств обследования дороги, используемых в деятельности ООО «СПбГАСУ-Дорсервис».

Генеральный директор
ООО «СПбГАСУ – Дорсервис»
к.э.н., доцент



Е.Е. Медрес

Исп. Махова Наталья Юрьевна
Тел. 8-931-233-03-75

Почтовый адрес:
190103, Санкт-Петербург, Курляндская, 2/5

Телефон:
8-965-054-51-38
E-mail: fire_21@mail.ru

Телефакс:
(812) 575-01-82

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 135328

ДОРОЖНОЕ ОСТАНАВЛИВАЮЩЕЕ ОГРАЖДЕНИЕ

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2013130368

Приоритет полезной модели 02 июля 2013 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 10 декабря 2013 г.

Срок действия патента истекает 02 июля 2023 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Б.П. Симонов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 136400

**БАМПЕР С ПОВЫШЕННОЙ ЭНЕРГОПОГЛОЩАЮЩЕЙ
СПОСОБНОСТЬЮ**

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2013140937

Приоритет полезной модели 05 сентября 2013 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 10 января 2014 г.

Срок действия патента истекает 05 сентября 2023 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Б.П. Симонов

