

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи

ВОЙТКО АЛЕКСАНДР МИХАЙЛОВИЧ

**МЕТОДИКА ОЦЕНКИ И ПУТИ СНИЖЕНИЯ НЕГАТИВНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ
ГОРОДСКОЙ ДОРОЖНОЙ СРЕДЫ НА ПОДВИЖНОСТЬ
АВТОСАНИТАРНОГО ТРАНСПОРТА**

Специальность 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 – 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ОБОСНОВАНИЕ ПОДХОДА К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	13
1.1 Автотранспортное обеспечение медицинской службы скорой помощи	13
1.2 Влияние подвижности автомобилей скорой помощи на эффективность использования «золотого часа» в условиях мегаполиса	18
1.3 Анализ исследований по вопросам теории колебаний и плавности хода автомобиля	29
1.4 Влияние вибрации, поперечных и продольных кренов на состояние водителя и пассажиров	32
1.5 Обзор современных амортизаторов автомобиля	36
1.6 Характеристики амортизаторов	38
1.7 Выводы по главе 1	41
ГЛАВА 2 МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК, ОБОСНОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА И ОЦЕНКА ЕГО ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ	43
2.1 Методика расчета скоростной характеристики однотрубного амортизатора	43
2.1.1 Методика определения коэффициентов сопротивления амортизаторов	44
2.1.2 Методика расчета характеристики сопротивления перемещению рабочего поршня амортизатора	45
2.1.3 Определение исходных данных для расчетов характеристики сопротивления амортизатора	46
2.2 Методика обоснования конструктивных параметров однотрубного гидропневматического амортизатора	49
2.2.1 Расчет объема газовой заправочной полости	50
2.2.2 Расчет параметров газа	50

2.2.3	Расчет параметров рабочей жидкости.....	53
2.2.4	Расчет жесткости газа (упругости амортизатора).....	53
2.2.5	Оценка энергоемкости амортизатора.....	54
2.2.6	Проверка возможности возникновения кавитации на рабочих режимах.....	55
2.2.7	Прочностные расчеты деталей амортизатора.....	56
2.2.8	Оценка сходимости расчетной и экспериментальной характеристик разработанного гидропневматического амортизатора	57
2.3	Обобщенный анализ скоростных характеристик исследуемых амортизаторов.	60
2.4	Определение вертикальных ускорений пробоя подвески при переезде дорожных неровностей.....	63
2.4.1	Уточненная методика определения вертикальных ускорений при переезде дорожных неровностей.....	63
2.4.2	Расчет вертикальных ускорений для неровностей трапецеидальной формы	66
2.4.3	Расчет вертикальных ускорений для неровностей типа шумовой полосы	68
2.4.4	Расчет вертикальных ускорений для неровностей циркульного профиля.....	69
2.5	Выводы по главе 2	72
ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ТИПА ДЕМПФИРУЮЩИХ И УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ НА УРОВЕНЬ КОМФОРТАБЕЛЬНОСТИ АВТОМОБИЛЯ СКОРОЙ МЕДИЦИНСКОЙ ПОМОЩИ ПРИ ГОРОДСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ.....		
3.1	Цель, объекты и задачи экспериментальных исследований	74
3.2	Комплекс измерительно-регистрающей аппаратуры	77
3.3	Методики испытаний	82
3.3.1	Переезд искусственной дорожной неровности («лежачий полицейский»)	85
3.3.2	Переезд приподнятого пешеходного перехода.....	87
3.3.3	Переезд стыков разводного моста.....	89
3.3.4	Переезд шумовых полос.....	91
3.3.5	Проезд поворота в 90 градусов.....	93
3.3.6	Экстренное торможение.....	96

3.4	Оценка эффективности использования различных типов амортизаторов и упругих элементов подвески для гашения колебаний поддрессоренной массы автосанитарных машин Форд Транзит	99
3.4.1	Оценка эффективности гашения вертикальных колебаний.....	99
3.4.2	Оценка противодействия исследуемых подвесок пробой при переезде неровностей	101
3.4.3	Бальная оценка комфортабельности переезда искусственных дорожных неровностей автосанитарными машинами Форд Транзит при различных вариантах исполнения подвесок	103
3.4.4	Оценка эффективности гашения поперечно-угловых и продольно-угловых колебаний.....	105
3.4.5	Бальная оценка комфортабельности при повороте и экстренном торможении автосанитарных машин Форд Транзит при различных исследованных вариантах подвесок	108
3.4.6	Обобщенная бальная оценка.....	109
3.5	Выводы по главе 3	110
ГЛАВА 4 МЕТОДИКА ОЦЕНКИ НЕГАТИВНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ГОРОДСКОЙ ДОРОЖНОЙ СРЕДЫ НА ПОДВИЖНОСТЬ АВТОСАНИТАРНОГО ТРАНСПОРТА		113
4.1	Выводы по главе 4	119
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....		121
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ.....		124
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....		125

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В современном обществе любое оказание услуг в сфере транспорта оценивается своевременностью, безопасностью и качеством их реализации. Это в полной мере относится и к автотранспортному обеспечению системы оказания скорой медицинской помощи. Существует медицинское понятие «золотого часа», подразумевающее время, в течение которого состояние человека, попавшего в критическое положение, балансирует на грани жизни и смерти. Если в течение этого времени ему оказать полноценную помощь, то вероятность выживания достигает 90%. При этом, если пострадавшему помощь будет оказана через два часа, то эта вероятность снижается до 10%, что связано с особенностью борьбы человеческого организма за самовыживание. Особенно важна реализация возможностей «золотого часа» при сердечно-сосудистых заболеваниях и тяжелых травмах [1, 2], а также в борьбе с опасными вирусными заболеваниями. К сожалению, эти возможности часто ограничиваются несвоевременным прибытием машин скорой помощи и доставкой пострадавших до медицинского учреждения. Например, статистика причин смерти пострадавших при ДТП показывает, что до 34% случаев связаны с прибытием скорой медицинской помощи со значительным опозданием [3]. Особенно неблагоприятная обстановка с такой ситуацией складывается в крупных городах, где скорость доставки и комфортность транспортирования пострадавших зависит не только от конструктивных особенностей автомобиля скорой помощи, но и от состояния транспортной среды на маршруте движения.

Этот посыл соответствует традиционному понятию подвижности, как интегрального эксплуатационного свойства транспортной машины, определяющего ее способность выполнять поставленные задачи с оптимальной адаптивностью к условиям эксплуатации и состоянию самой машины [4, 5].

Способность автосанитарного транспорта выполнять поставленные задачи определяется двумя факторами: скоростью и комфортностью доставки больных в лечебное учреждение. Выделить превалирующий из этих факторов при движении в городской среде проблематично, т.к. они имеют разнонаправленное действие на общую эффективность оказания медицинской услуги: повышение скорости движения машины вызывает снижение комфортности пациента, повышение комфортности требует

снижения скорости преодоления препятствий на пути движения, что увеличивает время прибытия в лечебное учреждение. Разрешение этого противоречия возможно на основе конструктивного усовершенствования автотранспортного средства.

Условия эксплуатации, определяемые состоянием городской дорожной среды, являются независимым фактором влияния на подвижность автосанитарного транспорта.

Техническое состояние машины, как правило, соответствует высокому уровню требований к нему, определяемому важностью решения функциональных задач.

Конструктивное исполнение машин скорой помощи, создаваемых, как правило, с использованием серийных автомобильных базовых шасси из состава категорий М1 или N1, не всегда обеспечивает их адаптивность к городской дорожной среде. Это касается в первую очередь требуемого уровня комфорта транспортирования пострадавших при высоких скоростях движения по маршрутам, имеющим на проезжей части специфические искусственные препятствия в виде циркульных («лежачие полицейские») и трапециевидных (приподнятые пешеходные переходы) неровностей, шумовых полос, трамвайных рельсов, стыков разводных мостов, ремонтируемых участков дорожного покрытия и т.п. Помимо тряски и толчковых импульсов дискомфорт вызывает поперечные и продольные крены кузова при частых крутых поворотах на перекрестках и интенсивных разгонах и торможениях на прямолинейных участках пути.

На автомобилях массового производства категорий М1 и N1 в качестве демпфирующих и стабилизирующих элементов подвески обычно используются гидравлические телескопические двухтрубные амортизаторы. Реже применяют однотрубные гидропневматические амортизаторы и пневмоподвеску. Каждое из этих устройств с точки зрения обеспечения комфорта пострадавшего и медицинского экипажа имеет свои преимущества и недостатки. Приоритетность применения их на автомобилях скорой помощи до настоящего времени системно не рассматривалась, а выбор конструкции определялся традициями проектирования, либо компоновочными требованиями со стороны подвески шасси. В связи с изложенным, задача обоснования типа амортизаторов для применения на шасси автомобилей скорой медицинской помощи, решение которой способствует повышению их подвижности в условиях городской среды, является актуальной.

Степень разработанности. Основами вибронагруженности и колебательных процессов в теории движения автомобиля занимались такие отечественные и зарубежные исследователи, как: Чудаков Е.А., Зимелев Г.В., Яценко Н.Н., Успенский И.Н., Говорущенко Н.Я., Литвинова А.С., Фаробина Я.Е., Смирнова Г.А., Федотов А.И., Доморозов А.Н., Нгуен Ван Ньань, Слепенко Е.А., Желтышев А.В., Першин С.А., Фалькевич Б.С., Ротенберг Р.В., Дербаремдикера А.Д., Bauer W., Dixon J. C., Blundell M., Carbon. C., Marquard E., Apetaur M. и другие.

Анализ выявленных источников показал, что оценка и пути снижения негативного воздействия элементов городской дорожной среды на подвижность автосанитарного транспорта, не изучена.

Цель исследования. Разработка методов оценки негативного воздействия городской дорожной среды на подвижность автосанитарного транспорта и обоснование рекомендаций по его снижению путем эксплуатационной модернизации подвески.

Рабочей гипотезой является предположение, что подвижность автосанитарных транспортных средств, ограничиваемая допустимыми санитарно-гигиеническими нормами воздействия на человека, может быть повышена за счет их адаптации к преодолению искусственных препятствий на маршрутах передвижения в городской дорожно-транспортной среде путем эксплуатационной модернизации и подвески.

Объект исследования. Автосанитарные транспортные средства на базе шасси категорий М1 и N1.

Предмет исследования. Колебательный процесса кузова автосанитарного транспортного средства с разными типами подвесок при преодолении типовых препятствий городской дорожной среды.

Задачи исследования:

1. Обосновать значимые факторы, влияющие на подвижность автомобилей скорой медицинской помощи в городской дорожно-транспортной среде;
2. Разработать математические модели построения скоростной характеристики однотрубного амортизатора и расчета его основных конструктивных параметров;
3. Провести сравнительную оценку скоростных характеристик натуральных образцов двухтрубного гидравлического и однотрубного гидропневматического амортизаторов для автомобилей категории М1 и N1;

4. Уточнить математические модели определения предельных вертикальных ускорений при переезде дорожных неровностей различного профиля;

5. Провести натурный эксперимент по сравнительной оценке эффективности гашения колебаний кузова автосанитарной машины на искусственных дорожных неровностях различного профиля при использовании подвесок с различными типами демпфирующих элементов;

6. Разработать методику оценки негативного воздействия городской дорожной среды на подвижность автосанитарного транспорта;

7. Предложить конструктивные рекомендации по повышению плавности хода и снижению крена салона автосанитарного автомобиля путем эксплуатационной модернизации подвески.

Научной новизной обладают:

1. Результаты экспертной оценки значимости факторов, ограничивающих подвижность автомобилей скорой медицинской помощи в городской дорожно-транспортной среде;

2. Математические модели построения скоростной характеристики и определения конструктивных параметров однотрубных телескопических гидропневматических амортизаторов;

3. Закономерности изменения вертикальных ускорений салона санитарного автомобиля от скорости преодоления единичных дорожных неровностей при различных типах подвески;

4. Закономерности изменения продольных и поперечных ускорений крена салона санитарного автомобиля от скорости движения при повороте и торможении при различных типах подвески;

5. Методика оценки негативного воздействия элементов городской дорожной среды на подвижность автосанитарного транспорта;

6. Научно обоснованные рекомендации по повышению плавности хода и снижению крена салона автосанитарного автомобиля путем эксплуатационной модернизации подвески.

1. Теоретическая значимость исследования. В результате теоретических исследований разработаны математические модели построения скоростных характеристик и расчета основных параметров телескопических однотрубных

гидропневматических амортизаторов. Уточнены математические модели определения предельных вертикальных ускорений при переезде искусственных дорожных неровностей различного профиля. Впервые выявлены закономерности изменения вертикальных ускорений салона санитарного автомобиля от скорости преодоления единичных дорожных неровностей и изменения продольных и поперечных ускорений крена салона от скорости движения при повороте и торможении при различных типах подвески. Разработана методика оценки негативного воздействия элементов городской дорожной среды на подвижность автосанитарного транспорта.

2. Практическая значимость исследования заключается в разработке математического аппарата для проектирования однотрубных гидропневматических амортизаторов и в его реализации в виде программы для ЭВМ, защищенной свидетельством о государственной регистрации. Разработаны научно-обоснованные конструктивные рекомендации по повышению плавности хода и снижению крена салона автосанитарного автомобиля путем эксплуатационной модернизации подвески.

Программный продукт реализуется в конструкторской деятельности Санкт-Петербургского машиностроительного амортизаторного предприятия ООО «ПЛАЗА» при проектировании новых изделий, а предложенные инженерные решения – при эксплуатационной модернизации парка автомобилей скорой помощи в ГУП «Медсантранс» (г. Санкт-Петербург).

Методология и методы исследования. Методологической базой диссертационного исследования являются основные положения теории движения и колебаний колесных машин, методы экспертной оценки и априорного ранжирования, математические методы моделирования физических процессов, экспериментальные исследования, математические методы статистической обработки их результатов.

Реализация результатов работы. Результаты исследований внедрены:

- в ГУП «Медсантранс», г. Санкт-Петербург, в части выбора упругих и демпфирующих элементов подвесок при эксплуатационной модернизации машин штатного парка.

- в машиностроительном амортизаторном предприятии ООО «ПЛАЗА» в части использования методического аппарата расчета основных параметров однотрубного гидропневматического амортизатора при разработке конструкторской документации на новые образцы изделий.

- в учебном процессе СПбГАСУ по направлению в сфере наземных транспортно-технологических средств (23.05.01), прикладной механики (15.04.03) по дисциплине «Исследования и испытания ПТСДСиО», «Проектирование ПТСДСиО».

На защиту выносятся следующие научные положения:

1. Методика и результаты обоснования конструктивно-эксплуатационных факторов, имеющих значимое влияние на подвижность автосанитарных средств в городской среде;
2. Математическая модель построения скоростной характеристики гидропневматического амортизатора и методика расчета его основных параметров;
3. Закономерности изменения вертикальных ускорений салона санитарного автомобиля от скорости преодоления единичных дорожных неровностей при различных типах подвески;
4. Закономерности изменения продольных и поперечных ускорений крена салона санитарного автомобиля от скорости движения при повороте и торможении при различных типах подвески;
5. Методика оценки негативного воздействия элементов городской дорожной среды на подвижность автосанитарного транспорта.

Достоверность и обоснованность результатов диссертационного исследования обусловлена использованием теоретических основ снижения негативного воздействия элементов городской дорожной среды на подвижность автомобиля скорой помощи повышением плавности хода и устойчивости, а также натурных исследований, выводы которых подтверждаются результатами практических исследований.

Апробация работы. Материалы и результаты научного исследования доложены и одобрены на:

- 75-й научной конференции профессорско-преподавательского состава и аспирантов университета «Архитектура – строительство – транспорт» СПбГАСУ г. Санкт-Петербург (19–20 ноября 2019 года);
- Международной научно – практической конференции «Транспорт России: проблемы и перспективы» Министерство науки и высшего образования Российской Федерации Российская академия наук (РАН). Отделение нанотехнологий и информационных технологий РАН. Институт проблем транспорта им. Н.С. Соломенко

РАН. Санкт-Петербургский университет государственной противопожарной службы. (Ноябрь 2019 года);

– 14-ой международная конференция «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах», СПбГАСУ г.Санкт-Петербург (21-24 октября 2020 г.);

– 74-ой научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Актуальные проблемы современного строительства» СПбГАСУ г.Санкт-Петербург (8-10 апреля 2021 года).

Личный вклад автора. При проведении исследования автор лично:

– организовал проведение, обработал и проанализировал результаты экспертных исследований;

– разработал математическую модель скоростной характеристики амортизатора, на основе которой провел сравнительный анализ выходных параметров однотрубного и двухтрубного амортизаторов для автомобиля скорой медицинской помощи;

– разработал математическую модель расчета основных параметров однотрубного гидропневматического амортизатора и программу ее реализации на ЭВМ, защищенную свидетельством о государственной регистрации;

– уточнил математические модели расчета предельных вертикальных ускорений при переезде единичных дорожных неровностей различных профилей;

– спланировал, подготовил и провел экспериментальные исследования по сравнительной оценке отдельных параметров плавности хода автомобилей с тремя типами подвесок при переезде единичных дорожных неровностей различных профилей, а также при изменении траектории движения автомобиля скорой помощи и при его экстренном торможении;

- разработал методику оценки негативного воздействия элементов городской дорожной среды на подвижность автосанитарного транспорта.

- научно обосновал конструктивные рекомендации по повышению плавности хода и снижению крена салона автосанитарного автомобиля путем эксплуатационной модернизации подвески.

Публикации.

Результаты исследования по теме диссертации опубликованы в 5 печатных работах, в числе которых 4 научных статей в журналах из перечня рецензируемых научных изданий ВАК, 1 статья в издании, входящем в международную реферативную

базу данных и систем цитирования Scopus. По теме исследования получены 4 патента на полезные модели и 1 свидетельство о государственной регистрации на программу для ЭВМ.

Структура и её объем. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, списка использованных источников, включающего 115 наименований, в том числе 12 на иностранном языке. Диссертация изложена на 133 страницах машинописного текста и включает в себя 46 таблиц, 64 рисунков, 53 формулы.

Работа выполнена на кафедре «Наземные транспортно-технологические машины» Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета в период с 2018 по 2021 гг.

ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ОБОСНОВАНИЕ ПОДХОДА К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Автотранспортное обеспечение медицинской службы скорой помощи

Основной задачей системы здравоохранения в г.Санкт-Петербург является обеспечение населения качественной и своевременно оказанной медицинской помощью.

Работа системы здравоохранения, а также скорой медицинской помощи, непосредственно связана с особенностями медико-демографической ситуации в регионе [1]. Согласно данным Росстата, а также Комитета здравоохранения правительства г.Санкт-Петербург численность населения на 1 января 2020 года составила 5 млн 382,9 тыс.чел. и имеет устойчивую тенденцию к росту даже при снижении уровня рождаемости (рисунок 1). Однако сложная эпидемиологическая ситуация 2020 года внесла значительные негативные коррективы в положительную динамику 2018-2019 гг. снижения смертности и увеличения продолжительности жизни в городе. К основным причинами смерти последних лет - болезням системы кровообращения (основная – хроническая ишемическая болезнь сердца – 50,8%), злокачественным новообразованиям (основная – ЗНО бронхов и легких – 13,5%), травмам и отравлениям, в 2020 году добавился рост смертей от коронавирусной инфекции. Среди юношей и подростков травма является причиной смертности в 80% случаях. Значительный вклад в эту негативную статистику вносят травмы, полученные при дорожно-транспортных происшествиях (ДТП), в результате которых погибает преимущественно молодое и трудоспособное население. Во всех перечисленных случаях своевременное оказание медицинской помощи, существенно снижающей риск летального исхода, во многом зависит от оперативности действий бригад скорой помощи. Важную роль в этом играет автотранспортное обеспечение их подвижности.

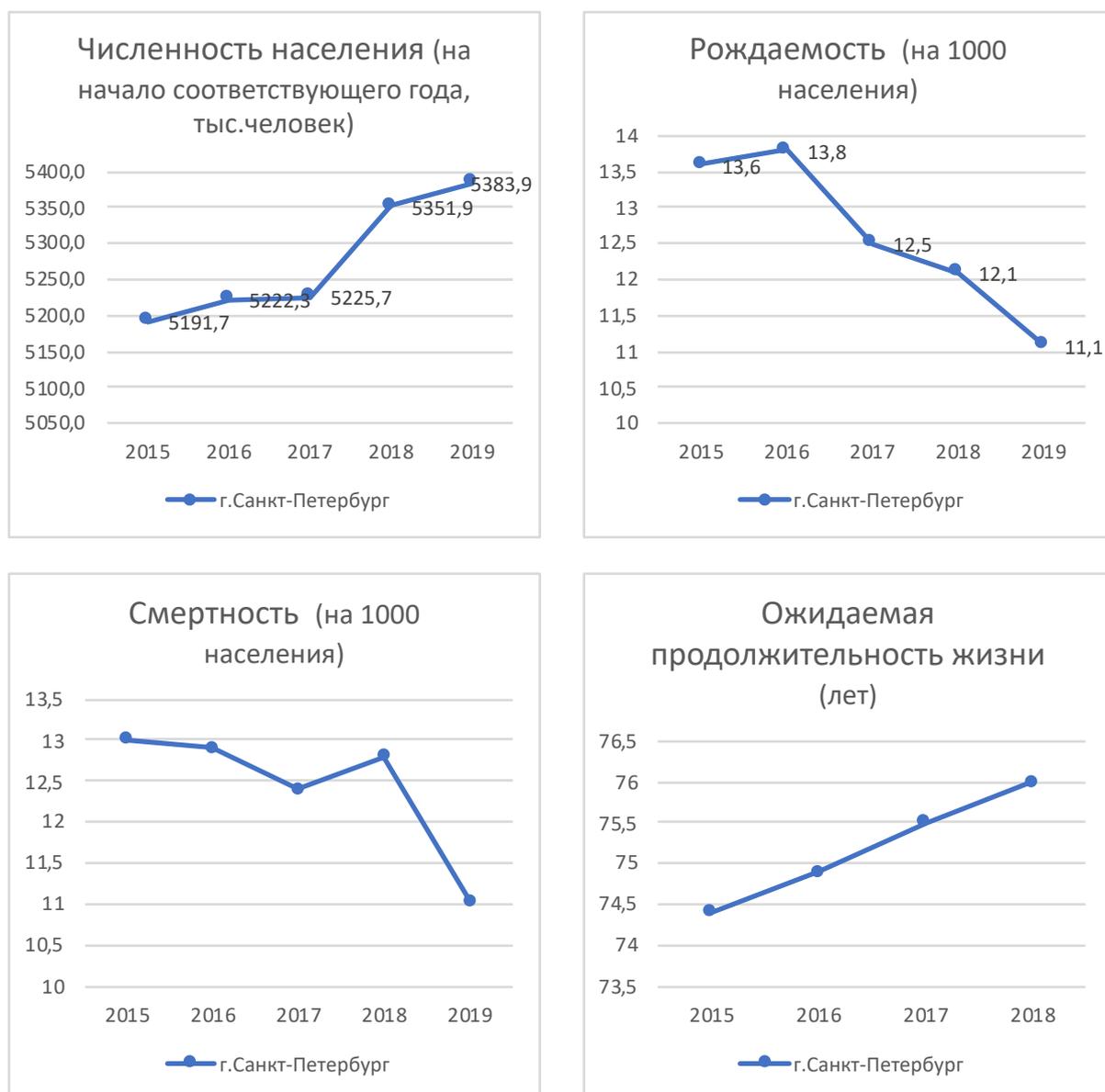


Рисунок 1 – Медико-демографические показатели г.Санкт-Петербург в 2020 г.

Одной из основных ведущих организаций, занимающихся оказанием населению медицинской поддержки по требованию в г.Санкт-Петербург является ГУП «Автобаза скорой и неотложной помощи» (ГУП «Медсантранс»), работающая с 1994 года. На 2021 год, парк автомобилей медицинской скорой помощи (таблица 1) составляет 327 единиц техники – данные по состоянию 01.01.2021 года (рисунок 2). Как видно из приведенных данных, самым распространенным транспортным средством (ТС) являются автомобили (а/м) марки Ford Transit различных модификаций.

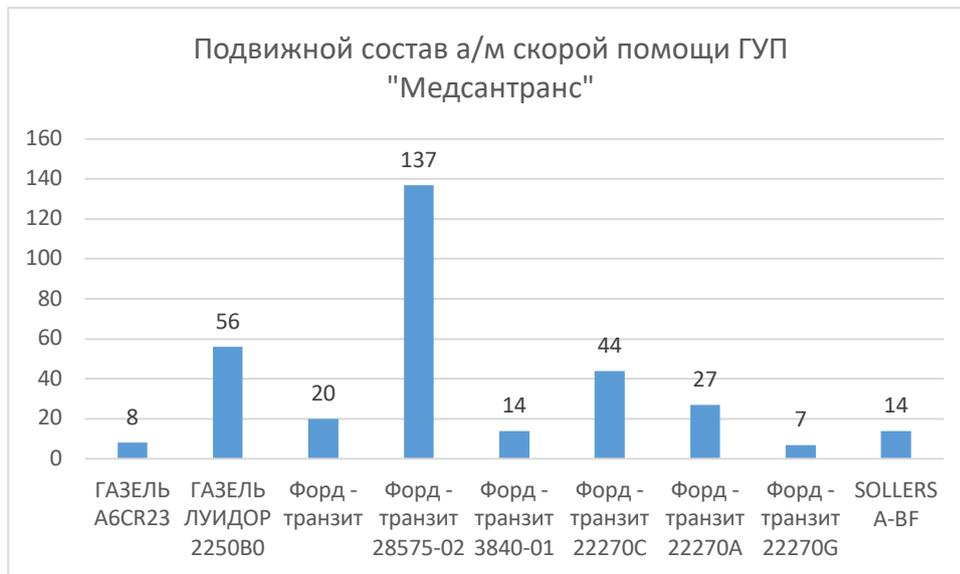


Рисунок 2 – Статистика количества а/м скорой помощи в зависимости от модели

Таблица 1 – Автопарк ГУП «Медсантранс»

Модель ТС	Внешний вид
Автомобиль ГАЗель Луидор 2250В0	Форд - транзит 28575-02 (Класс А)
	
Форд - транзит 28575-02 (Класс В)	Форд Транзит – 3840 (3840-01)
	
Форд Транзит – 22270А (22270С)	Sollers А-ВF



Год выпуска подвижного состава по марке и модели, а также по общему количеству ТС представлен на рисунке 3.

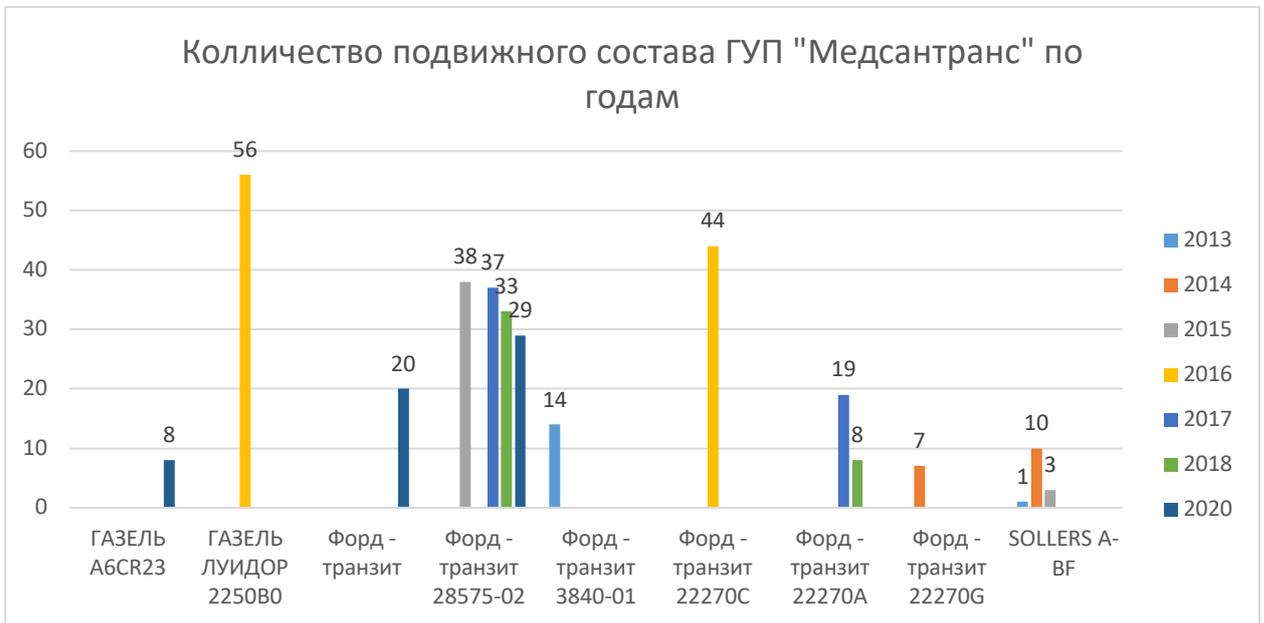


Рисунок 3 – Год выпуска ТС а/м скорой помощи ГУП «Медсантранс» по количеству единиц в зависимости от года

Статистика количества подвижного состава относительно года выпуска представлена на рисунке 4.

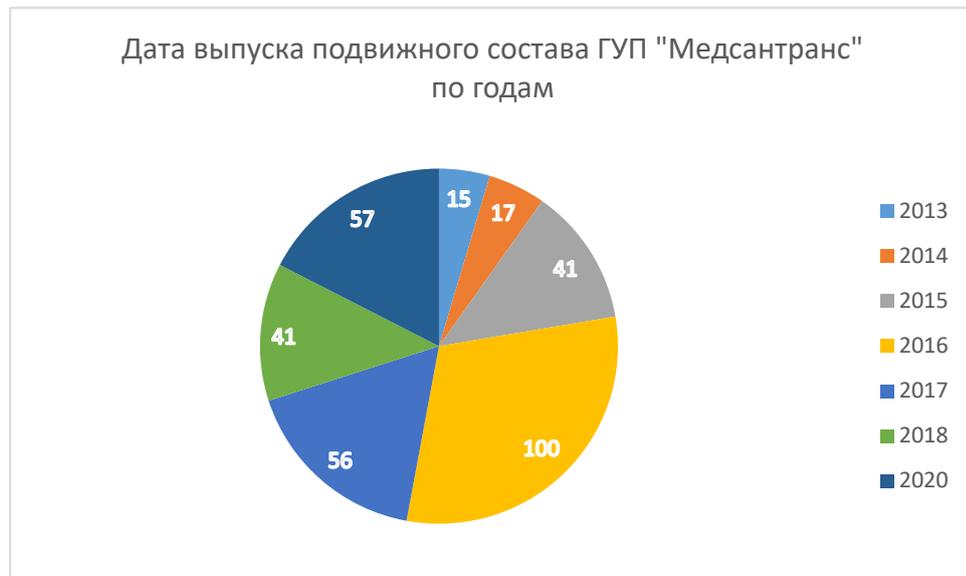


Рисунок 4 – Статистика ТС скорой помощи по году выпуска

Среднегодовые пробеги а/м ГАЗель и Форд Транзит представлены на рисунке 5.

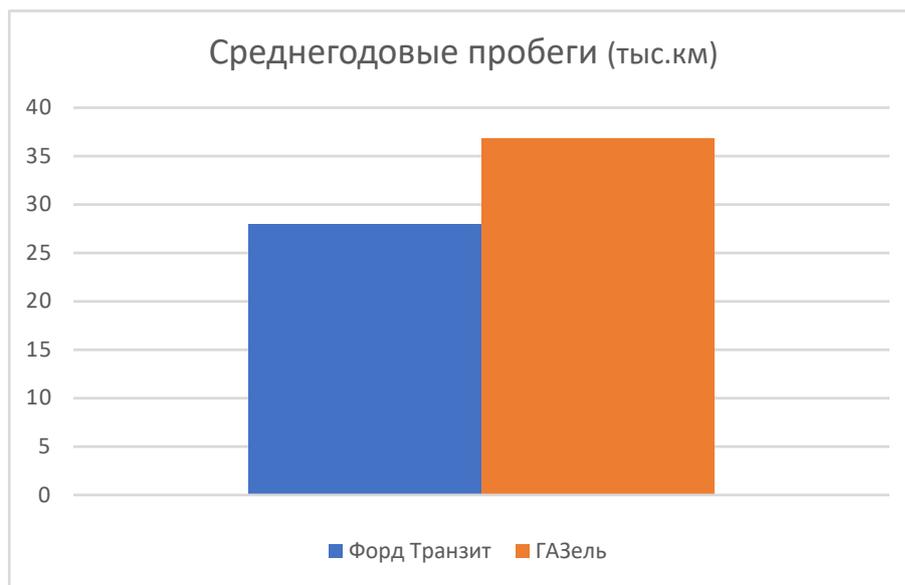


Рисунок 5 – Среднегодовые пробеги подвижного состава ГУП «Медсантранс»

Представленный выше анализ подвижного состава указывает на то, что большая часть автомобилей скорой помощи имеет возраст не больше 3-4 лет, в то время как самым старым (около 10% от общей численности парка) всего 6 лет. Однако, стоит учитывать то, что автомобили скорой помощи находятся в постоянном оперативном управлении, предполагающем их интенсивное использование, и требуют особого внимания к поддержанию и восстановлению работоспособного состояния.

Представленный количественно-качественный состав парка автосанитарных средств характерен и для других транспортных предприятий городской системы скорой медицинской помощи.

1.2 Влияние подвижности автомобилей скорой помощи на эффективность использования «золотого часа» в условиях мегаполиса

Как указывалось ранее, одним из основных направлений по снижению смертности, в частности при сердечно-сосудистом заболевании или при получении травм является оказание медицинской помощи в первый посттравматический период – в течение «золотого часа» [2].

К сожалению, реализация возможностей «золотого часа» часто ограничивается несвоевременным прибытием машин скорой помощи и доставкой пострадавших до медицинского учреждения. Статистика причины смертности пострадавших при ДТП [3] показывает, что до 34% случаев вызваны прибытием скорой помощи со значительным опозданием. Особенно неблагоприятная обстановка с такой ситуацией складывается в крупных городах – мегаполисах [4].

Время прибытия автомобиля скорой медицинской помощи до пострадавшего варьируется в зависимости от плотности населения и его рассосредоточенности по районам города, транспортной доступности, дорожных условий, климатических и географических особенностей региона дислокации и т.п. Ранее это время регламентировалось Приказом РФ №179, которое в последующем было отменено новым приказом Минздрава РФ № 388-Н, в котором, к сожалению, понятие регламента времени отсутствует. Но именно в этот достаточно короткий промежуток времени определяется судьба большинства пострадавших. Не стоит также забывать, что во многих случаях возникает потребность в доставке пострадавших в медицинское учреждение. При этом необходимо обеспечить высокую скорость доставки и комфортные условия транспортирования пострадавших. Совокупная оценка эффективности решения этих задач может проводиться по показателю подвижности транспортного средства, которая зависит как от конструктивных особенностей автомобиля, так и от состояния транспортной среды на маршруте движения. При этом в качестве оценочного показателя подвижности автомобиля в мегаполисе целесообразно принять полезно-обеспеченную

скорость, определяемую частным от деления расстояния между двумя точками по прямой на полное время движения от одной точки к другой, независимо от пройденного пути [4, 6, 7, 8]. Такой подход исключает необходимость учета экстремальных состояний машины по подвижности – потере подвижности по мобильности и по живучести. В связи с этим в качестве основного допущения при исследовании было принято, что машина передвигается по маршруту непрерывно, без потерь времени на остановки по причине поломок либо дорожных заторов, используя при этом варианты движения в объезд.

Таким образом, эффективность использования автомобиля скорой медицинской помощи должна оцениваться совокупностью факторов, которые целесообразно разделить на три группы: состояние транспортной среды, эксплуатационные свойства автомобиля и комфорт пассажиров.

Исходя из гипотезы о значимом влиянии на среднюю скорость перемещения автосанитарной машины состояния дорожной среды на маршруте, конструктивных особенностей транспортного средства и факторов дискомфорта транспортируемого пострадавшего, медицинского персонала и водителя автомобиля, по каждой группе предложен ряд ключевых факторов, определяющих среднюю скорость (таблицы 2, 3, 4), которые были выбраны на основе обобщения опыта деятельности автосанитарных бригад медицинской скорой помощи и водителей ГУП «Медсантранс» в г. Санкт-Петербург [4].

Таблица 2 – Факторы дорожной среды, определяющие среднюю скорость движения автомобиля скорой помощи по маршруту

№п/п	Факторы
1	Наличие дорожных пробок на маршруте и невозможность их объезда
2	Количество поворотов на перекрестках маршрута движения
3	Сложность маневрирования во дворах на ограниченных пространствах
4	Количество светофорных объектов на маршруте движения
5	Количество нерегулируемых пешеходных переходов на маршруте движения

Таблица 3 – Конструктивные факторы, определяющие среднюю скорость движения автомобиля скорой помощи

№п/п	Факторы
1	Тягово-скоростные свойства
2	Тормозные свойства
3	Управляемость
4	Устойчивость поперечная (стабилизация поперечного крена)
5	Устойчивость продольная (стабилизация продольного крена)
6	Маневренность (на ограниченных пространствах)
7	Геометрическая проходимость (высота преодолеваемых бордюров)
8	Плавность хода

Таблица 4 – Факторы дискомфорта, ограничивающие среднюю скорость движения автомобиля скорой помощи

№п/п	Факторы
1	Большой продольный крен кузова при торможении и разгоне
2	Большой поперечный крен кузова при поворотах машины на перекрестках
3	Интенсивные толчки (удары) при переезде «лежачих полицейских»
4	Интенсивные толчки (тряска) при движении по разбитой асфальто - бетонной поверхности
5	Интенсивная вертикальная раскачка автомобиля при езде по ухабистой поверхности
6	Вибрация кузова при езде по ровной поверхности с повышенной шероховатостью (на крупнозернистом асфальте)
7	Повышенная вибрация кузова при езде по неровной поверхности
8	Укачивание пассажиров

Определение наиболее важных ограничивающих факторов проводилось на основе экспертного анализа, который включал в себя организацию экспертного опроса и обработку его результатов методами математической статистики. Статистический анализ материалов экспертного опроса заключался в ранжировании факторов по их значимости

и оценке степени согласованности ответов экспертов по каждому из факторов в отдельности и в целом по всему их набору. При проведении исследования эти задачи решались в ходе реализации следующих его этапов: формулировка цели экспертизы и разработка процедур опроса; формирование групп экспертов; проведение опроса; анализ и обработка информации, полученной от экспертов. К опросу в качестве экспертов для оценки значимости факторов дорожной среды (таблица 2) и конструктивных факторов (таблица 3) были привлечены 15 специалистов – водителей машин скорой помощи ГУП «Медсантранс» (г. Санкт-Петербург) с примерно одинаковым стажем работы – около 10 лет. Для оценки факторов дискомфорта транспортируемых пострадавших и сопровождающего медперсонала (таблица 4) привлекались 15 специалистов - врачей и фельдшеров из состава бригад автомобильной скорой помощи. Для получения экспертной информации были разработаны опросные анкеты для оценки значимости факторов каждой из трех групп по бальной системе. Пример анкеты для факторов первой группы (факторы дорожной среды) представлен в таблице 5 [4].

Таблица 5 – Анкета для бальной оценки факторов дорожной среды, определяющих среднюю скорость движения автомобиля скорой помощи по маршруту

№п/п	Условия работы	Ответ
1	Среднее количество выездов за смену, шт.	
2	Количество выездов в ночное время, % от общего	
3	Средняя протяженность маршрута, км	
№ фактора	Факторы (значимость фактора оценить по 10-ти бальной системе: наименее значимый – 1 балл, наиболее значимый – 10 баллов)	Оценочный балл
1	Наличие дорожных пробок на маршруте и невозможность их объезда	
2	Количество поворотов на перекрестках маршрута движения	
3	Сложность маневрирования во дворах на ограниченных пространствах	
4	Количество светофорных объектов на маршруте движения	

5	Количество нерегулируемых пешеходных переходов на маршруте движения	
---	---	--

Полученные результаты опроса по каждой группе факторов были сведены в таблицы - бальные матрицы, пример которых представлен в таблице 6. По вертикали в матрицах указаны номера экспертов, по горизонтали – номера факторов в соответствии с таблицами 2, 3, 4.

Таблица 6 – Бальная матрица результатов опроса по факторам первой группы

Номер эксперта	Номер фактора				
	1	2	3	4	5
1	9	4	9	5	4
2	8	6	6	8	5
3	7	5	5	5	6
4	9	5	10	7	7
5	9	4	10	8	7
6	10	4	10	8	4
7	9	5	10	8	7
8	10	1	10	3	1
9	10	3	10	10	2
10	10	5	10	7	7
11	10	1	10	1	2
12	10	2	9	2	2
13	10	3	8	7	1
14	10	2	10	1	1
15	5	5	7	5	2

На основе полученных данных был определен вес каждого фактора исходя из бальных оценок, проставленных каждым экспертом, по формуле [7]:

$$r_{ij} = \frac{h_{ij}}{\sum_{j=1}^n h_{ij}}, \quad (1.1)$$

где r_{ij} – вес j -го показателя, определенный i -м экспертом, h_{ij} – балл i -го эксперта, выставленный j -му фактору, n – количество факторов. Окончательные весовые коэффициенты показателей определялись по формуле:

$$w_j = \frac{\sum_{i=1}^m r_{ij}}{\sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m r_{ij}}, \quad (1.2)$$

где m – число экспертов. Так, для пяти факторов и пятнадцати экспертов (расчетная таблица 6) весовые коэффициенты приняли следующие значения:

$$w_1 = \frac{4,387}{15,1} = 0,292; w_2 = \frac{1,774}{15,1} = 0,118; w_3 = \frac{4,232}{15,1} = 0,288; w_4 = \frac{2,742}{15,1} = 0,183; w_5 = \frac{1,871}{15,1} = 0,125$$

Таблица 7 – Определение весовых коэффициентов методом прописывания баллов

Эксперты	Баллы факторов					Сумма	Веса показателей				
	h_{i1}	h_{i2}	h_{i3}	h_{i4}	h_{i5}		r_{i1}	r_{i2}	r_{i3}	r_{i4}	r_{i5}
1	9	4	9	5	4	31	0,2903	0,1290	0,2903	0,1613	0,1290
2	8	6	6	8	5	33	0,2581	0,1935	0,1935	0,2581	0,1613
3	7	5	5	5	6	28	0,2258	0,1613	0,1613	0,1613	0,1935
4	9	5	10	7	7	38	0,2903	0,1613	0,3226	0,2258	0,2258
5	9	4	10	8	7	38	0,2903	0,1290	0,3226	0,2581	0,2258
6	10	4	10	8	4	36	0,3226	0,1290	0,3226	0,2581	0,1290
7	9	5	10	8	7	39	0,2903	0,1613	0,3226	0,2581	0,2258
8	10	1	10	3	1	25	0,3226	0,0323	0,3226	0,0968	0,0323
9	10	3	10	10	2	35	0,3226	0,0968	0,3226	0,3226	0,0645
10	10	5	10	7	7	39	0,3226	0,1613	0,3226	0,2258	0,2258
11	10	1	10	1	2	24	0,3226	0,0323	0,3226	0,0323	0,0645
12	10	2	9	2	2	25	0,3226	0,0645	0,2903	0,0645	0,0645
13	10	3	8	7	1	29	0,3226	0,0968	0,2581	0,2258	0,0323
14	10	2	10	1	1	24	0,3226	0,0645	0,3226	0,0323	0,0323
15	5	5	7	5	2	24	0,1613	0,1613	0,2258	0,1613	0,0645
Сумма						468	4,387	1,774	4,323	2,742	1,871

Первым этапом обработки полученных результатов экспертных оценок явилось ранжирование показателей, т.е. каждому члену ряда показателей присваивался свой ранг. Самому важному показателю соответствует ранг n (в нашем случае максимальное

количество факторов – 5), следующему – $(n-1)$ и т.д. Ранг, равный 1, имеет наименее важный показатель. В случае, когда один и тот же фактор у одного эксперта имел одинаковое бальное значение, и в результате число рангов N оказывалось не равным числу ранжируемых факторов n , то в таких ситуациях факторам приписывались стандартизированные ранги [10], значение которых представляют собой среднее суммы мест, поделенных между объектами с одинаковыми рангами.

Например, согласно таблице 5 первый и третий факторы у эксперта №1 имеют одинаковый бал 9, т.е. являются самыми важными. Стандартизированные ранги для них будут иметь следующий вид: $(5+4)/2 = 4,5$, где 2 – количество объектов с одинаковыми баллами.

Рассмотрим также 2-ой и 5-ый факторы 1-го эксперта, имеющие по 4 балла. Ранее мы уже провели ранжированные для 1-го и 3-го факторов, 4-й фактор получает третье место. Стандартизированный ранг для 2-го и 5-го факторов будет иметь вид: $(2+1)/2=1,5$.

Определение согласованности W мнений экспертов оценивалось с помощью коэффициента конкордации Кендалла по формуле:

$$W = \frac{12S}{m^2(n^3 - n)}, \quad (1.3)$$

где m – число экспертов, n – число факторов, S – сумма квадратов отклонений сумм рангов, полученных каждым экспертом (n), от средней суммы рангов:

$$S = \sum_{i=1}^n \left\{ \sum_{j=1}^m x_{ij} - \frac{1}{2} m(n+1) \right\}^2, \quad (1.4)$$

где j – номер эксперта.

$$S = (24,5-45)^2 + (62,5-45)^2 + (25,5-45)^2 + (47,5-45)^2 + (62-45)^2 = 1402$$

Таким образом,

$$W = \frac{12 \cdot 1402}{15^2(5^3 - 5)} = 0,623$$

Коэффициент корреляции рангов r_s , необходимый для определения статистической взаимосвязи экспертных оценок по факторам, рассчитывается по следующей формуле:

$$r_s = 1 - \frac{6 \sum_{i=1}^m d_i^2}{n(n^2 - 1)}, \quad (1.5)$$

где d^2 – квадрат разности между рангами.

$$r_1 = 1 - \frac{6 \cdot 4}{5(5^2 - 1)} = 0,8 \text{ (для 1-го фактора)}$$

Далее приведена таблице 8 по первой группе факторов с приведением рангов, определением коэффициентов корреляции и коэффициента конкордации Кендалла.

Таблица 8 – Ранги первой группы факторов с результатами вычисления коэффициентов корреляции рангов и коэффициента конкордации Кендалла

Эксперты	Факторы				
	1	2	3	4	5
1	4,5	1,5	4,5	1,5	3
2	4,5	2,5	2,5	4,5	1
3	5	2	2	2	4
4	4	1	5	2,5	2,5
5	4	1	5	3	2
6	4,5	1,5	4,5	3	1,5
7	4	1	5	3	2
8	4,5	1,5	4,5	3	1,5
9	4	2	4	4	1
10	4,5	1	4,5	2,5	2,5
11	4,5	1,5	4,5	1,5	3
12	5	2	4	2	2
13	5	2	4	3	1
14	4,5	3	4,5	1,5	1,5
15	3	3	5	3	1
Сумма рангов	65,5	26,5	63,5	40	29,5
x_{jcp} (ср. балл по критерию)	4,367	1,767	4,233	2,667	1,967
W_i (весовой коэффициент)	0,291	0,118	0,282	0,178	0,131
Среднеквадратическое отклонение δ_j	0,516	0,678	0,884	0,880	0,896
Коэффициент вариации V_j	0,12	0,38	0,21	0,33	0,46
Разность рангов	2	2	2,5	3	3
Квадрат разности	4	4	6,25	9	9

Коэффициент корреляции рангов	0,8	0,8	0,68	0,55	0,55
Отклонение от средней суммы рангов	20,5	-18,5	18,5	-5	-15,5
Квадраты отклонений суммы ранг	420,25	342,25	342,25	25	240,25
Коэффициент конкордации W	0,60				

Как видно из полученных коэффициентов корреляции рангов факторы 1 и 2 (значение 0,8) имеют сильную статистическую взаимосвязь. Факторы 3,4 и 5 (значения 0,68; 0,55; 0,55 соответственно) имеют среднюю статистическую взаимосвязь. Значение коэффициента конкордации Кендалла, равное 0,60, дает высокую согласованность экспертов [4].

На основе проведенного исследования по группе факторов дорожной среды можно утверждать, что самыми значимыми из них, являются:

- наличие дорожных пробок на маршруте и невозможность их объезда;
- сложность маневрирования во дворах на ограниченных пространствах.

В таблице 9 приведена значимость дорожных факторов (первой группы), снижающих среднюю скорость движения по маршруту, в порядке ее убывания.

Таблица 9 – Значимость дорожных факторов согласно опросу экспертов

№п/п	Факторы
1	Наличие дорожных пробок на маршруте и невозможность их объезда
2	Сложность маневрирования во дворах на ограниченных пространствах
3	Количество светофорных объектов на маршруте движения
4	Количество нерегулируемых пешеходных переходов на маршруте движения
5	Количество поворотов на перекрестках маршрута движения

По идентичному алгоритму была проведена обработка результатов экспертного опроса по второй и третьей группам факторов.

Как следует из полученных коэффициентов корреляции рангов факторы второй группы 1,2,3,4 и 5 (значения 0,70; 0,70; 0,70; 0,854; 0,854 соответственно) имеют сильную статистическую взаимосвязь. Факторы 6, 7 и 8 (по 0,57 каждый) имеют среднюю статистическую взаимосвязь. Однако значение коэффициента конкордации Кендалла 0,389 дает слабую согласованность экспертов. Самыми значимыми конструктивными факторами, снижающими среднюю скорость движения по маршруту, являются [4]:

- геометрическая проходимость бордюров;
- маневренность автомобиля на ограниченных пространствах.

В таблице 10 приведена значимость конструктивных факторов (второй группы), снижающих среднюю скорость движения по маршруту, в порядке ее убывания.

Таблица 10 – Значимость конструктивных факторов согласно опросу экспертов

№п/п	Факторы
1	Геометрическая проходимость бордюров
2	Маневренность на ограниченных пространствах
3	Стабилизация поперечного крена
4	Стабилизация продольного крена
5	Плавность хода
6	Тягово-скоростные свойства
7	Тормозные свойства
8	Управляемость

Как следует из полученных коэффициентов корреляции рангов факторы третьей группы 6 и 8 (значения 0,70 и 0,85 соответственно) имеют сильную статистическую взаимосвязь. Факторы 1,2,3,4 и 7 (по 0,57 каждый), а также 5 (значение 0,63) имеют среднюю статистическую взаимосвязь. Значение коэффициента конкордации Кендалла 0,34 также дает слабую согласованность экспертов. Самыми значимыми факторами, этой группы, снижающими комфорт при движении на автомобиле скорой помощи, являются:

- явление укачивания пассажиров;
- повышенная вибрация кузова при езде по неровной поверхности.

В таблице 11 приведена значимость факторов дискомфорта (третьей группы), снижающих среднюю скорость движения по маршруту, в порядке ее убывания.

Таблица 11 – Значимость факторов дискомфорта согласно опросу экспертов

№п/п	Факторы
1	Укачивание пассажиров
2	Повышенная вибрация кузова при езде по неровной поверхности
3	Большой продольный крен кузова при торможении и разгоне
4	Большой поперечный крен кузова при поворотах машины на перекрестках
5	Интенсивные толчки (тряска) при движении по разбитой асфальто – бетонной поверхности
6	Интенсивные толчки (удары) при переезде «лежащих полицейских»
7	Вибрация кузова при езде по ровной поверхности с повышенной шероховатостью (на крупнозернистом асфальте)
8	Интенсивная вертикальная раскачка автомобиля при езде по ухабистой поверхности

Анализ результатов экспертных оценок показывает, что даже при средней согласованности мнений экспертов, очевидно, что решающую роль в ограничении технических возможностей санитарного автомобиля по обеспечению максимальной скорости движения на городском маршруте играют не его тягово-динамические возможности, а факторы дискомфорта пострадавшего и экипажа. Они, в свою очередь, определяются в основном плавностью хода и поперечной и продольной динамической устойчивостью к кренам поддрессоренной массы машины, зависящими от конструктивных параметров подвески. Факторы дорожной среды, являясь, несомненно, важными ограничениями, необходимо воспринимать как данность, в условиях наличия которой приходится выполнять транспортную процедуру [4]. Это обусловило необходимость рассмотрения вопроса повышения подвижности автосанитарных машин именно с позиции оценки их плавности хода.

1.3 Анализ исследований по вопросам теории колебаний и плавности хода автомобиля

Вопросам оценки и повышения плавности хода колесных машин, как одного из основных эксплуатационных свойств, посвящено большое количество исследований отечественных и зарубежных ученых. Под плавностью хода, согласно работе [14], понимается эксплуатационное свойство автомобиля, характеризующее его способность двигаться в заданном интервале скоростей по дорогам с неровной поверхностью без значительных вибрационных и ударных воздействий на водителя, пассажиров или перевозимые грузы.

Основоположниками отечественной школы вибронагруженности и колебательных процессов в теории движения автомобиля были известные советские ученые Чудаков Е.А. [20], Ротенберг Р.В. [11, 13], Зимелев Г.В. [22], Фалькевич Б. С. [12]. Во второй половине прошлого века их труды получили развитие в исследованиях Яценко Н.Н. [19], Успенского И.Н. [52, 65], Дербаремдикера А.Д. [50], Говорущенко Н.Я. [69, 70], Литвинова А.С. [16, 17], Фаробина Я.Е. [16], Смирнова Г.А. [19] и целого ряда других ученых.

Современные исследователи А.И. Федотов, А.Н. Доморозов, Нгуен Ван Ньань создали математическую модель для описания процесса изменения нормальной реакции колеса диагностируемой оси автомобиля на вибростендах [36, 37] и работали в направлении улучшения параметров колебаний нормальной нагрузки на колёсах автомобиля при испытаниях на вибростендах путем изменения параметров подвески. Слепенко Е.А., Желтышев А.В., Першин С.А. рассмотрели вопрос влияния колебаний неподдресоренных масс автомобиля, возникающих вследствие движения по неровностям дороги, на сопротивление качению колес автомобиля и на топливно-экономическую характеристику автомобиля [38]. Ими предложены формулы для определения сопротивления качению колес автомобиля в зависимости от амплитуды периодического профиля дороги. Формулы получены на основе проведенных экспериментов.

В диссертационной работе [79] Альсаламех Бальсам рассматривает возможность повышения устойчивости движения автомобиля с учетом применения системы стабилизации вертикальных реакций дорог. В работе рассматриваются неровности в частотном диапазоне возмущений 7-15 Гц, что практически не встречается на дорогах

общего пользования в условиях города. Применение такой системы в нашем случае сложно как с технической точки зрения (требуется внесения изменения в конструкцию автомобиля скорой помощи), так и с экономической, т.к. стоимость дооборудования датчиками, блоком управления и т.п., что значительно превышает стоимость замены штатных амортизаторов.

Автор диссертационной работы [83] предлагает повышение плавности хода с учетом применения колес с внутренним подрессориванием (КВП), однако использование данного метода для автомобиля скорой помощи с технической точки зрения невозможен – требуется получения положительного заключения о внесении изменения в конструкцию, а также необходимость последующего сложного технического обслуживания.

Одним из ключевых исследований в России, посвященных влиянию искусственных дорожных неровностей на безопасность дорожного движения, является диссертационная работа Катасонова М.В. [74]. В ней автор приводит методику расчета вертикальных ускорений в любых точках неровностей, в зависимости от их размеров и конфигураций, а также от скорости движения транспортных средств; описывает оценку вибрационного воздействия как на прилегающую территорию, так и на людей.

Среди зарубежных исследований вибронагруженности и плавности хода выделяются работы Bauer W. [80], Dixon J. C. [79], Blundell M. [82], Carbon. C. [84], Marquard E. [85], Arpetaur M. [86] и др.

Систематизационные подходы, терминологический и понятийный аппараты, результаты выполненных ранее работ указанными исследователями явились методологической базой настоящего диссертационного исследования в части оценки негативного воздействия колебаний подрессоренной массы автомобиля на организм человека. В качестве оценочных показателей плавности хода (уровня вибронагруженности) используются средние квадратичные значения ускорений колебаний (виброускорений) или скоростей колебаний (виброскоростей) в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Согласно работе [16] наиболее простыми оценочными показателями плавности хода служит частота собственных колебаний кузова, которая должна совпадать с величиной собственных частот человеческих шагов (60...90 в мин), соответствующей 1...1,5 Гц. В работе [15] данная величина составляет 1,5...2,5 Гц, в [30] – 1,7...2,5 Гц.

В общем случае [15] при оценке плавности хода и вибрационной нагруженности водителя и пассажиров используются следующие показатели:

- собственные частоты колебаний поддресоренных масс;
- максимальные и средние квадратические значения ускорений в различных точках автомобиля;
- средние квадратические значения виброускорений на сиденьях водителя и пассажиров в первых пяти октавных полосах частот.

Рекомендуемые параметры показателей плавности хода автомобиля и методы их определения приведены в работах [30-35, 94, 104-106, 111-113].

Частотные характеристики октавных полос и санитарные нормы показателей вибрационной нагрузки на водителя представлены в таблице 12.

Таблица 12 - Частотные характеристики октавных полос санитарные нормы показателей вибрационной нагрузки на водителя

Параметр	Номер октавы				
	1	2	3	4	5
Граница диапазона, Гц:					
нижняя	0,7	1,4	2,8	5,6	11,2
верхняя	1,4	2,8	5,6	11,2	22,4
Среднее геометрическое значение частоты, Гц	1	2	4	8	16
Допустимое значение виброускорения, м/с ² :					
вертикального	1,10	0,79	0,57	0,6	1,14
горизонтального	0,39	0,42	0,80	1,62	3,20
Весовой коэффициент чувствительности человека к вибрациям:					
вертикальным	0,50	0,71	1,00	1,00	0,50
горизонтальным	1,00	1,00	0,50	0,25	0,125

Основными элементами автомобиля, предназначенными для защиты его узлов и агрегатов, а также водителя, пассажиров и грузов от чрезмерно большого динамического воздействия дороги и ограничивающими их вибронагруженность допустимым уровнем, являются подвеска и шины. Наилучшая плавность движения достигается при оптимальном подборе шины, демпфирующих и упругих элементов, а также тщательной отработке их взаимодействия друг с другом [14, 16, 107-110].

1.4 Влияние вибрации, поперечных и продольных кренов на состояние водителя и пассажиров

В работе [15] рассматривается влияние частоты колебаний кузова на состояние человека: колебания с частотой 3-5 Гц вызывают реакции вестибулярного аппарата, расстройства сосудистой системы, укачивание (морскую болезнь); частоты 4-11 Гц вызывают резонансные колебания головы, желудка, печени, кишечника; колебания с частотами 11-45 Гц могут привести к ухудшению зрения, к тошноте или рвоте. Частоты свыше 45 Гц вызывают так называемые вибрационные болезни. Наибольшая чувствительность отмечается при вертикальных колебаниях кузова в диапазоне частот 4-8 Гц и горизонтальных – в диапазоне 1-2 Гц [115].

В своем труде [44] Ротенберг Р.В. затрагивает тему влияния колебаний на организм человека. Действие колебаний на организм водителя и пассажиров во многом зависит от частоты колебаний, их амплитуды (интенсивности), продолжительности действия и направления. Длительная вибрация приводит к утомляемости водителя, что понижает безопасность движения.

Если ощущения человека при колебаниях оценивать количественно, то показатели, соответствующие начальному состоянию, адаптации и различным степеням утомления, будут разными. Это свидетельствует о том, что состояние организма человека в зависимости от продолжительности воздействия на него колебаний и их интенсивности соответствует разным уровням функционирования, характеризующимся относительно стабильными реакциями организма. Так, согласно [44] вестибулярный аппарат обладает способностью накапливать раздражения. Слабый толчок вызывает небольшое раздражение вестибулярного аппарата. Следы этого раздражения остаются. Несколько

последовательных слабых толчков приводят к кумуляции (накапливанию) остаточных явлений и могут дать более сильное ощущение, чем отдельные изолированные толчки.

Неблагоприятным условиям работы водителя считают следующие:

- длительное воздействие колебаний с учетом действия пиковых нагрузок со значительными ускорениями - воздействие колебаний сопровождается длительным напряжением мышц торса, обусловленным противодействием перемещениям тела при колебаниях;

- неудобство позы: в положении сидя колебания передаются непосредственно позвоночнику, практически минуя нижние конечности; в положении стоя, действие колебаний смягчается многочисленными суставами нижних конечностей, кроме того, дугообразная форма позвоночника, в положении сидя, менее благоприятна для смягчения колебаний, чем его естественная форма;

- длительное нервно-психическое напряжение во время работы, иногда в сочетании со значительными мышечными нагрузками.

При условии регулярного воздействия колебаний на водителей автомобильного транспорта в организме при определённой их интенсивности происходят необратимые и болезненные явления. Это подтверждается наблюдениями за профессиональными заболеваниями у водителей автотранспорта [67].

Руководством по оценке воздействия на человека [76], комитетом стандартов Германии [77] предложен метод оценки воздействия колебаний на человека, едущего в автомобиле. Указанные требования представлены в таблице 13. В качестве показателя ощущений принято среднее квадратическое ускорение при колебаниях. Ощущения приводят к трем уровням: обеспечение безопасности или здоровья (предел воздействия); обеспечение производительной работы (граница снижения производительности труда от усталости); обеспечение комфорта. Особенностью норм ИСО [76] является учет продолжительности действия колебаний.

При количественной оценке ощущений гармонические вертикальные колебания принимают действующими на сидящего или стоящего человека в течение 1-480 мин [78]. Согласно работе [78] ниже в таблице 14 приведены предельные среднеквадратические значения виброускорений, соответствующие второму уровню ощущений.

Чтобы получить нормативные значения, удовлетворяющие первому критерию («предел воздействия»), значения виброускорений следует увеличить в 2 раза (на 6 дБ).

Численные значения норм, удовлетворяющие третьему критерию («порог снижения комфорта»), получается в результате уменьшения в 3,15 раза (на 10 дБ) от значений виброускорений, приведенных в таблице 13.

Таблица 13 – Допустимые значения виброускорений (м/с^2) по ИСО 2631-74

Среднегеометрические частоты полос, Гц	Продолжительность воздействия, мин						
	480	240	150	60	25	16	1
	Виброускорение, м/с^2						
0,8	0,7						
1	0,63	1,06	1,4	2,36	3,55	4,25	5,6
1,25	0,56	0,95	1,26	2,12	3,15	3,75	5,0
1,6	0,5	0,85	1,12	1,0	2,8	3,35	4,5
2,0	0,45	0,75	1,0	1,7	2,5	3,0	4,0
2,5	0,4	0,67	0,9	1,5	2,24	2,65	3,55
3,15	0,355	0,6	0,8	1,32	2,0	2,35	3,15
4,0	0,315	0,53	0,71	1,18	1,8	2,12	2,8
8,0	0,315	0,53	0,71	1,18	1,8	2,12	2,8
10,0	0,4	0,67	0,9	1,5	2,24	2,65	3,55
12,5	0,5	0,85	1,12	1,9	2,8	3,35	4,5
16,0	0,63	1,06	1,4	3,26	3,55	4,25	5,6
20,0	0,8	1,32	1,8	3,0	4,5	5,3	7,1
25,0	1,0	1,7	2,24	3,75	5,6	6,7	9
31,5	1,25	2,12	2,8	4,75	7,1	8,5	11,2
40,0	1,6	2,65	3,55	6,0	9,0	10,6	14,0
50,0	2,0	3,35	4,5	7,5	11,2	13,2	18,0
63,0	2,5	4,25	5,6	9,5	14,0	17,0	22,4
80,0	3,15	5,3	7,1	11,8	18,0	21,2	28

Таблица 14 – Оценка комфортабельности при воздействии вибрации

Комфортность	Вертикальное ускорение, м/с^2
Комфортабельно	менее 0,315
Немного некомфортабельно	от 0,315 до 0,63
Заметно некомфортабельно	от 0,5 до 1,0
Некомфортабельно	от 0,8 до 1,6
Очень некомфортабельно	от 1,25 до 2,5
Экстремально некомфортабельно	более 2,5

Несмотря на развивающуюся улично-дорожную сеть с учетом требования по безопасности дорожного движения, на участке прохождения маршрута автомобиля

скорой помощи могут возникать такие препятствия, как искусственно-дорожная неровность («лежачий полицейский»), шумовые полосы для снижения скорости, трамвайные переезды, стыки дорожных полотен на мостах и т.п. Переезды по таким неровностям вызывают ударную вибрацию.

В отношении сидящего человека, согласно [64] вибрация представляет собой фактор риска, в первую очередь для поясничных позвонков и связанных с ними нервных окончаний. Большие механические напряжения, нарушения питания ткани диска могут вызвать развитие дегенеративных процессов в поясничных сегментах позвоночника (спондилеза, межпозвонокового остеохондроза, артроза). Воздействие общей вибрации может привести также к появлению определенных эндогенных патологических отклонений позвоночника. Кроме того, вибрация может оказывать влияние на органы пищеварения, мочевыделительную систему и женские репродуктивные органы. Оценку влияния вибрации на состояние здоровья необходимо проводить отдельно для каждого направления их действия. При этом для оценки воздействия следует брать максимальное значение скорректированного виброускорения по любому из направлений.

К сожалению, сегодня отсутствует оценка влияния вибрации на организм человека, находящегося в положении лежа (при перевозке больного пациента). С учетом большого массива патологий и заболеваний определить критерии вибрации относительно больного пациента практически невозможно. Опыт показывает, что восприятие негативного воздействия ускорения на человеческий организм изменяется не только с изменением продолжительности, но и направления его действия.

Чем большие ускорения и связанные с ними нагрузки передаются голове, тем ощущения неприятнее. Согласно [11] лучше всего переносятся ускорения, направленные перпендикулярно продольной оси тела сидящего человека (ускорения, возникающие при разгонах или торможении автомобиля). Хуже переносятся ускорения в таком направлении, при котором голова смещается по отношению к телу (например, при горизонтальных колебаниях, перпендикулярных продольной оси тела лежащего человека). Еще хуже переносятся ускорения, направленные вдоль продольной оси тела, так как они передаются голове почти не смягченные. Наиболее плохо переносятся короткие, резкие вертикальные толчки. Для угловых колебаний отмечено, что действие наклонов в поперечной плоскости ощущается пассажиром в 2-4 раза слабее, чем действие наклонов в продольной плоскости автомобиля.

1.5 Обзор современных амортизаторов автомобиля

Согласно работе [39] амортизатором является устройство подвески, предназначенного для гашения колебаний поддресоренных и неподдресоренных частей транспортного средства.

Согласно [39- 45, 95-98] амортизаторы подразделяются на группы по следующим признакам:

- по принципу гашения колебаний – механические или гидравлические;
- по виду рабочих тел – гидравлические или гидропневматические;
- по характеру действия сил сопротивления – одностороннего или двухстороннего действия, с линейной, прогрессивной или регрессивной характеристикой симметричного либо несимметричного вида;
- по конструкции – рычажные или телескопически;
- по степени приспособления к нагрузкам – простые или релаксационного типа;
- по способу управления (при ее возможности) – полуактивные и активные.

Преимуществом последних (управляемых) является возможность регулирования сил сопротивления в амортизаторе посредством электронного блока управления на основании информации, получаемой системами датчиков. Полуактивные (имеющие в своем составе электромагнитный клапан, регулирующий поток гидравлической жидкости, а также за счет специального наполнителя, изменяющего свою вязкость под воздействием магнитного поля) позволяют изменить коэффициент сопротивления амортизатора. Данные амортизаторы используются на таких автомобилях, как Cadillac, Toyota, GM, Volkswagen, Mercedes-Benz, Opel, BMW, Audi. Активные амортизаторы (рисунок 6) позволяют менять положение колеса и кузова как в статическом, так и в динамическом режимах, повышая тем самым плавность хода, а также более высокую устойчивость и управляемость. Данная система позволяет уменьшать крен кузова при действии боковых сил, возникающих при повороте, и изменении угла тангажа при резком ускорении или замедлении [46].



Рисунок 6 – Активный амортизатор Audi

Недостатками использования управляемых амортизаторов является усложнение конструкции, увеличение массы автомобиля, более высокая стоимость автомобиля и стоимость его обслуживания.

Наиболее популярные амортизаторы современных автомобилей, согласно [37], гидравлические, телескопические, двухстороннего действия, с разгрузочными клапанами и несимметричными регрессивными характеристиками на ходе сжатия и отбоя.

Согласно электронным справочникам-каталогам [47, 48] автомобиль марки Ford Transit, эксплуатируемый ГУП «Медсантранс», имеет гидравлический двухтрубный амортизатор с двухсторонним действием с разгрузочными клапанами.

Как известно [41, 44] основным недостатком двухтрубного гидравлического амортизатора при интенсивной эксплуатации с повышенной скоростью перемещения его поршня является увеличение температуры жидкости, вплоть до приближения к температуре кипения, из-за проблем с теплоотводом. Это провоцирует возможность образования и схлопывания пузырьков пара (кавитация), что приводит к изменению плотности и вязкости амортизаторной жидкости, образованию суспензии и искажению характеристики амортизатора, провалам в его работе.

Кроме того, согласно [39] в экстремальных условиях, например, во время сильного мороза при наклоне автомобиля уровень жидкости в компенсационной камере с одной стороны существенной снижается, что может привести к подсосыванию воздуха в рабочую полость, приводящему к нестабильной работе гидравлического амортизатора. Немаловажным фактором является еще то, что перегрев рабочей жидкости приводит к разгерметизации внутренней полости с последующим вытеканием масла наружу, демпфирующие свойства такого амортизатора снижаются.

Решение данной проблемы известны [39]. Повысить давление в амортизаторе и отодвинуть кавитационный порог возможно посредством изолирования от атмосферы компенсационной полости с закачиванием в нее инертный газ – азот под давление 0,2...0,5 МПа. Такие амортизаторы называются гидропневматическими. Устройство такого амортизатора представлено на рисунке 7 [49].

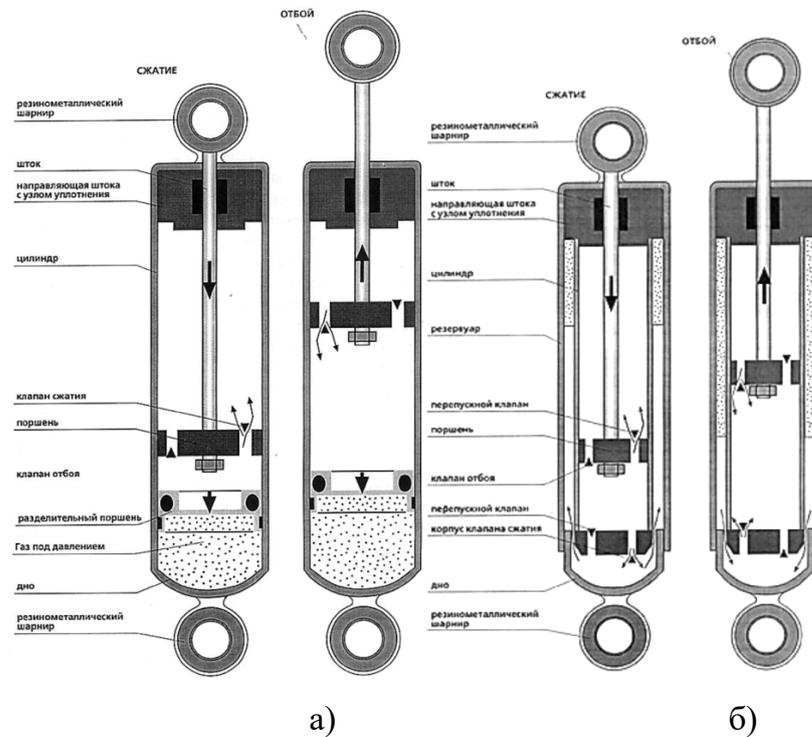


Рисунок 7 – Гидропневматические амортизаторы: а) однотрубный.
б) двухтрубный

Гидропневматические амортизаторы за счет своей конструктивной особенности месторасположения газа могут быть однотрубными (рисунок 7.а) и двухтрубными (рисунок 7.б), стоимость изготовления последних значительно выше.

1.6 Характеристики амортизаторов

Характеристикой любого амортизатора [37] является графическая зависимость силы сопротивления перемещению штока в рабочем цилиндре от скорости его перемещения.

Согласно работам [15, 39-41] существуют следующие виды характеристик (рисунок 8):

1. Регрессивная (рисунок 8а). Сила сопротивления пропорциональна корню квадратному от скорости. Как видно из в начале движения поршня сопротивление расцвет быстро, а потом – существенно медленнее. Воздействие мелких дорожных неровностей гасится амортизаторами с такой характеристикой хуже, однако они хорошо противостоят боковому крену при крутых поворотах (резкая смена полосы или прохождение поворота на большой скорости и продольных «кивках» при резком торможении или ускорении).



Рисунок 8 – Виды характеристик амортизатора

2. Прогрессивная (рисунок 8б). Сопротивление растет пропорционально квадрату скорости поршня. При малой скорости поршня развиваются небольшие усилия сопротивления, а при ее увеличении они существенно возрастают. Амортизаторы с прогрессивной характеристикой хорошо «сглаживают» мелкие неровности на дороге, активно предотвращают отрыв колес на плохих дорогах, однако с боковым и продольным креном справляются хуже, нежели амортизаторы с регрессивной характеристикой. Стоит также учитывать, что установка таких амортизаторов повышает нагруженность элементов подвески и вызвать их поломки.
3. Линейная (рисунок 8в). Является компромиссом между выше описанными вариантами.

Сила сопротивления перемещению штока F меняется в общем случае [39] по следующему закону:

$$F = kv^i \quad (1.6)$$

где k – коэффициент сопротивления амортизатора (коэффициент пропорциональности);

V – скорость вертикального перемещения колеса относительно кузова (скорость перемещения поршня в цилиндре);

i – показатель степени.

В зависимости от конструкции клапанов амортизатора и вязкости его жидкости показатель степени i может быть больше, равен или меньше единицы. Так, если калиброванный канал клапана амортизатора короткий, а жидкость маловязкая, то i приближается к 2 (прогрессивная характеристика). При удлинении калиброванного канала и более вязкой жидкости показатель степени $i \leq 1$.

Для инженерных расчетов амортизаторов их характеристики удобно представлять в линеаризованном виде из четырех линейных участков (рисунок 9).

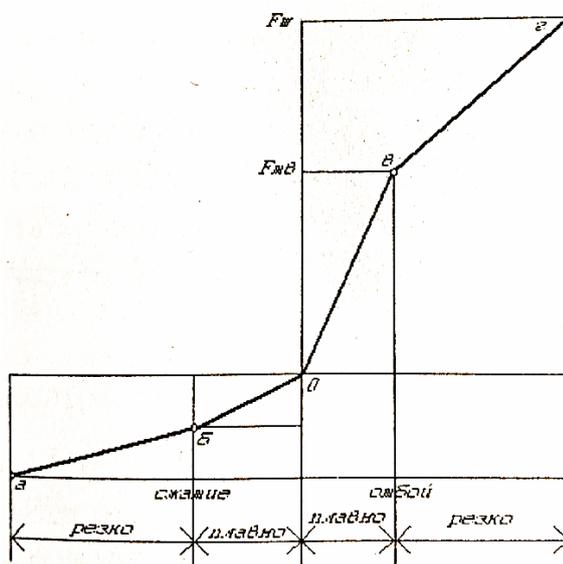


Рисунок 9 – Характеристика амортизатора

Участки об и ов соответствуют дроссельным режимам (клапаны сжатия и отбоя закрыты – жидкость протекает через калиброванные отверстия), участки ба и вг – клапанным режимам (клапаны сжатия и отбоя открыты). У современных амортизаторах согласно [39] открытие клапанов происходит при относительных скоростях поршня 0,3...0,5 м/с.

Требования к характеристикам амортизатора неоднозначны. Сопротивление при сжатии должно обеспечить, с одной стороны, ограничения толчков от дороги, передаваемых через колесо на раму, с другой стороны, он должен исключать отрыв колеса от дороги при переезде неровности на переднем склоне. Кроме того, сопротивление сжатия должно препятствовать значительному опусканию рамы (кузова) после переезда

неровности, предотвращая удар в ограничитель хода подвески и исключая, таким образом, ее «пробой» за препятствием.

Закон сопротивления при отбое должен обеспечивать качение колеса без отрыва от дороги на заднем склоне обкатываемой поверхности [39]. Но, с другой стороны, усилия сопротивления отбоем должны быть значительно больше усилий сопротивления сжатию, чтобы обеспечить поглощение энергии колебаний, в основном, на ходах отбоя, так как это лучше обеспечивает достижение требуемых показаний плавности хода автомобиля.

1.7 Выводы по главе 1

1. От подвижности автосанитарных машин в значительной мере зависит эффективность оказания скорой медицинской помощи больным и пострадавшим. В городской среде она ограничивается рядом неуправляемых и управляемых дорожно-эксплуатационных, конструктивных и медико-биологических факторов.

2. Проведенное исследование в части определения значимости факторов, влияющих на подвижность автосанитарной машины в городской среде, показало, что решающую роль играют медико-биологические факторы дискомфорта транспортируемого пострадавшего и экипажа, которые определяются в основном плавностью хода и поперечной и продольной динамической устойчивостью поддресоренной массы автомобиля к кренам.

3. Основными элементами городской дорожной среды, вызывающими дискомфорт перевозимых больных и медперсонала, являются имеющиеся на проезжей части специфические искусственные препятствия в виде циркульных («лежачие полицейские») и трапециевидных (приподнятые пешеходные переходы) неровностей, шумовых полос, трамвайных рельсов, стыков разводных мостов, ремонтируемых участков дорожного покрытия и т.п. Помимо тряски и толчковых импульсов дискомфорт вызывает поперечные и продольные крены кузова при частых крутых поворотах на перекрестках и интенсивных разгонах и торможениях на прямолинейных участках улиц.

4. Одним из резервов повышения подвижности автосанитарных средств в условиях городской среды является повышение скоростей преодоления искусственных дорожных препятствий при обеспечении требуемого уровня комфортабельности перевозок, что может быть обеспечено путем модернизации подвески.

5. Наименее затратным направлением такой модернизации подвески автосанитарных средств в условиях эксплуатации является оснащение их серийно выпускаемыми демпфирующими элементами, в наибольшей степени снижающими негативное воздействие искусственных неровностей дороги на вибронагруженность транспортного средства.

6. В качестве таких демпфирующих конструкций представляется целесообразным рассмотреть телескопические однотрубные гидропневматические амортизаторы и пневматические подвески, для обоснованности применения которых необходимо провести оценку их эффективности в сравнении со штатными гидравлическими двухтрубными амортизаторами.

7. Учитывая ограниченную номенклатуру серийного производства в России однотрубных гидропневматических амортизаторов для исследований необходимо их специальное изготовления, что требует уточнения традиционных методов расчетного обоснования их параметров для проектирования.

ГЛАВА 2 МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ХАРАКТЕРИСТИК, ОБОСНОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА И ОЦЕНКА ЕГО ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

2.1 Методика расчета скоростной характеристики однотрубного амортизатора

Основными требованиями к амортизаторам по их назначению является обеспечение комфортабельности, достигаемой за счет эффективного гашения колебаний кузова, и безопасности движения посредством удержания постоянного контакта колес транспортного средства с опорной поверхностью дороги. Соответствие амортизатора вышеуказанным требованиям достигается согласованием его основных параметров с характеристиками колебательной системы исследуемого транспортного средства. Для этого необходимо найти рациональные соотношения между коэффициентами сопротивления и силами сопротивления амортизатора на ходе сжатия и ходе отбоя – с одной стороны, и конструктивными параметрами исследуемого автомобиля, такими как величина подрессоренных и неподрессоренных масс, хода подвески, жесткость упругого элемента, жесткость шины – с другой стороны.

Задачей расчета являлось определение по заданным значениям конструктивных параметров автомобиля медицинской скорой помощи, оснащенного гидравлическими амортизаторами (на примере автомобиля Ford Transit), характеристик гидропневматического амортизатора с оптимальными значениями сопротивления на прямом (ход сжатия) и обратном (ход отбоя) ходах.

Задача решалась аналитически, на основе использования известных подходов к расчету параметров демпфирующих гидравлических систем, уточненных с учетом особенностей конструкции однотрубных гидропневматических амортизаторов.

Итогом расчета явилась скоростная характеристика однотрубного гидропневматического амортизатора, предназначенного для проведения сравнительных испытаний и последующего применения на указанном транспортном средстве. Исходными данными для расчета являлись:

M – величина подрессоренной массы, приходящаяся на колесо, кг;

m – величина неподрессоренной массы, приходящаяся на колесо, кг;

Ω_0 – частота собственных колебаний подрессоренной массы, c^{-1} ;

c – жесткость подвески колеса, Н/м;

$c_{ш}$ – радиальная жесткость шины, Н/м;

ψ – относительный коэффициент затухания колебаний;

S_n – полный ход штока амортизатора, мм;

L – расстояние между опорами амортизатора в статистическом положении (монтажная длина), мм;

$u_a=b/a$ – соотношение перемещений колеса и штока амортизатора (передаточное отношение амортизатора);

k_t – коэффициент, учитывающий демпфирующее свойство подвески;

$T_{a.max}(t_{a.max})$ – максимальная температура атмосферного воздуха, К ($^{\circ}\text{C}$).

2.1.1 Методика определения коэффициентов сопротивления амортизаторов

Ввиду того, что силы сопротивления амортизатора и действительные коэффициенты сопротивления – величины переменные, зависящие от скорости перемещения штока, то для расчетов и оценки амортизаторов использовались их эквивалентные значения для клапанных участков характеристик сопротивлений [39, 100, 101], определяемые приведенным коэффициентом сопротивления, который рассчитывается по уравнению:

$$k_n = 2\Psi\sqrt{cF}, \text{ Н с/м}, \quad (2.1)$$

Где $F=Mg$ – сила тяжести подрессоренной массы автомобиля, приходящаяся на колеса, Н;

g – ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/с}^2$.

Тогда коэффициент сопротивления амортизатора определяется из выражения:

$$k = k_n k_t u_a^2, \text{ Н с/м}, \quad (2.2)$$

где k_t – коэффициент, учитывающий демпфирующее влияние трения в подвеске, его значения выбирались из рекомендуемых пределов $0,92 \dots 0,95$, при этом повышенные величины характерны для управляемых колес.

Традиционно, скоростная характеристика амортизатора принимается асимметричной: при сжатии сила неупругого сопротивления меньше, чем при отбое. Это

вызвано необходимостью копирования колесом контура впадины дороги для предотвращения его отрыва от опорной поверхности [40].

Коэффициент k_o сопротивления амортизатора при отбое обычно превышает коэффициент k_c сопротивления при сжатии, т.е.:

$$k_o = j k_c, \text{ Н с/м}, \quad (2.3)$$

где j – коэффициент превышения, для транспортных средств общего назначения $j=1,5 \dots 5$ (3...5 для передней подвески и 1,5...4,0 для задней).

С учетом того, что коэффициент сопротивления амортизатора является средней величиной между этими же коэффициентами при сжатии и при отбое было принято:

$$k = \frac{(k_o + k_c)}{2}, \text{ Н с/м} \quad (2.4)$$

Тогда коэффициент k_c сопротивления амортизатора при сжатии определен из выражения:

$$k_c = \frac{2k}{(j+1)}, \text{ Н с/м} \quad (2.5)$$

2.1.2 Методика расчета характеристики сопротивления перемещению рабочего поршня амортизатора

В автомобильных подвесках, как правило, используются амортизаторы с регрессивной характеристикой сопротивления, при которой сопротивления меняются в функции от скорости перемещения штока по параболической зависимости с показателем степени, равным 1/2 [41]. Ее характеристика определяется зависимостью:

$$F_c = A_c V^{1/2}, F_o = A_o V^{1/2}, \text{ Н} \quad (2.6)$$

Где A_c и A_o – постоянные величины соответственно для ветвей сжатия и отбоя характеристики сопротивления, $\text{Нм}^{-1/2}\text{с}^{-1/2}$, определяемые по формулам 2.7 и 2.8.

Постоянная величина в уравнении ветви сжатия:

$$A_c = k_c (V_3^{1/2} + V_2^{1/2}), \text{ Н} \quad (2.7)$$

Постоянная величина в уравнении ветви отбоя:

$$A_o = k_o (V_3^{1/2} + V_2^{1/2}), \text{ Н} \quad (2.8)$$

При построении расчетной характеристики сопротивления амортизатора следует учитывать базовые точки средней (точка 2) и максимальной (точка 3) скорости перемещения штока. Средняя скорость (точка 2) определяется по формуле:

$$V_2 = 10^{-3} \pi S \omega_2, \text{ м/с}, \quad (2.9)$$

где $\omega_2 = \Omega_0$.

Максимальная скорость перемещения поршня амортизатора V_3 принимается, согласно [41, 51], равной 0,524 м/с.

Окончательно уравнения ветвей сжатия и отбоя характеристики сопротивления принимают соответственно следующий вид:

$$F_c = k_c (V_3^{1/2} + V_2^{1/2}) V^{1/2}, \text{ Н} \quad (2.10)$$

$$F_o = k_o (V_3^{1/2} + V_2^{1/2}) V^{1/2}, \text{ Н} \quad (2.11)$$

2.1.3 Определение исходных данных для расчетов характеристики сопротивления амортизатора

Определение массы исследуемого автомобиля скорой помощи Ford Transit производилась на основании взвешивания передней и задней осей на СТО предприятия ГУП «Медсантранс» с аттестованным и поверенным установленным порядком оборудованием (рисунок 10).

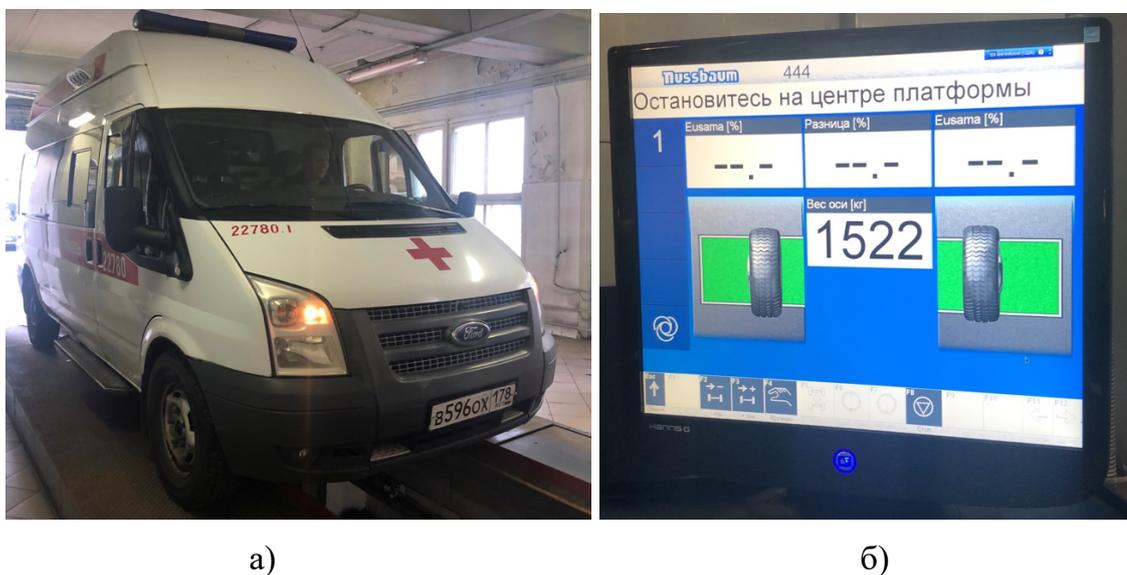


Рисунок 10 – Определение распределения веса по осям исследуемого ТС: а) - взвешивание а/м Ford Tranzit; в) – вес, приходящийся на заднюю ось в кг

Величина полной массы, приходящей на одно заднее колесо $M = G_{30}/2g$ составила 761 кг;

Величина неподдресоренной массы m , приходящаяся на заднее колесо, согласно данным каталога запасных частей [48, 49] составляет 101 кг;

Частота собственных колебаний поддресоренной массы Ω_o выбиралась, согласно [43, 51], равной $(1,16 \text{ с}^{-1})$;

Жесткость c подвески колеса определялась по формуле [41]:

$$c = 5,59 \cdot 10^{-6} \Omega_o (M - m), \text{ Н/м} \quad (2.12)$$

Подставив в (2.12) значения параметров, получили жесткость подвески колеса, равную $18 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

Радиальная жесткость шины $c_{ш}$, принималась, согласно [44] в зависимости от размера шины, равной 225 Н/м;

Относительный коэффициент затухания колебаний ψ принимался, согласно [40], равным 0,13.

Значения полного хода штока амортизатора S_n , расстояние между опорами амортизатора в статистическом положении (монтажная длина) L , отношение перемещений колеса и штока амортизатора (передаточное отношение амортизатора) $u_a = b/a$ были получены в ходе измерения на натурном образце автомобиля Ford Transit и составляют соответственно: 183 мм; 408 мм; 1,1.

Значение коэффициента, учитывающего демпфирующее влияние в подвеске k_t , а также значение максимальной температуры атмосферного воздуха $T_{a.max}(t_{a.max})$ принималось, согласно [39] равным соответственно: 0,95 и 318 К(45°C).

Корректировка усилий для гидропневматических амортизаторов осуществляется до построения характеристики путем увеличения силы F в сторону сжатия, и ее уменьшения в сторону отбоя на величину выталкивающей силы P_r [39].

Для расчета выталкивающей силы P_r газа необходимо подобрать внутренний диаметр цилиндра D из стандартного ряда прецезионных труб, который лежит в пределах 20...60 мм [52]. Назначается он исходя из компоновочных соображений с учетом статистических рекомендаций на основании максимальной силы сопротивления амортизатора при сжатии, равной в нашем случае 3575 Н на скорости перемещения штока 0,524 м/с, и составляет 41,4 мм. Для указанных параметров рекомендуется принимать выталкивающую силу P_r газа, равную 200 Н [39].

При подстановке исходных данных в формулы (2.1-2.12) были получены следующие значения сопротивления амортизатора для заданных скоростей перемещения штока (таблица 15):

Таблица 15 – Характеристика сопротивления

V , м/с	0,05	0,1	0,2	0,314	0,414	0,52
F_c , Н	769	1088	1539	1928	2214	2281
F_o , Н	1154	1632	2308	2892	3321	3922

На основании полученных данных построена расчетная характеристика сопротивления амортизатора (рисунок 11).

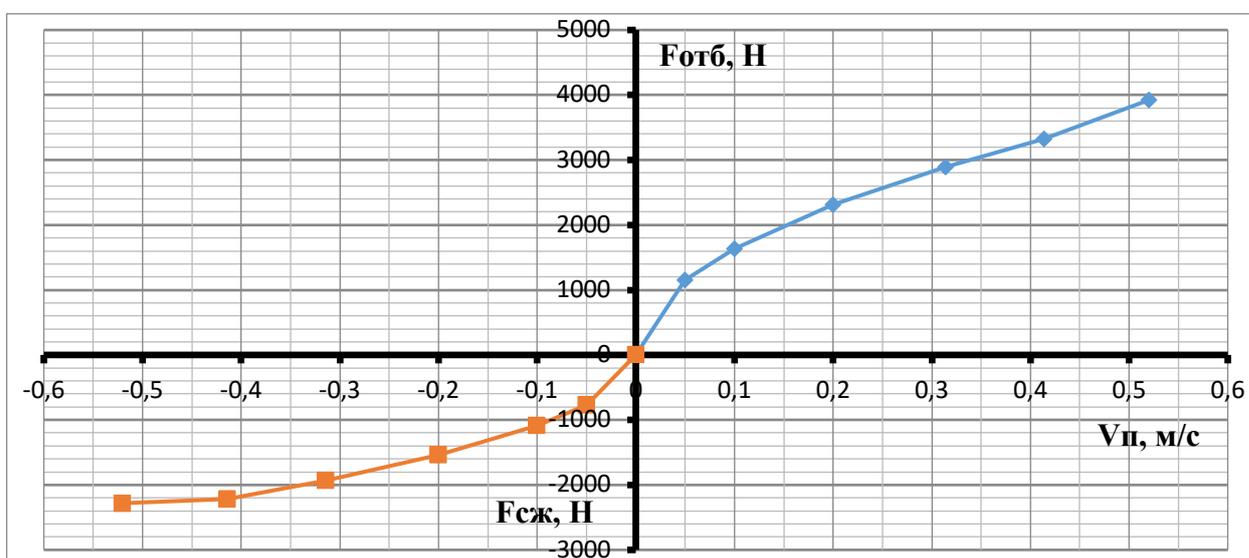


Рисунок 11 – Расчетная скоростная характеристика сопротивления амортизатора (регрессивная)

Амортизаторы, имеющие рассчитанную регрессивную характеристику, согласно [50], имеют повышенную поперечную устойчивость – хорошо противостоят боковому крену при крутых поворотах, а также продольную устойчивость – способность противостоять «кивкам» при резком замедлении или ускорении. При этом воздействие мелких дорожных неровностей (в крупных мегаполисах – трамвайные переезды, шумовые полосы, стыки дорожных полотен на мостах и т.п.) на низких скоростях гасится ими хуже, нежели амортизаторами с линейной или прогрессивной характеристиками. Это обуславливается высокими значениями сил сопротивлений при небольших по величине скоростях перемещения поршня амортизатора [12]. Однако, тенденция к снижению сил

сопротивлений при увеличении скорости перемещения штока амортизатора благоприятно сказывается с точки зрения комфорта на водителе и пассажирах, что немало важно при высоких скоростях движения в случае необходимости быстрой доставки больного пациента до медицинского учреждения.

Согласно [12, 53, 54, 102] именно гидропневматические амортизаторы легче позволяют обеспечить регрессивную характеристику за счет своей конструктивной особенности. Такие амортизаторы все чаще находят более широкое применение на специализированном городском автотранспорте.

Из проведенного выше анализа можно сделать вывод, что рассчитанная регрессивная характеристика амортизатора имеет ряд достоинств, относительно прогрессивной и линейной, которая играет важную роль с точки зрения требований, предъявляемых при перевозке пациентов автомобилями скорой медицинской помощи.

Регрессивную характеристику рекомендуется брать за основу при расчете параметров однотрубных или двухтрубных гидропневматических амортизаторов для специальных и специализированных транспортных средств, эксплуатируемых в городской среде, основным требованием к которым с точки зрения эксплуатационных показателей является повышенная устойчивость и плавность хода.

2.2 Методика обоснования конструктивных параметров однотрубного гидропневматического амортизатора

Требования к выходным характеристикам однотрубного гидропневматического амортизатора обосновываются путем анализа его расчетной характеристики. Для конструктивной реализации этих требований необходимо выполнение расчетов объема газовой заправочной полости, параметров газа и рабочей жидкости, определения энергоемкости амортизатора, проверка возможности возникновения кавитации на рабочих режимах, а также прочностные расчеты деталей амортизатора. Ниже предлагается алгоритм и математический аппарат для выполнения таких расчетов, базирующийся на известных зависимостях, но учитывающий особенности конструкции однотрубного гидропневматического амортизатора.

2.2.1 Расчет объема газовой заправочной полости.

Размеры, определяющие параметры заправки амортизатора газом принимаем, согласно рекомендациям [39] следующими:

$h_{ц}$ – заглублиение гильзы, равная 1 мм;

A – удаление разделительного поршня от торца гильзы (при заправке), равное 10 мм;

$h_{г}$ – высота газовой полости в разделительном поршне, равная 6,3 мм.

Условная длина L_3 заправочной полости определяется по формуле:

$$L_3 = l_{ц} - h_{д} + A + h_{г}, \text{ мм} \quad (2.13)$$

Объем газовой заправочной полости:

$$W_3 = 0,25\pi D^2 L_3 10^{-9}, \text{ м}^3 \quad (2.14)$$

2.2.2 Расчет параметров газа

Для расчета параметров газа проектируемого амортизатора, кроме указанных ранее, использовались следующие размеры:

$l_{ц}$ – длина цилиндра, выбранная на основании измерений на натурном образце автомобиля Ford Transit, равная 255 мм;

$h_{д}$ – длина заглублиения дна, выбранная на основании измерений на натурном образце автомобиля Ford Transit, равная 6 мм;

S_n – длина ход штока, обоснованная по результатам измерения на натурном образце автомобиля Ford Transit, равная 183 мм;

Минимальная условная длина газовой полости L_{min} определялась, исходя из компоновочной схемы (рисунок 12) по следующей формуле:

$$L_{min} = l_{ц} - S_n - h_{о} - h_n - l_{в} - h_{н}, \text{ мм} \quad (2.15)$$

где $h_{о}$ – толщина торца опоры буфера сжатия, полученная в ходе измерения на натурном образце автомобиля Ford Transit, равная 4 мм;

h_n – толщина буфера сжатия, полученная в ходе измерения на натурном образце автомобиля Ford Transit, равная 4 мм;

$l_{в}$ – длина внутреннего хвостовика штока, полученная в ходе измерения на натурном образце автомобиля Ford Transit, равная 23,5 мм;

h_n – толщина направляющей втулки, полученная в ходе измерения на натурном образце автомобиля Ford Transit, равная 20 мм.

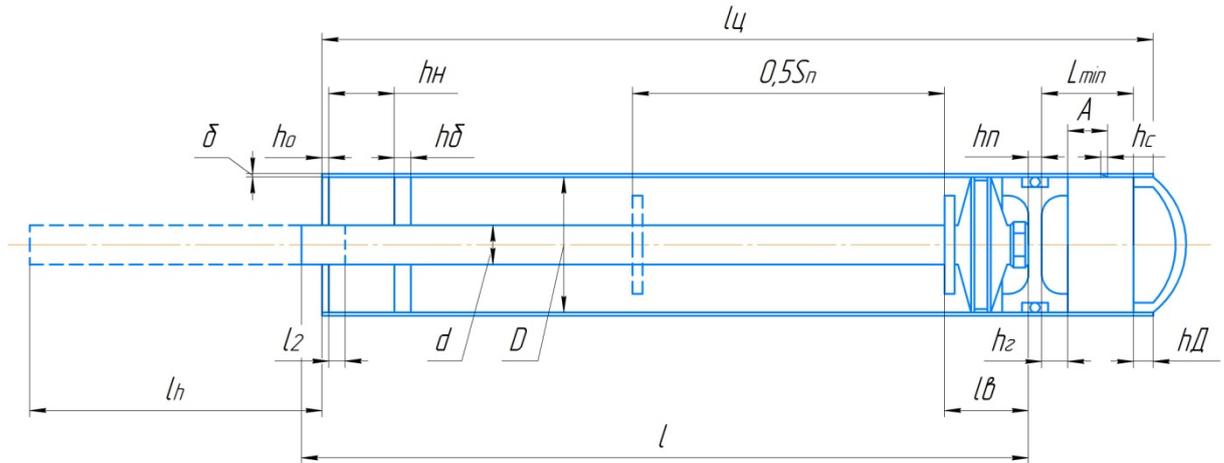


Рисунок 12. Компоновочная схема однотрубного амортизатора

Перемещение рабочего поршня от первоначальной позиции, которую он занимает при заправке амортизатора рабочей жидкостью до середины рабочего хода штока:

$$S_1 = l_2 + 0,5S_n, \text{ мм} \quad (2.16)$$

где l_2 – длина утапливания штока в направляющую втулку при заправке амортизатора рабочей жидкостью, равная (согласно рекомендациям [39]) 5 мм).

Перемещение разделительного поршня, соответствующее указанному выше перемещению рабочего поршня:

$$S_p = S_1 \frac{d^2}{D^2}, \text{ мм} \quad (2.17)$$

Длина газовой полости при положении штока в середине его хода:

$$L_r = L_{min} + S_p, \text{ мм} \quad (2.18)$$

Полный ход разделительного поршня:

$$S_{p,n} = S_n \frac{d^2}{D^2}, \text{ мм} \quad (2.19)$$

Давление заправки газа определяется по уравнению:

$$p_3 = \left[p_a + \frac{4(P_r + P_{t,p})}{\pi d^2} \right] \frac{L_r}{L_3} - p_a, \text{ МПа} \quad (2.20)$$

где $P_{t,p}$ – сила трения разделительного поршня, составляет 10...20Н [39]. Берем среднее значение, равное 15Н.

p_a – давление воздуха, равное 760 мм.рт.ст. (0,1013Мпа), используемое при расчете параметров азота (нормальные атмосферные условия) [41].

Масса газа (азота) вычислялась по уравнению:

$$M_{\Gamma} = 10^6 \frac{(p_3 + p_a)W_3}{RT_0}, \text{ Г} \quad (2.21)$$

где R – газовая постоянная азота, равная 0,297 Дж/кг К;

T_a – температура 298 К (25 °С), используемая при расчете параметров азота (нормальная температура) [41].

При заправке амортизатора рабочей жидкостью абсолютное максимальное давление в газовой полости p_{max} определялось по уравнению:

$$p_{max} = \frac{(p_a + p_3)L_3}{L_{min}}, \text{ МПа} \quad (2.22)$$

После заправки, когда амортизатор полностью растянется, в газовой полости устанавливается минимальное абсолютное давление p_{min} , которое рассчитывалось по формуле:

$$p_{min} = \frac{(p_a + p_3)L_3}{L_{min} + S_{p.n}}, \text{ МПа} \quad (2.23)$$

Результаты, вычисленные по формулам (2.13-2.23) сведены в таблицу 16.

Таблица 16 – Результаты расчетов параметра газа

Наименование	Значение
L_3 , мм	264,3
W_3 , м ³	$356 \cdot 10^6$
L_{min} , мм	20,5
S_1 , мм	96,5
S_p , мм	8,1
L_{Γ} , мм	28,6
$S_{p.n}$, мм	15,37
p_3 , МПа	0,116
M_{Γ} , Г	0,871
p_{max} , МПа	2,80
p_{min} , МПа	1,60

2.2.3 Расчет параметров рабочей жидкости

Объем рабочей жидкости $W_{ж}$ определяется в положении заправки амортизатора, когда рабочий и разделительный поршни касаются друг друга, находясь в своих крайних нижних точках. Расчет рабочей жидкости определялся по формуле:

$$W_{ж}=0,25 \cdot 10^{-3} \pi (D^2-d^2)(l+l_2-h_n)-W_б-W_n, \text{ см}^3, \quad (2.24)$$

где h_n – толщина перегородки разделительного поршня, полученная в ходе измерения на натурном образце автомобиля Ford Transit, равная 4 мм;

$W_б$ – объем буфера отбоя, см^3 ;

W_n – объем рабочего поршневого комплекта, то есть рабочего поршня и деталей, связанных с ним и размещенных на внутреннем хвостовике штока, см^3 . В предварительных конструкторских расчетах определять объем поршневого комплекта можно, исходя из соотношения $W_n \approx 0,55 * 0,25 * 10^{-3} \pi (D^2 - d^2) l_в$, см^3 – для дисковой клапанной системы [40, 51].

Масса рабочей жидкости амортизатора рассчитывалась по формуле:

$$M_{ж}=W_{ж}\rho_{ж}, \text{ Г}, \quad (2.25)$$

где $\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости, равная 0,9 $\text{г}/\text{см}^3$.

2.2.4 Расчет жесткости газа (упругости амортизатора)

Влияние однотрубного гидравлического амортизатора на жесткость подвески автомобиля определяется его упругостью. Она обеспечивается за счет сжатого газа и оценивается его жесткостью. В процессе работы амортизатора его упругость выше, чем в нерабочем состоянии вследствие нагрева газа.

Жесткость газа, а значит, и амортизатора, вычислялась по уравнению:

$$c_2 = 10^3 D^2 d^{-2} \left(\frac{P_2 L_2}{L_{\min}} - P_2 \right) \frac{T}{T_0 S_1}, \text{ Н/м}, \quad (2.26)$$

где T – температура амортизатора, равная 373 К (100 °С).

Результаты, вычисленные по формулам (2.24-2.26) сведены в таблицу 17.

Таблица 17 – Результаты расчетов параметров рабочей жидкости и жесткости газа

Наименование	Значение
$W_{ж}, \text{см}^3$	208,8
$M_{ж}, \text{Г}$	188
$c_{г}, \text{Н/м}$	$12,21 \cdot 10^3$

2.2.5 Оценка энергоемкости амортизатора

Оценка состояла в расчете возможности рассеяния максимальной гасимой амортизатором мощности через суммарную поверхность охлаждения. Среднестатистическая мощность $N_{ст}$ колебаний, гасимая амортизатором, должна быть не больше мощности $N_{доп}$, максимально допустимой по условиям теплоотдачи. За наружную поверхность амортизатора, через которую осуществляется теплоотдача, условно принималась его наружная цилиндрическая поверхность. Указанное выше условие выражается равенством:

$$N_{ст} \leq N_{доп} = 10^{-6} k_{в,t} \pi D_{н} l_{ц} (T - T_{a,max}), \text{Вт}, \quad (2.27)$$

где $k_{в,t}$ – коэффициент теплоотдачи от поверхности амортизатора воздуху, Вт/м²градс, находящийся в пределах от 12 до 200 Вт/м²градс [43];

$D_{н}$ – наружный диаметр цилиндра, полученный в ходе измерения на натурном образце автомобиля Ford Transit, равный 45 мм.

Ввиду отсутствия среднестатистических данных об условиях работы амортизатора расчет производился по мощности, максимально допустимой по условиям теплоотдачи, при его работе на стенде [15].

Мощность колебаний, гасимая амортизатором на ресурсных испытаниях определялась по формуле:

$$N_{max} = 0,8 V_{cm} \frac{(F_{cmax} + F_{omax})}{\pi}, \text{Вт} \quad (2.28)$$

Максимально допустимая по условиям теплоотдачи мощность амортизатора при его работе на стенде определялась по уравнению:

$$N_{доп} = 10^{-6} k_t \pi D_{н} (l_{ц} - h_{н}) (T - T_{в}), \text{Вт}, \quad (2.29)$$

где k_t – коэффициент теплоотдачи от поверхности амортизатора воде, Вт/м² град с, равный 1300 Вт/м² град с [39];

$T_{в}$ – температура воды, подаваемая на рубашку охлаждения, равная 288 К [39].

Подставив в формулы (2.28) и (2.29) получим следующие данные:

$N_{max}=829$ Вт значительно меньше $N_{доп}=3669$ Вт. Таким образом, при высокой температуре окружающего воздуха расчетный амортизатор сохранит работоспособность.

2.2.6 Проверка возможности возникновения кавитации на рабочих режимах

Для проверки были приняты следующие условия [39]:

v_{max} – максимальная скорость перемещения штока, равная 1 м/с;

$T(t)$ – температура амортизатора, равная 373 К (100 °С);

$T_{max}(t_{max})$ – максимальная температура рабочей жидкости в зоне рабочего поршня, находящаяся в пределах 413...453 К (140...180 °С) [37]. В нашем случае принимали среднее значение 433 К;

$F_{T\Sigma}$ – суммарная сила трения (штока в направляющей втулке, рабочего и разделительного поршней о цилиндр), находящаяся в пределах 40...50 Н [44]. В данном расчете принимали среднее значение 45 Н.

Минимальное и максимальное давления газа с учетом его реальной температуры определялось по формулам:

$$p_{t\min} = \frac{p_{\min}T}{T_a}; p_{t\max} = \frac{p_{\max}T}{T_a}, \text{ МПа} \quad (2.30)$$

Максимальные силы сопротивления перемещению штока при сжатии и отбое на скорости 1 м/с по результатам ранее проведенного исследования составили 3120 Н и 4680 Н соответственно.

Максимальные гидравлические силы сопротивления при сжатии и отбое определялись из условия:

$$F_{1\max}=F_{c\max}-F_{T\Sigma}; F_{2\max}= F_{o\max}- F_{T\Sigma}, \text{ Н} \quad (2.31)$$

Перепад давления при сжатии и отбое определялся по формулам:

$$\Delta p_c = \frac{\left(\frac{4F_{1\max}}{\pi} - p_{t\min} d^2\right)}{D^2}; \Delta p_o = \frac{\left(\frac{4F_{2\max}}{\pi} + p_{t\min} d^2\right)}{D^2 - d^2}, \text{ МПа} \quad (2.32)$$

Максимальное давление в верхней $p_{1\max}$ и нижней $p_{2\max}$ полостях:

$$p_{1\max} = p_{t\min} + \Delta p_o; p_{2\max} = p_{t\min} + \Delta p_c, \text{ МПа} \quad (2.33)$$

Подставив численные значения в формулы (2.30-2.33) определили, в какой зоне процесса парообразования воды находятся следующие три пары параметров рабочей жидкости:

первая (ρ_{min}, t_{max}) – 2,32 МПа (23,657 кгс/см²) 160 °С; вторая (ρ_{1max}, t_{max}) – 6,7 МПа (68,32 кгс/ см²) 160 °С; третья (ρ_{2max}, t_{max}) – 4,7 МПа (47,92 кгс/ см²) 160 °С. Ни одна из перечисленных пар не попадает в зону влажного пара: сплошность потока рабочей жидкости в расчетном однотрубном амортизаторе не нарушается [55].

2.2.7 Прочностные расчеты деталей амортизатора

Проверка штока на устойчивость.

Коэффициент запаса устойчивости определялся по уравнению:

$$n_y = \frac{F_{кр}}{F_{с.макс}}, \quad (2.34)$$

где $F_{кр}$ – критическая сила, определяемая по уравнению Эйлера:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 E i}{(l - l_n - l_g)^2}, \text{ Н}, \quad (2.35)$$

где l – длина штока, полученная в ходе измерения на натурном образце автомобиля Ford Transit, равная 246 мм.

l_n – длина наружного хвостовика при заправке амортизатора рабочей жидкостью на середине полного рабочего хода штока, равный 91,5 мм.

E – модуль упругости первого рода, равный для стали $2,10 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$;

i – момент инерции поперечного сечения штока, равный:

$$i = \frac{\pi d^4}{64}, \text{ мм}^4 \quad (2.36)$$

Достаточным считается коэффициент запаса устойчивости $n_y = 4,0$.

Подставив значения в формулы (2.34-2.36) получили коэффициент запаса, равный 59, что удовлетворяет требованиям.

Проверка цилиндра на прочность.

Для проведения расчетов требовалось использовать следующие значения:

$[\sigma]_T$ – предел текучести материала цилиндра (Ст.20), равный 245 Н/мм^2 (МПа);

n_T – коэффициент запаса прочности, равный $2,4 \dots 4$.

Расчетное напряжение стенки цилиндра по образующей от воздействия максимального давления определялась по приближенному уравнению:

$$\sigma_o = \frac{p_{2\max} D}{2\delta}, \text{ Н/мм}^2 \text{ (МПа)}, \quad (2.37)$$

где δ – толщина стенки цилиндра, полученная в ходе измерения на натурном образце автомобиля Ford Transit, равная 1,8 мм;

$p_{2\max}$ – максимальное давление в нижней полости амортизатора, МПа.

Подставив значения, получаем следующее: условие прочности цилиндра по образующей ($\sigma_o \leq [\sigma]_T / n_T$) выполнено ($76,9 \leq [\sigma]_T / n_T \text{ Н/мм}^2$).

Расчетное напряжение стенки цилиндра по сечению проточки под стопорное кольцо от воздействия максимальной силы сопротивления отбоя считалось по формуле:

$$\sigma_n = \frac{F_{o\max}}{0,25\pi[(D+\delta)^2 - (D+\Gamma)^2]}, \text{ Н/м}^2 \text{ (МПа)}, \quad (2.38)$$

где Γ – глубина проточки, принимаемая 0,6 мм.

Подставив значения, получаем следующее: условие прочности цилиндра по образующей ($\sigma_n \leq [\sigma]_T / n_T$) выполнено ($63,75 \leq [\sigma]_T / n_T \text{ Н/мм}^2$).

2.2.8 Оценка сходимости расчетной и экспериментальной характеристик разработанного гидропневматического амортизатора

По результатам расчетов, выполненных по предложенной методике, по специальному заказу на машиностроительном амортизаторном предприятии ООО «ПЛАЗА» был изготовлен комплект гидропневматических однострубных амортизаторов (рисунок 14а), устанавливаемых на их штатное место в автомобиле Ford Transit (Рисунок 14б).



а)



б)

Рисунок 14 – Гидропневматические амортизаторы для а/м Ford Transit: а) - гидропневматические амортизаторы; в) - подвеска заднего моста а/м Ford Transit

Снятие рабочей характеристики гидропневматического амортизатора производилось на специальном стенде (рисунок 15), позволяющем плавно изменять относительную скорость возвратно-поступательного движения поршня амортизатора от 0,1 м/с до 0,52 м/с, обеспечивая, при этом измерения выходного показателя с погрешностью не более 5%.



Рисунок 15 – Стенд для снятия скоростной характеристики амортизатора

При проведении испытаний для построения скоростной характеристики были выбраны скорости перемещения поршня от 0,1 м/с до 0,524 м/с. Построенная по

результатам измерений экспериментальная скоростная характеристика амортизатора, для удобства анализа совмещена с расчетной характеристикой (рисунок 16.), построенной в разделе 2.1.3 (рисунок 11).

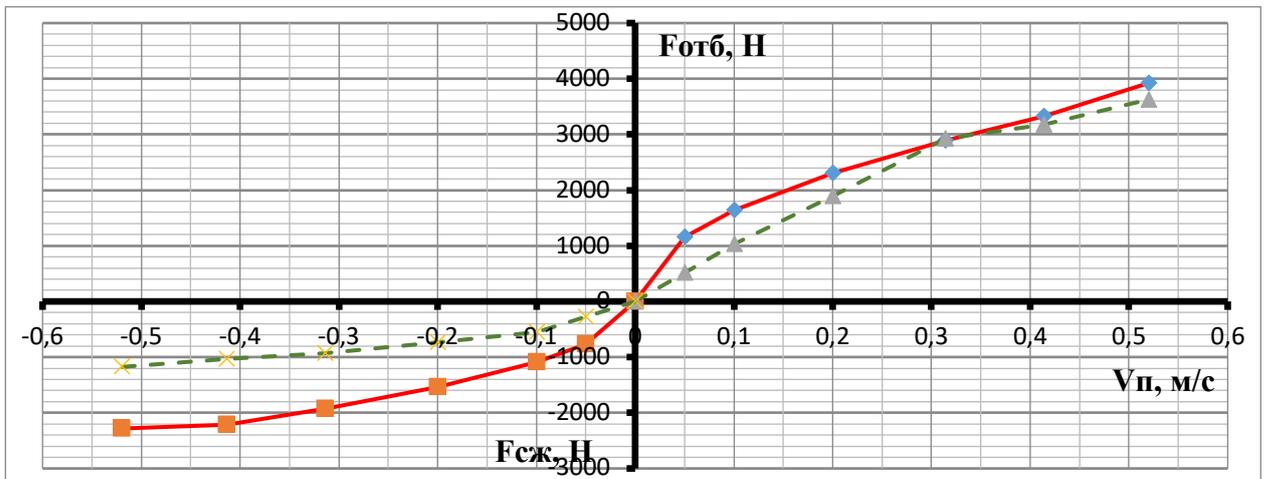


Рисунок 16 – Скоростные характеристики гидропневматического амортизатора - - - экспериментальная характеристика опытного образца; - - - расчетная характеристика

Как видно из рисунка 16 скоростная характеристика разработанного гидропневматического амортизатора имеет практически на всех участках линейную зависимость, что обуславливается своевременным постепенным открытием дисковых разгрузочных клапанов. При этом изменение силы сопротивления от скорости поршня на ходе отбоя как у расчетного, так и разработанного имеют практически одинаковый характер, что говорит о правильном подборе диаметра цилиндра амортизатора (41,4 мм), выталкивающей силы 200 Н, диаметра штока 12 мм и т.п. параметров.

В тоже время из рисунка 16 видно существенное отличие сил сопротивления на ходе сжатия (расчетная сила сопротивления отличается от реальной в среднем на 80%). Такое повышенное сопротивление на ходе сжатия может привести к повышенным вертикальным ускорениям кузова при наезде на высокую неровность [14, 52].

Повышенное сопротивление на ходе сжатии можно компенсировать более мягкими пружинами и шинами, уменьшив тем самым нагрузку на элементы подвески и раму. С точки зрения проектирования амортизатора снижение сил сопротивления на ходе сжатия можно обеспечить путем подбора более мягкого пружинно-дискового разгрузочного клапана сжатия, а также за счет увеличения размеров дроссельных каналов [45].

Безусловно, добиться абсолютного совмещения зависимостей невозможно, что обусловлено упругостью элементов крепления амортизатора, инерционными свойствами

его деталей и возможностью эмульсирования рабочей жидкости [54, 56]. Однако, именно сопоставление расчетной характеристики с реальной позволяет определить дальнейшие направления по совершенствованию элементов подвески, в частности самого амортизатора, влияющих на плавность хода.

На базе полученных результатов разработана для практического применения программа расчета параметров однотрубного гидропневматического амортизатора на ЭВМ, защищенная свидетельством о государственной регистрации (Свидетельство рег. № 2020616785 от 22.06.2020 – Расчет скоростной характеристики и параметров амортизатора).

2.3 Обобщенный анализ скоростных характеристик исследуемых амортизаторов

В ходе обобщенного анализа характеристик амортизаторов различных типов была проведена сравнительная оценка скоростных характеристик штатного двухтрубного гидравлического амортизатора автомобиля Ford Transit и расчетной и экспериментальной характеристик однотрубного гидропневматического амортизатора. При этом образец штатного амортизатора, подвергнутый испытаниям, имел срок службы 4 месяцев, без каких-либо визуальных технических отклонений. Снятие его характеристики производилось в тех же условиях, что и для гидропневматического амортизатора. Полученная его экспериментальная характеристика приведена на рисунке 17 и для удобства анализа совмещена с расчетной и экспериментальной характеристиками гидропневматического амортизатора.

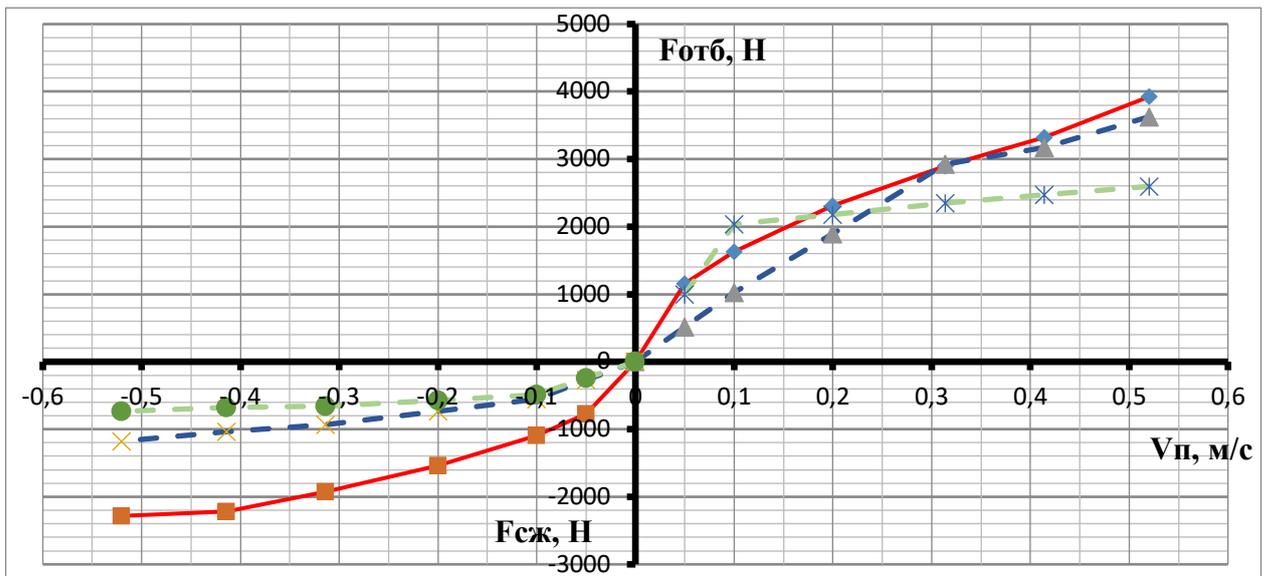


Рисунок 17 – Скоростные характеристики: - - - - экспериментальная гидравлического двухтрубного амортизатора; - - - - экспериментальная опытного гидропневматического амортизатора; - - - - расчетная гидропневматического амортизатора

Согласно рисунку 17 штатный амортизатор в сравнении с экспериментальным образцом и его расчетным аналогом имеет существенные отличия сопротивления перемещению поршня на всех участках, как при отбое, так и при сжатии. Эта разница относительно расчетной характеристики объясняет негативный отзыв со стороны водителей скорой помощи о недостаточной плавности хода автомобиля Ford Transit и его склонности к кренам и кивкам.

Повышенное сопротивление на ходе отбоя на низких скоростях поршня у штатного амортизатора приводит к проявлению толчков, образующихся в результате невозможности своевременного опускания колеса на обратный склон неровности после ее переезда, что ухудшает копирование колесом дорожного профиля из-за его отрыва от опорной поверхности. При увеличении скорости перемещения поршня происходит значительное снижение силы сопротивления в сравнении с расчетной характеристикой. Такое отклонение снижает способность подвески противостоять поперечным и продольным кренам кузова на больших скоростях перемещения поршня, что вызывает поперечно-угловую тряску салона.

Значения сил сопротивления на ходе сжатия в 2-3 раза ниже (в зависимости от участка) по сравнению с расчетными, что делает подвеску более мягкой. Такая подвеска лучше «сглатывает» неровности, однако хуже обеспечивает гашение поперечно-угловых

колебаний корпуса, а также провоцирует возможность перегрева рабочей жидкости амортизатора, приводящего к возникновению кавитации и изменению физических свойств амортизаторной жидкости – образованию суспензии. Этот процесс может иметь негативные последствия в части существенного ухудшения плавности хода и устойчивости автомобиля, вплоть до полного отказа амортизатора.

В результате проведенного анализа можно утверждать, что штатные гидравлические амортизаторы, устанавливаемые на автомобиль скорой помощи Ford Transit, недостаточно эффективно справляются с задачами демпфирования вертикальных, поперечно угловых и продольно-угловых колебаний кузова, что приводит к необходимости снижения скорости автомобиля при преодолении неровностей дороги, способствует повышенной утомляемости водителя и медицинского персонала, а также негативно отражается на самочувствии перевозимого больного пациента.

Как следует из графиков рисунка 17, отмеченные недостатки в значительно меньшей степени проявляются у однотрубных гидропневматических амортизаторов, поэтому с точки зрения повышения плавности хода и устойчивости вариант их применения является более предпочтительным. Установка их не вызывает ухудшения эксплуатационных свойств автомобиля и снижения его конструктивной безопасности, поэтому, согласно действующим нормативным документам [87, 88] не требует дополнительных согласований с аккредитованными организациями по внесению изменений в конструкцию автомобиля в эксплуатации.

Однако, окончательное решение о замене штатного амортизатора автомобиля скорой медицинской помощи может быть вынесено только после проведения дорожных испытаний натуральных образцов автомобилей. При этом для объективной оценки эффективности демпфирующих элементов подвески необходимо знать эксплуатационные диапазоны изменения вертикальных ускорений кузова при переезде неровностей в интервале от максимально допустимых до максимально возможных, вызывающих пробой подвески. Максимально допустимые значения нормируются документами по охране труда, а максимально возможные были определены индивидуально для каждого вида неровности расчетом, т.к. экспериментальная их оценка могла вызвать повреждения подвески.

2.4 Определение вертикальных ускорений пробоя подвески при переезде дорожных неровностей

2.4.1 Уточненная методика определения вертикальных ускорений при переезде дорожных неровностей

Сегодня в теории колебаний автомобиля обстоятельно рассмотрены вопросы возникновения и изменения собственных колебаний, колебаний центра тяжести транспортного средства, методы расчета ускорения различных точек автомобилей для неровностей синусоидального и волнообразного профилей [68-73, 89-93, 98]. Используемые при этом методы достаточно сложны, в связи с чем в работе расчеты вертикальных ускорений были произведены по разработанной упрощенной методике, базирующейся на положениях, изложенных в работе [74].

Для дальнейших расчетов необходимо ввести следующие допущения:

- модуль скорости перемещения транспортного средства \bar{V}_0 остается постоянным во всех точках дорожных неровностей, через которые проезжает автомобиль.
- профиль неровностей является график непрерывно дифференцируемой функции, т.е. является гладким, не имеющим переломов и разрывов [74].

Для более точного определения ускорения на различных участках дорожных неровностей был использован так называемый шаговый метод, при котором профиль неровностей разбивается на произвольное число частей. Чем меньше будет шаг, тем точнее получаемые результаты.

Вектор скорости автомобиля ($\bar{V}_1, \bar{V}_2, \bar{V}_3, \dots$) направлен по касательной к поверхности неровности (рисунок 18, 19). Имея отрезок на профиле неровности $[x_1, x_2]$, можно вычислить векторы скоростей в этих точках $\bar{V}_1(x_1)$ и $\bar{V}_2(x_2)$. Векторное вычитание этих векторов определить изменение скорости $\Delta\bar{V}$ на этом участке, т.е. $\Delta\bar{V} = \bar{V}_2 - \bar{V}_1$. Поделив $\Delta\bar{V}$ на время прохождения автомобилем участка $[x_1, x_2]$, можно определить среднее ускорение на этом участке, т.е. в точке $x_{cp} = \frac{1}{2}(x_1 + x_2)$ [74].

Время прохождения участка $[x_1, x_2]$ Δt можно определить расчетным путем.

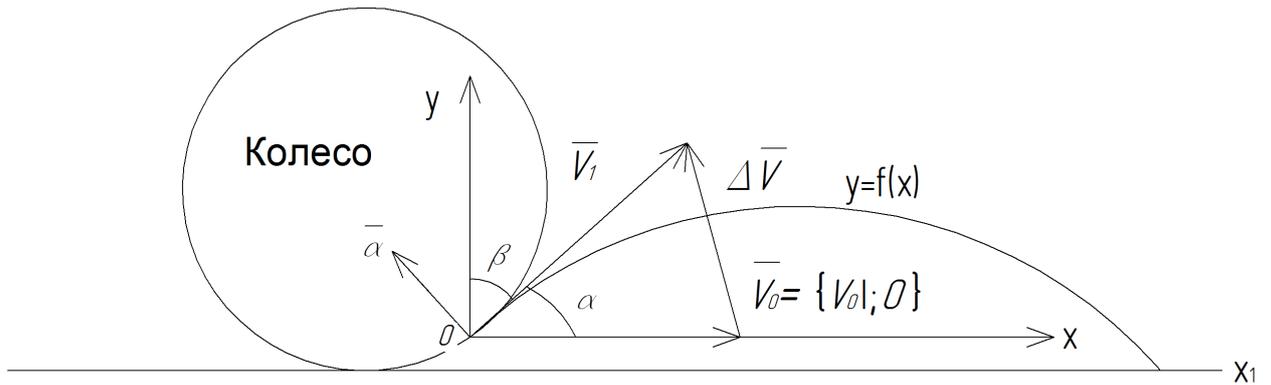


Рисунок 18 – Взаимодействие колеса автомобиля с дорожной неровностью

$|\overline{V}_0|$ – модуль скорости перемещения транспортного средства.

$|\overline{V}_0| = \text{const.}$

По теореме Пифагора дельта $\Delta S = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}$ – длина участка $[x_1, x_2]$ по профилю (рисунок 19).

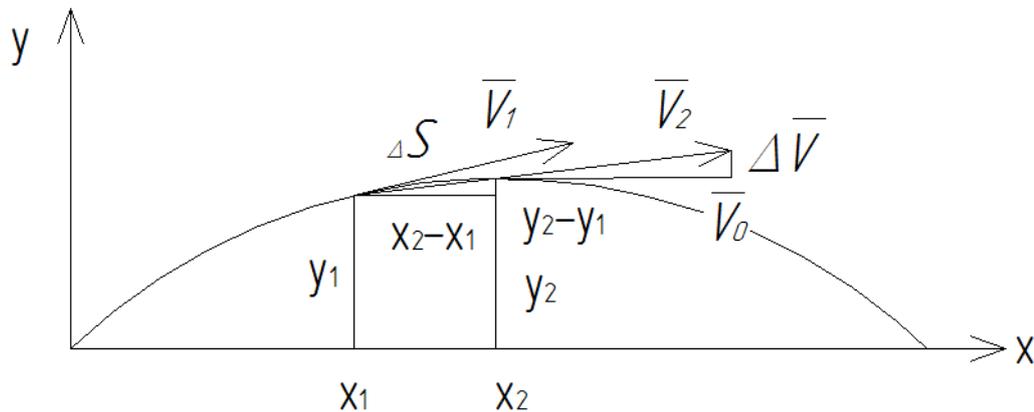


Рисунок 19 – Схема для расчета времени прохождения участка $[x_1, x_2]$ Δt

Тогда, $\Delta t = \frac{\Delta S}{|\overline{V}_0|}$

Учитывая, что производная в любой точке профиля численно равна тангенсу угла наклона касательной оси Ox , направляющие косинусы касательного вектора (вектора скорости $V_1, V_2 \dots$) определяются по формулам:

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + [f'(x)]^2}}, \quad (2.39)$$

$$\cos \beta = \frac{f'(x)}{\sqrt{1+[f'(x)]^2}}, \quad (2.40)$$

где α – угол между касательным вектором и осью OX ;

β – угол между касательным вектором и осью OY (рисунок 18);

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha \quad (2.41)$$

Так как модуль вектора скорости $|\vec{V}_1| = |\vec{V}_0|$, то получаем для координат вектора:

$$|\vec{V}_1| = \left\{ \frac{|\vec{V}_0|}{\sqrt{1+[f'(x)]^2}}; \frac{|\vec{V}_0|f'(x)}{\sqrt{1+[f'(x)]^2}} \right\} \quad (2.42)$$

Изменение скорости автомобиля на отрезке $[x_1, x_2]$ определялось векторной разностью:

$$\Delta \vec{V} = \vec{V}_1 - \vec{V}_0 = \left\{ \frac{|\vec{V}_0|}{\sqrt{1+[f'(x)]^2}} - |\vec{V}_0|; \frac{|\vec{V}_0|f'(x)}{\sqrt{1+[f'(x)]^2}} \right\} \quad (2.43)$$

Обозначим:

$$p = \frac{|\vec{V}_0|}{\sqrt{1+[f'(x)]^2}} - |\vec{V}_0|, \quad (2.44)$$

$$g = \frac{|\vec{V}_0|f'(x)}{\sqrt{1+[f'(x)]^2}}, \quad (2.45)$$

Модуль вектора $\Delta \vec{V}$ определялся по формуле:

$$\Delta \vec{V} = \sqrt{p^2 + g^2} \quad (2.46)$$

Поделив модуль $\Delta \vec{V}$ на время движения по участку $[x_1, x_2]$ находим ускорение на этом участке:

$$|\vec{a}| = \frac{|\Delta \vec{V}|}{\Delta t} = \frac{\sqrt{p^2 + g^2} |\vec{V}_0|}{\Delta S} = \frac{\sqrt{\frac{|\vec{V}_0|}{\sqrt{1+[f'(x)]^2}} - |\vec{V}_0| + \frac{|\vec{V}_0|f'(x)}{\sqrt{1+[f'(x)]^2}} |\vec{V}_0|}}{\sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}} \quad (2.47)$$

При расчете уравнения на следующем участке $[x_2, x_3]$ $\Delta \vec{V}_1$ определялась разностью векторов $\vec{V}_2(x_2)$ и $\vec{V}_3(x_3)$, получая аналогично $\Delta \vec{V}_1 = \vec{V}_3(x_3) - \vec{V}_2(x_2)$, далее расчеты

производились по приведенной выше схеме. Выполненные расчеты таким образом отражают максимально возможное вертикальное ускорение на различных участках при различной скорости переезда неровности. При этом демпфирующие свойства элементов подвески и шины колеса не учитываются.

2.4.2 Расчет вертикальных ускорений для неровностей трапецидальной формы

В качестве исходных данных для трапецидальной формы неровности использовались параметры искусственного пешеходного перехода, расположенного на Кронверском проспекте, по которому осуществлялся переезд при проведении экспериментальной части (рисунок 20, 21).

Длина участка $L=3,8$ м, высота $h=0,1$ м (рисунок 20). Скорость наезда на неровность автомобилем скорой помощи Ford Transit $V=10$ км/ч.

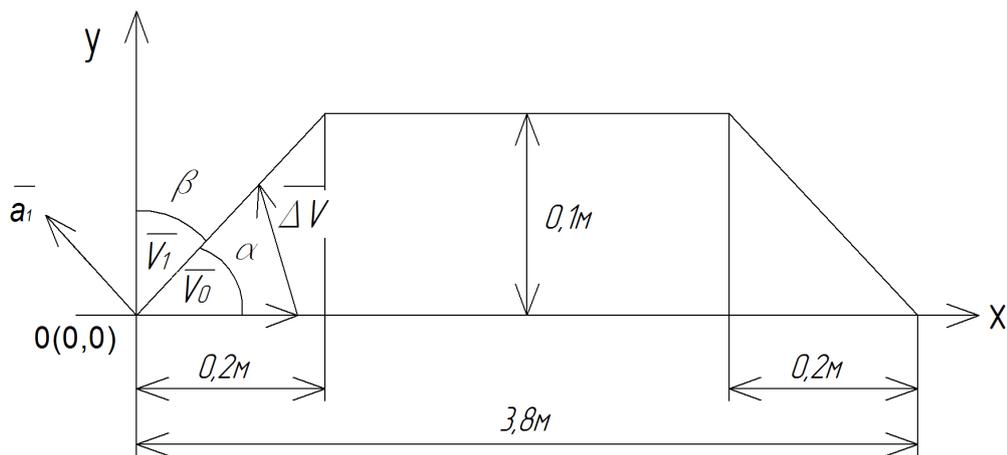


Рисунок 20 – Параметры дорожной неровности пешеходный переход

Расчет точки А:

$$f'(x) = y'(x) = \operatorname{tg} \alpha = \frac{y}{x} = \frac{0,05}{0,1} = 0,5$$

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1+(0,5)^2}} = 0,894$$

$$\cos \beta = \frac{0,5}{\sqrt{1+(0,5)^2}} = 0,45$$

$$|\overline{V_0}| = 10 \text{ км/ч} = \frac{10000}{3600} = 2,778 [\text{м/с}]$$

$$\bar{V}_1 \left\{ \frac{2,778}{\sqrt{1+(0,45)^2}}; \frac{2,778 \cdot 0,45}{\sqrt{1+(0,45)^2}} \right\} = \{2,48; 1,11\}$$

$$\Delta \bar{V} \{-0,293; 1,11\}$$

$$|\Delta \bar{V}| = \sqrt{0,293^2 + 1,11^2} = 1,149 \text{ м/с}$$

$$\Delta t = \frac{x}{|\bar{V}_0|} = 0,036 \text{ с}$$

$$\text{Тогда: } |\bar{a}_1| = \frac{|\Delta \bar{V}|}{\Delta t} = \frac{1,149}{0,036} = 31,92 \text{ м/с}^2$$

Координаты основных (узловых) точек (рисунок 21) на профиле:

А (0,1;0,05); В (0,2;0,1); С (1,9;0,1); D (3,6;0,1); E (3,7;0,05); F (3,8;0).

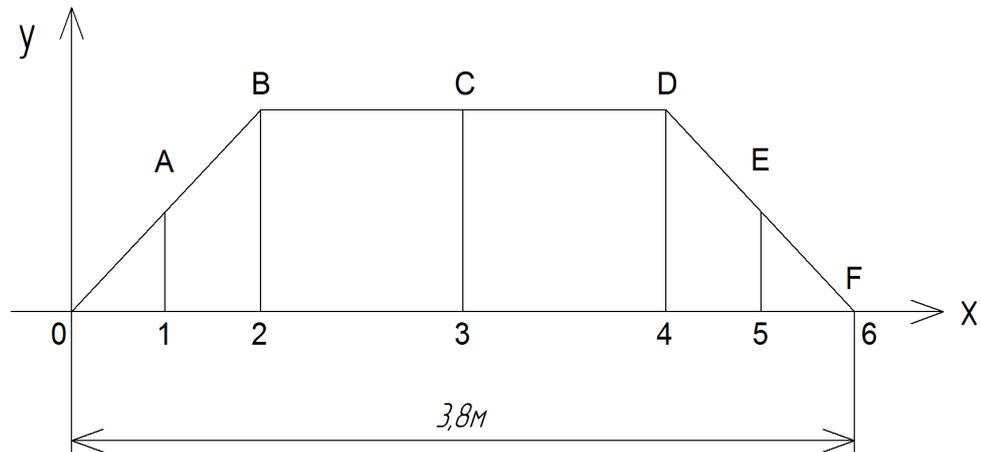


Рисунок 21 – Разбиение дорожной неровности пешеходный переход на произвольные участки

Так как на участке АВ $\Delta \bar{V}=0$, то $\bar{V}_{AB} = const.$, следовательно $|\bar{V}_{AB}| = const. = 31,92 \text{ м/с}^2$

Максимальное вертикальное ускорение образуется при наезде на искусственную неровность (участок АВ), таким образом, расчеты ускорений на оставшихся участках можно не производить.

Максимальное вертикальное ускорение на участке АВ при $V=10 \text{ км/ч}$ составляет $31,92 \text{ м/с}^2$, при скорости $V=20 \text{ км/ч}$ составляет $127,68 \text{ м/с}^2$

2.4.3 Расчет вертикальных ускорений для неровностей типа шумовой полосы

Шумовая полоса, по которой производился проезд, имеет следующие параметры:

Длина участка $L=0,2$ м, высота $h=0,005$ м (рисунок 22) с последующим разбиением длины на участки (рисунок 23). Скорость наезда на неровность автомобилем скорой помощи Ford Transit $V=30$ км/ч.

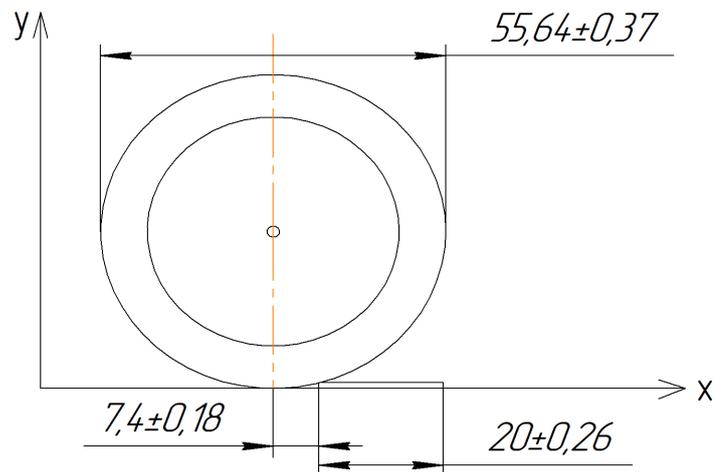


Рисунок 22 – Параметры дорожной неровности шумовая полоса

Расчет точки А:

$$f'(x) = y'(x) = \operatorname{tg} \alpha = \frac{y}{x} = \frac{0,074}{0,005} = 0,068$$

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + (0,068)^2}} = 0,998$$

$$\cos \beta = \frac{0,068}{\sqrt{1 + (0,068)^2}} = 0,07$$

$$|\overline{V}_0| = 30 \text{ км/ч} = \frac{30000}{3600} = 8,333 [\text{м/с}]$$

$$\overline{V}_1 = \{8,31; 0,56\}$$

$$\Delta \overline{V} \{-0,019; 0,56\}$$

$$|\Delta \overline{V}| = \sqrt{0,019^2 + 0,56^2} = 0,561 \text{ м/с}$$

$$\Delta t = \frac{x}{|\overline{V}_0|} = 0,009 \text{ с}$$

$$\text{Тогда: } |\bar{a}_1| = \frac{|\Delta \bar{V}|}{\Delta t} = \frac{0,561}{0,009} = 63,16 \text{ м/с}^2$$

Так как на участке AC (рисунок 23) $\Delta \bar{V} = 0$, то $\bar{V}_{AC} = const.$, следовательно $|\bar{V}_{AC}| = const. = 63,16 \text{ м/с}^2$

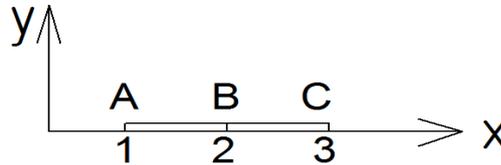


Рисунок 23 – Разбиение дорожной неровности шумовая полоса на произвольные участки

Максимальное вертикальное ускорение на участке АВ при $V=30$ км/ч составляет $63,16 \text{ м/с}^2$; при скорости $V=40$ км/ч составляет $112,28 \text{ м/с}^2$; при скорости $V=50$ км/ч составляет $175,43 \text{ м/с}^2$.

2.4.4 Расчет вертикальных ускорений для неровностей циркульного профиля

Примером неровности циркульного профиля служит искусственно дорожная неровность «лежачий полицейский», расположенный на Введенской улице, по которой производился заезд при проведении эксперимента. Параметры такой неровности соответствуют значениям [66] и имеют следующие размеры:

Длина участка $L=0,9$ м, высота $h=0,06$ м (рисунок 24). Скорость наезда на неровность автомобилем скорой помощи Ford Transit $V=10$ км/ч.

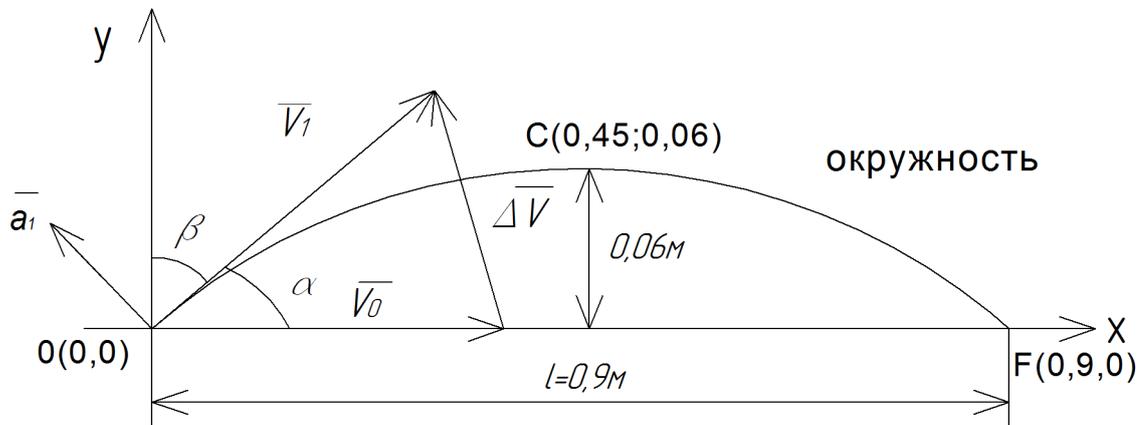


Рисунок 24 – Параметры дорожной неровности циркульного профиля («лежачий полицейский»)

Уравнение окружности:

$$(x-a)^2+(y-b)^2=R^2,$$

где a, b – координаты центра окружности, определяемые из системы:

$$\begin{aligned} \left\{ \begin{array}{l} a^2 + b^2 = R^2 \\ (0,45 - a)^2 + (0,06 - b)^2 = R^2 \end{array} \right\} &\Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} a = 0,45 \\ 0,06^2 - 0,12b + b^2 = R^2 \\ 0,45^2 + b^2 = R^2 \end{array} \right\} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} a = 0,45 \\ 0,06^2 - 0,12b + b^2 - 0,45^2 - b^2 = 0 \end{array} \right\} &\Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} a = 0,45 \\ 0,0036 - 0,12b + b^2 - 0,2 - b^2 = 0 \end{array} \right\} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} a = 0,45 \\ -0,12b = 0,2 - 0,0036 \end{array} \right\} &\Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} a = 0,45 \\ b = -1,64 \\ R = 1,69 \end{array} \right\} \Leftrightarrow \end{aligned}$$

Искомое уравнение: $(x-0,45)^2+(y+1,63)^2=2,87$

$$2(x-0,45) + 2y'(y+1,63) = 0 \Rightarrow f'(x) = y'(x) = \frac{0,45-x}{y+1,63}$$

Координаты основных точек на профиле:

O(0;0); A (0,15;0,03); B (0,3; 0,05); C (0,45;0,06); D (0,6; 0,05); E (0,75;0,03) F (0,9; 0).

Координаты точек получили из уравнения окружности (рисунок 25)

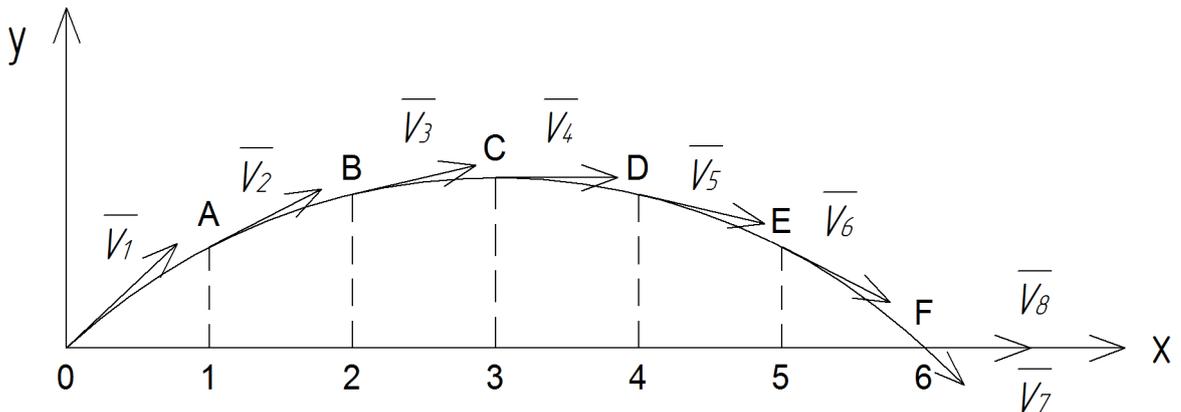


Рисунок 25 – Разбиение дорожной неровности «лежащий полицейский» на произвольные участки с координатами точек

Расчет точки А:

$$f'(0,15,0,03) = \frac{0,45-0,15}{0,03+1,64} = 0,18$$

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{1+0,18^2}} = \frac{1}{\sqrt{1,03}} = \frac{1}{1,01} = 0,99$$

$$\cos \beta = \frac{0,18}{1,01} = 0,18$$

$$|\bar{V}_0| = 10 \text{ км/ч} = \frac{10000}{3600} = 2,78 [\text{м/с}]$$

$$\bar{V}_2 = \left\{ \frac{2,78}{1,01}; \frac{2,78 \cdot 0,18}{1,01} \right\} = \{2,75; 0,5\}$$

$$\Delta \bar{V}_2 = \{2,75 - 2,78; 0,5 - 0\} = \{-0,03; 0,5\}$$

$$|\Delta \bar{V}_2| = \sqrt{0,03^2 + 0,5^2} = 0,5 \text{ м/с}$$

$$\Delta S_2 = \sqrt{x^2 + y^2} = \sqrt{0,15^2 + 0,03^2} = 0,15$$

$$\Delta t_2 = \frac{\Delta S_2}{|\bar{V}_0|} = \frac{0,15}{2,78} = 0,05 \text{ с}$$

$$\text{Тогда } |\bar{a}_2| = \frac{|\Delta \bar{V}_2|}{\Delta t} = \frac{0,5}{0,05} = 10 \text{ м/с}^2$$

$$|\bar{a}_3| = 5 \text{ м/с}^2 \text{ (ускорение в точке В)}$$

Максимальное вертикальное ускорение (точка А) при скорости 15 и 20 км/ч составляют соответственно: 14,8 м/с² и 19,8 м/с².

Сводная таблица результатов расчетов ускорений пробоя подвески для всех видов неровностей представлена ниже в таблице 18.

Таблица 18 – Расчетные значения максимальных вертикальных ускорений при преодолении искусственных дорожных неровностей различного типа

№п/п	Тип ИДН	Скорость переезда, км/ч	Расчетные максимальные значения, м/с ² (g=9,81 м/с ²)
1	Циркульный профиль («лежачий полицейский»)	10	10 (1g)
		15	14,8 (1,5g)
		20	19,8 (2g)
2	Трапецидальный профиль (приподнятый пешеходный переход)	10	31,9 (3,3g)
		20	175,4 (17,9g)

3	Шумовая полоса	30	63,2 (6,4g)
		50	112,3 (11,4g)
		60	175,4 (17,9g)

2.5 Выводы по главе 2

1. Уточнены методики расчета скоростной характеристики и конструктивных параметров телескопического гидравлического амортизатора, отличающиеся возможностью их применения при проектировании однотрубных гидропневматических амортизаторов. На базе этих методик разработана для практического применения программа расчета параметров однотрубного гидропневматического амортизатора на ЭВМ, защищенная свидетельством о государственной регистрации.

2. По результатам проведенных расчетов спроектированы и изготовлены для проведения сравнительных испытаний опытные образцы однотрубных гидропневматических амортизаторов для задней подвески автомобиля скорой медицинской помощи Ford Transit.

3. Проведены стендовые испытания по снятию скоростных характеристик опытного образца однотрубного гидропневматического и штатного двухтрубного гидравлического амортизаторов для задней подвески автомобиля Ford Transit.

4. Установлено, что характер графика скоростной характеристики опытного гидропневматического однотрубного амортизатора на ходе отбоя достаточно точно копирует расчетную характеристику, построенную по методике, уточненной автором. Существенные различия значений характеристик на ходе сжатия объясняются конструкторской корректировкой расчетных значений в соответствии с требованиями унификации по комплектующим изделиям и опытом производителя.

5. Сравнительная оценка экспериментально полученных скоростных характеристик двухтрубного гидравлического и однотрубного гидропневматического амортизаторов с расчетной характеристикой показала лучшее соответствие ей характеристики гидропневматического амортизатора, что свидетельствует о более высокой потенциальной эффективности гашения им вертикальных, поперечно-угловых и продольно-угловых колебаний кузова автомобиля.

6. Для подтверждения предположения о более высокой эффективности гашения колебаний в подвеске гидропневматическими однотрубными амортизаторами необходимо проведение сравнительных натурных испытаний автомобилей с различными упругими и демпфирующими элементами.

7. Уточнена методика определения максимально возможных вертикальных ускорений при переезде дорожных неровностей позволила рассчитать значения ускорений пробоя подвески для неровностей различного профиля и использовать их в последующем анализе результатов натурных испытаний.

ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ТИПА ДЕМПФИРУЮЩИХ И УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ НА УРОВЕНЬ КОМФОРТАБЕЛЬНОСТИ АВТОМОБИЛЯ СКОРОЙ МЕДИЦИНСКОЙ ПОМОЩИ ПРИ ГОРОДСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

3.1 Цель, объекты и задачи экспериментальных исследований

Цель исследований – сравнительная экспериментальная оценка эффективности гашения вертикальных, поперечно-угловых и продольно-угловых колебаний кузова автомобиля при его оснащении задней подвеской с различными вариантами упругих и демпфирующих элементов.

Объектами экспериментальных исследований являлись автомобили скорой помощи Ford Transit (рисунок 26), эксплуатируемые ГУП «Медсантранс» г.Санкт-Петербург, оснащенные задней зависимой подвеской с различными типами упругих и демпфирующих элементов: рессорная с гидравлическими двухтрубными амортизаторами (штатный вариант); рессорная с гидропневматическими однотрубными амортизаторами (рисунок 27); с пневматическими упругими элементами и гидравлическими двухтрубными амортизаторами (рисунок 28).



Рисунок 26 – Автомобиль скорой медицинской помощи Ford Transit с задней подвеской базовой комплектации, оснащенной гидравлическими двухтрубными амортизаторами

Основные характеристики объектов исследования представлены в таблице 19.

Таблица 19 – Характеристики исследуемых объектов

Характеристики	Объект №1	Объект №2	Объект №3
Наименование, марка автомобиля	Автомобиль скорой медицинской помощи Ford Transit мод. 3840	Автомобиль скорой медицинской помощи Ford Transit мод. 3840	Автомобиль скорой медицинской помощи Ford Transit мод. 3840
Конструктивные особенности задней подвески	Зависимая рессорная с гидравлическими двухтрубными амортизаторами (штатная)	Зависимая с пневматическими упругими элементами и гидравлическими двухтрубными амортизаторами (Рисунок 28)	Зависимая рессорная с гидропневматическими одностручными амортизаторами (Рисунок 27)
Год выпуска	2015	2015	2015
VIN номер	Z8X384000C0000158	Z8X384000C0000164	Z8X38400AD0000413
Тип двигателя	Дизель	Дизель	Дизель
Масса без нагрузки, кг.	2200	2215	2200
Мощность ДВС, л.с.	125,12	125,12	125,12
Пробег, км.	277 944	284 106	248 432



Рисунок 27 – Гидропневматический амортизатор, установленный на автомобиль скорой помощи Ford Transit



Рисунок 28 – Пневматическая подвеска автомобиля скорой помощи Ford Transit

Все объекты исследования имели на момент сравнительных испытаний максимально схожее техническое состояние элементов подвески, тормозной системы, рулевого управления, колес и шин, а также идентичные мощностные характеристики, что подтверждалось их диагностированием на СТО перед началом каждой серии испытаний (рисунок 10). Весовое состояние объектов определялось массой снаряженного

автомобиля, полностью укомплектованного штатным медицинским оборудованием, при наличии в нем водителя и одного оператора.

Задачи исследования – определение в геометрическом центре зафиксированных в штатных местах крепления носилок для размещения транспортируемого в лежачем положении больного:

- вертикальных ускорений при переезде искусственных дорожных неровностей циркульной («лежачий полицейский») и трапецеидальной (приподнятый пешеходный переход) формы, шумовых полос и препятствий в виде трамвайных путей и стыков опорных поверхностей;
- поперечно-угловых ускорений бокового крена при крутых поворотах автомобиля;
- продольно-угловых ускорений продольного крена при интенсивных торможениях.

3.2 Комплекс измерительно-регистрирующей аппаратуры

В процессе экспериментального исследования регистрировались следующие параметры: геометрические размеры препятствия; время преодоления препятствия; скорость движения автомобиля через препятствие; вертикальные ускорения в геометрическом центре носилок; поперечно-угловые и продольно-угловые скорости колебания носилок. Регистрация и обработка экспериментальных данных осуществлялась посредством информационного-измерительного комплекса, состоящего из датчика ускорения AP2038P-100 и анализатора AP6300.

Датчик ускорения AP2038P-100 (рисунок 29-32). Назначение датчика - измерение вибрационного, ударного и инерционного ускорений в диагностических системах и при лабораторных исследованиях в условиях сильных электромагнитных полей.



Рисунок 29 – Датчик ускорения AP2038P-100

Конструктивные и функциональные особенности датчика:

- сочетание высоких значений осевой чувствительности, собственной частоты и ударной стойкости;
- низкая чувствительность к электромагнитным полям;
- встроенный предусилитель;
- широкий диапазон питающего напряжения и тока;
- низкий уровень собственного шума;
- разъёмное соединение с кабелем.

Перечень определяемых параметров и диапазоны их измерения приведены в таблице 20.

Таблица 20 – Параметры и диапазон измерения датчиков AP2038P-100

Наименование	Размерность	AP2038P-100
Коэффициент преобразования	мВ/мс ²	10
Относительный коэффициент поперечного преобразования	%	<5
Максимальное значение амплитуды измеряемого ускорения	м/с ²	500
Максимальный удар (пиковое значение)	g	±100
Рабочий диапазон температур	°С	-40...+125
Рабочий диапазон частот (неравномерность ±1дБ)	Гц	0.5...12 000
Частота установочного резонанса в осевом направлении	кГц	>35
Уровень шума, СКЗ (1 Гц ÷ 10 кГц)	м/с ²	<0.003
Выходное сопротивление	Ом	<500
Питание: - напряжение; - ток	В; мА	+(18...30); 2...20
Уровень постоянного напряжения на выходе	В	8...13
Коэффициент влияния температур	%/°С	±0.2
Время установления рабочего режима	с	4
Материал корпуса	-	нержавеющая сталь
Тип соединителя	-	AR09 (M6×0.5)
Масса (без кабеля)	кг	0.036
Поставляемые принадлежности	-	винт M5-8g×20 кабель АК21
Опции	-	Т

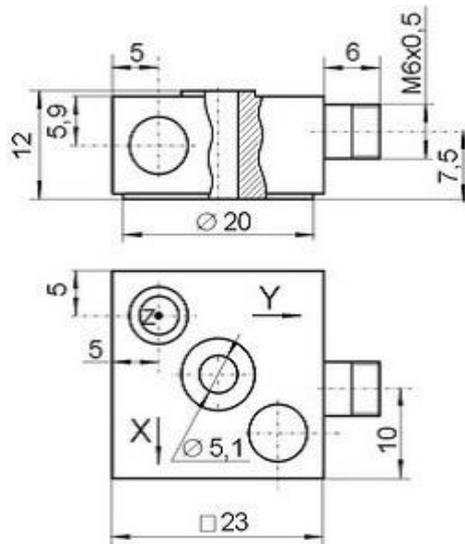


Рисунок 30 – Внешний вид датчика AP2038P-100

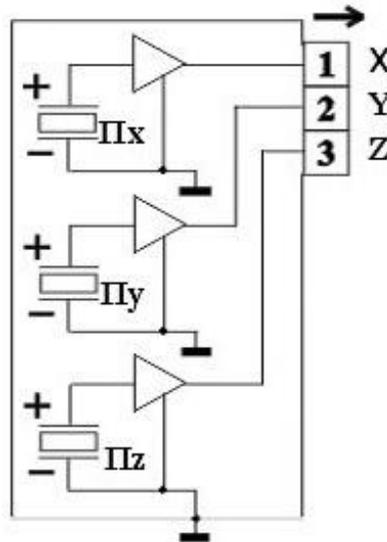


Рисунок 31 – Электрическая схема AP2038P-100



Рисунок 32 – Схема подключения к регистрирующей аппаратуре

Анализатор AP6300(рисунок 33). Назначение анализатора – регистрация, запись и постобработка сигналов с датчиков, имеющих аналоговый выход.



Рисунок 33 – Анализатор AP6300

Конструктивные и функциональные особенности анализатора:

- возможность подключения датчиков по стандарту IEC6 (2мА, 24В);
- высокая точность вибрационных и акустических измерений;
- возможность синхронизации (до 8 устройств);
- встроенные антиалайзинговые фильтры;
- цифровые фильтры ФНЧ, ФВЧ любого порядка;
- графический эквалайзер;
- автоматическая калибровка для обеспечения точности;
- изменяемая частота дискретизации;
- удобное в использовании программное обеспечение GTLab, в котором реализованы виртуальные приборы: «осциллограф», «спектроанализатор», «частотомер», «вольтметр постоянного тока», «вольтметр переменного тока».
- запись и воспроизведение сигналов;
- поддержка операционных систем Windows 8, Windows 7, Windows XP.

Основные характеристики анализатора приведены в таблице 21.

Таблица 21 – Основные характеристики Анализатора AP6300

Наименование	Размерность	AP6300
Тип входных разъёмов	-	BNC
Интерфейс	-	USB 2.0 HighSpeed
Температура эксплуатации	°C	0 ... + 55
Температура хранения	°C	- 20 ... + 70
Влажность	%	5 ... 95
Питание	-	от USB (5V / 400mA)
Габаритные размеры	мм	115 × 150 × 40

Аналоговый вход

Количество аналоговых входов	4
Частотный диапазон	0,1 ... 50 000 Гц
Количество разрядов АЦП	24 бита
Частота дискретизации	1 ... 128 кГц
Диапазон входного сигнала по напряжению	± 10 В
Входной импеданс	200 кОм

Температура окружающего воздуха во время испытания составляла 15...18 градусов Цельсия, атмосферное давление 760 мм рт.ст., относительная влажность 80%. Данные показатели, соответствуют требованиям [32, 60, 62, 63, 64, 103].

Измерительная аппаратура устанавливалась в соответствии с требованиями Инструкции производителя комплекса с размещением датчика в геометрическом центре носилок (рисунок 34).



Рисунок 34 – Установленная измерительная аппаратура в ходе проведения эксперимента

Обработка и систематизация всех полученных данных и результатов проводилась на ноутбуке HP и моноблоке iMac.

3.3 Методики испытаний

Замеры вертикальных ускорений были произведены на нескольких скоростных режимах движения на всех трех объектах испытаний при переезде ими одних и тех же типовых искусственных препятствий реальной дорожной среды в г. Санкт-Петербург. Параметры всех выбранных для исследования искусственных препятствий (высота, ширина и техническое состояние) соответствовали нормативным требованиям [66]. Внешний вид и место расположения каждого из них представлены на рисунках 35-38.



Рисунок 35 – Искусственная неровность циркульного профиля - «лежачий полицейский»

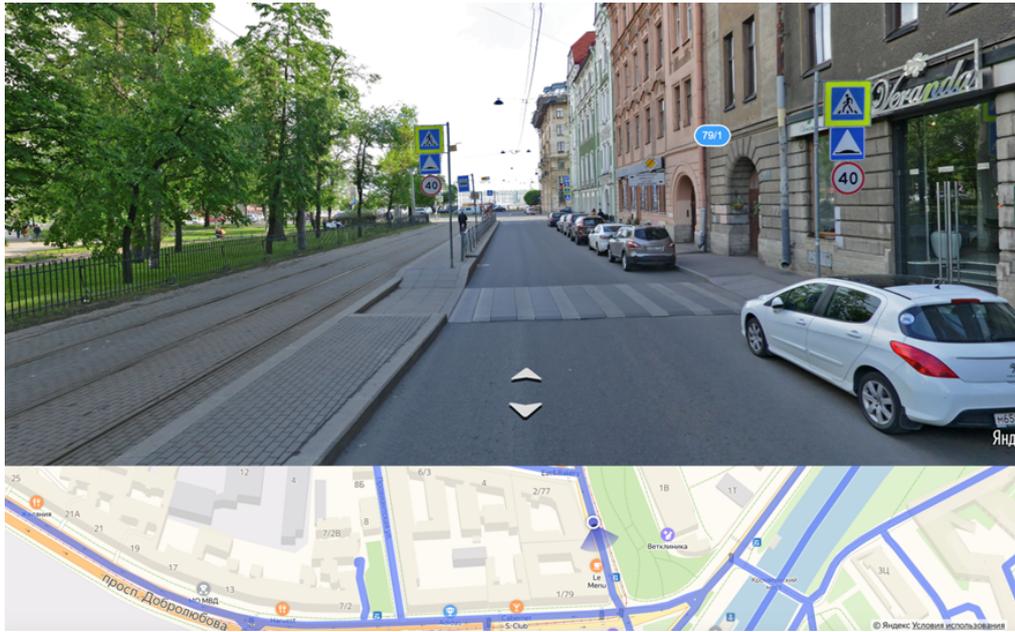


Рисунок 36 – Искусственная неровность трапецеидального профиля – приподнятый пешеходный переход



Рисунок 37 – Стыки между дорожными полотнами разводного моста.



Рисунок 38 – Переезд шумовых полос

Скоростные режимы заездов представлены в протоколах испытаний. Для получения более достоверных данных в ходе проведения эксперимента каждый объект исследования преодолевал каждое препятствие на каждом скоростном режиме шесть раз – по три раза во взаимно противоположных направлениях. К обработке и анализу принимался результат их среднего арифметического значения.

Образец протокола испытаний представлен в таблице 22.

Таблица 22 – Протокол испытаний

Объект исследования		А/м Форд Транзит, г.р.з. В123КН 198		
Тип подвески объекта исследования		Стандартная		
Дата и время проведения исследования		29.08.2019 11 час. 15 мин. 00 сек		
Погодные условия		16 С, солнечно		
Заезд №1				
Искусственная неровность (ИН) №1	Замедление до 5 км/ч со скорости:	60 км/ч	Время контакта передними колесами ИН	11 час. 15 мин. 20 сек.

ИН №2	Замедление до 5 км/ч со скорости:	45 км/ч	Время контакта передними колесами ИН	11 час. 15 мин. 34 сек.
ИН №3	Замедление до 5 км/ч со скорости:	30 км/ч	Время контакта передними колесами ИН	11 час. 15 мин. 52 сек.
ИН №4	Замедление до 5 км/ч со скорости:	20 км/ч	Время контакта передними колесами ИН	11 час. 16 мин. 23 сек.

Определение поперечно-угловых и продольно-угловых ускорений проводилось по результатам замеров угловых скоростей кренов при прохождении автомобилем поворота на 90 градусов, а также резкого замедления с применением экстренного торможения, с последующим пересчетом их в угловые ускорения.

Ниже приведены результаты обработки данных, полученных в ходе проведения эксперимента.

3.3.1 Переезд искусственной дорожной неровности («лежачий полицейский»)

На рисунках 39-41 представлены записи ускорений при переезде ИДН «лежачий полицейский».

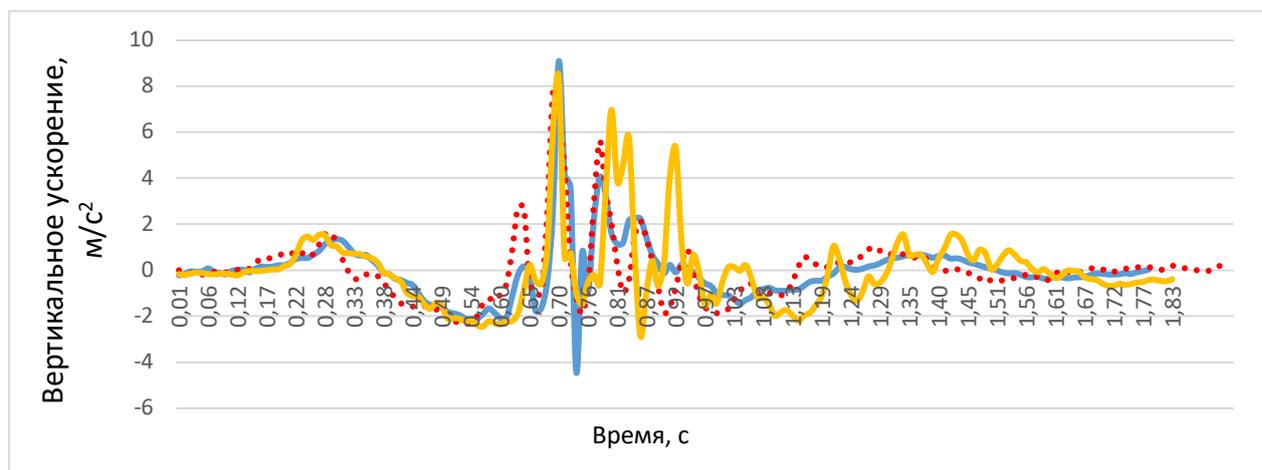


Рисунок 39 – Показания вертикальных ускорений при переезде «лежачих полицейских» на скорости 10 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - пневматическая подвеска

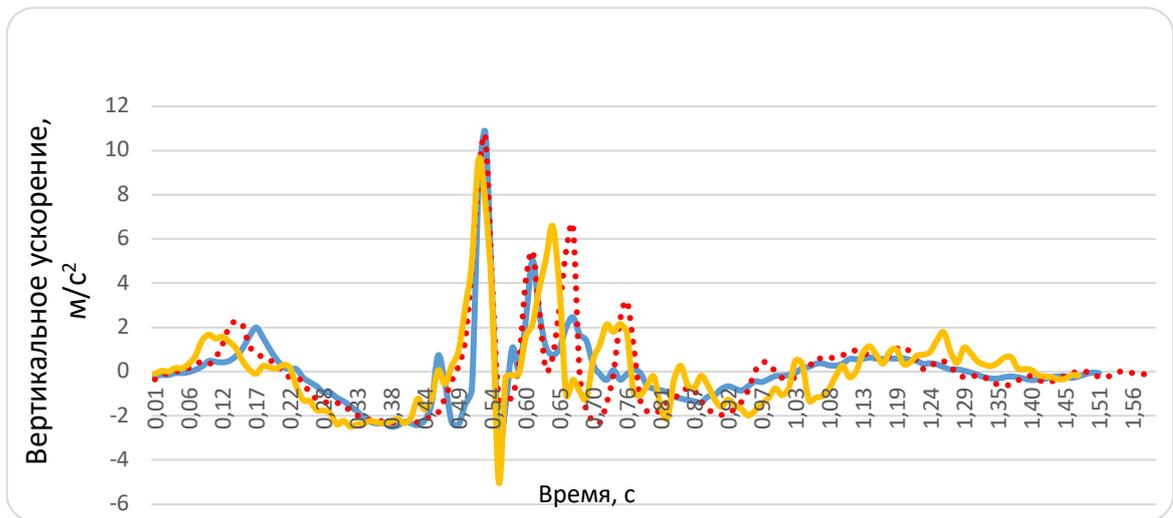


Рисунок 40 – Показания вертикальных ускорений при переезде «лежачих полицейских» на скорости 15 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - пневматическая подвеска

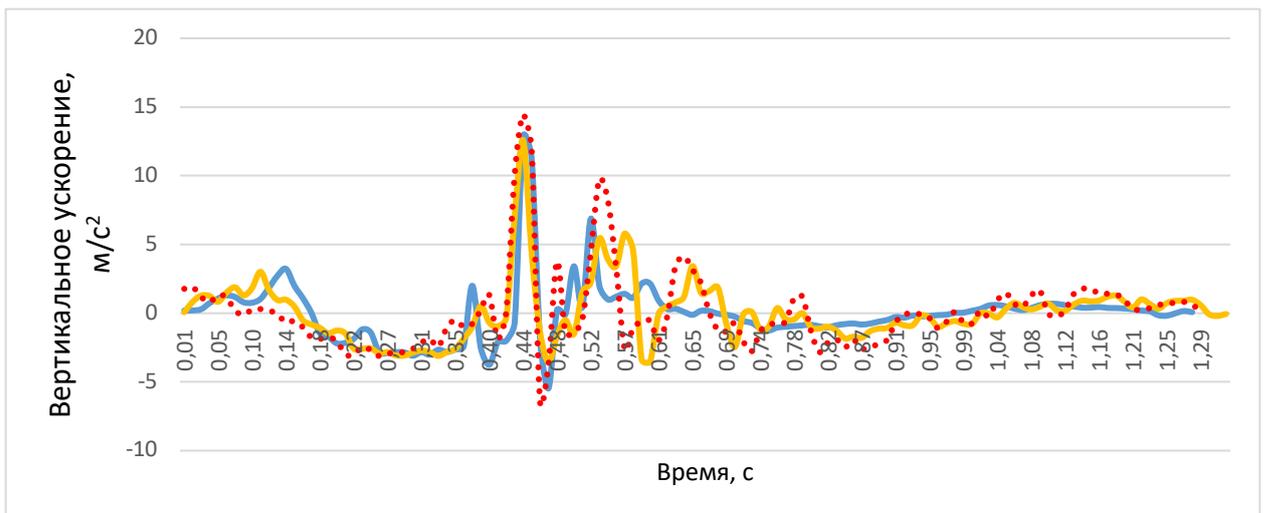


Рисунок 41 – Показания вертикальных ускорений при переезде «лежачих полицейских» на скорости 20 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - пневматическая подвеска

Максимальные значения вертикальных ускорений представлены в таблице 23. Красным цветом обозначены максимальные значения, относительно типа подвески.

Таблица 23 – Максимальные значения вертикальный ускорений при переезде искусственной дорожной неровности - «лежачего полицейского»

Тип амортизатора	Скорость, км/ч		
	10	15	20
Гидравлический	7,8 (0,8g)	10,5 (1,1g)	14,5 (1,5g)
Гидропневматический	9,1 (0,9g)	10,8 (1,1g)	12,8 (1,3g)
Пневматическая подвеска	8,4(0,9g)	9,60(1g)	12,6 (1,3g)

3.3.2 Переезд приподнятого пешеходного перехода

На рисунках 42-43 представлены записи ускорений при переезде искусственного приподнятого пешеходного перехода.

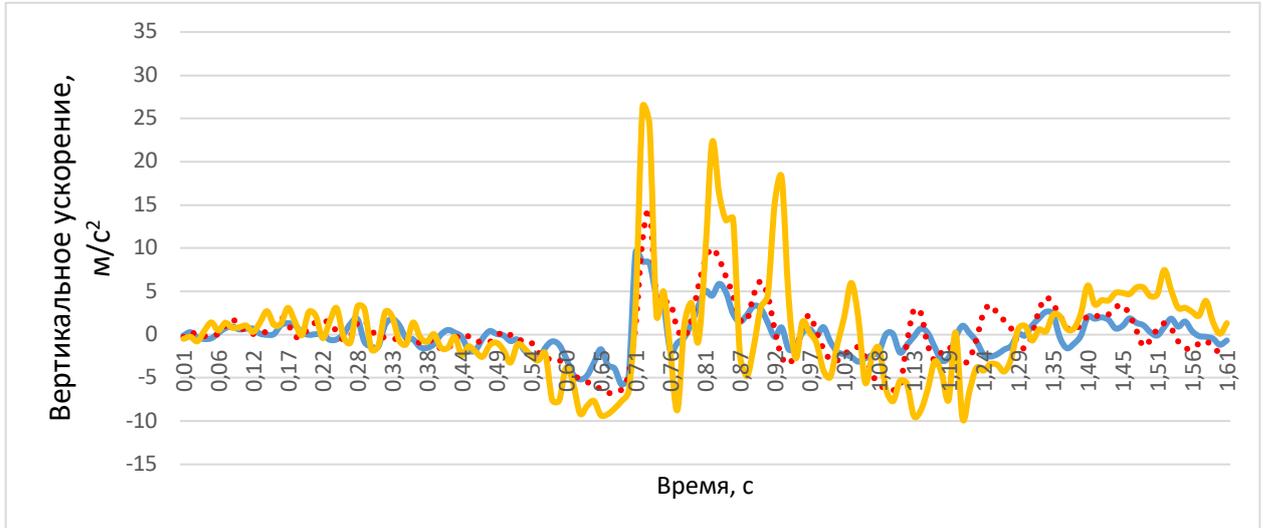


Рисунок 42 – Показания вертикальных ускорений при переезде искусственного пешеходного перехода на скорости 10 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - пневматическая подвеска

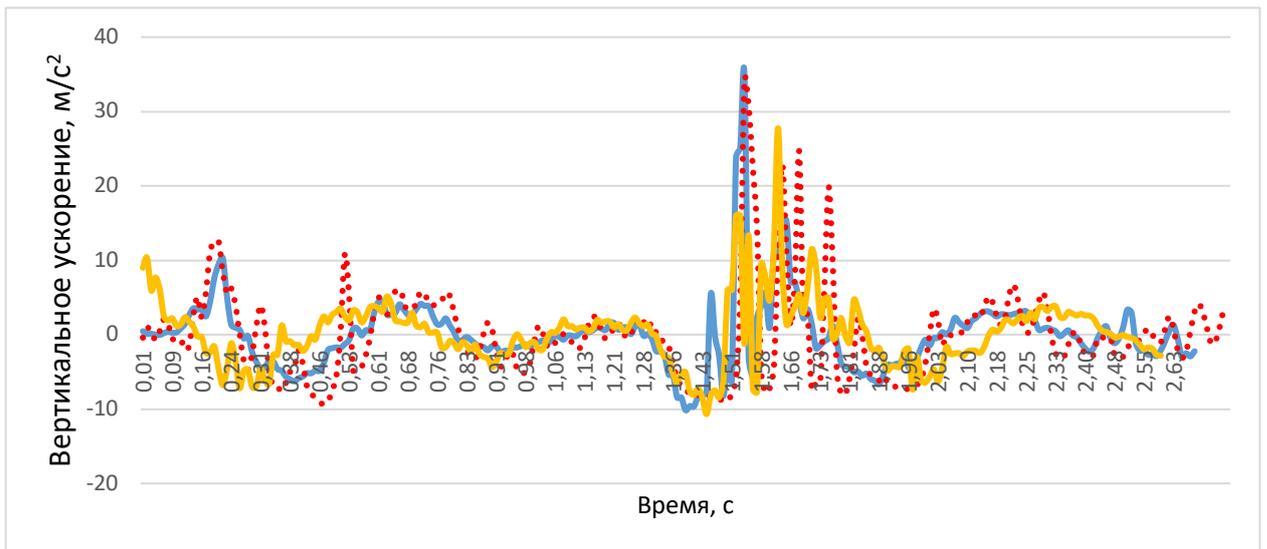


Рисунок 43 – Показания вертикальных ускорений при переезде искусственного пешеходного перехода на скорости 20 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - – гидропневматический амортизатор;
- - - пневматическая подвеска

Максимальные значения вертикальных ускорений представлены в таблице 24. Красным цветом обозначены максимальные значения.

Таблица 24 – Максимальные значения вертикальных ускорений при переезде искусственной дорожной неровности пешеходного перехода

Тип амортизатора	Скорость, км/ч	
	10	20
Вертикальные ускорения, м/с ²		
Гидравлический	14,5 (1,5g)	34,2 (3,5g)
Гидропневматический	9,5 (1g)	34,9 (3,6g)
Пневматическая подвеска	26,3 (2,7g)	27,4 (2,8g)

3.3.3 Переезд стыков разводного моста

На рисунках 44-46 представлены записи ускорений при переезде стыков Троицкого моста.

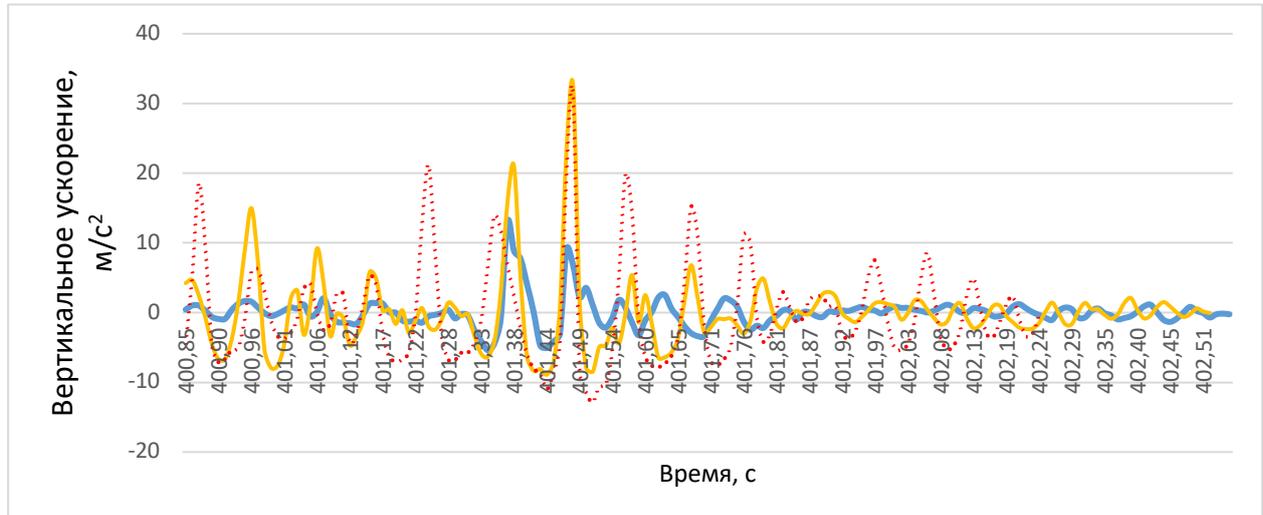


Рисунок 44 – Показания вертикальных ускорений при переезде стыков Троицкого разводного моста на скорости 30 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - пневматическая подвеска

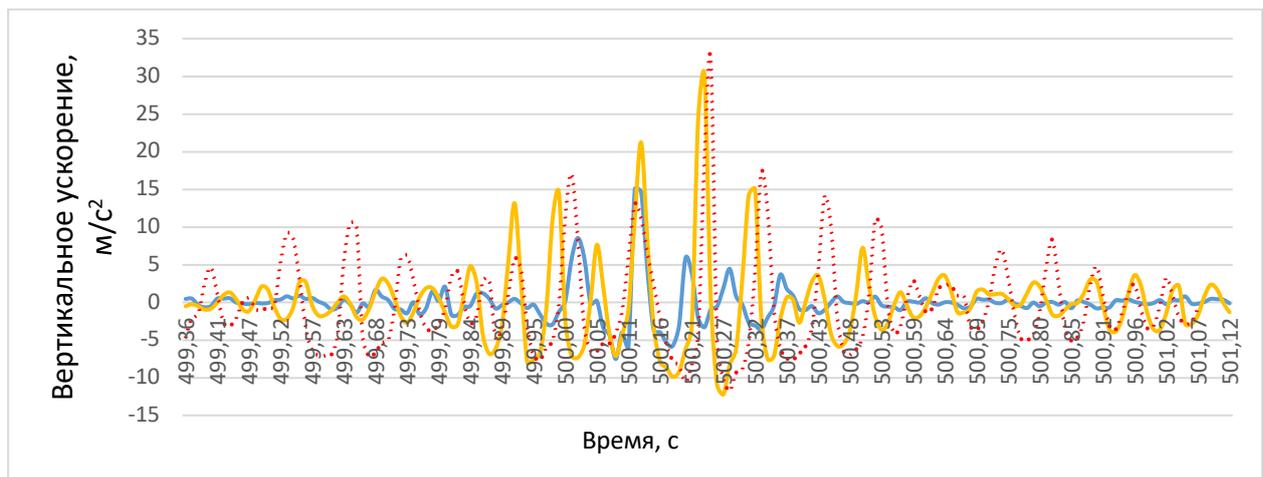


Рисунок 45 – Показания вертикальных ускорений при переезде стыков Троицкого моста на скорости 45 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - пневматическая подвеска

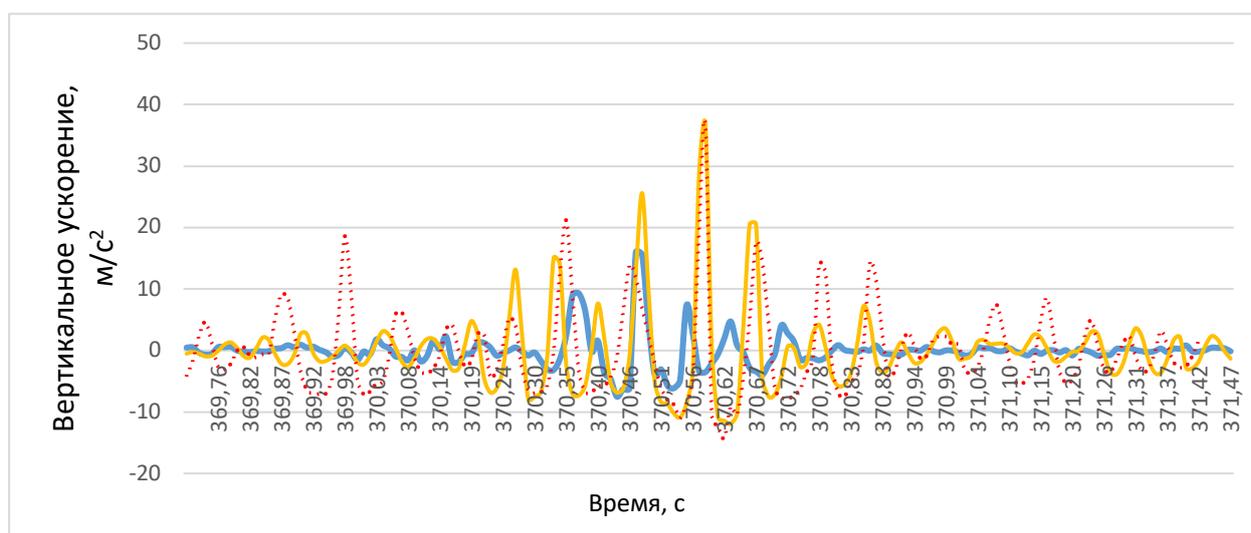


Рисунок 46 – Показания вертикальных ускорений при переезде стыков Троицкого моста на скорости 60 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - - пневматическая подвеска

Максимальные значения вертикальных ускорений представлены в таблице 25. Красным цветом обозначены максимальные значения.

Таблица 25 – Максимальные значения вертикальных ускорений при переезде стыков разводного моста

Тип амортизатора	Скорость, км/ч		
	30	45	60
	Вертикальные ускорения, м/с ²		
Гидравлический	31,5 (3,2g)	32,1 (3,3g)	36,6 (3,7g)
Гидропневматический	13,0 (1,3g)	15,0 (1,5g)	16 (1,6g)
Пневматическая подвеска	32,7 (3,3g)	30,2 (3,1g)	36,4 (3,7g)

3.3.4 Переезд шумовых полос

На рисунках 47-49 представлены записи ускорений при переезде шумовых полос.

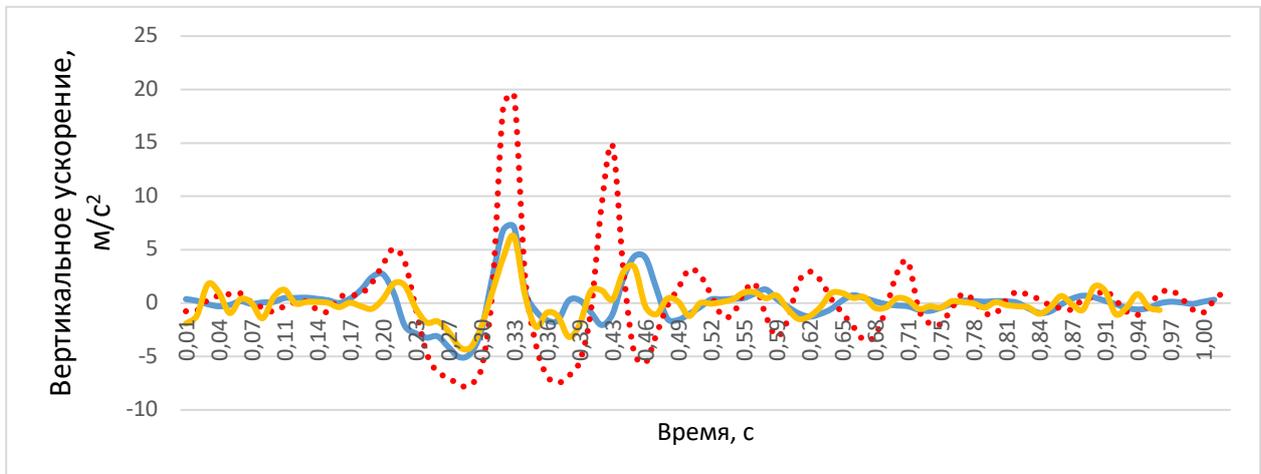


Рисунок 47 – Показания вертикальных ускорений при переезде шумовых полос на скорости 30 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - пневматическая подвеска

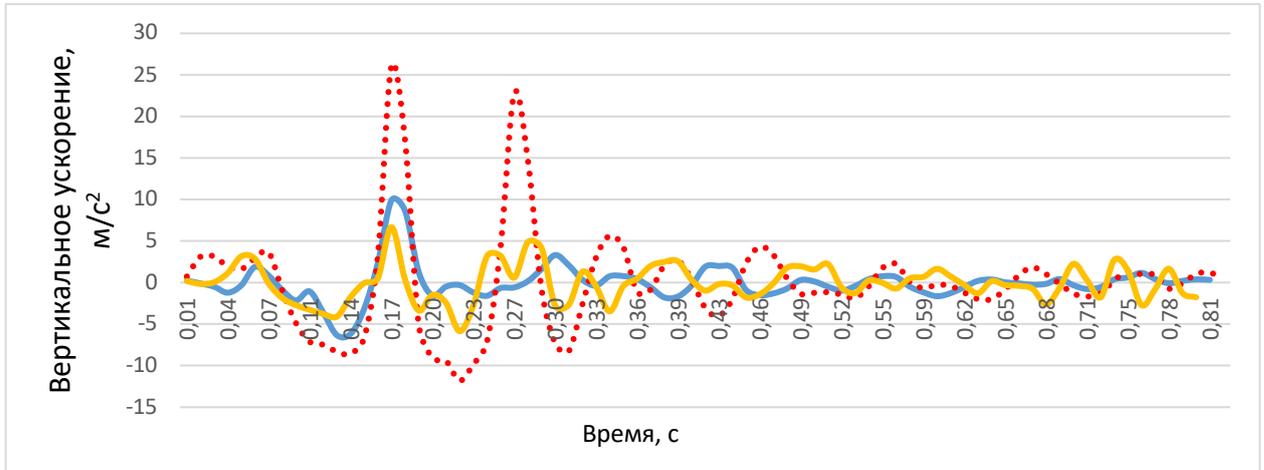


Рисунок 48 – Показания вертикальных ускорений при переезде шумовых полос на скорости 40 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - пневматическая подвеска

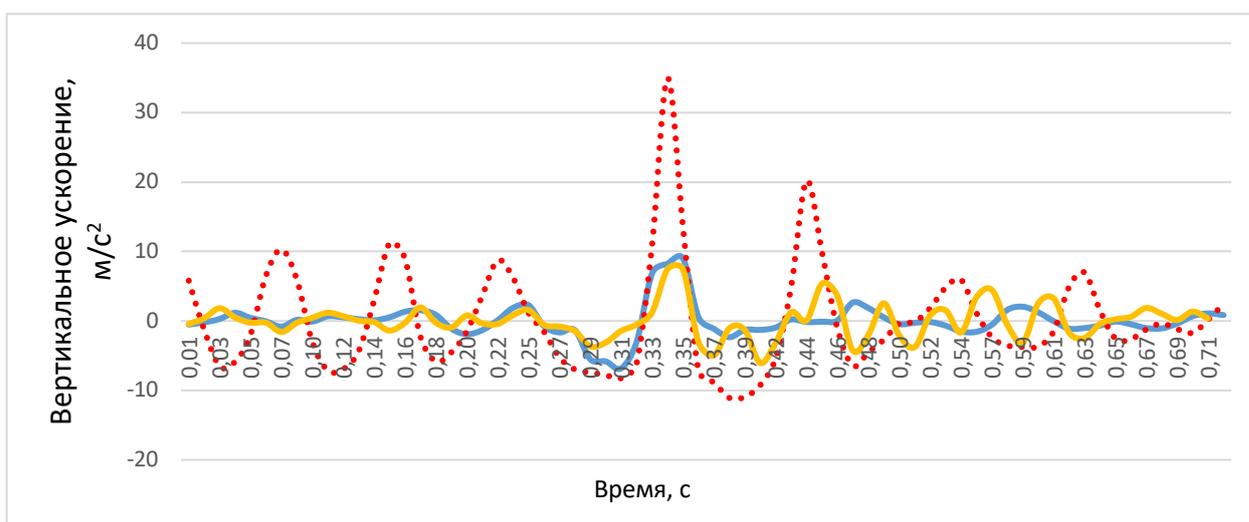


Рисунок 49 – Показания вертикальных ускорений при переезде шумовых полос на скорости 50 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - пневматическая подвеска

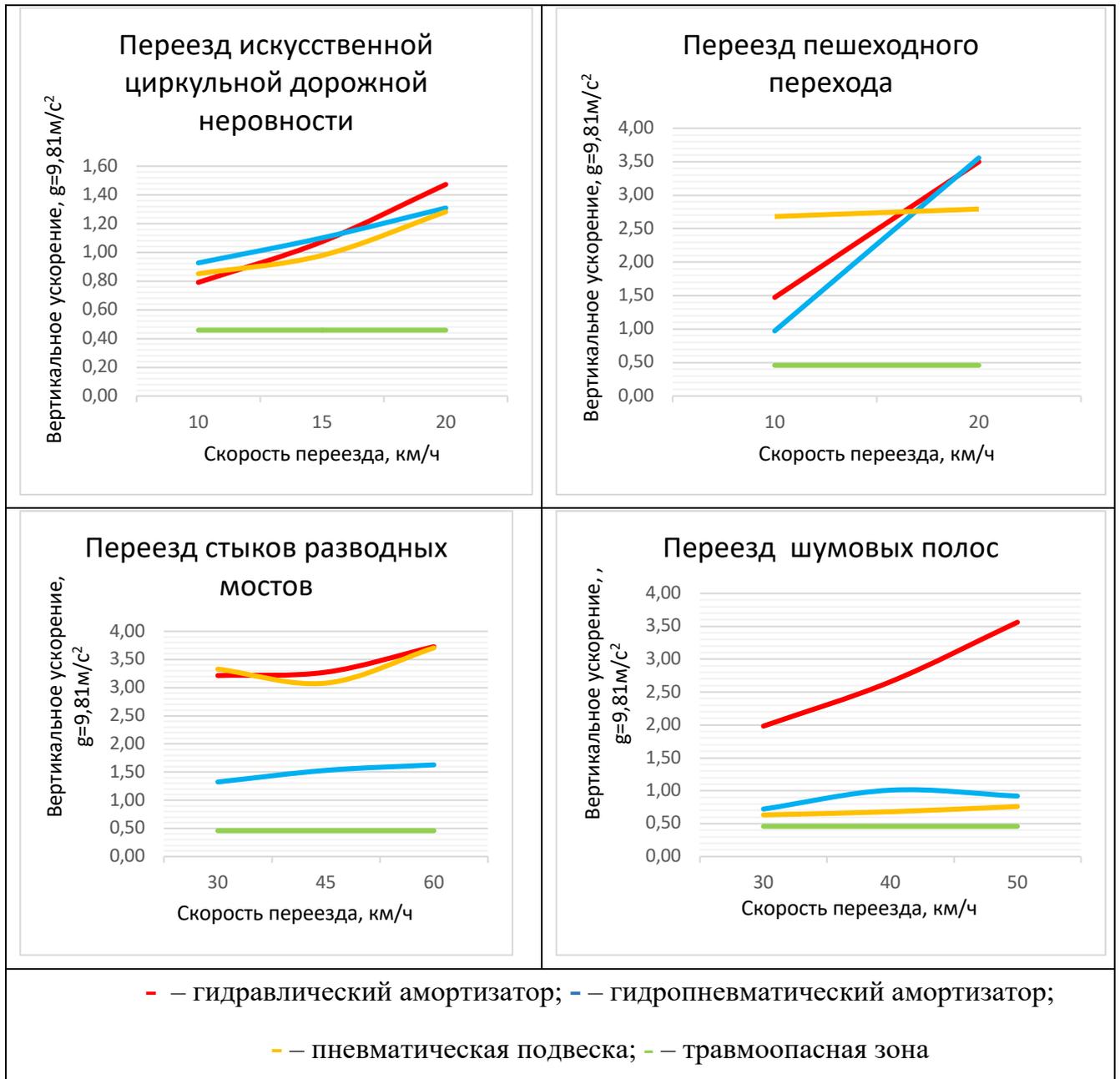
Максимальные значения вертикальных ускорений представлены в таблице 26. Красным цветом обозначены максимальные значения.

Таблица 26 – Максимальные значения вертикальных ускорений при переезде шумовых полос

Тип амортизатора	Скорость, км/ч		
	30	40	50
	Вертикальные ускорения, м/с ²		
Гидравлический	19,5 (2g)	26,1 (2,7g)	34,9 (3,6g)
Гидропневматический	7,1 (0,7g)	9,9 (1,0g)	9,0 (0,9g)
Пневматическая подвеска	6,2 (0,6g)	6,7 (0,7g)	7,5 (0,8g)

Для удобства последующего анализа максимальные значения вертикальных ускорений при переезде неровностей представлены в графическом виде (таблица 27).

Таблица 27 – Максимальные значения вертикальных ускорений при переезде неровностей



3.3.5 Проезд поворота в 90 градусов

Запись угловых скоростей при проезде поворота в 90 градусов с радиусом в 15 метров на скорости 20, 30 и 40 км/ч представлена на рисунках 50-52.

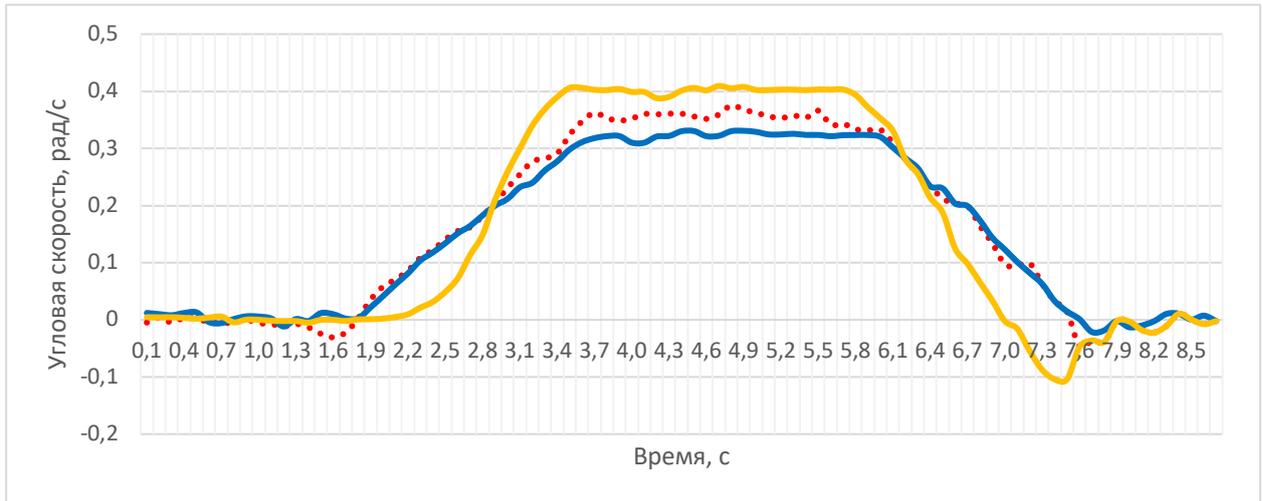


Рисунок 50 – Показания поперечных угловых скоростей при повороте на скорости 20 км/ч: - - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор; - - пневматическая подвеска

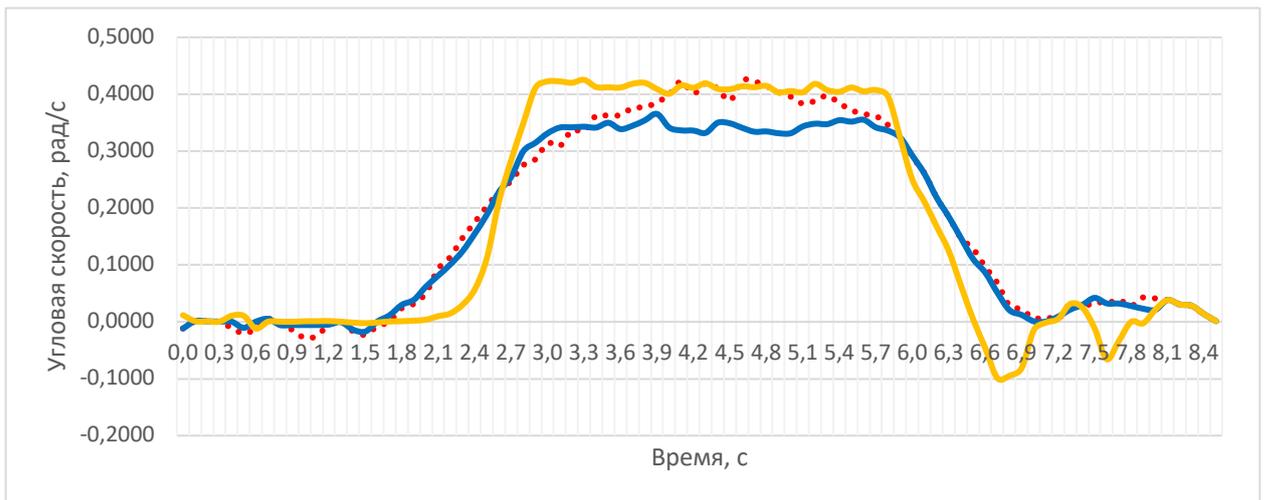


Рисунок 51 – Показания поперечных угловых скоростей при повороте на скорости 30 км/ч: - - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор; - - пневматическая подвеска

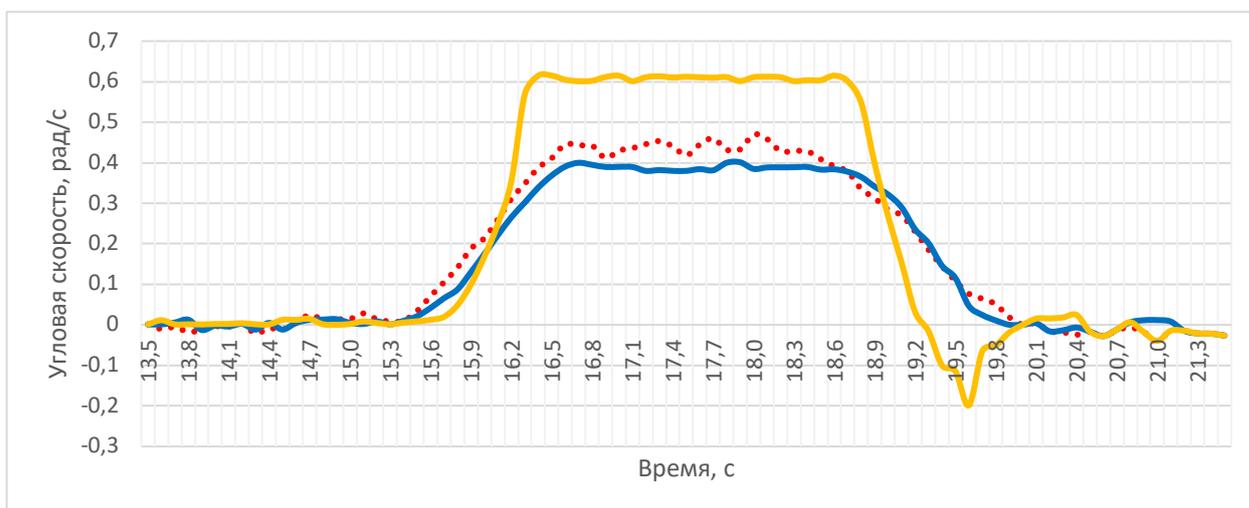


Рисунок 52 – Показания поперечных угловых скоростей при повороте на скорости 40 км/ч: - - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор; - - пневматическая подвеска

Результаты расчета по экспериментальным данным угловых скоростей на максимальные поперечные угловые ускорения представлены в таблице 28 и на рисунке 53.

Таблица 28 – Результаты расчета максимальных поперечных угловых ускорений

Тип амортизатора	Скорость, км/ч		
	20	30	40
Ускорение, градусы/с ²			
Гидравлический (салон штатного исполнения)	10,93	14,5	18,04
Гидравлический (салон увеличенного объема)	11,87	16,55	20,12
Гидропневматический (салон штатного исполнения)	10,69	11,05	15,76
Пневматическая подвеска (салон штатного исполнения)	11,07	15,11	24,96
Нормативный порог раздражения	2	2	2

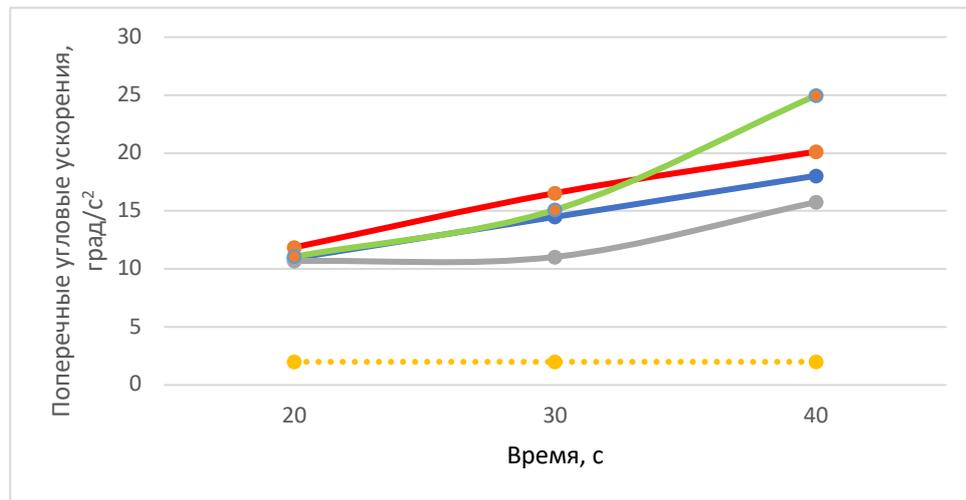


Рисунок 53 – Максимальные поперечные угловые ускорения при повороте на 90 градусов при радиусе 15 метров

- порог раздражения; - гидравлический амортизатор (салон штатного исполнения);
- гидравлический (салон увеличенного объема); - гидропневматический (салон штатного исполнения); - пневматическая подвеска (салон штатного исполнения)

3.3.6 Экстренное торможение

Запись угловых скоростей при экстренном торможении с начальной скорости 40, 50 и 60 км/ч представлена на рисунках 54-56.

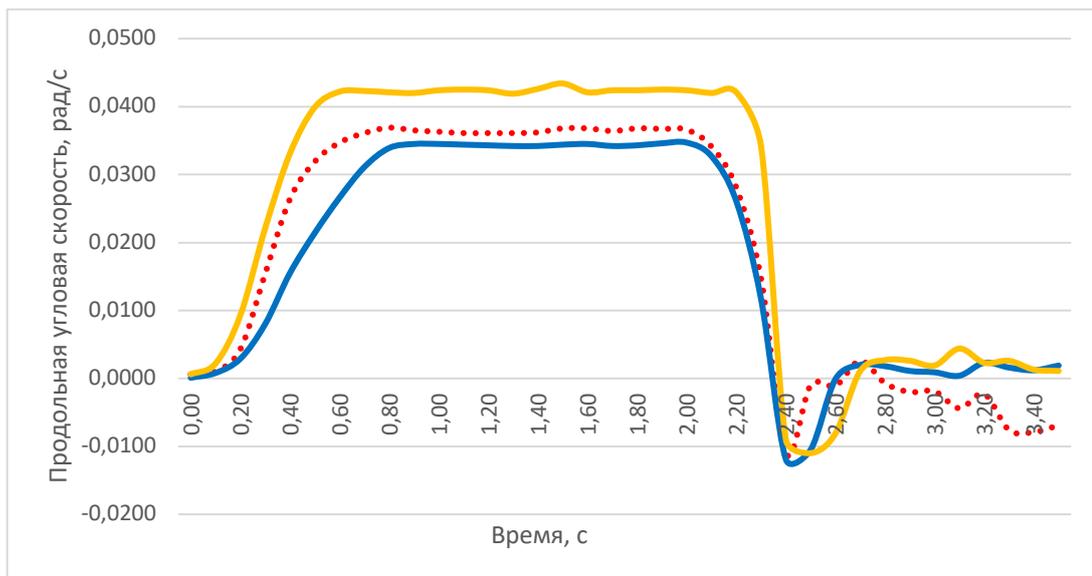


Рисунок 54 – Показания продольных угловых скоростей при экстренном торможении на скорости 40 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - пневматическая подвеска

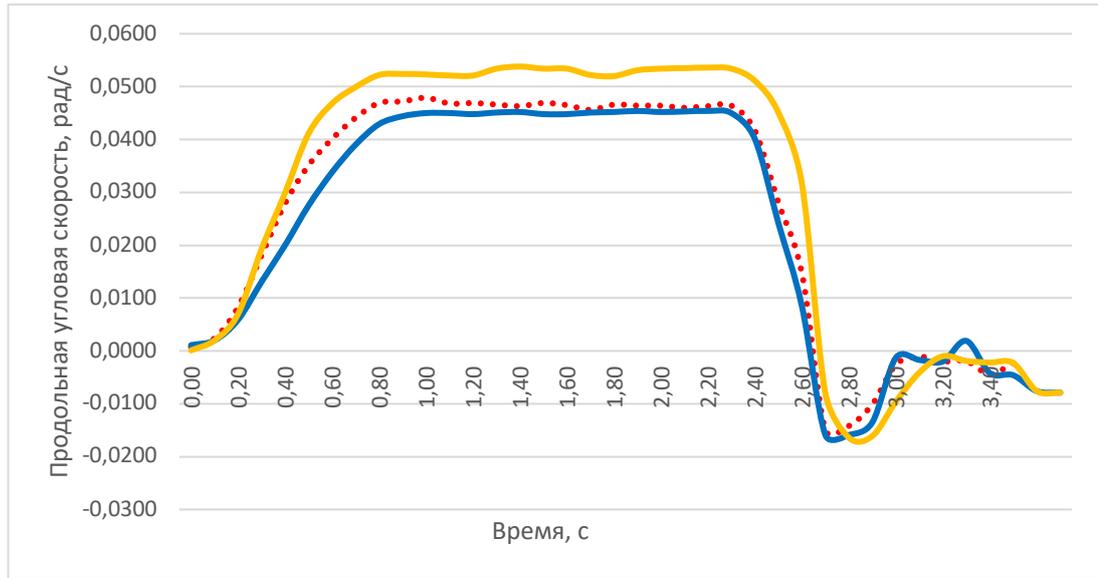


Рисунок 55 – Показания продольных угловых скоростей при экстренном торможении на скорости 50 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - пневматическая подвеска

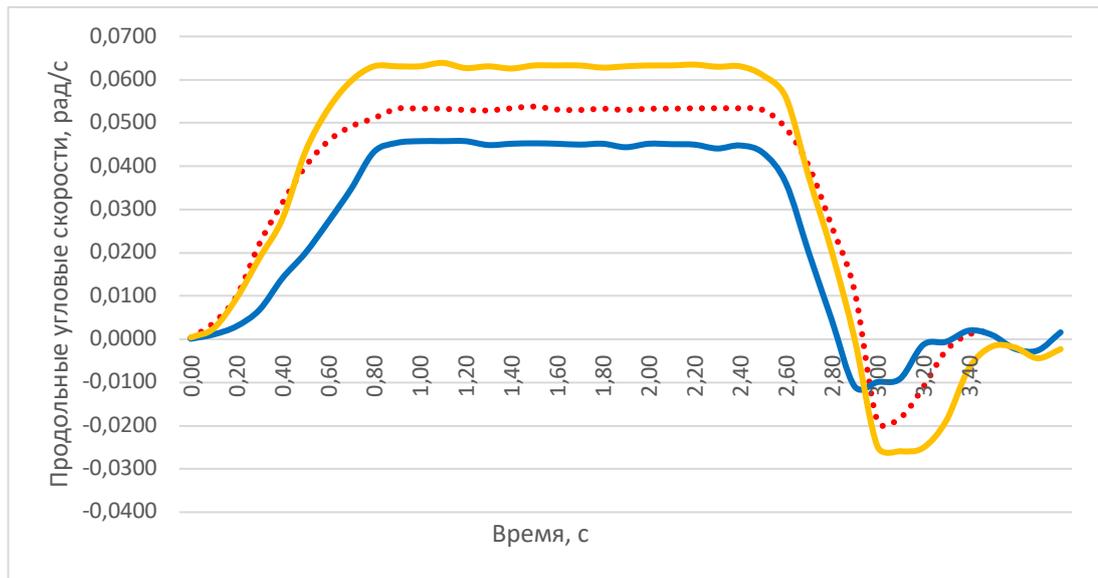


Рисунок 56 – Показания продольных угловых скоростей при экстренном торможении на скорости 60 км/ч:

- - - гидравлический амортизатор; - - гидропневматический амортизатор;
- - пневматическая подвеска

Результаты расчета максимальных продольных ускорений приведены в таблице 29 и рисунке 57.

Таблица 29 – Результаты расчета максимальных продольных угловых ускорений

Тип амортизатора	Скорость, км/ч		
	40	50	60
	Ускорение, градусы/с ²		
Гидравлический (салон штатного исполнения)	2,6	3,3	3,64
Гидравлический (салон увеличенного объема)	2,99	3,28	4,07
Гидропневматический(салон штатного исполнения)	2,42	3	3,1
Пневматическая подвеска (салон штатного исполнения)	2,97	3,73	4,49
Нормативный порог раздражения	2	2	2

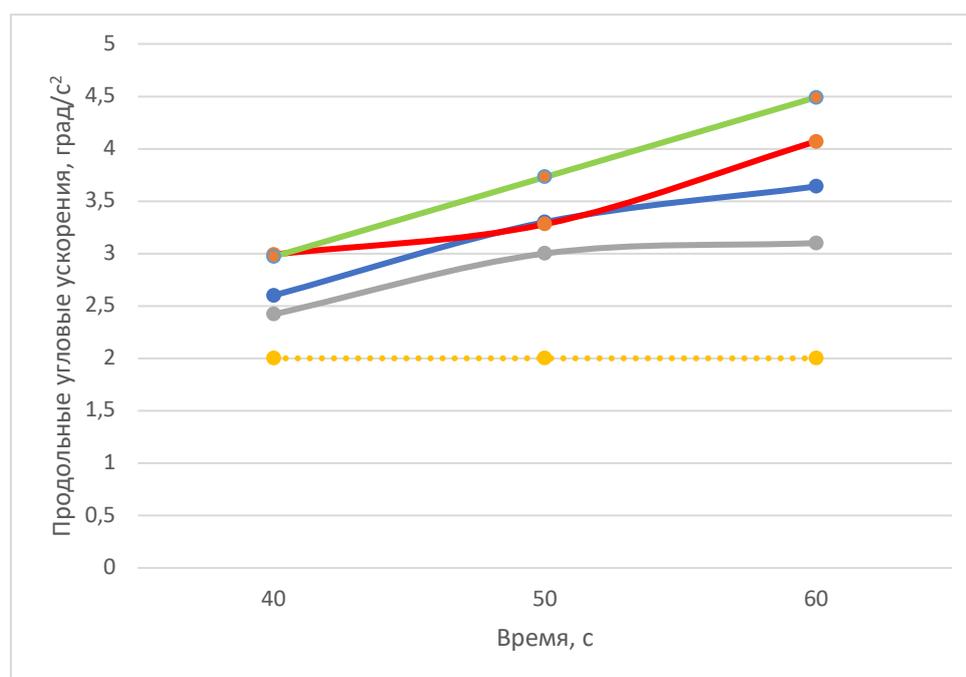


Рисунок 57 – Максимальные продольные угловые ускорения при торможении
 - порог раздражения; - гидравлический амортизатор (салон штатного исполнения);
 - гидравлический (салон увеличенного объема); - гидропневматический (салон штатного исполнения); - пневматическая подвеска (салон штатного исполнения)

3.4 Оценка эффективности использования различных типов амортизаторов и упругих элементов подвески для гашения колебаний подрессоренной массы автосанитарных машин Форд Транзит

3.4.1 Оценка эффективности гашения вертикальных колебаний

Сопоставление максимальных значений вертикальных ускорений при переезде искусственных дорожных неровностей всех видов позволяет сделать нижеследующие выводы.

При переезде циркульной ИДН – «лежащий полицейский»:

- гидравлические амортизаторы благополучно справляется с переездом ИДН на скоростях автомобиля 10 и 15 км/ч, однако их разгрузочные клапаны неэффективно срабатывают при скорости переезда ИДН, равной 20 км/ч. Переезд ИДН на штатных амортизаторах будет более комфортен на меньших скоростях (10...15 км/ч).

- гидропневматические амортизаторы вызывают повышенное максимальное значение вертикального ускорения на ходе сжатия при переезде ИДН на меньших скоростях. Однако, при скорости в 20 км/ч происходит снижение значения максимального ускорения на ходе сжатия и отбоя (при сравнении с гидравлическим), что позволяет более комфортно переезжать ИДН на скорости 20 км/ч.

- пневматическая подвеска показала самые минимальные значения по вертикальному ускорению при ходе сжатия на всех скоростях переезда ИДН. Однако, на скорости 15 км/ч происходит «провал» на ходе отбоя, что негативно сказывается на плавности хода. Предпочтительным вариантом для неё будет переезд ИДН на скорости 20 км/ч.

Обобщенный вывод. Предпочтительной скоростью переезда ИДН при использовании гидравлических амортизаторов является 10-15 км/ч, при использовании гидропневматических амортизаторов или пневматической подвески она повышается до 20 км/ч.

При переезде приподнятого пешеходного перехода (ППП):

- гидравлические амортизаторы эффективно справляются с переездом приподнятого пешеходного перехода на низкой скорости - 10 км/ч. При увеличении

скорости до 20 км/ч их разгрузочные клапаны неэффективно срабатывают на ходе сжатия, что приводит к существенных толчкам подрессоренной массы.

- аналогичная ситуация имеет место при использовании гидропневматических амортизаторов, при этом обеспечивается самое низкое значение вертикального ускорения на ходе сжатия при скорости 10 км/ч.

- пневматическая подвеска на скорости 10 км/ч вызывает существенные вертикальные ускорения на ходе сжатия, однако при скорости 20 км/ч дает лучшие показатели, нежели гидравлические или гидропневматические амортизаторы. Показатель вертикального ускорения на ходе отбоя имеет более высокие значения, чем при применении амортизаторов. Предпочтительной скоростью переезда приподнятого пешеходного перехода является скорость в 20 км/ч.

Обобщенный вывод. Предпочтительной скоростью переезда приподнятого пешеходного перехода для гидравлического и гидропневматического амортизаторов является 10 км/ч, при пневматической подвеске – 20 км/ч.

При переезде стыков:

- гидравлические амортизаторы обеспечивают величины вертикальных ускорений, схожие с показателями пневматической подвески. Предпочтительной скоростью переезда стыков для них является скорость 30...45 км/ч.

- гидропневматические амортизаторы успешно справился с данным препятствием на всех скоростях прохождения, при этом максимальное вертикальное ускорение на ходе сжатия находится на минимальном уровне, относительно двух остальных типов сравниваемых подвесок.

Обобщенный вывод. С точки зрения плавности хода самыми эффективными при переезде стыков оказались гидропневматические амортизаторы.

При переезде шумовых полос:

- гидравлические амортизаторы обеспечили крайне высокие значения вертикальных ускорений при переезде препятствия данного типа. Предпочтительной скоростью переезда шумовых полос при их применении будет минимально допустимая с учетом скорости движения потока машин - 30 км/ч и ниже.

- гидропневматические амортизаторы обеспечивают очень хорошие показатели, максимально схожие с пневматической подвеской на ходе отбоя. На скорости 40 км/ч на

ходе сжатия возникает небольшое превышение величины вертикального ускорения относительно показаний пневматической подвески.

- пневматическая подвеска успешно справилась с данными препятствиями на всех скоростях.

Обобщенный вывод. С точки зрения плавности хода наиболее эффективной при переезде шумовых полос оказалась пневматическая подвеска, крайне близкие к ней показатели обеспечивают гидропневматические амортизаторы.

3.4.2 Оценка противодействия исследуемых подвесок пробую при переезде неровностей

В разделе 3.4.1 дана качественная оценка эффективности гашения вертикальных колебаний подрессоренной массы машины при переезде различных неровностей. Для более корректной оценки сделанных выводов необходимо оценить количественно возможность работы исследованных вариантов подвесок в эксплуатационном диапазоне вертикальных ускорений без пробоев. Представленные в разделе 3.3 графики изменения пиковых ускорений по времени преодоления препятствия показывают, что их воздействие на водителя, медицинский персонал, на больного пациента, а также на сам автомобиль непродолжительно и длится всего несколько секунд. На основании этого в дальнейшем целесообразно оценивать вибрационное воздействие по величине максимального вертикального ускорения, возникающего при наезде. Согласно проведенному исследованию [68] авторам удалось установить граничные интервалы различных уровней воздействия вертикальных ускорений на водителя и автомобиль (таблица 30).

Таблица 30 – Граничные интервалы различных уровней воздействия вертикальных ускорений на водителя и автомобиль

№п/п	Характер воздействия	Предельные значения вертикального ускорения (краткосрочные, одноразовые), м/с ²	
		Легковой автомобиль	Грузовой автомобиль
на водителя			
1	Зона комфортности	0,63...2,5	

2	Зона дискомфорта (вынуждающая водителя снижать скорость)	2,5...4,5	
3	Травмоопасная	Свыше 4,5	
на автомобиль			
4	Зона безопасного проезда автомобилем неровностей	Меньше 0,5	2...2,5
5	Пробой подвески	39,2	
6	Разрушения, поломки элементов подвески	Свыше 39,2	

Следует отметить, что предельное значение вертикальных ускорений может меняться в зависимости как от геометрических параметров дорожной неровности, так и от скорости прохождения такой неровности транспортным средством. Сопоставление расчетных значений максимальных вертикальных ускорений, полученных во второй главе, с экспериментальными значениями для различных типов искусственно дорожных неровностей на различных скоростях представлено в таблице 31.

Таблица 31 – Расчетные и экспериментальные значения максимальных вертикальных ускорений искусственно дорожных неровностей различного типа

№п/п	Тип ИДН	Скорость переезда, км/ч	Расчетные максимальные значения, м/с ²	Экспериментальные максимальные значения (гидр., ГП, пневм.), м/с ²
1	Циркулярный профиль («лежащий полицейский»)	10	10 (1g)	7,8 (0,8g); 9,1 (0,9g); 8,4 (0,9g)
		15	14,8 (1,5g)	10,5 (1,1g); 10,8 (1,1g); 9,6 (1g);
		20	19,8 (2g)	14,5 (1,5g) 12,8 (1,3g) 12,6 (1,3g)
2	Трапецидальный профиль (искусственный пешеходный переход)	10	31,9 (3,3g)	14,5 (1,5g) 9,5 (1g) 26,3 (2,7g)
		20	175,4 (17,9g)	34,2 (3,5g) 34,9 (3,6g) 27,4 (2,8g)
3	Шумовая полоса	30	63,2 (6,4g)	19,5 (2g) 7,1 (0,7g) 6,2 (0,6g)

		50	112,3 (11,4g)	26,1 (2,7g) 9,9 (1,0g) 6,7 (0,7g)
		60	175,4 (17,9g)	34,9 (3,6g) 9,0 (0,9g) 7,5 (0,8g)

Анализ значений максимальных вертикальных ускорений (таблица 31) указывает на работу всех типов исследованных подвесок в диапазоне ускорений, исключающем их пробой. Однако, сопоставление экспериментальных данных по вертикальным ускорениям с рекомендуемыми их значениями (таблица 30, [68]) показывает, что при переезде всех видов искусственных неровностей на всех исследованных скоростях имеет место не только выход фактических значений пиковых ускорений за пределы зоны комфорта, но и гарантированное их нахождение в травмоопасной для человека зоне. Этот вывод свидетельствует о важности разработки и реализации конструктивных мероприятий по снижению ударной вибронагруженности автосанитарных машин.

3.4.3 Бальная оценка комфортабельности переезда искусственных дорожных неровностей автосанитарными машинами Форд Транзит при различных вариантах исполнения подвесок

Для обобщенного определения по результатам проведенного экспериментального исследования наиболее эффективного с точки зрения комфорта варианта подвески предложен метод бальной оценки на основе ранжирования максимальных показателей вертикальных ускорений. Наилучшему из показателей по каждому виду препятствий назначено максимальное количество баллов, равное количеству типов исследованных вариантов, т.е. равное 3, следующему – (3-1) и т.д. В случае, когда у разных вариантов подвесок максимальные вертикальные ускорения имеют одинаковые округленные до целочисленных значений показатели, их баллы представляют собой среднее суммы мест, поделенных между объектами с одинаковыми рангами.

Рассчитанные баллы для каждого из исследованных вариантов на всех скоростях замеров проставлены в таблицах 32-34. Суммарное их значение, предлагаемое в качестве обобщенного показателя, представлено в таблице 35.

Таблица 32 – Баллы по показателям максимальных вертикальных ускорений при максимальной скорости преодоления препятствия.

Тип амортизатора	Баллы по видам препятствий				Суммарное значение
	Переезд ИДН	Переезд ППП	Переезд стыков	Переезд шум.полос	
Гидравлический	1	1,5	1,5	1	5
Гидропневматический	2,5	1,5	3	2	9
Пневматическая подвеска	2,5	3	1,5	3	10

Таблица 33 – Баллы по показателям максимальных вертикальных ускорений при средней скорости преодоления препятствия.

Тип амортизатора	Баллы по видам препятствий				Суммарное значение
	Переезд ИДН	Переезд ИПП	Переезд стыков	Переезд шум.полос	
Гидравлический	1,5	-	1	1	3,5
Гидропневматический	1,5	-	3	2	6,5
Пневматическая подвеска	3	-	2	3	8

Таблица 34 – Баллы по показателям максимальных вертикальных ускорений при минимальной скорости преодоления препятствия.

Тип амортизатора	Баллы по видам препятствий				Суммарное значение
	Переезд ИДН	Переезд ИПП	Переезд стыков	Переезд шум.полос	
Гидравлический	3	2	1	1	7
Гидропневматический	1	3	3	2	9
Пневматическая подвеска	2	1	2	3	8

Таблица 35 – Суммарные значения баллов

Тип амортизатора	Суммарное значение
Масляный	15,5
Гидропневматический	24,5
Пневматическая подвеска	26

Вывод. Бальная оценка показала, что применение на автосанитарных машинах Форд Транзит пневматической подвески или гидропневматических амортизаторов обеспечивает примерно на 60% более эффективное гашение вертикальных колебаний при преодолении искусственных дорожных неровностей в сравнении со штатными двухтрубными амортизаторами, что обеспечивает существенно более комфортное состояние транспортируемого пациента.

3.4.4 Оценка эффективности гашения поперечно-угловых и продольно-угловых колебаний

Обработка полученных результатов исследования поперечных и продольных угловых ускорений при повороте машины и ее экстренном торможении показала, что штатные двухтрубные гидравлические амортизаторы по минимизации неприятных ощущений у транспортируемого лежачего пациента уступают однотрубным гидропневматическим как на всех скоростях прохождения поворота на 90 градусов, так и при интенсивном аварийном торможении. При этом пневматическая подвеска показала себя с точки зрения кренов не самым лучшим образом – при ее использовании значения ускорений оказались выше относительно всех остальных вариантов подвесок, включая вариант использования штатных двухтрубных гидравлических амортизаторов на автомобиле скорой помощи нового образца с увеличенным объемом салона (результаты показаний для автомобиля скорой помощи нового образца представлены в таблицах 28, 29 и на рисунок 56, 60). Стоит отметить, что сегодня происходит активное обновление автопарка санитарных машин ГУП «Медсантранс» (рисунок 61) [114].



а)

б)

Рисунок 61 – Санитарные автомобили Форд Транзит ГУП «Медсантранс»:
а) модернизированный; б) старого образца

Результаты экспериментальных исследований показали, что значения максимальных угловых ускорений, как поперечных, так и продольных, у автомобиля Форд Транзит, подвергнутого медицинской модернизации, превышают их значения у автомобиля Форд Транзит старого образца. Это вызвано следующими факторами:

- изменена конструкция задних амортизаторов, ход штока которых стал меньше прежнего на 0,002 м;
- увеличена нагрузка на заднюю ось (примерно на 1800 Н) вследствие изменения (увеличения и утяжеления) мебельного бокса с медицинским оборудованием (рисунок 62);
- увеличена высота медицинского салона.



Рисунок 62 – Модернизированный медицинский салон автомобиля Форд Транзит

Реализация современных требований по оснащению автосанитарных машин медицинским оборудованием на автомобиле Форд Транзит привела к увеличению высоты центра тяжести автомобиля, что вызвало повышение кренов при прохождении крутых поворотов и при резком торможении. Безусловно, в приоритете должно находиться оснащение машины всем необходимым оборудованием для экстренного оказания медицинской помощи пострадавшим или тяжело больным пациентам. Однако, вызванное дополнительной комплектацией увеличение угловых ускорений кренов салона приводят к усилению негативного воздействия на пациента при его транспортировке, к раздражению, и, как следствие, к преждевременному утомлению водителя и медицинского персонала, что отражается на качестве оказания скорой медицинской помощи [114]. Изложенные обстоятельства являются дополнительным доводом в пользу применения на модернизированных автосанитарных машинах однотрубных гидропневматических амортизаторов.

3.4.5 Бальная оценка комфортабельности при повороте и экстренном торможении автосанитарных машин Форд Транзит при различных исследованных вариантах подвесок

Для определения наиболее предпочтительного варианта подвески с точки зрения комфортабельности по угловым ускорениям была произведена бальная оценка, принцип которой описан в п.3.5.3. Результаты такой оценки приведены в таблицах 36-38.

Таблица 36 – Баллы по максимальным показателям поперечно-угловых ускорений при повороте машины на 90 градусов

Тип амортизатора	Баллы по скорости поворота			Суммарное значение
	Поворот на скорости, км/ч			
	20	30	40	
Гидравлический	2,5	2	2	6,5
Гидропневматический	2,5	3	3	8,5
Пневматическая подвеска	1	1	1	3

Таблица 37 – Баллы по максимальным показателям продольно-угловых ускорений при экстренном торможении с различными начальными скоростями

Тип амортизатора	Баллы по начальной скорости торможения			Суммарное значение
	Торможение на скорости, км/ч			
	40	50	60	
Гидравлический	2	2	2,5	6,5
Гидропневматический	2	2	2,5	6,5
Пневматическая подвеска	2	2	1	5

Таблица 38 – Суммарные значения баллов

Тип амортизатора	Суммарное значение
Гидравлический	13
Гидропневматический	15
Пневматическая подвеска	8

Вывод. Бальная оценка показала, что применение на автосанитарных машинах Форд Транзит гидропневматических амортизаторов обеспечивает более эффективное гашение поперечно-угловых и продольно-угловых ускорений при крутых поворотах и интенсивных торможениях. Исполнение подвески с пневматическими баллонами снижает эффективность гашения этих колебаний по сравнению с гидропневматическим однотрубными и штатными двухтрубными амортизаторами примерно в два раза, что существенно снижает комфортность транспортирования пациента.

3.4.6 Обобщенная бальная оценка

В качестве показателя обобщенной бальной оценки использовалась сумма значений баллов по показателям комфортабельности при переезде искусственных неровностей различного профиля и при поворотах и экстренных торможениях (таблицы 35 и 38). При этом получены следующие итоговые значения баллов:

- подвеска с гидравлическими двухтрубными амортизаторами – 28,5 баллов;
- подвеска с гидропневматическими однотрубными амортизаторами – 39,5 баллов;
- пневматическая подвеска – 34 балла.

Таким образом, полученный результат свидетельствует о целесообразности оснащения машин скорой медицинской помощи на базе автомобилей Форд Фокус подвесками с гидропневматическими однотрубными амортизаторами.

3.5 Выводы по главе 3

1. Проведенные экспериментальные исследования показали, что наиболее эффективным демпфирующим элементом подвески, обеспечивающим максимально комфортное состояние транспортируемого пациента, для автомобиля скорой медицинской помощи, эксплуатируемого в городской среде, является однотрубный гидропневматический амортизатор. Система дросселирования и наличие в его конструкции газовой полости высокого давления обеспечивают наилучшее гашением колебаний поддресоренной массы.

2. Наиболее ярко это преимущество проявляется при переезде шумовой полосы при скорости движения около 50 км/ч, обеспечивая снижение вертикальных ускорений на месте расположения пациента в 4 раза по сравнению со штатными двухтрубными гидравлическими амортизаторами и при переезде стыков разводных мостов на скорости 30 км/ч при соответствующем снижении вертикальных ускорений в 2, 4 раза.

3. Сопоставление полученных результатов балльной оценки исследованных подвесок при гашении вертикальных колебаний показывает, что на втором месте по обеспечению комфортности транспортирования пациента находится пневматическая подвеска с двухтрубными гидравлическими амортизаторами. При этом стоит отметить, что конструктивная особенность установки нижней опоры пневматического упругого элемента существенно снижает дорожный просвет машины под задним мостом, затрудняя движение в труднопроходимых местах, в частности при образовании ледяной колеи в зимний период времени (рисунок 63).



Рисунок 63 – Нижняя опора пневматического баллона

Кроме того, стоимость установки пневматической подвески с материалами составляет около 28 тыс. рублей, в то время как стоимость установки однотрубных гидропневматических амортизаторов с учетом их изготовления отечественным производителем (Санкт-Петербургский амортизаторный завод «Плаза») составляет 10 тыс. рублей. Таким образом, экономическая составляющая модернизации показывает предпочтение в установке именно однотрубных гидропневматических амортизаторов.

4. Анализ экспериментально полученных значений вертикальных ускорений кузова автосанитарных машин при переезде искусственных неровностей показал, что на всех исследованных режимах движения имеет место не только выход фактических значений пиковых ускорений за пределы рекомендуемой зоны комфорта, но и устойчивое их нахождение в травмоопасной для человека зоне. Этот вывод свидетельствует о важности разработки и реализации конструктивных мероприятий по снижению ударной вибронегативности автосанитарных машин.

5. Результаты исследования поперечных и продольных угловых ускорений показали более высокую эффективность использования гидропневматических амортизаторов для стабилизации поперечных и продольных кренов салона автосанитарной машины при эксплуатационных скоростях движения в городских условиях. Их применение обеспечивает наименьшие значения этих ускорений на всех режимах движения. При этом наихудшие показатели были получены в случае использования пневматической подвески.

6. Все полученные в ходе проведения эксперимента значения поперечных и продольных угловых ускорений превышают нормативное пороговое значение раздражения. Это обусловлено типовыми режимами движения автомобилей скорой помощи на эксплуатационных скоростях, превышающих комфортные, при поворотах, маневрировании, разгонах и торможениях с одной стороны, и высоким расположением центра тяжести машины с другой стороны. Последнее связано с конструктивной особенностью исследуемого автомобиля скорой помощи, предусматривающей нормативные высоты размещения специального медицинского оборудования в салоне.

7. Результаты исследования свидетельствуют о необходимости реализации технических мероприятий по повышению продольной и поперечной устойчивости салона автомобиля без значительных изменений в конструкции автосанитарной машины. Одним

из таких мероприятий может быть эксплуатационная модернизация задней подвески путем замены штатных двухтрубных гидравлических амортизаторов на однотрубные гидропневматические. Полученные результаты экспериментальных исследований по кренам показывают, что реализация такого мероприятия обеспечивает снижение негативного воздействия кренов салона машины в процессе ее движения на транспортируемого пациента, медицинский экипаж и водителя на 10...30% по сравнению с машиной штатного исполнения [114].

ГЛАВА 4 МЕТОДИКА ОЦЕНКИ НЕГАТИВНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ГОРОДСКОЙ ДОРОЖНОЙ СРЕДЫ НА ПОДВИЖНОСТЬ АВТОСАНИТАРНОГО ТРАНСПОРТА

Методика отрабатывалась в ходе дорожных испытаний на типовом маршруте транспортирования пациента. Целью экспериментального исследования являлась оценка корректности рекомендаций относительно целесообразности замены в подвеске автосанитарных машин Форд Транзит штатных гидравлических амортизаторов на гидропневматические путем эксплуатационной модернизации машин. При этом в качестве критериев оценки использовались средняя скорость перемещения по заданному маршруту и уровень негативных воздействий дорожной среды на пациента при его транспортировании.

Испытания по оценочному параметру «средняя скорость» проводились при движении автомобиля по реальному городскому маршруту в Санкт-Петербурге от начальной точки (Введенская ул., д.16) до конечной точки СПб ГБУЗ «Городская Мариинская больница» (Литейный пр., 56, г. Санкт-Петербург, 191014). Маршрут протяженностью 5,8 км (рисунок 32) включает в себя:

- 13 поворотов различного радиуса (9 из которых по углом 90 градусов);
- 4 искусственные дорожные неровности «лежачие полицейские»;
- 3 искусственные неровности в виде пешеходных переходов;
- 12 регулируемых перекрестков;
- 11 нерегулируемых перекрестков;
- 12 нерегулируемых пешеходных переходов;
- 1 разводной мост.

Скорость преодоления искусственных препятствий на маршруте движения нормировалась в соответствии с требованиями по обеспечению комфортности транспортировки пациента, обоснованными в главе 3.

Для полученных более достоверных данных в ходе проведения эксперимента объект исследования проходил заданный маршрут 3 раза. При этом учитывался уровень загрузки города на момент испытаний - 5 баллов. В ходе заезда с целью последующей обработки полученных данных на определенных участках (повороты, «лежачие полицейские», пешеходные переходы и т.п.) использовалась видеофиксация с

наложением даты и времени. Данные с анализатора AP6300 передавались в режиме реального времени на ПК с последующей записью сигналов.

Средняя скорость движения по заданному маршруту длиной в 5,8 км (рисунок 64) по результатам экспериментального исследования представлена в таблице 39.

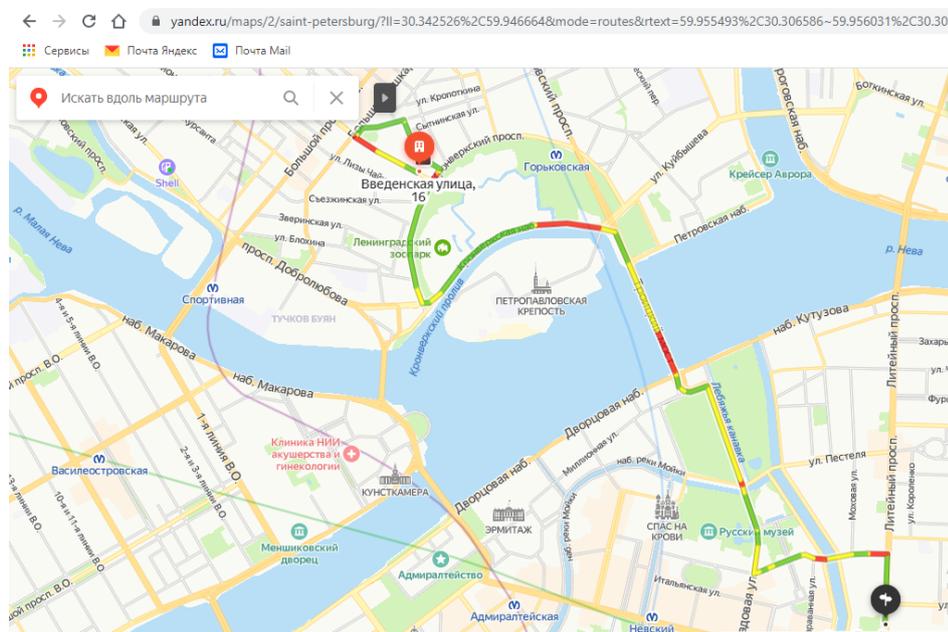


Рисунок 64 – Маршрут эксперимента

Таблица 39 – Средняя скорость движения по маршруту

Тип подвески	Средняя скорость движения, км/ч	Уровень загрузки маршрута, баллы
Со штатным двухтрубным гидравлическим амортизатором	17,1	5
С однотрубными гидропневматическими амортизаторами	18,15	5
Пневматическая подвеска	17,65	5

Результаты эксперимента показывают, что средние скорости движения по маршруту у автомобилей со всеми типами исследуемых подвесок отличаются не более, чем на 6%, что соответствует разнице во времени доставки пациента примерно в одну минуту в пользу автомобиля, оснащенного гидропневматическими амортизаторами. Это объясняется краткосрочностью движения непосредственно по препятствиям, при

котором преимущества в максимально возможной скорости их преодоления не реализуются. Несомненно, в экстренных случаях и эта незначительная разница может оказаться критичной, однако на фоне решения службой скорой помощи большинства традиционных задач она не представляется значимой. Очевидно, что более важным оценочным критерием в этом случае является уровень негативного воздействия на пациента элементов дорожной среды, преодолеваемых на маршруте.

Испытания по оценочному параметру «уровень негативного воздействия на пациента». Согласно полученным в ходе проведения экспериментов значениям вертикальных ускорений (таблица 27) и данным граничных интервалов различных уровней воздействия вертикальных ускорений на водителя и автомобиль (таблица 30) при всех трех исследуемых вариантах подвески эти значения выходят за граничные пределы зоны дискомфорта ($2,5-4,5 \text{ м/с}^2$) и находятся в травмоопасной зоне (свыше $4,5 \text{ м/с}^2$).

Для определения наиболее эффективного варианта подвески необходимо произвести комплексную интегральную оценку негативного импульсного воздействия на пациента вертикальных и угловых ускорений за период его транспортировки по типовому маршруту.

При этом учитываются следующие показатели:

а) количество дорожных неровностей:

- искусственные дорожные неровности «лежачие полицейские» – 4 шт.;

- искусственные пешеходные переходы – 3 шт.;

- стыки разводного Троицкого моста – 8 шт.;

б) количество поворотов в 90 градусов – 9 шт.;

в) количество торможений до полной остановки – 9 шт.;

Коэффициент весомости каждого дорожного элемента на маршруте (для вертикальных ускорений учитывается только пункт а), для поперечных и продольных ускорений – б) и в)), определяется, как отношение количества дорожных элементов определенного типа к их общему числу на маршруте. Для оценки уровня превышения полученных в ходе проведения эксперимента ускорений над их допустимыми значениями (для вертикальных ускорений – $4,5 \text{ м/с}^2$, см. таблицу 30, для угловых – 2 град/с^2 [11]), использовался коэффициент превышения, который предложено определять как отношение фактического значения к пороговому.

Превышения пороговых значений вертикальных и угловых ускорений представлены в таблицах 40-43.

Таблица 40 – Коэффициенты превышения порогового значения вертикальных ускорений на маршруте при прохождении препятствий на минимальной скорости

Вид дорожной неровности	Кол-во, шт.	Коэф. вес., q_{vi}	Коэффициент превышения Δ_v при компоновке подвески:		
			Гидравлическая	Гидропневматическая	Пневматическая
ЛП	4	0,267	1,724	2,020	1,856
ИПП	3	0,200	3,211	2,120	5,847
Стыки	8	0,533	7,007	2,889	7,259
Всего	15	1,000	4,839	2,503	5,535

Таблица 41 – Коэффициенты превышения порогового значения вертикального ускорения на маршруте при прохождении препятствий на максимальной скорости

Вид дорожной неровности	Кол-во, шт.	Коэф. вес., q_{vi}	Коэффициент превышения Δ_v при компоновке подвески:		
			Гидравлическая	Гидропневматическая	Пневматическая
ЛП	4	0,267	3,211	2,853	2,799
ИПП	3	0,200	7,627	7,756	6,089
Стыки	8	0,533	8,127	3,551	8,080
Всего	15	1,000	6,716	4,206	6,273

Таблица 42 – Коэффициенты превышения порогового значения углового ускорения на маршруте при прохождении поворотов и торможении на минимальной скорости

Факторы, вызывающие крены	Кол-во, шт.	Коэф. вес., q_{vi}	Коэффициент превышения Δ_y при компоновке подвески:		
			Гидравлическая	Гидропневматическая	Пневматическая
повороты	9	0,5	5,465	5,345	5,535
торможение	9	0,5	1,3	1,21	1,485
Всего	18	1,0	3,38	3,28	3,51

Таблица 43 – Коэффициенты превышения порогового значения углового ускорения на маршруте при прохождении поворотов и торможении на максимальной скорости

Факторы, вызывающие крены	Кол-во, шт.	Коэф. вес., q_{vi}	Коэффициент превышения Δ_y при компоновке подвески:		
			Гидравлическая	Гидропневматическая	Пневматическая
Повороты	9	0,5	9,02	7,88	12,48
Торможение	9	0,5	1,82	1,55	2,245

Всего	18	1,0	5,42	4,72	7,36
-------	----	-----	------	------	------

Как видно из таблиц 40-43 во всем диапазоне скоростей движения, нормативно определенных для городских условий, на всех видах дорожных неровностей, а также при поворотах и торможениях происходит превышение пороговых значений.

Интегральный показатель уровня негативного воздействия на пациента определяется из следующего выражения:

$$K_{\text{интегр}} = k_v \sum \Delta v_i q_{vi} + k_y \sum \Delta y_i q_{yi}, \quad (4.1)$$

где k_v и k_y – коэффициенты весомости негативного воздействия на пациента вертикальных и угловых ускорений соответственно;

$\sum \Delta v_i q_{vi}$, $\sum \Delta y_i q_{yi}$ – обобщенные показатели превышения пороговых значений вертикальных и угловых ускорений соответственно;

При этом следует учитывать, что чем ниже интегральный показатель $K_{\text{интегр}}$, тем выше эффективность работы подвески.

Назначение k_v и k_y производится на основе определения соотношений средних значений коэффициентов превышения по вертикальным $\Delta_{срв}$ и угловым $\Delta_{сру}$ ускорениям, определяемым по следующим выражениям:

$$\Delta_{срв} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta v_i}{n}, \Delta_{сру} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta y_i}{m}, \quad (4.2)$$

где n и m – суммарное количество превышений предельных значений соответственно вертикальных и угловых ускорений при всех заездах со всеми вариантами компоновки подвесок.

Результаты расчета обобщенных показателей и средних значений превышения порогового значения вертикального ускорения $\Delta_{срв}$ и углового ускорения $\Delta_{сру}$ представлены в таблицах 44-45.

Таблица 44 – Обобщенный показатель и среднее превышение порогового значения вертикального ускорения $\Delta_{срв}$ на маршруте

Показатель	Скорость min			Скорость max		
	Компоновка подвески			Компоновка подвески		
	Гидравлическая	Гидропневматическая	Пневматическая	Гидравлическая	Гидропневматическая	Пневматическая
Превышение Δ_{vi} на ЛП	1,72	2,02	1,86	3,21	2,85	2,80
Превышение Δ_{vi} на ИПП	3,21	2,12	5,85	7,63	7,76	6,09
Превышение Δ_{vi} на стыках	7,01	2,89	7,26	8,13	3,55	8,08
Обобщенный показатель $\sum \Delta_{vi} q_{vi}$	4,84	2,50	5,54	6,72	4,21	6,27
$\Delta_{срв}$	4,67					

Таблица 45 – Обобщенный показатель и среднее превышение порогового значения углового ускорения $\Delta_{сру}$ на маршруте

Показатель	Скорость min			Скорость max		
	Компоновка подвески			Компоновка подвески		
	Гидравлическая	Гидропневматическая	Пневматическая	Гидравлическая	Гидропневматическая	Пневматическая
Превышение Δ_{yi} на повор.	5,47	5,35	5,54	9,02	7,88	12,48
Превышение Δ_{yi} при торм.	1,30	1,21	1,49	1,82	1,55	2,25
Обобщенный показатель $\sum \Delta_{yi} q_{yi}$	3,38	3,28	3,51	5,42	4,72	7,36
$\Delta_{сру}$	4,61					

На основании соотношения рассчитанных средних значений коэффициентов превышения по вертикальным $\Delta_{срв}$ и угловым $\Delta_{сру}$ ускорениям, приведенного к единице, получены коэффициенты весомости k_v и k_y , равные 0,503 и 0,497 соответственно.

Интегральные показатели эффективности различных компоновок подвески при движении на разных скоростях по заданному маршруту представлены в таблице 46.

Таблица 46 – Интегральные показатели уровня негативных воздействий дорожной среды на пациента при его транспортировании.

Показатель	Скорость min			Скорость max		
	Компоновка подвески			Компоновка подвески		
	Гидравлическая	Гидропневматическая	Пневматическая	Гидравлическая	Гидропневматическая	Пневматическая
$K_{интегр}$	4,12	2,89	4,53	6,07	4,46	6,81

Исходя из полученных результатов расчета интегральных показателей следует, что наиболее эффективно снижает негативное воздействие дорожной среды на транспортируемого пациента компоновка подвески с гидропневматическими амортизаторами. При их использовании эффективность по сравнению со штатной компоновкой подвески с гидравлическими амортизаторами повышается на 30%, а в сравнении с пневматической подвеской – на 36%. Такая разница свидетельствует о состоятельности гипотезы повышения плавности хода и устойчивости против боковых и продольных кренов автосанитарных машин на базе шасси категории М1 путем замены штатных гидравлических амортизаторов на гидропневматические.

4.1 Выводы по главе 4

1. Проведено экспериментальное исследование по оценке корректности рекомендаций относительно целесообразности замены в подвеске автосанитарных машин Форд Транзит штатных гидравлических амортизаторов на гидропневматические путем эксплуатационной модернизации машин. При этом в качестве критериев оценки использовались средняя скорость перемещения по заданному маршруту и уровень негативных воздействий дорожной среды на пациента при его транспортировании.

2. Результаты проведенного натурного эксперимента показали, что все компоновочные типы исследованных вариантов подвески обеспечивают примерно одинаковую среднюю скорость перемещения АТС при движении по типовому городскому маршруту и не оказывает существенного влияния на время его преодоления. Это свидетельствует о несостоятельности критерия средней скорости перемещения при движении в городских условиях и о целесообразности применения критерия уровня негативных воздействий дорожной среды на пациента при его транспортировании.

3. Разработана методика интегральной оценки уровня негативных воздействий дорожной среды на пациента при его транспортировании, основанная на расчетно-экспериментальных данных, полученных в ходе выполнения настоящей диссертационной работы.

4. По разработанной методике проведены расчеты интегральных показателей уровня негативных воздействий дорожной среды на пациента при его транспортировании. Результаты расчетов показали, что из различных исследованных вариантов компоновки подвески наилучшим гашением импульсов высоких вертикальных и продольно - поперечных ускорений, являющихся основной причиной дискомфорта пациента, обладает подвеска, оснащенная однотрубными гидропневматическими амортизаторами. Их применение на автосанитарных машинах позволяет снизить уровень превышения порогового значения этих ускорений на 28% относительно штатной подвески с двухтрубными гидравлическими амортизаторами.

5. Полученные результаты подтвердили состоятельность гипотезы о целесообразности применения в подвесках автомобилей скорой медицинской помощи на базе шасси категории М1 однотрубных гидропневматических амортизаторов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По итогам диссертационного исследования получены следующие выводы и результаты:

1. Проведенный анализ экспертной оценки значимости факторов, ограничивающих подвижность автосанитарных машин, показал, что решающую роль играют медико-биологические факторы дискомфорта транспортируемого пострадавшего и экипажа, определяющиеся в основном плавностью хода, а также поперечной и продольной динамической устойчивостью к кренам подрессоренной массы автомобиля.

2. Основными элементами городской дорожной среды, вызывающими дискомфорт перевозимых больных и медперсонала, являются имеющиеся на проезжей части искусственные препятствия в виде циркульных и трапециевидных неровностей, шумовых полос, стыков разводных мостов и т.п. Помимо тряски и толчковых импульсов дискомфорт вызывает поперечные и продольные крены кузова при частых крутых поворотах на перекрестках и интенсивных разгонах и торможениях на прямолинейных участках улиц.

3. Разработанные математические модели построения рациональной скоростной характеристики и определения конструктивных параметров однотрубных телескопических гидропневматических амортизаторов, а также программа их расчета на ЭВМ, защищенная свидетельством о государственной регистрации, позволяют автоматизировать проектирование, что подтверждено на примере создания опытных образцов для задней подвески автомобиля скорой медицинской помощи Ford Transit.

4. Сравнительная оценка экспериментально полученных скоростных характеристик двухтрубного гидравлического и однотрубного гидропневматического амортизаторов с расчетной характеристикой показала лучшее соответствие ей характеристики гидропневматического амортизатора, что свидетельствует о более высокой потенциальной эффективности гашения им вертикальных, поперечно-угловых и продольно-угловых колебаний кузова автомобиля.

5. Уточненная математическая модель определения предельных вертикальных ускорений при переезде дорожных неровностей позволяет определять значения ускорений пробоя подвески для неровностей различного профиля.

6. Экспериментальные исследования вертикальных колебаний кузова показали, что на всех исследованных режимах движения у всех вариантов подвески имеет место выход

фактических значений пиковых ускорений за пределы рекомендуемой зоны комфорта человека. При этом наиболее эффективно их негативное влияние на пациента и экипаж снижается при использовании в подвеске однотрубных гидропневматических амортизаторов. Особенно ярко это преимущество проявляется при переезде шумовых полос на скорости около 50 км/ч, обеспечивая снижение максимальных вертикальных ускорений на месте расположения пациента в 4 раза по сравнению со штатными двухтрубными гидравлическими амортизаторами и при переезде стыков разводных мостов на скорости 30 км/ч – снижение в 2,4 раза.

7. Исследование поперечных и продольных угловых ускорений показало, что все полученные в ходе проведения эксперимента значения эксплуатационных поперечных и продольных угловых ускорений превышают нормативное пороговое значение раздражения человека. Однако более высокую эффективность их снижения дает использование гидропневматических амортизаторов - на 10... 30% по сравнению с машиной штатного исполнения на всех скоростных режимах движения.

8. Натурное исследование подвижности автосанитарной машины на типовом городском маршруте доставки пациента показало, что все исследованные варианты подвески обеспечивают примерно одинаковую среднюю скорость перемещения АТС и не оказывает существенного влияния на время его преодоления. Это свидетельствует о несостоятельности оценки подвижности таких машин по критерию средней скорости перемещения и о целесообразности применения в качестве критерия уровня негативных воздействий дорожной среды на пациента при его транспортировании.

9. Методика интегральной оценки уровня негативных воздействий дорожной среды на пациента при его транспортировании, основанная на расчетно-экспериментальных данных, показала, что из различных исследованных вариантов конструкции подвески наилучшим гашением импульсов вертикальных и продольно-поперечных ускорений обладает подвеска, оснащенная однотрубными гидропневматическими амортизаторами, позволяющая снизить уровень превышения порогового значения этих ускорений на 28% относительно штатной подвески с двухтрубными гидравлическими амортизаторами.

10. Полученные результаты подтвердили состоятельность гипотезы о целесообразности применения в целях повышения комфорта доставки пациента в условиях городской среды автомобилей скорой медицинской помощи на базе шасси

категории М1 и N1 с подвеской, оснащенной однотрубными гидропневматическими амортизаторами.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

ДТП – дорожно-транспортное происшествие

ГУП – государственное унитарное предприятие

ТС – транспортное средство

СТО – станция технического обслуживания

ИДН – искусственная дорожная неровность

ППП – приподнятый пешеходный переход

АТС – автотранспортное средство

ГП – гидропневматический

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мирошниченко А.Г., Барсукова И.М. Основные показатели работы скорой медицинской помощи Санкт-Петербурга. Журнал Скорая медицинская помощь. Российское общество медицинской помощи. Вып.№3, 2014, С.4–8.
2. Юрковский О.И. Российская система неотложной медицинской помощи пострадавшим в ДТП как фактор обеспечения социально-демографической безопасности и здоровья населения // Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах: Сборник докладов девятой международной научно-практической конференции «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах» СПб гос.архит. – строит. ун-т. СПб., 2010. С.83–89.
3. Дежурный Л.И., Шувалова Е.А., Лысенко К.И., Батурин Д.И. «Система первой помощи пострадавшим при ДТП как одна из задач обеспечения безопасности дорожного движения» // Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах: Сборник докладов девятой международной научно-практической конференции «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах» СПб гос.архит. – строит. ун-т. СПб., 2010. С. 93–96.
4. Добромиров В.Н., Войтко А.М. Влияние подвижности автосанитарных транспортных средств на эффективность использования «золотого часа» в условиях мегаполиса / В.Н. Добромиров, А.М. Войтко // Вестник гражданских инженеров. - 2019. - № 6 (77). – С. 290-299.
5. Вахидов У.Ш. Подвижность колесных машин на заснеженном склоне // Современные проблемы науки и оборудования. – 2012. №4. С. 1–8.
6. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1979. – 282с.
7. Математическая модель комплексной оценки подвижности машин высокой проходимости [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://btvt.info/5library/mat_proxod.htm (Дата обращения: 11.10.2019).
8. Фаробин Я.Е., Овчаров В.А., Кравцов В.А. Теория движения специализированного подвижного состава. – Воронеж: Воронеж.ук-т, 1987. – 160с.
9. Макарова И.Л. Анализ методов определения весовых коэффициентов в интегральном показателе общественного здоровья // Международный журнал «Символ науки» №7/2015 ISSN 2410-700X, УДК 311:61 С. 87 – 94.

10. Люсов А.Н., Цейтлин Ф.А., Левштейн Р.Г. Моделирование норм расхода топлива на обжиг клинкера на основе статистических методов. ВНИИЭСМ, 1977. С. 28–30.
11. Ротенберг Р.В. Теория подвески автомобиля. МАШГИЗ, 1951. – 212с.
12. Фалькевич Б.С. Теория Автомобиля. МАШГИЗ, 1963. – 239с.
13. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. МАШГИЗ, 1972. – 392с.
14. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов. Мн.: Выш.шк., 1986. – 280с.
15. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478с.
16. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». М.: Машиностроение, 1989. – 240с.
17. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1987. – 416с.
18. Алуфтов Н.А. Устойчивость движения и равновесия / Н.А. Алуфтов, К.С. Колесников. – М.: Изд-во МГТУ им.Баумана, 2003. – 253с.
19. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: машиностроение, 1990. – 352с.
20. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. – 343с.
21. Яценко Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков. М.: Машиностроение, 1969. – 220с.
22. Зимелев. Г.В. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1960. – 252с.
23. ГОСТ Р 41.107-99 (Правила ЕЭК ООН N 107) Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двухэтажных пассажирских транспортных средства большой вместимости в отношении общей конструкции.
24. ISO 4138:2012. Автомобили легковые. Характеристики кругового движения в установившемся режиме. Испытание методом открытой петли.
25. ГОСТ 3163-76 Прицепы и полуприцепы автомобильный. Общие технические требования.
26. ГОСТ Р 52302-2004 Национальный стандарт Российской Федерации. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний (с изменением №1).

27. ОСТ 37.001.471-88 Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний.
28. ОСТ 37.001.487-89 Управляемость и устойчивость автомобилей. Общие технические требования.
29. ГОСТ 31507-2012 Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний.
30. ОН 025 305-67. Методы определения параметров, влияющих на плавность хода автомобиля.
31. ОН 025 332-69. Автомобильный подвижной состав. Плавность хода. Методы испытаний.
32. Кушвид Р.П. Испытания автомобиля: учебник. – М.: МГИУ, 2011. С. 351
33. ГОСТ 12.1.012-90 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования.
34. ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997) Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека.
35. ОСТ 37.001.291-84 Автотранспортные средства. Технические нормы плавности хода.
36. Федотов А.И., Доморозов А.Н., Нгуен Ван Ньянь. Математическая модель процесса изменения нормальной реакции колеса диагностируемой оси автомобиля на вибростендах / Транспорт, транспортные и технологические машины. 2012. №3 (25). С.34-41.
37. Доморозов А. Н., Нгуен Ван Ньянь. Анализ методов диагностирования технического состояния систем подвесок атс на современных вибростендах //Вестник Иркутского государственного технического университета.2010.№5(45).С.131-134.
38. Слепенко Е.А., Желтышев А.В., Першин С.А. Метод оценки силы сопротивления качению колес автомобиля при движении по неровной дороге с учетом колебаний его масс// Системы. Методы. Технологии.2009.№1. С.37-40.
39. Добромиров В. Н., Гусев Е. П., Карунин М. А., Хавханов В. П. Амортизаторы. Конструкция, расчет, испытания. М.: МГТУ МАМИ, 2006. С.31–37.
40. Ротенберг Р.В. Теория подвески автомобиля. М.: ГНТИМЛ, 1951. – 56с.
41. Й. Рампель. Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса. М.: «Машиностроение», 1986. – 320 с.

42. Кузнецов В.А., Дьяков И.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля: Учебное пособие. Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 64 с.
43. Й. Рампель. Шасси автомобиля. Элементы подвески. М.: «Машиностроение», 1987. – 288 с.
44. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Изд.3-е, переработ.и доп. М.: «Машиностроение», 1972. – 329 с.
45. Кушалиев Д.К. Повышение ресурса подвески автомобиля применением ремонтных комплектов с подвижными пружинными вкладышами: диссертация канд.тех. наук: 05.22.10 – Саратов, 2006.-154 с.
46. Active suspension [Электронный ресурс] – Режим доступа: https://en.wikipedia.org/wiki/Active_suspension (дата обращения: 15.02.2020).
47. Электронный каталог Elcats.ru [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.elcats.ru/ford/Parts.aspx?Model=2913eb80-249c-4bcc-b629-6e103cba27d6&Group=AB100044&AtId=E9500035&Title=%5B10B%5D+Задние+пружины+и+амортизаторы>. (дата обращения: 15.02.2020).
48. Audatex [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://audatex.ru> (дата обращения: 15.02.2020).
49. Амортизатор – лучший друг подвески! [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://turbonsk.ru/amortizator-luchshij-drug-podveski/> (дата обращения: 15.02.2020).
50. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. – 2 – изд., перераб.и доп. – М.: «Машиностроение», 1985. – 200 с.
51. Кузнецов В.А., Дьяков И.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля: Учебное пособие. Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 64 с.
52. Успенский И.Н. Проектирование подвески автомобиля. М.: «Машиностроение», 1976. – 168 с.
53. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: «Машиностроение», 1980. – 326 с.
54. Певзнер Я.М., Горелик М. Пневматические и гидропневматические подвески. М.: Машгиз. 1963. – 314 с.
55. Вулакович М.П. Теплофизические свойства воды и водяного пара. М.: «Машиностроение», 1967. – 159 с.
56. Петренко А.М. Устойчивость специальных транспортных средства: уч.пособие. М.: МАДИ, 2013. – 41 с.
57. СанПин 4616-88. Санитарные правила по гигиене труда водителей автомобилей.

58. ГОСТ 33665-2015 Автомобили скорой медицинской помощи. Технические требования и методы испытаний
59. Правила ЕЭК ООН N 107 (пересмотр 5) Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M(2) или M(3) в отношении их общей конструкции
60. ГОСТ Р 55855-2013 Автомобильные транспортные средства. Методы измерения и оценки общей вибрации
61. ГОСТ 16940-89 Носилки санитарные. Общие технические требования и методы испытаний
62. ГОСТ ИСО 8041-2006 Вибрация. Воздействие вибрации на человека. Средства измерений (с Поправками)
63. ГОСТ ИСО 10326-1-2002 Вибрация. Оценка вибрации сидений транспортных средств по результатам лабораторных испытаний. Часть 1. Общие требования
64. ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997) Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования
65. Успенский, И.Н. Проектирование подвески автомобиля [Текст] / И.Н. Успенский, А.А. Мельников. – М.: Машиностроение, 1976. – 168с.
66. ГОСТ Р 52605-2006. Технические средства организации дорожного движения. Искусственные неровности. Общие технические требования. Правила применения.
67. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред / Б. А. Гордеев, В. И. Ерофеев, А. В. Синев, О. О. Мугин. - М. : Физматлит, 2004. – 176с.
68. А.И. Лескин, М. В. Катасонов, Д. И. Гофман. Методика моделирования проезда искусственных дорожных неровностей проезжей части с учетом динамических факторов. Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. 2019. Вып. 2(75). – С. 92-100.
69. Говорущенко Н.Я. Вопросы теории эксплуатации автомобилей на дорогах с различной степенью ровности. Изд-во Харьковского государственного университета. 1964.
70. Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей. Киев. Вища школа. 1971. – 232 с.

71. Григоренко Л.В. Колесников В.С. Динамика автотранспортных средств. Теория, расчет передающих систем и эксплуатационных технических средств. – Волгоград: Комитет по печати и информации. 1998. – 544 с.
72. BAYERISCHES LANDESAMT FUR UMWELTSCHUTZ Pkw – Emissionen bei 50 und 30 km/h – ein Vergleich, Peter Rabl, Roland Deimer. 2000.
73. Die Strabe im Stadt ind Dorf, Heft Nr. 113, 1958.
74. Катасонов М.В. Исследование влияния искусственных неровностей проезжей части автомобильных дорог на режимы и безопасность движения: диссертация на канд.техн.наук: 05.23.11 – Волгоград, 2003.-182 с.
75. Золотой час (медицина) [Электронный ресурс] – Режим доступа: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Золотой_час_\(медицина\)](https://ru.wikipedia.org/wiki/Золотой_час_(медицина)) (дата обращения: 07.07.2020).
76. СТ ИСО 26311-1997 Оценка воздействия общей вибрации на тело человека.
77. Методические рекомендации по назначению мероприятий для повышения безопасности движения на участках концентрации дорожно-транспортных происшествий, утвержденные распоряжением Росавтодора от 30.03.2000 No 65- р.
78. Стрижевский Д.А. Обоснование введения ограничений режима движения автомобильного транспорта на основе оценки показателей ровности дорожного покрытия: диссертация канд.тех. наук: 05.22.10 – Саратов, 2015.-181с.
79. Альсаламех Бальсам. Повышение устойчивости движения автомобиля с применением системы стабилизации вертикальных реакций дороги: диссертация канд.тех.наук: 05.05.03 – Москва, 2018. -153 с.
80. Bauer, W. Hydropneumatic suspension systems [Text] / W. Bauer. – New York: Springer, 2011. – 237 p.
81. Dixon, J.C. The Shock Absorber Handbook [Text] / J.C. Dixon. – 2-d ed. – Chichester : John Wiley, 2007. – 432 p.
82. Blundell, M. The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics [Text] / M. Blundell, D. Harty. – 2-d ed. – Boston, MA : Elsevier, 2014. – 768 p.
83. Манфановский С.Б. Повышение плавности хода транспортных и транспортно-технологических машин внутренним подрессориванием колес: диссертация канд.тех.наук: 05.05.03 – Псков, 2019.-149 с.
84. Bourcier de Carbon. C., Theorie Mstematique et Realisation Pratique de la Suspension Amorte des Vehicules Terrestres STA №10, 1950.

85. Marquard E., Federung, Stossdampfung und dynsmische Bodenkrafte, ATZ, №5,6, 1956.
86. Apetaur M., Uber Probleme der Federung von Personenkraftwagen, KFT №4, 1956.
87. ГОСТ 33670-2015 Автомобильные транспортные средства единичные. Методы экспертизы и испытаний для проведения оценки соответствия.
88. ГОСТ 33995-2016 Транспортные средства. Порядок оценки соответствия при внесении изменений в конструкцию транспортного средства, выпущенного в обращение.
89. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин. М.: Изд- во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2010. – 391с.
90. Альсаламех Бальсам, Рязанцев В.И. Метод повышения устойчивости движения и плавность хода автомобиля //Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. ВОЛГОГРАД. 2017. №3(20). С.16-21.
91. Альсаламех Бальсам, Рязанцев В.И. Стабилизация вертикальных реакций дороги на колеса и плавность хода автомобиля // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. №5. С. 29-36.
92. Рязанцев В.И, Альсаламех Бальсам. Стабилизация вертикальной реакции дороги на колесо при движении по периодическому профилю дороги // Известия МГТУ «МАМИ» (Научный рецензируемый журнал). 2016. №4(30). С.57-65.
93. Рязанцев В.И. Активное управление схождением колес автомобиля //Известия высших учебных заведений. Машиностроение.2014. №10. С.31-40.
94. Галимзянов Р.К. Управляемость, устойчивость, плавность хода автомобиля: учебное пособие . ЮУРГУ.: 2011. – 157с.
95. Jie Fang. Active suspension system of quarter car: Master Of Science ,University of Florida : 2014. 70 p.
96. Venkateswarulu E., Ramesh Raju N., Seshadri G. The active suspension system with hydraulic actuator for half car model analysis and self-tuning with PID controllers//ijret: International Journal of Research in Engineering and Technology. 2014. Vol.3(9).p.415-421.
97. Karnopp D., Crosby M.J., Harwood R.A. Vibration Control Using Semi-Active Force Generations // Transactions of the ASME. Series B. Journal of engineering for industry. - 1974. - V. 96. -N 2. - p.239-247.

98. Соколов А.В. Расчёт амплитудно-частотных характеристик колебательных систем многоосных колёсных машин с гидробалансирной подвеской // Изв. вузов. Машиностроение .1986. No 1 . С.86-90.
99. Jianbo Lu., Depoyster M. Multiobjective optimal suspension control to achieve integrated ride and handling performance// IEEE Transactions on Control Systems Technology.2002.Vol.10(6). P.807–821.
100. Васильченко В.Ф., Веденеев А.И., Горячев В.А. и др. Военные автомобили. Конструкция и расчет. Рыбинск, Издание ОАО «РДП». 1997. – 664с.
101. Ксенович И.П., Шариков В.М., Арустамов Л.Х. и др. Тракторы. Конструкция. М. Машиностроение. 1986. – 821с.
102. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М. Машиностроение. 1969. – 367с.
103. Семенов Н.В. Исследование поперечных колебаний автомобиля [Текст] / Н.В. Семенов, В.Е. Ролле, А.Г. Семенов // Автомобильная промышленность. 2008. №7. С. 31-33.
104. Белоусов Б.Н. Повышение безопасности мобильных машин на основе совершенствования характеристик рулевого управления и подвески [Текст] / Б.Н. Белоусов [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – №1 (14). – С. 21-27.
105. Горобцов А.С. Расчет жесткостных параметров виброизоляторов опор кузова и сайлент-блоков рычагов независимых пружинных подвесок автомобиля повышенной проходимости [Текст] / А.С. Горобцов, С.К. Карцов, Ю.А. Поляков // Грузовик. – 2014. – №6. – С. 34-36.
106. Дьяков А.С. Повышение демпфирующих свойств подвесок АТС путем изменения структуры и характеристик резинокордных пневматических рессор: диссертация канд.тех.наук: 05.05.03 – Волгоград, 2009. – 130 с.
107. Енаев А.А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и ее приложения [Текст] / А.А. Енаев. – М.: Машиностроение, 2002. – 341с.
108. Корчагин П.А. Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера в транспортном режиме [Текст]: монография / П.А. Корчагин; Е.А. Корчагина ; И.А. Чакурин ; СибАДИ. – Омск: СибАДИ, 2009. – 195 с.

109. Кравец В.Н. Оптимизация параметров системы поддрессирования автобуса [Текст] / В.Н. Кравец, Р.А. Мусарский // Автомобильная промышленность. – 2013. – №8. – С.18-19.
110. Котиев Г.О. Пути повышения быстроходности гусеничных машин транспортного назначения [Электронный ресурс] / Г.О. Котиев [и др.] // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева. – 2014. – №2. – С.114-119. – URL: <http://www.nntu.ru/trudy/2014/02/114-119.pdf>.
111. Мазур В.В. Повышение плавности хода автотранспортных средств внутренним поддрессированием колес: диссертация канд. тех. Наук: 05.05.03 – Братск, 2004. – 151с.
112. Новиков В.В. Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств [Текст]: монография / В.В. Новиков, И.М. Рябов, К.В. Чернышов ; ВолгГТУ. – Волгоград: ВолгГТУ, 2009. – 339 с.
113. Новиков В.В. Повышение виброзащитных свойств подвесок АТС за счет изменения структуры и характеристик пневмогидравлических рессор и амортизаторов : дис. докт. техн. наук: 05.05.03 – Волгоград, 2005. – 308 с.
114. Добромиров В.Н., Войтко А.М. Влияние типа амортизатора на устойчивость автосанитарной машины к кренам ее поддрессированной массы / В.Н. Добромиров, А.М. Войтко // Вестник гражданских инженеров. - 2021. - № 1 (84). – С.133-139.
115. Микулин Т.Н., Рейзина Г.Н. К методике повышения активной виброзащиты с использованием функциональной диагностики // Наука и техника. Белорусский национальный технический университет. Минск. 2014. №6. С.26-30.