Министерство образования и науки Российской Федерации

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ «НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА» (НГТУ)

УДК 629.113
№ госрегистрации _____
Инв. №

«УТВЕРЖДАЮ»
Проректор по научной работе

Н.Ю. Бабанов
«28» декабря 2012 г.

# НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ОТЧЕТ

В рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы

Шифр заявки «№ 2012-1.4-12-000-2017-003»
Соглашение на предоставление гранта «14» ноября 2012г. №14.B37.21.2066

по теме:

**РАЗРАБОТКА ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И КОНЦЕПТУАЛЬНЫХ РЕШЕНИЙ В ОБЛАСТИ СОЗДАНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ И БЕЗОПАСНЫХ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, ОСНАЩЕННЫХ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫМИ СИСТЕМАМИ УПРАВЛЕНИЯ**

(итоговый)

Руководитель НИР, к.т.н.,
доцент
директор Автомобильного института

_____ 28.12.2012г. А.М. Грошев
подпись, дата

Нижний Новгород 2012

# СПИСОК ИСПОЛНИТЕЛЕЙ

| | | | |
|---|---|---|---|
| Руководитель темы, к.т.н., доцент | _____ подпись, дата | А.М. Грошев | Введение, реферат, заключение |
| Исполнители: | | | |
| д.т.н., профессор | _____ подпись, дата | Барахтанов Л.В. | Раздел 1 |
| вед. инженер | _____ подпись, дата | Денисенко Е.Г. | Раздел 1, обозначения и сокращения |
| студент | _____ подпись, дата | Козлов М.Д. | Раздел 1 |
| к.ф.м., научный сотрудник | _____ подпись, дата | Кожевников И.Ф. | Раздел 1 |
| к.т.н., доцент | _____ подпись, дата | Тумасов А.В. | Раздел 2 |
| вед. инженер | _____ подпись, дата | Костин С.Ю. | Раздел 2 |
| аспирант | _____ подпись, дата | Никольский В.А. | Раздел 2 |
| руководитель отдела | _____ подпись, дата | Трусов Ю.П. | Раздел 2 |
| зам. начальника лаборатории | _____ подпись, дата | Пальцев В.В. | Раздел 2 |
| к.т.н. | _____ подпись, дата | Карпухин К.Е. | Раздел 2 |
| к.т.н., доцент | _____ подпись, дата | Алипов А.А. | Раздел 3 |
| студент | _____ подпись, дата | Игонин Д.В. | Раздел 3 |
| студент | _____ подпись, дата | Куделько Л.В. | Раздел 3 |
| к.т.н., вед. инженер | _____ подпись, дата | Валеев И.Д. | Раздел 3 |
| д.т.н., профессор | _____ подпись, дата | Беляков В.В. | Раздел 4 |

| | | | |
|---|---|---|---|
| аспирант | _____ подпись, дата | Носков А.М. | Раздел 4 |
| начальник сектора сетевых технологий ИВЦ | _____ подпись, дата | Лабаев А.М. | Раздел 4 |
| к.т.н., доцент | _____ подпись, дата | Горелов В.А. | Раздел 4 |
| к.т.н., доцент | _____ подпись, дата | Блохин А.Н. | Раздел 5 |
| ст. преподаватель | _____ подпись, дата | Шатилов В.В. | Раздел 5 |
| студент | _____ подпись, дата | Яржемский А.Д. | Раздел 5 |
| гл. конструктор | _____ подпись, дата | Фадеев А.С. | Раздел 5 |
| руководитель отдела НОЦ АМИ «Транспорт» | _____ подпись, дата | Шатилов А.В. | Раздел 6 |
| студент | _____ подпись, дата | Серопян М.С. | Раздел 6 |
| к.т.н., ген. директор | _____ подпись, дата | Клюкин П.Н. | Раздел 6 |
| д.т.н., профессор | _____ подпись, дата | Куляшов А.П. | Раздел 7 |
| д.т.н., доцент | _____ подпись, дата | Молев Ю.И. | Раздел 7 |
| к.т.н., начальник лаборатории | _____ подпись, дата | Попов А.В. | Раздел 7 |
| д.т.н., профессор | _____ подпись, дата | Шапкин В.А. | Раздел 8 |
| к.т.н., доцент | _____ подпись, дата | Кошурина А.А. | Раздел 8 |
| аспирант | _____ подпись, дата | Крашенинников М.С. | Раздел 8 |
| аспирант | _____ подпись, дата | Мазур Я.О. | Раздел 8 |
| к.т.н., зам. директора АМИ | _____ подпись, дата | Гончаров К.О. | Раздел 9 |

| | | | |
|---|---|---|---|
| аспирант | _____<br>подпись, дата | Кулагин А.Л. | Раздел 9 |
| к.т.н., доцент | _____<br>подпись, дата | Окунев А.П. | Раздел 9 |
| д.т.н., профессор | _____<br>подпись, дата | Орлов Л.Н. | Раздел 10 |
| ст. преподаватель | _____<br>подпись, дата | Багичев С.А. | Раздел 10 |
| аспирант | _____<br>подпись, дата | Герасин А.В. | Раздел 10 |
| ведущий инженер | _____<br>подпись, дата | Вашурин А.С. | Раздел 10 |
| аспирант | _____<br>подпись, дата | Рогов П.С. | Раздел 10 |
| к.т.н., профессор | _____<br>подпись, дата | Ившин К.С. | Раздел 10 |
| Нормоконтролер | _____<br>подпись, дата | А.В. Тумасов | |

# РЕФЕРАТ

Отчет 449 с., 1ч., 226 рис., 78 табл., 341 источн., 2 прил.

ОПОРНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ, ШИНА, ПРОХОДИМОСТЬ, ПОДВИЖНОСТЬ, АКТИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ, ТРАНСМИССИЯ, ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО, ЭЛЕКТРОМОБИЛЬ, СПАСАТЕЛЬНОЕ СРЕДСТВО, ТОРМОЗНАЯ СИСТЕМА, ДОРОЖНЫЕ ИСПЫТАНИЯ, СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ, ПРОЧНОСТЬ, КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ТЕНЗОМЕТРИРОВАНИЕ.

В отчете представлены результаты исследований, выполненных по Соглашению №14.B37.21.2066 от 14.11.2012г. «Разработка инновационных технологий проектирования и концептуальных решений в области создания энергоэффективных и безопасных наземных транспортных средств, оснащенных интеллектуальными системами управления». Обобщенная научно-исследовательская работа состоит из десяти разделов:

1 Расчетно-экспериментальное исследование физико-механических свойств опорной поверхности с низкой несущей способностью и процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления со снегом.
2 Расчетно-экспериментальное исследование свойств активной безопасности микроавтобуса.
3 Аналитическое исследование влияния передаточных чисел трансмиссии коммерческого автомобиля на показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности в различных дорожных условиях.
4 Концепция создания специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления для работы на слабонесущих опорных поверхностях.
5 Методика выбора передаточных чисел многоступенчатых трансмиссий моно- и полноприводных наземных транспортных средств.
6 Концепция создания инновационной конструкции коммерческого электромобиля
7 Исследование путей создания и разработка технического облика автопилота для универсального многофункционального спасательного средства.
8 Разработка технического облика системы автоматизированного безопасного спуска спасательного средства в условиях аварии на нефтегазодобывающих платформах.
9 Разработка методики оценки работоспособности компонентов тормозной системы с пневматическим приводом по результатам стендовых испытаний.
10 Разработка методики расчетно-экспериментальной оценки прочности рамы легкого коммерческого автомобиля на основе результатов компьютерного моделирования и тензометрирования.

Цель работы – получение значимых научных результатов мирового уровня, обеспечивающих создание наземных транспортных средств следующих поколений, использующих интеллектуальные системы управления и энергоэффективные, экологически безопасные технологии, необходимых для решения комплекса технико-экономических проблем по приоритетному направлению «Транспортные и космические системы».

Первая работа, выполненная в рамках обобщенной ПНИР посвящена исследованию физико-механических свойств опорной поверхности с низкой несущей способностью и процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления со снегом. Данная работа выполнена с участием приглашенного специалиста Вычислительного центра им. А.А. Дородницына Российской Академии Наук Кожевникова И.Ф. (к.ф.м., научный сотрудник).

Вторая научная работа посвящена разработке методики оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования. Данная НИР выполнена при участии к.т.н., Карпухина К.Е. (НАМИ, Москва), имеющего богатый опыт работы как с современным программным обеспечением так и со специальными программно-аппаратными комплексами, используемыми при имитационном моделировании.

Третья научная работа посвящена аналитическому исследованию влияния передаточных чисел трансмиссии коммерческого автомобиля на показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности в различных дорожных условиях. Участие ведущего инженера-конструктора Валеева И.Д. (НТЦ КАМАЗ, Набережные Челны) позволило существенно повысить качество выполняемых в НГТУ работ.

Четвертая тема ПНИР связанна с разработкой концепции специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления для работы на слабонесущих опорных поверхностях. Данная работа является дополнением первой краткосрочной НИР и направлена на обеспечение высоких показателей проходимости и энергоэффективности вездеходов при движении по слабонесущим опорным поверхностям с сохранением целостности почвенного покрова северных биогеоценозов. Приглашенным специалистом по данной теме является Горелов В.А. (к.т.н., доцент МГТУ им. Н.Э. Баумана», Москва).

Пятая поисковая работа связанна с разработкой методики выбора передаточных чисел многоступенчатых трансмиссий моно- и полноприводных наземных транспортных средств. Исследования выполнены при поддержке Фадеева А.С. – исполнительного директора ООО «АТОН-ИМПУЛЬС» (Набережные Челны).

Шестая тема ПНИР посвящена вопросу создания инновационной конструкции коммерческого электромобиля. Данной теме уделяется большое внимание практически во

всех странах мирового сообщества, в том числе и в России, поэтому результаты выполнения НИР могут иметь широкое практическое применение. Работа выполнена с участием Клюкина П. Н. – к.т.н., генерального директора некоммерческого частного образовательного учреждения «Академия автомобильных технологий» (Москва), имеющего большой опыт в выполнении НИР по указанной тематике.

Седьмая тема посвящена проблеме исследования путей создания и разработки технического облика автопилота для универсального многофункционального спасательного средства. Данная тема затрагивает проблему обеспечения безопасности людей, работающих на газовых и нефтяных месторождениях, расположенных в труднодоступных зонах, отдаленных от крупных населенных пунктов. Активное участие в исследовании принимал Попов А. В. – к.т.н., начальник лаборатории Государственного научного центра Российской Федерации «Центральный научно-исследовательский и опытно-конструкторский институт робототехники и технической кибернетики» (Санкт-Петербург).

Восьмая работа обобщенной ПНИР направлена на разработку технического облика системы автоматизированного безопасного спуска спасательного средства в условиях аварии на нефтегазодобывающих платформах. Данная работа является логическим продолжением предыдущей (седьмой) краткосрочной НИР и нацелена на развитие теории управления машины с роторно-винтовыми движителями. При участии Мазура Я.О., аспиранта Северного (Арктического) федерального университета (Архангельск) предложены новые теоретические разработки, способствующие развитию и совершенствованию методик выбора параметров систем автоматизированного управления.

Девятая научная работа затрагивает вопрос анализа работоспособности компонентов тормозных систем коммерческих транспортных средств по результатам стендовых испытаний. Исследование выполнено при поддержке к.т.н., доцента Окунева А.П. (ФГБОУ ВПО «Тольяттинский государственный университет», Тольятти).

Десятая научная работа связана с проблемой исследования прочностных свойств несущих систем транспортных средств. Данная работа выполнена при участии к.т.н., профессора Ившина К.С. (УдГУ, Ижевск), регулярно принимающего участие в перспективных проектах исследователей НГТУ, результаты которых отражены в нескольких совместных публикациях (в том числе в изданиях, рекомендованных ВАК РФ).

Основные полученные результаты НИР следующие:

- Разработана комплексная методика оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам компьютерного моделирования условий движения, в том числе условий сертификационных испытаний;

- Определены уравнения и коэффициенты регрессии зависимостей показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности от передаточных чисел трансмиссии;
- Разработан эскизный проект специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления для работы на слабонесущих опорных поверхностях;
- Разработана методика выбора оптимальных передаточных чисел трансмиссии коммерческих транспортных средств;
- Разработана концепция создания семейства коммерческих электромобилей на основе унифицированных основных элементов шасси;
- Разработана методика оценки и выбора критериев эффективности управления спасательным транспортным средством, выполняющим эвакуацию персонала нефтегазодобывающей платформы;
- Разработаны алгоритмы функционирования интеллектуальной системы управления спуском спасительного средства;
- Разработана методика проведения стендовых испытаний компонентов тормозной системы коммерческого транспортного средства, имитирующих условия эксплуатационных режимов работы;
- Разработана методика расчетно-экспериментальной оценки прочности рамы грузового автомобиля по результатам экспериментальных исследований и результатов компьютерного моделирования работоспособности конструкции под действием эксплуатационных нагрузок;
- Разработана методика оценки пассивной безопасности кузовов автобусов в соответствии с требованиями международных документов по результатам компьютерного моделирования условий опрокидывания и экспериментальных исследований физико-механических свойств конструкционных материалов.

Практическая реализация результатов научных исследований может быть осуществлена по следующим направлениям:

- повышение проходимости вездеходных транспортных средств по грунтам с низкой несущей способностью за счет новых концептуальных решений, разработанных для движителей сверхнизкого давления;
- улучшение свойств активной безопасности транспортных средств (управляемости, устойчивости и тормозных свойств) за счет применения эффективных и достоверных методов виртуального моделирования условий движения;

- повышение комфорта управления коммерческими транспортными средствами за счет внедрения роботизированных мехатронных систем переключения передач трансмиссии;
- улучшение экологических свойств легких коммерческих транспортных средств за счет применения новых концептуальных решений, связанных с использованием электродвигателя и современных технологий накопления и передачи энергии;
- повышение прочности рам грузовых автомобилей за счет комплексного использования результатов стендовых испытаний и компьютерного моделирования условий действия эксплуатационных нагрузок.

Результаты НИР будут использованы в учебном процессе Автомобильного института НГТУ по следующим направлениям подготовки:

- 190100 Наземные транспортно-технологические комплексы (бакалавр)

  Профили: автомобиле- и тракторостроение; подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование.
- 190109 Наземные транспортно-технологические средства (специалист)

  Специализация: автомобили и тракторы
- 190100 Наземные транспортно-технологические комплексы (магистр)

  Программы: автомобили; машины и оборудование для обработки грунтов.

Результаты НИР могут быть также востребованы в реальном секторе экономики.

Разработанные методики и подходы, полученные результаты расчетных и теоретических исследований характеризуются высоким техническим уровнем, обусловленным использованием современного программного обеспечения. При выполнении экспериментальных исследований использовались современные средства измерения, характеризуемые высокой точностью. Полученная хорошая сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований доказывает правомерность и достоверность полученных результатов.

В настоящем отчете представлены материалы теоретических и экспериментальных исследований, раскрывающие содержание работ по решению поставленных научно-исследовательских задач по всем темам исследований молодых ученых и преподавателей (объем 28 п.л.), включая (по каждой теме): уточненный план научных исследований; результаты экспериментальных и теоретических исследований; обобщение и оценку результатов исследований; модели, методы, программы и алгоритмы, позволяющие увеличить объем знаний для более глубокого понимания изучаемого предмета исследования и пути применения новых явлений, механизмов или закономерностей. Структуру основной части отчета о НИР составляют разделы 1 - 10 и приложения А и Б.

# СОДЕРЖАНИЕ


Нормативные ссылки …… 16

Обозначения и сокращения …….. 19

**1** Расчетно-экспериментальное исследование физико-механических свойств опорной поверхности с низкой несущей способностью и процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления со снегом…….. 30

1.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о свойствах опорных поверхностей с низкой несущей способностью…… 30

1.2 Расчетно-экспериментальные исследования процесса нагрузки-осадки опорной поверхности с низкой несущей способностью…….. 47

1.3 Расчетно-экспериментальные исследования характеристик опорной поверхности с низкой несущей способностью на сдвиг……. 49

1.4 Экспериментальное исследование распределения плотности снега по глубине снежного покрова……. 52

1.5 Определение аналитических зависимостей свойств снега от плотности, влажности, относительной деформации и температуры…….. 53

1.6 Теоретическое и экспериментальное исследование распределения нормальных давлений шин сверхнизкого давления на укатанной снежной дороге…… 58

1.7 Определение эмпирической зависимости нормального давления по длине и ширине пятна контакта для шины сверхнизкого давления…….. 65

1.8 Исследование процесса вертикального погружения шины сверхнизкого давления на деформируемой опорной поверхности с низкой несущей способностью……. 69

1.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе…….. 75

1.10 Обобщение и оценка результатов исследований……... 76

**2** Расчетно-экспериментальное исследование свойств активной безопасности микроавтобуса……..... 78

2.1 Анализ требований нормативных документов, в отношении свойств активной безопасности……. 78

2.2 Разработка имитационной модели исследуемого транспортного средства…… 81

2.3 Разработка виртуального полигона……. 88

2.4 Оценка тормозных свойств, управляемости и устойчивости модели транспортного средства в различных дорожных условиях по результатам компьютерного моделирования…….. 91

2.5 Оценка свойств активной безопасности реального транспортного средства в условиях дорожных испытаний…….. 97

2.6 Сопоставление результатов компьютерного моделирования с данными дорожных испытаний…… 102
2.7 Разработка предложений по совершенствованию подходов имитационного моделирования и доработке имитационной модели…… 103
2.8 Разработка методики оценки свойств активной безопасности транспортного средства по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования.. 104
2.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе…….. 105

**3** Аналитическое исследование влияния передаточных чисел трансмиссии коммерческого автомобиля на показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности в различных дорожных условиях……. 106
3.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации о показателях тягово-скоростных свойств и топливной экономичности…….. 106
3.2 Выбор анализируемых показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности……. 115
3.3 Выбор и описание метода исследования влияния передаточных чисел трансмиссии на показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности……. 117
3.4 Определение уравнений и коэффициентов регрессии зависимостей показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности от передаточных чисел трансмиссии……. 127
3.5 Анализ влияние передаточных чисел на трансмиссии на максимальную скорость движения на магистрально-холмистой дороге……. 143
3.6 Анализ влияния передаточных чисел на показатель разгона……. 144
3.7 Анализ влияния передаточных чисел на комплексный показатель расхода топлива при установившемся движении……. 145
3.8 Анализ влияния передаточных чисел на расход топлива при разгоне…….. 146
3.9 Анализ влияния передаточных чисел на коэффициент эффективности движения автомобиля в городских циклах…… 147
3.10 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе…….. 148
3.11 Обобщение и оценка результатов исследований…… 148

**4** Концепция создания специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления для работы на слабонесущих опорных поверхностях…… 151
4.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о конструкции вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления……. 151

4.2 Анализ кинематических схем трансмиссий и возможных компоновочных решений…… 158
4.3 Сравнительная оценка эффективности возможных направлений исследований…. 160
4.4 Обоснование выбора применяемых компоновочных решений, обеспечивающих оптимальный вариант направления исследований……. 164
4.5 Разработка эскизного проекта специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления для работы на слабонесущих опорных поверхностях….. 167
4.6 Определение основных показателей проходимости и энергоэффективности специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления для работы на слабонесущих опорных поверхностях…… 172
4.7 Оценка эффективности полученных результатов в сравнении с современным научно-техническим уровнем…… 176
4.8 Проведение технико-экономической оценки рыночного потенциала для специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления ……... 186
4.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе……. 192
4.10 Обобщение и оценка результатов исследований……. 194

**5** Методика выбора передаточных чисел многоступенчатых трансмиссий моно- и полноприводных наземных транспортных средств……. 198
5.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о методиках выбора передаточных чисел трансмиссии……. 198
5.2 Выбор передаточных чисел трансмиссии для моноприводного наземного транспортного средства с учетом показателей эксплуатационных свойств……. 206
5.3 Выбор передаточных чисел раздаточной коробки для полноприводного транспортного средства…….. 210
5.4 Выбор передаточных чисел делителя многоступенчатых коробок передач……. 211
5.5 Выбор передаточных чисел демультипликатора многоступенчатых коробок передач……. 212
5.6 Анализ влияния передаточного числа зубчатой пары на контактную несущую способность шестерен……. 213
5.7 Методика выбора передаточных чисел многоступенчатых трансмиссии наземных транспортных средств…….. 216
5.8 Выбор передаточных чисел 16-ступенчатой коробки передач на основе разработанной методики…… 223
5.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе……. 231
5.10 Обобщение и оценка результатов исследований……. 232

**6** Концепция создания инновационной конструкции коммерческого электромобиля…….. 235
6.1 Анализ конструкций и технических характеристик серийных коммерческих электромобилей…….. 235
6.2 Разработка требований к узлам и агрегатам электромобилей…… 239
6.3 Выбор кинематической схемы трансмиссии электромобиля…….. 251
6.4 Разработка схемы соединения комплекта электрооборудования электромобиля… 255
6.5 Выбор конструкции рулевого управления электромобиля …… 260
6.6 Выбор конструкции тормозного управления электромобиля……. 262
6.7 Разработка контейнеров для хранения аккумуляторных батарей……. 265
6.8 Разработка элементов крепления контейнеров аккумуляторных батарей к раме электромобиля…… 270
6.9 Разработка компоновочной схемы шасси электромобиля…….. 272
6.10 Разработка концепции создания семейства коммерческих электромобилей на основе унифицированных основных элементов шасси…… 275
6.11 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе……... 284
6.12 Обобщение и оценка результатов исследований…….. 284

**7** Исследование путей создания и разработка технического облика автопилота для универсального многофункционального спасательного средства……. 286
7.1 Анализ природно-климатических условий , характерных для шельфовых территорий Арктики…… 286
7.2 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о применяемых автопилотах на транспортных средствах…….. 293
7.3 Анализ известных конструкций автопилотов…….. 299
7.4 Определение путей технической реализации специализированного автопилота для оптимального управления транспортным средством с роторно-винтовым движителем при движении по опорным поверхностями с низкой несущей способностью…… 305
7.5 Разработка методики оценки и выбор критериев эффективности управления спасательным транспортным средством, выполняющим эвакуацию персонала нефтегазодобывающей платформы……... 311
7.6 Выбор элементной базы для автопилота транспортного средства……. 314
7.7 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе…… 316
7.8 Обобщение и оценка результатов исследований……. 317

**8** Разработка технического облика системы автоматизированного безопасного спуска спасательного средства в условиях аварии на нефтегазодобывающих платформах…….. 321
8.1 Анализ существующих систем спуска спасательных средств…… 321
8.2 Разработка вариантов комплектования техническими средствами…… 331
8.3 Разработка вариантов комплектования технических средств теленаблюдения и алгоритмов видеоаналитики, предназначенных для использования в системе спуска в тяжелых климатических условиях северных широт……. 334
8.4 Разработка обобщенной структуры и алгоритмов функционирования интеллектуальной системы управления спуском, включая аналитическое исследование и выбор алгоритмов…… 345
8.5 Разработка общей концепции создания нового поколения интеллектуальных систем управления спуском…… 357
8.6 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики……... 362

**9** Разработка методики оценки работоспособности компонентов тормозной системы с пневматическим приводом по результатам стендовых испытаний……. 364
9.1 Анализ конструкции исследуемой тормозной системы…….. 364
9.2 Составление программы стендовых испытаний…….. 370
9.3 Исследование работоспособности тормозной системы на стенде……. 370
9.4 Выбор отдельного компонента тормозной системы. Доработка стенда для проведения исследований выбранного компонента…… 373
9.5 Имитация режимов работы компонента в лабораторных условиях……... 375
9.6 Оценка работоспособности компонента тормозной системы по результатам стендовых испытаний……. 378
9.7 Разработка методики проведения стендовых испытаний для различных компонентов тормозной системы…….. 388
9.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе……. 389

**10** Разработка методики расчетно-экспериментальной оценки прочности рамы легкого коммерческого автомобиля на основе результатов компьютерного моделирования и тензометрирования…… 390
10.1 Анализ конструкции рамы исследуемого автомобиля…… 390
10.2 Разработка подробной расчетной модели рамы……... 392
10.3 Испытания образцов материалов, используемых в конструкции рамы……. 394
10.4 Компьютерное моделирование условий нагружения рамы при кручении…… 394

10.5 Экспериментальные исследования рамы автомобиля на стенде, имитирующем действие скручивающих нагрузок……. 397
10.6 Сопоставление результатов расчетов с данными экспериментальных исследований……. 409
10.7 Разработка предложений по совершенствованию подходов, используемых при расчетах и эксперименте……. 411
10.8 Разработка методики расчетно-экспериментальной оценки прочности рамы……. 411
10.9 Разработка практических рекомендаций, направленных на повышение прочности несущих систем легких коммерческих автомобилей…….. 412
10.10 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе……. 417

Заключение …….. 418
Список использованных источников …….. 422
Приложение А. Акт внедрения результатов НИР …….. 444
Приложение Б. Программа внедрения результатов НИР ……... 446

## НОРМАТИВНЫЕ ССЫЛКИ

| | |
|---|---|
| ГОСТ Р 52302-2004 | Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания |
| ГОСТ 20306-90 | Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний |
| Правила ЕЭК ООН № 83 | Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выбросов загрязнающих веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей |
| ГОСТ 22653 – 77 | Автомобили. Параметры проходимости. Термины и определения |
| ГОСТ 17697 – 72 | Автомобили. Качение колеса. Термины и определения |
| ГОСТ 2349 – 75 | Устройства тягово-сцепные «крюк-петля» автомобильных и тракторных поездов. Основные параметры и размеры. Технические требования. |
| РТМ 37.001.039 – 77 | Типовая программа и методы испытаний полноприводных автомобилей на проходимость [Текст]: руководящий технический материал / Мин-во автомобильной промышленности. - М.: НАМИ, 1977. - 8 с. - Б. ц. |
| ОСТ 37.001.061 – 74 | Параметры проходимости полноприводных автомобилей. |
| Правила ЕЭК ООН №54 | «Единообразные предписания, касающееся официального утверждения шин для грузовых транспортных средств и их прицепов» |
| Правила ЕЭК ООН №108 | «Единообразные предписания, касающееся официального утверждения в отношении производства пневматических шин с восстановленным проектором для автотранспортных средств и их прицепов» |
| Правила ЕЭК ООН №109 | «Единообразные предписания, касающееся официального утверждения производства шин с восстановленным протектором для транспортных средств неиндивидуального пользования и их прицепов» |
| ГОСТ 26953 – 86 | Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву |
| ГОСТ 23734-98 | Тракторы промышленные. Методы испытаний |

| | |
|---|---|
| ГОСТ 7057-2001 | Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. |
| Распоряжение Правительства РФ от 27.12.2010 №2446-р | Государственная программа Российской Федерации «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года» |
| ГОСТ 22576-90 | Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний |
| Правила ЕЭК ООН №68 | Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения автотранспортных средств, включая транспортные средства оборудованные только электродвигателем, в отношении измерения максимальной скорости |
| Правила ЕЭК ООН N 83 | Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении выбросов загрязнающих веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей |
| Правила ЕЭК ООН №100 | «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения аккумуляторных электромобилей в отношении конкретных требований к конструкции и функциональной безопасности» |
| 8713 | Электрические транспортные средства - Словарь |
| CARB | Калифорнийский стандарт выбросов выхлопных газов и процедур испытаний на 2009 год и последующие модели с нулевым уровнем выбросов транспортных средств, и гибридных электрических транспортных средств, в легковых автомобилей, легких грузовиков и классов средней грузоподъемности автомобиля |
| SAE J1715 | Терминология по автомобильной технике |
| SAE J1718 | Измерения эмиссии водорода при зарядке аккумуляторных батарей в пассажирских электромобилях и в легких грузовиках |
| SAE J1766 | Испытания на удароустойчивость аккумуляторных батарей для электромобилей и гибридных автомобилей. |
| SAE J2344 | Рекомендации по безопасности электромбилей |

| | |
|---|---|
| SAE J2380 | Вибрационные испытания батарей для электромобилей |
| SAE J2289 | Функциональные требования к сборкам аккумуляторных батарей |
| IEC 60038 | IEC стандарт напряжения |
| IEC 60050-482 | Международный электротехнический словарь (МЭС) - Часть 482: первичные и вторичные батареи |
| 6469-3 | Электрические транспортные средства, безопасности Спецификации Часть 3: защита пользователей от опасности поражения электрическим током |
| SAE J1715 | Терминология по автомобильной технике |
| SAE J1772 | Контактные разъемы для зарядки батарей электромобилей |
| SAE J1773 | Индуктивные разъемы для зарядки электромобилей |
| SAE J1797 | Упаковка модулей батарей для электромобилей |
| SAE J2344 | Рекомендации по безопасности электромбилей |
| SAE J2289 | Функциональные требования к сборкам аккумуляторных батарей |
| IEC TR 60783 | Кабели и разъемы для электрических дорожных транспортных средств |

## ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

| | | |
|---|---|---|
| $\tau$ | – | сопротивления снега сдвигу |
| F | – | сила среза, Н |
| S | – | площадь среза, м2 |
| c0 | – | сцепление между кристаллами льда (связность), МПа |
| q | – | нормальное давление, МПа |
| tgφ0 | – | коэффициент внутреннего трения |
| Fcpmax | – | величине усилия в момент среза |
| $f_1$ | – | коэффициент внутреннего трения |
| τ1 | – | сопротивление срезу при удельном давлении q1 |
| τ2 | – | сопротивление срезу при удельном давлении q2 > q1 |
| $K_ж$ | – | жесткость снежного покрова |
| h | – | величине деформации |
| ρсн | – | плотность снега |
| mсн | – | масса снега в мерной таре |
| mт | – | массы тары со снегом |
| m0 | – | масса пустой тары. |
| $П$ | – | показатель проходимости |
| $\varphi$ | – | коэффициент сцепления |
| $f_k$ | – | коэффициент сопротивления движению |
| $\lambda_{C,T,Э,P}$ | – | коэффициенты скорости, грузоподъемности, экономичности, работоспособности |
| V,G,Q,N | – | скорость движения машины, грузоподъемность, расход топлива при движении по участку местности, пропускная способность |
| I | – | коэффициент удельной силы тяги |
| E | – | коэффициент тягового к.п.д. |
| M | – | коэффициент грузоподъемности |
| G | – | вес машины |
| Vo | – | скорость машины |
| N | – | мощность ДВС |
| W | – | полезная нагрузка |
| V | – | скорость движения |
| $\sigma$ | – | коэффициент буксования |

| | | |
|---|---|---|
| $f_б, f_{гр}$ | – | коэффициенты сопротивления движению по бетону и грунту |
| $G_м$ | – | максимальная грузоподъемность колесной машины |
| $G_0$ | – | собственный вес автомобиля |
| $V_м$ | – | величина фактической средней скорости движения по маршруту |
| $G_{гр}$ | – | номинальная грузоподъемность |
| $V_а$ | – | максимальная скорость движения автомобиля |
| $G_{огр}$ | – | грузоподъемность |
| $V_{огр}$ | – | скорость в данных дорожных условиях |
| $G_{гр}$ | – | грузоподъемность |
| t | – | время движения |
| S | – | пройденный путь |
| Q | – | расход топлива за пробег |
| П | – | фактор проходимости |
| т | – | масса перевозимого груза |
| S | – | длина преодолеваемого участка |
| t | – | время движения по этому участку |
| Q | – | масса израсходованного на этом участке топлива |
| $\eta_{0т}$ | – | коэффициентом эффективности |
| $W_р$ | – | полезная нагрузка |
| V | – | скорость колесной машины в данных дорожных условиях |
| $u_h$ | – | часовой расход топлива |
| l | – | оперативный запас хода |
| П | – | показатель полезной производительности |
| $\eta_d$ | – | коэффициент тяговой эффективности |
| V | – | действительная скорость машины |
| Vt | – | теоретическая скорость машины |
| F | – | тяговая сила |
| $\sum R$ | – | результирующая сила сопротивления движению |
| i | – | коэффициент буксования |

| | | |
|---|---|---|
| $P$ | – | мощность, вырабатываемая двигателем |
| $\eta_t$ | – | коэффициент полезного действия трансмиссии |
| $\eta_m$ | – | коэффициент эффективности движения |
| $\eta_s$ | – | коэффициент эффективности проскальзывания |
| $\eta_{tr}$ | – | удельная транспортная эффективность |
| $W_p$ | – | полезная нагрузка |
| P | – | мощность двигателя колесной машины |
| $F_{fш}$ | – | сила сопротивления движению от потерь на деформацию шины |
| $F_{fс}$ | – | сила сопротивления движению от смятия грунта при движении по снегу |
| $F_{fб}$ | – | сила сопротивления движению от сдвига грунта (бульдозерный эффект) |
| $F_{fэ}$ | – | сила сопротивления движению от экскавационного погружения колеса в грунт |
| $F_{т\varphi_x}$ | – | максимальная сила сцепления колеса с грунтом |
| $\varphi_p$ | – | коэффициент трения резины по снегу |
| $k_н$ | – | коэффициент насыщенности протектора |
| $A_к$ | – | площадь пятна контакта |
| $p_{ср}$ | – | среднее давление в пятне контакта |
| $F_т$ | – | сила тяги на крюке транспортного средства |
| Fк | – | подводимая от двигателя к колесам машины тяговая сила |
| S | – | коэффициент буксования |
| S1 | – | коэффициент буксования передних колес |
| S2 | – | коэффициент буксования задних колес |
| Ai | – | коэффициенты регрессии, (см3/г)i |
| ε | – | относительная деформация |
| T | – | температура снега |
| $b$ | – | ширина колеи |
| $\gamma$ | – | коэффициент начальной жесткости снега |

| | | |
|---|---|---|
| $h_{max}$ | – | коэффициент, характеризующий величину деформации снега при давлениях, соответствующих максимальному уплотнению |
| $q_{max}$ | – | максимальное давление в контакте колеса с опорной поверхностью |
| ТС | – | транспортное средство |
| ДВС | – | двигатель внутреннего сгорания |
| КП | – | коробка передач |
| $f_0$ | – | коэффициент сопротивления качению колес в ведомом режиме при малых скоростях движения и отсутствии боковых сил |
| $K_м$ | – | коэффициент пропорциональности |
| $\lambda_к$ | – | коэффициент тангенциальной эластичности шины |
| $r_{ко}$ | – | радиус качения колес в ведомом режиме |
| $M_{ко}$ | – | крутящий момент в ведомом режиме |
| $\lambda_n$ | – | постоянный коэффициент зависящий от конструкции ходовой части автомобиля |
| $P_\delta$ | – | боковая сила |
| $G_a$ | – | полный вес автомобиля |
| $\delta_y$ | – | угол бокового увода |
| $P_к$ | – | мощность, подводимая к ведущим колесах автомобиля |
| $P_\psi$ | – | мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления дороги |
| $P_w$ | – | мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления воздуха |
| $P_a$ | – | мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону |
| $p_i$ | – | среднее индикаторное давление в цилиндрах двигателя |
| $i$ | – | число цилиндров двигателя |
| $V_h$ | – | рабочий объем одного цилиндра |
| $F_м$ | – | механические потери в двигателе |
| $\omega_e$ | – | угловая скорость коленчатого вала двигателя |
| $U_{тр}$ | – | передаточное число трансмиссии |
| $K_e$ | – | коэффициент, учитывающий степень использования угловой скорости двигателя |
| $K_u$ | – | коэффициент, учитывающий степень использования мощности двигателя |
| $g_e$ | – | удельный эффективный расход топлива |
| $g_{ep}$ | – | удельный расход топлива при номинальной мощности двигателя |
| $K$ | – | Коэффициент приспособляемости двигателя внутреннего сгорания |

| | | |
|---|---|---|
| $T_{e\max}$ | – | максимальный крутящий момент двигателя по внешней скоростной характеристике |
| $T_{ep}$ | – | крутящий момент двигателя при его максимальной мощности |
| $D$ | – | Диапазон передаточных чисел низшей и высшей передач. |
| $V_{amax}$ | – | максимально-устойчивая скорость движения автомобиля |
| $V_{amin}$ | – | минимально-устойчивая скорость движения автомобиля |
| $\psi_{max}$ | – | максимальное дорожное сопротивление на первой передаче |
| $\psi_{в}$ | – | максимальное дорожное сопротивление на высшей передаче |
| $D_v$ | – | относительный скоростной диапазон |
| $U_к$ | – | средневзвешенное передаточное число на данном маршруте |
| $U_{кi}$ | – | передаточное число трансмиссии |
| $l_i$ | – | протяженность участка дороги |
| $\psi_i$ | – | суммарное дорожное сопротивление |
| $G_t$ | – | часовой расход топлива за $j$-й промежуток времени при разгоне проектируемого автомобиля с полностью открытой дроссельной заслонкой |
| $m_a$ | – | полная масса автомобиля |
| $A_э$ | – | эффективности работы автомобиля |
| $m_г$ | – | масса полезного груза |
| $V_{ср}$ | – | средняя скорость движения |
| $A_n$ | – | энергия израсходованного топлива |
| $\eta_{эф_i}$ | – | коэффициент эффективности |
| $U_0$ | – | передаточное число главной передачи |
| $r_k$ | – | кинематический радиус |
| $n_{ev}$ | – | обороты двигателя при максимальной скорости |
| $U_k$ | – | кинематическое передаточное число высшей (предшествующей) передачи коробки передач |
| $U_p$ | – | кинематическое передаточное число высшей передачи в раздаточной коробке |
| $P_{ev}$ | – | Мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля со скоростью $V_{amax}$ |
| $\psi_V$ | – | суммарный коэффициент дорожного сопротивления движению автомобиля со скоростью $V_{amax}$ |
| $U_{k1}$ | – | кинематическое передаточное число первой передачи |

| | | |
|---|---|---|
| $G_a$ | – | вес автомобиля |
| $r_д$ | – | динамический радиус колеса |
| $U_{рн}$ | – | кинематическое передаточное число раздаточной коробки на низшей передаче |
| $\psi_{max}$ | – | Максимальная величина суммарного дорожного сопротивления |
| $\varphi_x$ | – | коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой |
| $m_{сц}$ | – | сцепной вес автомобиля |
| $m_{R1}$ и $m_{R2}$ | – | коэффициенты изменения нормальных реакций |
| $m_{a1}$ и $m_{a2}$ | – | части полной массы автомобиля, приходящаяся соответственно на переднюю и заднюю ось |
| $U_{k1V}$ | – | Кинематическое передаточное число |
| $n_{emin}$ | – | минимально устойчивые рабочие обороты двигателя |
| $U_{km}$ | – | передаточные числа коробки передач на промежуточных передачах |
| $g_{emin}$ | – | удельный расход топлива |
| $u_{днр}$ | – | Передаточное число низшей передачи раздаточной коробки |
| $u_{днv}$ | – | Передаточное число высшей передачи раздаточной коробки |
| $d_{дел}$ | – | Диапазон передаточных чисел делителя |
| $d_{демул}$ | – | диапазон передаточных чисел демультипликатора |
| $H_к$ | – | показатель контактной несущей способности шестерен |
| $H_{из}$ | – | показатель несущей способности по изгибу |
| $A$ | – | межосевое расстояние |
| $b$ | – | ширина зубчатого венца шестерни |
| $M$ | – | крутящий момент на шестерни |
| $n$ | – | число промежуточных валов |
| $I$ | – | передаточное число расчетной пары |
| $I_ш$ | – | передаточное число от входного вала до шестерни |
| $Д_{из}$ | – | Относительное увеличение или уменьшение долговечности по отношению к сравниваемому аналогу |
| $H_{к.анал}$ | – | значение показателя контактной несущей способности для сравниваемого аналога |
| $H_к$ | – | показатель несущей способности для планетарного механизма |
| $p$ | – | число сателлитов |
| $I_п$ | – | передаточное число планетарного механизма |
| $I_ш$ | – | передаточное число от первичного вала к солнечной шестерне |

| | | |
|---|---|---|
| $\omega_{еотн}$ | – | величина, пропорциональная угловой скорости двигателя |
| $\alpha_н$ | – | нагрузка на двигатель |
| $n$ | – | максимальная степень |
| $A_{ij}$ | – | коэффициент регрессии, соответствующий *i*-й степени оборотов, *j*-й степени нагрузки, определяемый на основе метода наименьших квадратов |
| $P_e$ | – | аппроксимируются мощность |
| $G_t$ | – | часовой расход топлива |
| $V_{магхолм}$ | – | Наибольшая скорость на магистрально-холмистой дороге |
| $p_i$ | – | вероятность появления уклона *i* |
| $s$ | – | число рассматриваемых участков дороги |
| $V_{maxi}$ | – | максимальная скорость движения на *i*-том уклоне |
| $d$ | – | Показатель разгона, предложенный А.Н. Нарбутом и др. |
| $T_p$ | – | время разгона до заданной конечной скорости $V_к$ автомобиля |
| $S_p$ | – | путь разгона автомобиля |
| $V_k$ | – | конечная скорость разгона |
| $\eta_{эф}$ | – | Суммарный коэффициент эффективности работы автомобиля в циклах |
| $\eta_{эфгор}$ | – | коэффициент эффективности работы автомобиля в городском цикле |
| $\eta_{эфмаг}$ | – | коэффициент эффективности работы автомобиля в магистральном цикле |
| $\eta_{эфевр}$ | – | коэффициент эффективности работы автомобиля в рабочем цикле |
| $\eta_{эф_i}$ | – | Коэффициент эффективности работы автомобиля |
| $V_{cpi}$ | – | средняя скорость движения в *i*-м цикле |
| $Q_{si}$ | – | расход топлива в *i*-м цикле |
| $\rho_m$ | – | плотность топлива |
| $C$ | – | коэффициент, зависящий от типа топлива |
| $Q_{sp}$ | – | Расход топлива при разгоне |
| $Q_{s}\Sigma$ | – | Суммарный расход топлива на магистрально-холмистой дороге |
| $K_1$, $K_2$, $K_3$ | – | коэффициенты значимости показателей |
| $Q_{sмаг-холм}$ | – | расход топлива на магистрально-холмистой дороге |
| $Qs_{V1}$, $Qs_{V2}$ | – | расходы топлива при скоростях движения $V_1$ *и* $V_2$ |
| $p_i$ | – | функция распределения рельефа местности |
| $m$ | – | среднее значение распределения |

| | | |
|---|---|---|
| $D$, $D_1$ | – | постоянные коэффициенты, зависящие от категории рельефа |
| $T$ | – | энергия автомобиля |
| $Q_j$ | – | обобщенные силы, действующие на автомобиль |
| $П_k$ | – | потенциальная энергия деформации шины |
| $\eta_i$ | – | величина бокового смещения точки контакта колеса с дорогой |
| $\eta_{1i}$ | – | угол скручивания шины при повороте обода колеса вокруг вертикальной оси |
| $\psi$ | – | угол наклона колеса относительно вертикального положения |
| $n$ | – | число обобщенных координат без учета деформации колес |
| $M_m$ | – | момент трения в сцеплении |
| $M_{fi}$ | – | момент сопротивления качению колес $i$-й оси, связанный с сухим внутренним трением элементов деформируемых колес |
| $I_e$ | – | момент инерции вращающихся масс двигателя |
| $I_{mp}$ | – | суммарный приведенный момент инерции деталей трансмиссии |
| $I_p$ | – | момент инерции одного колеса |
| $\varphi_e$ | – | угол поворота коленчатого вала двигателя |
| $\varphi_a$ | – | угол поворота ведомой части сцепления и $i$-й оси колес |
| $F_m(t)$ | – | функция, характеризующая закон изменения передаваемого через муфту сцепления момента трения |
| $M_{мmax}$ | – | максимальное значение момента трения муфты сцепления |
| $T_m$ | – | параметр, характеризующий быстроту включения сцепления |
| $F_в$ | – | сила сопротивления воздуха |
| $F_{mp}$ | – | сила трения в трансмиссии, приведенная к колесам |
| $c_{iX}$ | – | коэффициент тангенциальной жесткости шин $i$-й оси |
| $\xi_{0i}$ | – | продольная деформация шин $i$-й оси колес в контакте их с дорогой |
| $c_{mp}$ | – | жесткость трансмиссии, приведенная к первичному валу коробки |
| $\nu_{1,2}$ | – | силовой коэффициент упругости колес |
| $R_{z2}$ | – | нормальная реакция на ведущих колесах |
| $\gamma$ | – | угол продольного уклона дороги |
| $f$ | – | коэффициент сопротивления качению |
| $K_\varphi$ | – | коэффициент сцепного веса |
| $r_0$ | – | радиус колеса в свободном стационарном режиме качения |
| $z$ | – | дополнительная деформация шин, возникающая из-за перераспределения нормальных реакций на колесах |

| | | |
|---|---|---|
| $\lambda_1^0$ и $\lambda_2^0$ | – | продольный и радиальный коэффициенты крипа (псевдоскольжения) |
| $r_{св}$ | – | свободный радиус колеса |
| $h_{max}$ | – | максимальная вертикальная деформация шины |
| $r_{k0}^m$ | – | радиус качения колеса в свободном стационарном режиме |
| $\varphi_{max}$ | – | максимальный коэффициент сцепления шины с дорогой |
| $\xi_{0max}$ | – | продольная деформация в точке контакта |
| $F_f$ | – | суммарная сила сопротивлению качения всех колес автомобиля |
| $F_{f1}$, $F_{f2}$ | – | силы сопротивлению качению передних и задних колес |
| $\omega_e, \alpha_н$ | – | параметры нагрузочного режима работы двигателя по угловой скорости вращения |
| $P_f$ | – | мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению |
| $P_i$ | – | мощность, затрачиваемая на преодоление подъема |
| $P_в$ | – | мощность, затрачиваемая на сопротивления воздуха |
| $P_a$ | – | мощность, затрачиваемая на сопротивление разгону |
| $P_{тр}$ | – | мощность, затрачиваемая на сопротивление трансмиссии |
| $K_c$ | – | коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя |
| $h$ | – | радиальная деформация шины |
| $G_{т.к}$ | – | количество выделяющихся токсичных компонентов |
| $c_{т.к.}$ | – | объемная доля токсичного компонента, взятая по анализу |
| $\Delta\tau$ | – | время работы двигателя на данном режиме |
| $\mu_{т.к.}$, $\mu_b$ | – | молекулярная масса токсичного компонента и отработавших газов |
| $AL(\omega_e, \alpha_н)$ | – | коэффициент избытка воздуха в горючей смеси на данном режиме |
| $H_т$ | – | доля водорода в топливе |
| $y$ | – | комплексный показатель оптимизации или выбросов отработавших газов |
| $x_i'$ | – | нормализованный фактор, характеризующей влияние квадратичного члена модели |
| $N$ | – | число опытов в плане |
| $\Phi_к(X)$ | – | целевая функция |
| $\Phi_к^-$ и $\Phi_к^+$ | – | нижнее и верхнее допустимое значение $к$-й целевой функции |
| $a_i$, $b_i$ | – | и верхняя границы изменения $i$-го фактора |
| $l$ | – | число функциональных ограничений |
| $g_j$ | – | функциональные ограничения |
| АД | – | Асинхронный двигатель |

| | | |
|---|---|---|
| АИН | – | Автономный инвертор напряжения |
| АКБ | – | Аккумуляторная батарея |
| АКД | – | Асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором |
| ЕН | – | Емкостной накопитель |
| И | – | Инвертор напряжения |
| КПД | – | Коэффициент полезного действия |
| ЛИА | – | Литий-ионные аккумуляторы |
| МДС | – | Магнитодвижущая сила |
| ПИ | – | Пропорционально-интегрирующий |
| ЭДС | – | Электродвижущая сила |
| DC/DC | – | Преобразователь переменного напряжения в переменное |
| DC/AC | – | Преобразователь постоянного напряжения в переменное |
| LCV | – | Легкие коммерческие автомобили |
| SOC | – | Коэффициент использования ёмкости аккумуляторных батарей |
| ИП | – | Источник питания |
| КЗ | – | Короткое замыкание |
| ФАПЧ | – | Фазовая автоподстройка частоты |
| ОНЗ | – | Основное номинальное значение для управления статическим преобразователем |
| STW | – | Управляющее слово |
| ZSW | – | Слово состояния |
| HIW | – | Основное фактическое значение |
| ПАИС | – | Программируемая аналоговая интегральная схема |
| ПЗУ | – | Постоянное запоминающее устройство |
| РН | – | регулятор напряжения |
| СУ | – | Сигналы управления |
| САВ | – | Переключаемый конденсатор |
| CPU | – | Центральный процессор |
| IGBT | – | Биполярный транзистор с изолированным затвором |
| ГН | – | Глобальная навигация |
| ГКНС | – | Глобальные космические навигационные системы |
| ЛН | – | Локальная навигация |
| МПО | – | Морские подвижные объекты |
| НАК | – | Навигационные автоматизированные комплексы |
| НИУ | – | Навигационные измерительные устройства |

| | | |
|---|---|---|
| ПО | – | Программное обеспечение |
| СУД | – | Системы управления движением |
| СТС | – | Спасательное транспортное средство |
| ТС | – | Транспортное средство |
| АСУБС | – | Автоматизированная система управления безопасным спуском |
| АСУБТП | – | Автоматизированные системы управления безопасностью технологических процессов |
| АСУТП | – | Автоматизированные системы управления технологическими процессами |
| АСУЭ | – | Автоматизированная система управления эвакуацией |
| ДР | – | Датчик расстояния |
| ЛА | – | Летательный аппарат |
| ЛПР | – | Лица, принимающие решение |
| IMO | – | Международная Морская Организация |
| МЛСП | – | Морские ледостойкие стационарные платформы |
| МПО | – | Морские подвижные объекты |
| МП | – | Место приводнения (приледнения) |
| МСП | – | Морские стационарные платформы |
| ПСА БС | – | Перспективная система автоматизированного безопасного спуска |
| ПБУ | – | Плавучие буровые установки |
| РЛС | – | Радиолокационная станция |
| РВД | – | Роторно-винтовой движитель |
| СККД | – | Система контроля крена и дифферента |
| СКУ | – | Система контроля и управления |
| ССП | – | Системы со структурированной подсветкой |
| СТЗ | – | Система технического зрения |
| СУД | – | Системы управления движением |
| СЭ | – | Системы эвакуации |
| СКС | – | Средство коллективного спасения |
| СМЛОП | – | Стационарный морской ледостойкий отгрузочный причал |
| ТОП | – | Типовые технологические операции |
| УСС | – | Универсальное спасательное средство |
| ЧС | – | Чрезвычайная ситуация |
| ШИКД | – | Шкаф индикации крена и дифферента |

# 1 Расчетно-экспериментальное исследование физико-механических свойств опорной поверхности с низкой несущей способностью и процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления со снегом

## 1.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о свойствах опорных поверхностей с низкой несущей способностью

Первой заметной работой в области движения механического транспорта по снегу были исследования, выполненные в 1922 г. Г. Шиблером. Работа была направлена на изучение причин, влияющих на образование колеи, как источник потерь на самопередвижение и, соответственно, на изучение тяговых сцепных свойств. Автором предложена зависимость для определения глубины колеи, учитывающая характеристики снежного массива и выжимание снега из-под гусениц. Позднее А.А. Крживицкий и А.П. Маевский показали, что формула, предложенная Г. Шиблером, дает весьма значительные расхождения между теорией и практикой.

Первыми монографиями, в которых изложены вопросы передвижения автотранспорта по снегу, являются работы А.А.Крживицкого, опубликованные в 1939 и 1949 годах [1.3, 1.4]. В них рассматриваются снег, как полотно пути; основные типы конструкций моторных саней и другие приспособления для механического передвижения по снегу; различные виды движителей.

Интенсивное развитие транспортных средств для передвижения по бездорожью требовало более фундаментального исследования свойств снега, как рабочей среды. Серьезным толчком, заставившим отечественных ученых вплотную заняться изучением процессов, происходящих в снеге при его деформировании различными машинами, послужили события в предвоенный период и Великая Отечественная война. Тогда появилась потребность в зимних полевых аэродромах, а также требовались машины для перевозки войск и военно-стратегических грузов, способные передвигаться по снежной целине. И.В. Крагельский [1.5] публикует фундаментальные работы по физико-механическим свойствам снежного покрова, по исследованию процессов уплотнения снега и зависимости его сопротивления деформации от температуры и размеров нагружаемой опорной поверхности.

Теории передвижения механического транспорта по снегу посвящена книга А.А. Крживицкого «Снегоходные машины» [1.4]. В ней даны сведения о физико-механических свойствах снега – плотности, твердости, жесткости, прилипания и примерзания. Рассмотрены теоретические расчеты гусеничных движителей снегоходных

машин в отношении проходимости, которые построены на основе понятий «гладкой» эпюры давления и «величины» среднего давления на снег.

Далее следует отметить значительный вклад в развитие теории снегоходных машин одного из основателей Нижегородской научной школы С.В. Рукавишникова [1.7]. В 1946-1951 годах совместно с А.Ф. Николаевым начаты серьезные исследования в области снегоходных машин по заказу Горьковского автомобильного завода, были разработаны и построены опытные образцы снегоболотоходных машин.

Начиная с пятидесятых годов, наряду с опытно-конструкторскими разработками С.В. Рукавишников начинает серьезно заниматься теоретическими исследованиями. В 1955 году на основе анализа взаимодействия гусеничного движителя со снегом, выявлены особенности проектирования гусеничного движителя и подбора передаточных отношений трансмиссии снегоходных машин [1.8]. В опубликованном им учебном пособии [1.7] рассматриваются физико-механические свойства снега, влияние их на несущую способность снежного полотна пути. Исследован характер протекания процессов при вертикальной деформации и горизонтальном сдвиге.

В 1959г. В.Ф. Бабковым, А.К. Бируля, В.М. Сиденко была опубликована монография, целиком посвященная проходимости колесных машин по грунту [1.8]. В книге рассматривается проблема проходимости колесных транспортных, строительных и тяговых машин по грунту.

Заслуженным вниманием пользуются известные монографии М. Беккера [1.9], который одним из первых изложил методы анализа систем «местность – машина» применительно к оценке проходимости машин. Рассмотрены физико-механические свойства грунтовых поверхностей, приборы и оборудование для их оценки. Подробно разобраны характер и физический смысл процесса «нагрузка – осадка» при вертикальной деформации грунта. Изучены процессы сдвига грунтов, возникающие при этом деформации и напряжения, с целью использования закономерностей сдвига грунтов для определения тягового усилия машины. Исследованы деформации грунтов при одновременном приложении горизонтальных и вертикальных нагрузок. Рассмотрены основные модели взаимодействия движителя машины с грунтом. Проведена оценка систем «местность-машина».

Важным этапом в развитии теории и расчета проходимости автомобилей является выход в 1972 и в 1981 г.г. монографий Я.С. Агейкина [1.11]. Показаны аналитические и экспериментальные методы оценки проходимости автомобилей, проведен анализ конструктивных элементов автомобиля. В целом, данные монографии оказали существенное влияние на дальнейшие работы в области проходимости автомобилей.

В.И. Пановым [1.12] было проведено исследование взаимодействия движителя снегоходной машины со снежным покровом, в том числе в условиях Антарктиды и возможных путей повышения тягово-сцепных качеств. Автор уделил особое внимание экспериментальным и теоретическим исследованиям влияние расположения геометрических параметров и формы снегозацепов на тягово-сцепные качества снегоходных машин.

Широкие исследования процессов погружения в снежный покров как штампов, так и реальных машин выполнены В.А. Малыгиным [1.13]. Автор предложил эмпирическую зависимость осадки от нагрузки, которая учитывает не только физико-механические свойства снежного покрова, но и размеры штампа. Заметным вкладом в развитие теории взаимодействия гусеничного движителя со снегом стала монография «Снегоходные машины», опубликованная сотрудниками лаборатории вездеходных машин НГТУ в 1986г. [1.14] и докторская диссертация Л.В. Барахтанова [1.15]. В них рассмотрены вопросы формирования снежного покрова и физические процессы, протекающие в нем, теоретически обоснована зависимость деформации снега от величины нагрузки и высоты снежного покрова.

Важным вкладом в развитие теории взаимодействия движителей транспортно-технологических машин с полотном пути стала фундаментальная работа В.Н.Наумова [1.16], посвященная формализации моделей взаимодействия движителя различной конструкции с опорными основаниями различных типов. В ней разработаны методологические основы такой формализации, которая включает в себя: формализацию модели грунтового основания; формализацию модели выбранного тина движителя; определение сил и моментов, действующих на движитель при взаимодействии его с грунтом.

В 1996 году Л.В. Барахтановым, В.В. Беляковым, В.Н. Кравцом опубликовано учебное пособие «Проходимость автомобиля» [1.17], которое, по сути, являлось монографией и представляло дальнейшее развитие фундаментальных работ по проходимости транспортных машин. С точки зрения анализируемого вопроса представляют интерес экспериментальные исследования средств повышения проходимости, устанавливаемых на автомобиле.

Крупной работой (1999г.), является докторская диссертация В.В.Белякова [1.18], которой рассмотрены эксплуатационные свойства транспортных средств, как функции параметров взаимодействия движителя с полотном пути, математические модели полотна пути, движителя и процесса их контактного взаимодействия эластичных движителей со снежным полотном пути и проходимости специальных машин на этих движителях по снегу.

Жесткие экологические требования в России, Канаде, США и ряде других стран запрещают использование транспорта, нарушающего целостность почвенного покрова северных биогеоценозов в летнее время, в связи с этим в работе С.Б. Шухмана [1.19]

установлено давление движителя на опорную поверхность, при котором не происходит разрушения поверхностного слоя почвы. Предельное давление на специальных природоохраняемых территориях, к каковым относится тундра не должно превышать 0,165 кг/см2.

В 2006г. опубликована монография И.О. Донато [1.20] «Проходимость колесных машин по снегу». В книге рассмотрены: физико-механические свойства снега, взаимодействие колесного движителя со снегом, представлена математическая модель движения колесной машины по снежной целине. Указанные материалы вошли в его докторскую диссертацию [1.21].

Среди более поздних исследований следует отметить докторские диссертации В.В. Ларина [1.22], Н.С. Вольской [1.23], В.И. Котляренко [1.24], А.А. Аникина [1.25].

В работе В.В. Ларина [1.22] рассмотрены методы анализа и прогнозирования параметров опорной проходимости многоосных колесных машин на местности с преобладающим количеством деформируемых опорных поверхностей. Предложены параметры взаимодействия эластичного колесного движителя и многоосного колесного транспортного средства с твердыми и деформируемыми опорными поверхностями при прямолинейном и криволинейном движении.

Работа Н.С. Вольской [1.23] посвящена разработке методов расчета опорно-тяговых характеристик колесных машин по заданным дорожно-грунтовым условиям в районах эксплуатации. Предложена методика оценки показателей проходимости многоосных колесных машин с учетом динамического воздействия неровной грунтовой поверхности.

В монографии В.И. Котляренко [1.24] изложены основные направления повышения проходимости колесных машин, приведены сведения о конструкциях конкретных устройств и механизмов, повышающих проходимость, дана их классификация. Показано влияние средств повышения проходимости на основные эксплуатационные показатели колесных машин.

В работах А.А. Аникина и Л.В. Барахтанова [1.25-1.31] обобщены деформационные и фрикционные свойства снежного покрова, представлены усовершенствованные математические модели взаимодействия движителей транспортных средств со снегом, введены новые критерии проходимости транспортных средств по снегу.

Следует отметить, что вопросы прямолинейного движения транспортных средств по снегу в указанных работах[1.11-1.31] исследованы довольно широко. Однако, в литературе практически отсутствуют публикации о поведении транспортных средств при криволинейном движении по снегу, о затратах энергии в этих крайне тяжелых режимах движения. Одними из первых научно-обоснованную методику оценки проходимости

колесных машин при криволинейном движении по снегу представил В.С. Макаров [1.32]. В своей работе он рассматривал формирование колеи двухосными полноприводными транспортными средствами 4х4, разработал алгоритм и методику расчета сил сопротивления движения.

Одними из последних работ (2010-2011 г.г), выполненных коллективом Нижегородской научной школы являются работы Л.В. Барахтанова [1.33], В.В. Белякова [1.34], А.Н. Блохина [1.35], А.А. Алипова [35] и других. В этих работах представлены новые экспериментальные данные о распределении нормальных давлений в пятне контакта, полученные при взаимодействии широкопрофильных шин сверхнизкого давления с опорными поверхностями. Отличительными особенностями данных работ является представление закона распределения нормальных давлений для широкопрофильных шин размерности 1300х600-533 моделей «ТРЭКОЛ» вездеходных транспортных средств, как по длине, так и по ширине контакта, при давлениях воздуха в шине 0,01-0,07 МПа.

В работе [1.33] представлены уточненные математические модели процесса взаимодействия колесных движителей, имеющие шины сверхнизкого давления, со слабонесущими опорными поверхностями. В статье [1.36] опубликованы последние данные о разработанном и созданном семействе транспортных средств на шинах сверхнизкого давления под руководством С.Е. Манянина (НГТУ). При разработке данных транспортных средств учитывалось многообразие существующих, разработанных и запатентованных конструкций. Патенты, полученные позднее 2000 года представлены в работах

Из зарубежных исследований следует отметить работы J.Y. Wong [1.10], H.B. Pacejka [1.37], S. Shoop [1.38], I.C. Schmid [1.39], D.M. Smith [1.40], Lee R. [1.41] и других выдающихся ученых. Ими предложены большое разнообразие расчетных моделей криволинейного движения транспортных средств (в том числе и пространственных) и моделей взаимодействия колесных движителей с полотном пути, отличающихся между собой количеством учитываемых параметров и способом представления реальных конструктивных особенностей в модели.

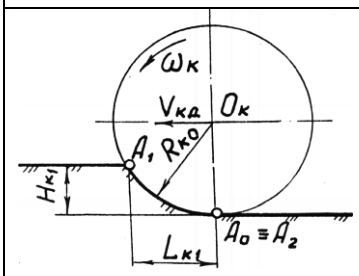
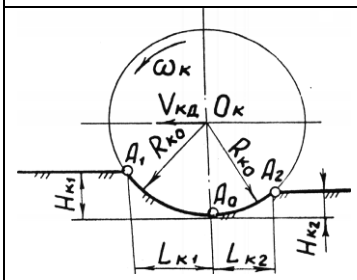
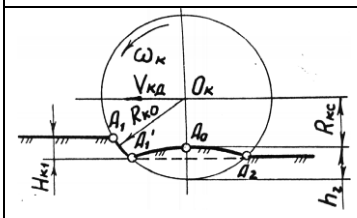
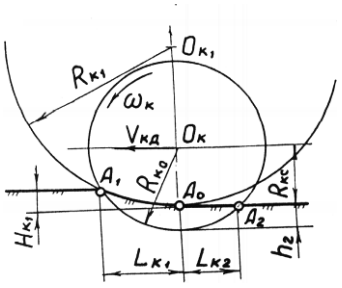
В работах J.Y. Wong [1.10] предложены различные критерии оценки характеристик эффективности работы внедорожных транспортных средств разных типов в зависимости от их функциональных требований.

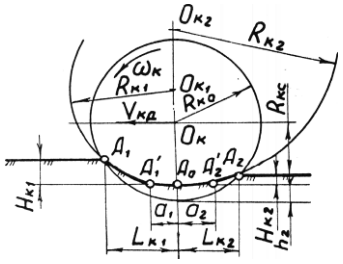
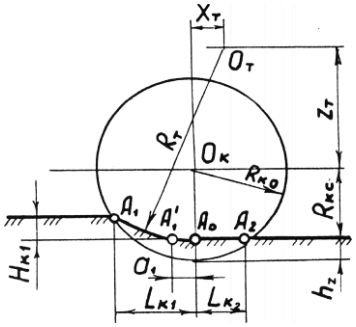
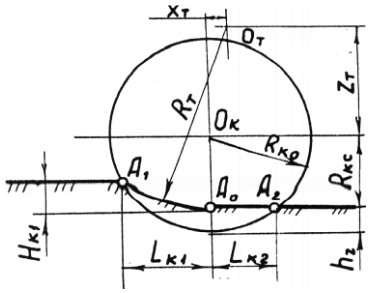
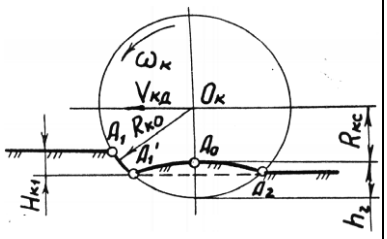
Одним из перспективных способов моделирования контактного взаимодействия колеса с опорной поверхностью является использование алгоритмов, основанных на методе конечных элементов (МКЭ), которые подробно освещены в работах S. Shoop [1.38], I.C. Schmid [1.39] и других исследователей. Из отечественных исследований в данном

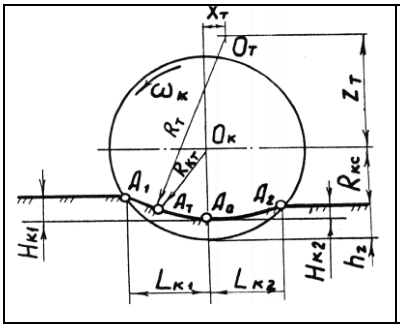
направлении следует отметить работу И.А. Соколова, А.В. Тумасова, Л.В. Барахтанова, В.И. Котляренко и других исследователей из НГТУ [1.42].

В данных работах предложены зависимости для описания модели контакта колеса с опорной поверхностью, которая используется при расчете глубины образуемой колеи. В таблице 1.1 представлены некоторые из этих моделей.

Таблица 1.1 - Формы контакта колеса с опорной поверхностью [1.2]

| Схема качения колеса | Математическая зависимость | Автор |
|---|---|---|
|  | $R_{к0}=[x^2+z^2]^{\frac{1}{2}}$<br>$L_{к1}=0{,}5[2R_{к0}H_{к1}-H_{к2}{}^2]^{\frac{1}{2}}$ (1.1) | Летошнев М.Н. [1.61] |
|  | $R_{к0}=[x^2+z^2]^{\frac{1}{2}}$<br>$L_{к1}=0{,}5[2R_{к0}H_{кi}-H_{кi}{}^2]^{\frac{1}{2}}$ (1.2) | Саакян С.С. [1.104] |
|  | $R_{к0}=[x^2+z^2]^{\frac{1}{2}}$<br>$L_{к1}=0{,}5[2R_{к0}(H_{к1}+h_z)-(H_{к2}+h_z)^2]^{\frac{1}{2}}$<br>$z=R_{кс}$<br>$a=(0{,}7\div 0{,}75)[R_{к0}{}^2-R_{кс}{}^2]^{\frac{1}{2}}$<br>$L_{к2}=a$<br>$R_{кс}=R_{к0}-h_z$ (1.3) | Агейкин Я.С. [1.2,1.50] |
|  | $R_{к1}=R_{к0}[1+(h_z/H_{к1}]$<br>$L_{к1}=0{,}5[2R_{к0}(H_{к1}+h_z)-(H_{к0}+h_z)^2]$<br>$z=R_{кс}$<br>$L_{к2}=0{,}5[2h_zR_{к0}-h_z^2]^{\frac{1}{2}}$ (1.4) | Бабков В.Ф. Маршак А.Л.[1.62,1.63] |

| | | |
|---|---|---|
|  | $R_{к1} = R_{к0}[1 + (h_z / H_{к1}]$<br>$L_{к1} = 0{,}5[2R_{к0}(H_{к1} + h_z) - (H_{к0} + h_z)^2]^{\frac{1}{2}}$<br>$z = R_{кс}$<br>$a_1 = [2R_{к0}(h_z - 2m!)]^{\frac{1}{2}}$<br>$a_2 = a_1[R_{к2} / R_{к1}]^{\frac{1}{2}}$<br>$L_{к2} = 0{,}5[2h_z R_{к0} - h_z^2]^{\frac{1}{2}}$ (1.5) | Ульянов Н.А. [1.56] |
|  | $R_\tau = f(x, z)$<br>$L_{к1} = 2[R_{к0}(H_{к1} + h_z) - (H_{к1} + h_z)^2]^{\frac{1}{2}}$<br>$a_1 + L_{к2} = R_{к0}\alpha_0 + [2R_{к0}H_{к1}]^{\frac{1}{2}}$<br>$tg\alpha_0 = [\frac{2R_{к0}H_{к1} - H_{к2}}{R_{к0} - H_{к1}}]^{\frac{1}{2}}$ (1.6) | Кнороз В.И. [1.1] |
|  | $Z = H_{к1}[1 - \exp(-L_{к1} / C_{ex})\{1 -$<br>$- \exp[-(L_{к1} - x) / C_{ex}]\}$<br>$L_{к1} = [R_{к0}{}^2 - (R_{кс} - H_{к1})^2]^{\frac{1}{2}}$<br>$L_{к2} = [R_{к0}{}^2 - R_{кс}{}^2]^{\frac{1}{2}}$ (1.7) | Наумов В.Н., Рожденственский Ю.Л., Машков К.Ю. [1.64,1.65] |
|  | $x = 10^{0,5}(0{,}28 + 0{,}58K_r{}^{0,5})[R_{к0}(h_\Gamma - 2)]^{0,75}$<br>$y = \pm\left(\frac{1}{2}\right)B$<br>$B = (1{,}1 \div 1{,}2)в_{пр}$<br>$K_r = h_z \cdot R_{к0}{}^{-1}$<br>(1.8) | Кошарный Н.Ф. [1.43] |
| | $A_1 X^{a_1} z^{a_1} + \ldots + A_к X_1{}^{a_к} z^{a_к} = 0$ (1.9) | Левин М.А. Бойков В.П. Фуфаев Н.А. [1.66,1.67] |

| | | |
|---|---|---|
|  | $A_1\prod_{i=1}^{n}x_1^{a_{1i}}+\ldots+A_к\prod_{i=1}^{n}x_i^{a_{ki}}=0$ (1.10) | Беляков В.В. [1.103] |

Как видно из таблицы нет единой универсальной зависимости, но все они имеют место быть и их выбор осуществляется в соответствии с условиями движения и типом опорного основания.

Так же существует множество зависимостей предлагаемых исследователями для описания модели деформируемости грунта, от которой зависит одно из важнейших свойств это наибольшая преодолеваемая глубина снежной целины, а при этом различные исследователи используют разные модели и различные допущения. В таблице 4.2 представлены некоторые из этих моделей.

Таблица 1.2. Зависимость погружения штампа от нагрузки [1.42]

| № | Расчетная зависимость | Принятые значения | Автор |
|---|---|---|---|
| 1. | $p=\frac{2Ep_sh_r}{2Eh_r+\pi abJQ_1p_s}$ (1.11) | E – модуль деформации;<br>ps – несущая способность;<br>hr – деформация грунта;<br>b – ширина штампа;<br>J – коэффициент, учитывающий соотношение длины и ширины штампа;<br>a, Q1 – параметры грунта. | Я.С.Агейкин [1.2] |
| 2. | $h=H\left[1-\frac{Q}{h}\left(\frac{1}{Q_1}+\frac{1}{Q_2}+\ldots+\frac{1}{Q_n}\right)\right]$ ( 1.12) | H – высота снежного покрова;<br>Q0 – начальная плотность снега; Qi – послойная плотность сжатого снега. | А.С.Антонов [1.68] |
| 3. | Для случая текучести:<br>$h=\frac{p}{k_0\left(1-\frac{B_0}{B}\right)\left(1-\frac{p^2}{p_m^2}\right)}$ (1.13) | B – ширина штампа;<br>B0 – характерная ширина;<br>pm, hm – постоянные интегрирования<br>k0 – характеристика, | А. Ассур [1.71] |

| | | | |
|---|---|---|---|
| | Для случая уплотнения:<br>$p = \frac{k_0\left(1-\frac{B_0}{B}\right)h}{\left(1-\frac{h^2}{h_m^2}\right)}$ (1.14) | выраженная через коэффициент линейного изменения соответствующей переменной (h или p). | |
| 4. | $p = p_0 + C_Z$ (1.15) | p0 – начальное сопротивление;<br>Cz – константа грунта. | В.Ф.Бабков [1.72] |
| 5. | $q = \left(ck_c + \gamma в k_\varphi\right)\left(\frac{h}{в}\right)^{\mu}\left(1 + c_n \cdot h'^m\right)$ (1.16) | c – сцепление;<br>γ – объемный вес грунта;<br>h – деформация грунта;<br>в – ширина штампа;<br>h´ – скорость внедрения штампа в грунт;<br>кс, кφ, cn, m – эмпирические коэффициенты. | А.Ф.Батанов, Н.А.Забавников, А.В.Мирошниченко, В.Н.Наумов [1.73] |
| 6. | $p = \left(k_\varphi + \frac{k_c}{b}\right)z^n$ (1.17) | b – ширина штампа;<br>kφ, kc – модули трения и сцепления, соответственно;<br>n – константа, зависящая от грунта. | М.Беккер [1.69] |
| 7. | $p = c\sqrt{h}$ (1.18) | h – погружение;<br>c – константа грунта. | Р.Бернштейн [1.76] |
| 8. | $Q = cbh^{\mu}\left(1-\frac{\mu}{3}\right)\sqrt{Dh}$ (1.19) | h – погружение;<br>b – ширина штампа;<br>D – диаметр;<br>c – коэффициент осадки;<br>μ – характеристика свойств грунта | А.К.Бируля [1.74] |
| 9. | $z = z_w\left[1-\exp\left(\frac{-p}{p_w}\right)\right]$ (1.20) | p – давление;<br>z – осадка;<br>zw, pw – параметры грунта, величина которых определяется экспериментально. | Д.Вонг, М.Гарбер, Д.Престон-Томас [1.75] |

| | | | |
|---|---|---|---|
| 10. | $p = c \cdot h$ (1.21) | C - коэффициент постели;<br>h – погружение штампа. | Э.Винклер, Н.И.Фусс [1.77] |
| 11. | $p = \varepsilon\left(\frac{h}{cH}\right)^n$ (1.22) | H – высота снежного покрова;<br>ε,c,n – коэффициенты, определяемые опытным путем. | ГГИ [1.77] |
| 12. | $h = \sqrt[\alpha 3]{\frac{9Q^2}{4b^2DC^2}}$ (1.23) | B – ширина колеса;<br>D – диаметр колеса;<br>C – сопротивление грунта вдавливанию. | Герстнер [1.77] |
| 13. | $h = \left[\left(\frac{2}{3}\right)V_0^2 \cdot \gamma_s \cdot g^{-1} + \frac{1}{2}V_0 \cdot V_n \gamma_s \cdot g^{-1}\right]$ (1.24) | $\gamma_s$ – объемный вес грунта;<br>V0 – скорость деформирования грунта;<br>Vn – скорость распространения пластической деформации; c – опытный коэффициент. | Гуэнь-Ди-Хуа [1.78] |
| 14. | $p = \frac{c\pi}{D} \cdot h$ (1.25) | c – эмпирический коэффициент;<br>D – диаметр. | К.Е. Егоров [1.79] |
| 15. | $p = (K + K_V V)h^{\mu}$ (1.26) | K, KV – опытные коэффициенты. | Е.В. Иванов [1.80] |
| 16. | $p = (c + c_{\upsilon} \cdot z) \cdot z$ (1.27) | C, Cυ – коэффициенты пропорциональности;<br>z - погружение. | А.Ю. Ишлинский [1.81] |
| 17. | $p = p_S + \left(\frac{k_c}{b} + k_{\varphi}\right)z^{\mu}$ (1.28) | kc, kφ, μ – эмпирические коэффициенты;<br>pS – начальное сопротивление. | Л. Карафанз [1.80] |
| 18. | $h = \sqrt[k]{\frac{p}{A}}$ (1.29) | k, A – коэффициенты, определяемые опытным путем. | Д.К. Карельских, М.Н.Кристи [1.82] |
| 19. | $p = p_0 th\frac{K_0}{P_0} \cdot h$ (1.30) | h – погружение;<br>k0 – коэффициент объемного сжатия. | В.В. Кацыгин [1.83] |

| | | | |
|---|---|---|---|
| 20. | $p = (p_0 + CV_0)\,\mathrm{tg}\,\frac{K_0 + mV_0}{p_0 + cV_0}h$ (1.31) | C, m – опытные коэффициенты; V0 – скорость вертикальной деформации. | В.В.Кацыгин Е.С.Мельников [1.83] |
| 21. | $P = N_1 \rho g \beta + N_2 \rho g \cdot h$ (1.32) | ρ – плотность грунтов; g – ускорение силы тяжести; N1, N2 – опытные коэффициенты. | А.Л. Кемурджиан [1.84] |
| 22. | $h = \frac{3 \cdot \beta \cdot Q}{2 \cdot 2c\sqrt[3]{R \cdot b \cdot \beta}}$ (1.33) | β – константа; c – коэффициент пропорциональности; R – радиус колеса; b – ширина колеса. | А.С. Кондратьева, А.Ю. Ишлинский [1.85] |
| 23. | $p = p_0\left(1 - e^{\frac{h}{L}}\right)$ (1.34) | $p_0$ – несущая способность грунта; L – константа; h – погружение. | С.С. Корчунов [1.86] |
| 24. | $p = \left(k_\varphi + \frac{k_c}{B^m}\right)z^\mu$ (1.35) | kφ, kc, m, μ – параметры грунта, определяемые экспериментально; B – ширина штампа. | Н.Ф. Кошарный [1.87] |
| 25. | $p = c \cdot h^n$ (1.36) | c; n – константы грунта; h – глубина погружения. | М.Н. Летошнев, В.П. Горячкин [1.80] |
| 26. | $p = \frac{E}{\Omega\sqrt{F}\left(1 - \mu^2\right)}$ (1.37) | E – модуль деформации; Ω – коэффициент, учитывающий форму штампа; F – площадь штампа; μ – коэффициент Пуассона. | М.Н. Летошнев Н.Н.Иванов [1.87] |
| 27. | $h = \frac{k_1}{p} + k_2$ (1.38) | P – давление; k1, k2 – эмпирические коэффициенты. | А.П. Маевский [1.88] |

| | | | |
|---|---|---|---|
| 28. | $p = x_1 b + x_2 + x_3 h$ (1.39) | b – ширина штампа;<br>x1, x2, x3 – эмпирические коэффициенты. | Н.Н. Маслов [1.89] |
| 29. | $h = \frac{q}{\left(\frac{1}{h_{max}}\right) q + \gamma}$ (1.40) | q – давление;<br>γ – коэффициенты начальной жесткости снега;<br>hmax – предельное погружение. | В.А.Малыгин [1.90] |
| 30. | $p = p_0 \sin \frac{c}{p_0} z$ (1.41) | z – погружение;<br>c – константа грунта. | В.И. Новочихин [1.91] |
| 31. | $p = \frac{E\sqrt[3]{L^2 b}}{1{,}12\left(1-\mu^2\right) bL}$ (1.42) | E – модуль деформации;<br>b – ширина штампа;<br>μ – коэффициент. | Ф.А.Опейко, А.Г.Гинз-бург [1.92] |
| 32. | $p = \left[ C_1 + 4\left(C_2 C_3\right)^{\frac{1}{2}} \cdot D^{-1} + 8 C_3 \cdot D^{-2} \right]^{-1}$ (1.43) | C1, C2, C3 – параметры грунта;<br>D – диаметр. | Пастернак [1.90] |
| 33. | $h = \frac{b}{c} Ln \frac{\left(p + p_0\right) p_s}{\left(p_s - p\right) p_0}$ (1.44) | p0 – давление, соответствующее начальной плотности грунта;<br>ps – несущая способность грунта;<br>b – ширина штампа;<br>c – константа. | Г.И. Покровский [1.93] |
| 34. | $p = \frac{C_0}{\eta}\left(e^{\eta h} - 1\right)$ (1.45) | P – среднее давление на грунт;<br>$C_0$ – начальный коэффициент постели;<br>η – величина, обратная коэффициенту сжимаемости. | И.С.Поляков М.З.Нафиков [1.94] |
| 35. | $q = \left(c k_c + \gamma b k_\varphi\right)\left(\frac{h}{b}\right)^{\mu}$ (1.46) | c – сцепление;<br>γ – объемный вес грунта;<br>h – деформация грунта;<br>b – ширина штампа;<br>kc, kφ, μ – эмпирические коэффициенты. | А. Риис [1.95] |

| | | | |
|---|---|---|---|
| 36. | $p = c\left(\frac{h}{D}\right)^{\mu}$ (1.47) | D – диаметр штампа;<br>c – параметр грунта;<br>μ – коэффициент. | С.С. Саакян [1.96] |
| 37. | $h = \frac{2p_0 H\alpha}{1+\varepsilon}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{1}{\mu_n^z}\left(1-e^{-\mu_n^2\frac{dt}{H^2}}\right)$ (1.48) | H – толщина сжимаемого слоя;<br>α, ε – коэффициенты уплотнения и пористости;<br>t – время;<br>p0 – нормальное давление. | В.А. Скотников [1.97] |
| 38. | $p = 0{,}04 \cdot V_H \xi V_0^2 \cdot ch^{\mu}$ (1.49) | Vн – скорость распространения волн напряжения;<br>V0 – скорость деформирования грунта;<br>c, μ – опытные коэффициенты. | Э.М. Стрельцов [1.98] |
| 39. | $p = p_0\left(e^{L\alpha}-1\right)$ (1.50) | p0 – начальное сопротивление;<br>L – константа;<br>α – относительная деформация. | М.Н.Троицкая [1.98] |
| 40. | $p = \frac{\gamma \cdot b}{A^n \cdot B}\left(\frac{z}{S}\right)^n$ (1.51) | S – периметр штампа;<br>b – ширина штампа;<br>γ, n – параметры, характеризующие грунт. | Е.Хегедус, Д.Листон [1.80] |
| 41. | $h = a_c\tau_c + a_n\left(\tau_n - \tau_c\right)^m$ (1.52) | $\tau_c$ – напряжение, не превосходящее начальной прочности структурных связей;<br>$\tau_n - \tau_c = \tau$ — действующее нормальное напряжение, обусловленное деформацией грунта при частичном или полном нарушении структурных связей;<br>αc, αn, m – коэффициенты, определенные опытным путем. | Н.А. Цытович [1.99] |
| 42. | $p = A(t)\left(\frac{h}{D}\right)^{\mu(t)}$ (1.53) | A(t), μ (t) – параметры грунта;<br>D – диаметр. | Черкасов-Клейн [1.79] |

| | | | |
|---|---|---|---|
| 43. | $h=\begin{cases} H-\frac{2}{3}b\frac{\rho_H}{\rho_n}, & H>\frac{2}{3}b \\ H\left(1-\frac{\rho_H}{\rho_n}\right), & H<\frac{2}{3}b \end{cases}$ (1.54) | H – высота снежного покрова; b – ширина штампа; ρH – плотность снега, составляющего уплотненное ядро; ρn – величина предельной плотности снега. | А.С. Ширков [1.100] |
| 44. | $p=8{,}28\left(1-\mathrm{e}^{-\frac{h}{bk}}\right)$ (1.55) | b – ширина штампа; k – опытный коэффициент. | И. Эванс [1.101] |
| 45. | $p=\left(p_i+\frac{H}{R_h}\right)+\left(\frac{k_c}{R_h}+k_\varphi\right)z^n$ (1.56) | Rh – отношение площади к периметру; kc, kφ, n – параметры, характеризующие грунт. | Д.Эрлих, А.Сейл [1.80] |
| 46. | $p=E\left(1-V^2\right)^{-1}z$ (1.57) | E – модуль деформации; V – коэффициент Пуассона. | Черкасов, Синицын [1.29] |
| 47. | $p=\gamma_S D\cdot f\left(\Phi_1 zD^{-1}\right)$ (1.58) | $\gamma_S$ – объемный вес грунта; D – диаметр. | В.А. Ярошенко, Е.А. Тюннев [1.2] |
| 48. | $p=p_0\cdot e^{K\cdot K_b\cdot\frac{h}{H}}$ (1.59) | p0 – несущая способность; H – высота снега; k; kb – коэффициенты, характеризующие снег. | В.М. Янкин [1.102] |

При исследовании таких параметров вездеходной машины как: полная сила тяги, свободная сила тяги, сила тяги на крюке, удельная сила тяги на крюке необходимо учитывать упорные свойства опорной поверхности – сопротивление снега сдвигу.

При исследовании сопротивления снега сдвигу было предложено множество зависимостей аппроксимирующих этот процесс (таблица 1.3).

Несмотря на то, что в теории сдвига имеется больше согласия, чем в теории смятия, предложенные формулы не обладают универсальностью.

Таблица 1.3 Основные зависимости сопротивления материала основания сдвигу [1.103]

| № | Аппроксимационная зависимость | Автор и литературный источник |
|---|---|---|
| 1 | $\tau = C_0 + \sigma tg\varphi_0$ (1.60) | Ш.Кулон, А. Амонтон |
| 2 | $\tau = C_0 + \sigma^m tg\varphi_0$ (1.61) | Н.Ф. Кошарный, М.И. Шагомяло В.И. Михайленко, П.П. Самохвалов, С.Г.Вольский и другие [1.43]. |
| 3 | $\tau = Qs$ (1.62) | Р.Гук |
| 4 | $\tau = Q_1 s^m$ (1.63) | В.Ф.Бабков, А.К. Бируля, О.Т. Батраков [1.45] |
| 5 | $\tau = \sigma tg\varphi_w + \Sigma_w + C_0$ (1.64) | Н.Н.Маслов [1.89] |
| 6 | $\tau = \tau_n\left(1 - e^{Ls}\right)$ (1.65) | М.Н.Троицкая [1.46] |
| 7 | $\tau = \left(C_0 + \sigma tg\varphi_0\right)\left(1 - e^{s/\lambda_{\tau s}}\right)$ (1.66) | И. Джаноси, Б. Ханомото [1.47] |
| 8 | $\tau = \left(C_0 + \sigma tg\varphi_0\right)\left(s_m s^{-1}\right)^{1/2}$ (1.67) | В.Ф.Бабков, А.К.Бируля, В.М.Сиденко [1.48] |
| 9 | $\tau = \left(C_0 + \sigma tg\varphi_0\right)\left(1 - st^{-1}\right)\left(s_m s^{-1}\right)^{1/2}$ (1.68) | В.Ф.Бабков, А.К.Бируля, В.М.Сиденко [1.48] |
| 10 | $\tau = \tau_m s_m^{-1}\left(e^{1-K_2+\left(K_2^2-1\right)^{1/2}} K_1 s - e^{1-K_2-\left(K_2^2-1\right)^{1/2}} K_1 s\right)$ (1.69) $s = \delta j$ | М.Г.Беккер [1.69] |
| 11 | $\tau = \left(C_0 + \sigma tg\varphi_0\right)\left(1 - e^{\delta j/k}\right)$ (1.70) | М.Г.Беккер [1.69] |
| 12 | $\tau_n = C_0 + \sigma tg\varphi_0 - \sigma^{n-1/n}\left[\lambda b(n+1)\left(K_c b^{-1} + K_\varphi\right)^{1/n}\right]^{-1}$ (1.71) | М.Г.Беккер [1.69] |
| 13 | $\tau_1 = \left(e^{-Kas_0} - e^{Ks_0/a}\right)^{-1} \tau_m\left(e^{-K_1 a s_0} - e^{K_1 s/a}\right)$ (1.72) | С.В.Рукавишников [1.49] |
| 14 | $\tau_2 = \tau_m\left(1 - e^{-K_2 s}\right)$ (1.73) | С.В.Рукавишников [1.49] |

| | | |
|---|---|---|
| 15 | $\tau = \tau_{ср}\left(1 - e^{-K_\tau s/T}\right);$<br>$T = \left[\tau_m^{-1} + L_k\left(K_\tau s\right)^{-1}\right]^{-1};$<br>$\tau_{ср} = \sigma tg\varphi_0\left[1 + Б\, v\left(L_k N\right)^{-1}\right] + C_0\xi$ (1.74) | Я.С.Агейкин [1.50] |
| 16 | $\tau_{max} = K_н p\varphi_{ГР} + \left(1 - K_н\right)\left(ptg\varphi_0 + C_0\right)\left[1 + \right.$<br>$\left. + C_\Delta\left(h_Г - \Delta_{ПР}\right)^\eta\right];$ (1.75)<br>$p = Ep_s\left(h_Г + \Delta_{ПР}\right)\left\{E\left(h_Г + \Delta_{ПР}\right) + a_К b_{ПР}\, arctg\left[\left(H_Г - \right.\right.\right.$<br>$\left.\left.\left. - h_Г - \Delta_{ПР}\right)\left(a_К b_{ПР}\right)^{-1}\right]\right\}^{-1}$ | Я.С.Агейкин [1.50] |
| 17 | $\tau = \left[\tau_п^{-1} + t\left(E_{с\,д}\lvert s\rvert\right)\right]^{-1}$ (1.76) | Я.С.Агейкин [1.50] |
| 18 | $\tau = \left\{sE_{с\,д}\left[t\sigma tg\varphi_0 + C_0\left(t + s\right)\right]\right\}\left\{t\left[sE_{с\,д} + s\sigma tg\varphi_0 + \right.\right.$<br>$\left.\left. + C_0\left(t - s\right)\right]\right\}^{-1}$ (1.77) | Я.С.Агейкин [1.50] |
| 19 | $\tau = \left[\sigma tg\varphi_0 + C_0\left(1 - st^{-1}\right)\right]\left(1 + e^{-s/K_\tau t}\right)$ (1.78) | Я.С.Агейкин [1.51] |
| 20 | $\tau = 0{,}8e^{-K_1\delta l}\left[C_0 A + B\sigma tg\varphi_0\right]$ (1.79) | Л.В. Барахтанов, В.И.Ершов, А.П. Куляшов С.В. Рукавишников [1.3] |
| 21 | $\tau = 0{,}8e^{-K_1\delta l}\left(1 + hb^{-1}\right)\left[C_0 + \sigma tg\varphi_0\left(\pi/2\right)^{-1} arctg\left(bh^{-1}\right)\right]$ (1.80) | Л.В. Барахтанов, В.И. Ершов, А.П. Куляшов С.В. Рукавишников [1.6] |
| 22 | $\tau = ass_1^{-1}e^{(1-s)/s_1} + \sigma tg\varphi_0\left(1 - e^{s/s_2}\right)$ (1.81) | А.Села [1.69] |
| 23 | $\tau = \tau_n\left\{1 + a\left[ch\left(sK_\tau^{-1}\right)\right]^{-1}\right\}th\left(sK_\tau^{-1}\right);$<br>$\tau_n = f_{СК}\sigma$ (1.82) | В.В. Кацигин [1.52] |
| 24 | $\tau = f_{СК}\sigma\left\{1 + f_{ПР}\left[ch\left(sK_\tau^{-1}\right)\right]^{-1}\right\}th\left(sK_\tau^{-1}\right);$<br>$f_{ПР} = 2{,}55\left[\left(f_П - f_{СК}\right)f_{СК}^{-1}\right]^{0{,}825}$ (1.83) | В.В. Гуськов, В.В. Кацигин, В.П.Бойков, В.Н. Белковский, А.Ф. Опейко [1.53,1.54,1.55] |
| 25 | $\tau = \left\{\sigma tg\varphi_0 - C_0\left(1 - st^{-1}\right)\left[1 - e^{-\lvert s\rvert K_\tau}\right]\right\}$ (1.84) | Н.А.Ульянов[1.56] |

| | | |
|---|---|---|
| 26 | $\tau = \tau_{ТР} + \tau_{СД}$ ;<br>$\tau_{ТР} = V_{П}\left(\lvert V_{П}\rvert\right)^{-1}\left\lvert \varphi_{РГ} K_{Н} \sigma e^{-\left\lvert sK_{ТР}/t\right\rvert}\right\rvert$ ;<br>$\tau_{СД} = \left(1-K_{Н}\right)\left[C_0 \nu + \sigma tg\varphi_0\right] e^{-\left\lvert sK_{СД}/t\right\rvert} \cos\beta_{ГР}$ ; (1.85)<br>$K_{ТР} = 0{,}005\varphi_{IP}\,\delta$ ; $K_{СД} = 0{,}005\left(C_0\sigma^{-1} + tg\varphi_0\right)\delta$ ;<br>$\nu = 1 - st^{-1}$ | В.В. Беляков [1.102] |
| 27 | $\tau = \left[a + b\left(\nabla_t s\right)\right] e^{-C_v\left(\nabla_t s\right)} + d$ (1.86) | И.В. Крагельский [1.57] |
| 28 | $\tau = \tau_0 + \left(\tau_n - \tau_0\right)\left[1 - e^{-K_\tau s_0} + m_\tau s_0^n e^{-ns_0}\right]$ ;<br>$K_\tau = 2{,}5\ldots3{,}5; \varepsilon_u = \tau_m \tau_n^{-1}; s_0 = s_c s_m^{-1};$<br>$n = \ln\left[20\left(\varepsilon_u - 0{,}95\right)\right]\left\{s_n s_m^{-1} - \ln\left[s_n s_m^{-1} - 1\right]\right\}$ ; (1.87)<br>$\tau_0 = K_0 \tau_n$ ; $m_\tau = \left(\varepsilon_u - 0{,}95\right)\left(e^{-n}\right)^{-1}$ | Н.Ф. Кошарный [1.43] |
| 29 | $\tau = \tau_n + K_v\left(\nabla_t s\right)$ (1.88) | А.А. Ильюшин, Ф.Шведов, Э. Бигман [1.58] |
| 30 | $\tau = \tau_n + K_v\left(\nabla_z s\right)^p$ (1.89) | А.А. Ильюшин, Ф.Шведов, Э. Бигман [1.58] |
| 31 | $\tau = K_v\left(\nabla_t s\right)^n$ (1.90) | У. Уилкинсон [1.58] |
| 32 | $\tau = A\ \arcsin\left(sC^{-1}\right)$ (1.91) | У. Уилкинсон [1.59] |
| 33 | $\tau = K_v\left(\nabla_t s\right)$ (1.92) | И. Ньютон [1.60] |
| 34 | $\tau = C_Д\left(\nabla_t s\right) + K_v\left(\nabla_t s\right) = \left(C_Д + K_v\right)\left(\nabla_t s\right)$ (1.93) | И. Фойгт [1.60] |
| 35 | $\tau = K_v C_Д^{-1}\left(\nabla_t \tau\right) + K_v\left(\nabla_t s\right)$ (1.94) | Дж. Максвел [1.60] |
| 36 | $\tau = C_Д s + K_v s\left(\nabla_t s\right)$ (1.95) | А.Ю. Ишлинский [1.81] |
| Параметры, входящие в выше приведенные формулы: L, К1, К2, a, b, Cv, d, A, B, C, $k\tau$ , К, Б, СД, $\eta$- константы, остальные параметры см. раздел «определение, обозначение, сокращения». | | |

### 1.2 Расчетно–экспериментальные исследования процесса нагрузки-осадки опорной поверхности с низкой несущей способностью

Жесткость снежного покрова, т.е. отношение давления $q$ к величине деформации $h$,

$$K_{ж} = \frac{q}{h}. \qquad (1.96)$$

Прибор состоит из набора круглых штампов, диаметром $d$=260 см$^2$ и $d$=314 см$^2$ весом от 7…20 кг, рядом с которыми установлена мерная линейка.

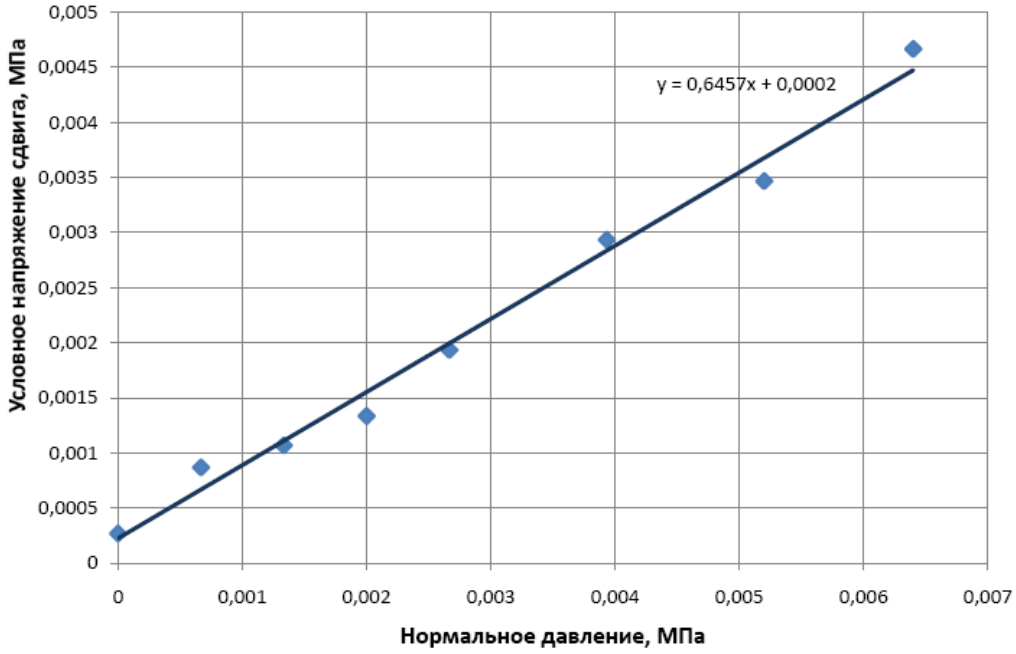



Рисунок 1.1 – Сопротивление снега сдвигу (t=-18° С, плотность 0,2...0,26 г/см$^3$)

Методика определения жесткости состоит в следующем (рисунок 1.2). Плоский штамп осторожно кладется на поверхность снежного покрова. Рядом со штампом ставиться опорная площадка фиксатора погружения. По мерной линейке определяется величина погружения в снежный покров под действием собственного веса. Для увеличения глубины погружения увеличивается количество штампов на определенную величину. Замеры величин погружения и нагрузки продолжаются до тех пор, пока погружение штампа не прекратиться.

Цикл погружений со всем диапазоном грузов выполнялся несколько раз, средние значения взяты как окончательные.

По величине приложенной нагрузки подсчитывается давление, а затем с учетом величины деформации снежного покрова определяется коэффициент жесткости. Следует отметить, что при проведении данного испытания необходимо учитывать влияние на результаты слойности снега, обмерзания штампа, профиля твердой опорной поверхности под снегом.

*а)*

*б)*

*в)*

*г)*

Рисунок 1.2 - Определения жесткости снежного покрова

Для примера полученных результатов на рисунке 1.3 представлена полученная во время проведения испытаний зависимость «нагрузка-осадка», по которой определяется коэффициент жесткости снега. В данном случае $К_{ж}$ = 64,1 кН/м$^3$.

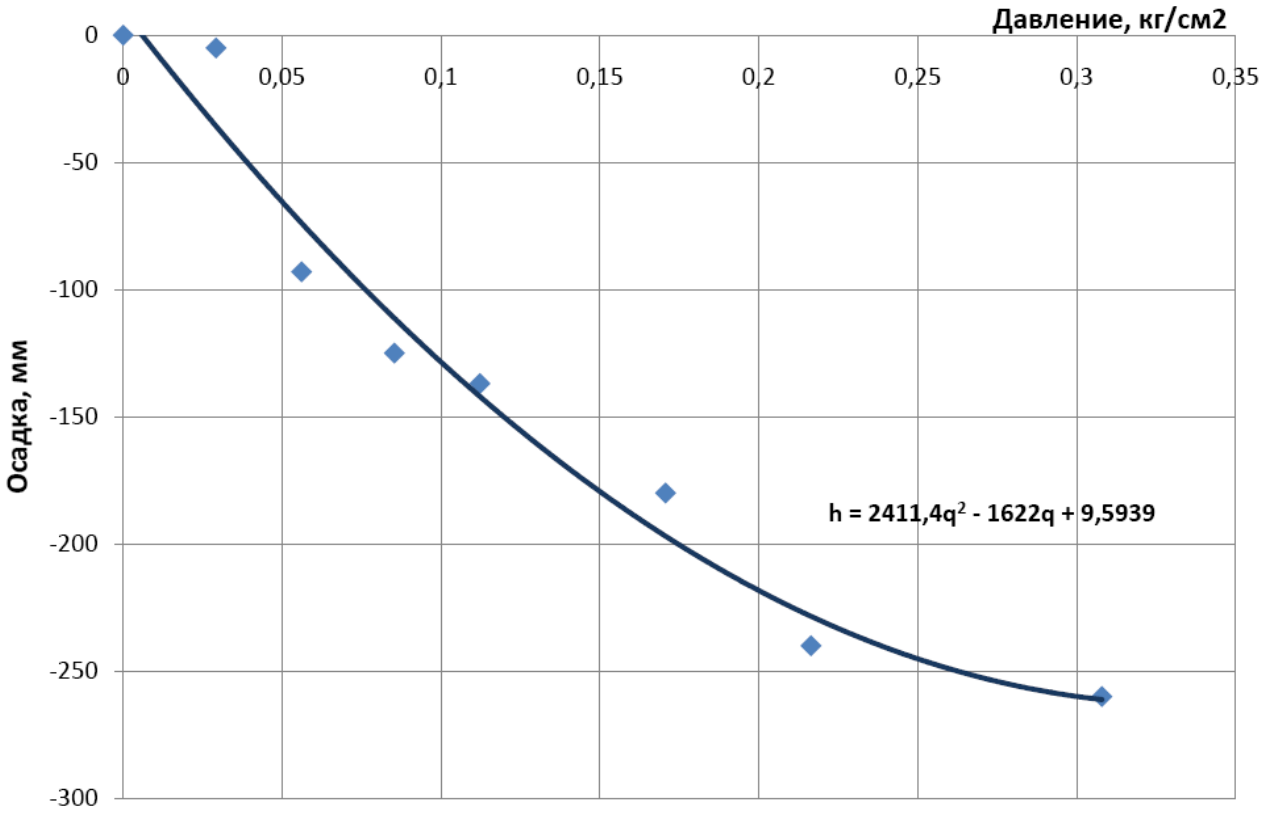



Рисунок 1.3 – Зависимость деформации снега от нормального давления (глубина снега 800 мм, t=-18°С, плотность 0,2...0,26 г/см$^3$)

### 1.3 Расчетно–экспериментальные исследования характеристик опорной поверхности с низкой несущей способностью на сдвиг

Методика определения сопротивления снега сдвигу (срезу) выражается отношением силы, вызывающий срез снежного столбика к площади поперечного сечения этого столбика, по которой происходит разрез [105].

$$\tau = \frac{F}{S}, \tag{1.97}$$

где $F$ – сила среза, Н;

$S$ – площадь среза, м$^2$.

Согласно теории Кулон-Мора сопротивление сдвигу (срезу) обуславливается сцеплением между кристаллами льда и внутренним трением, зависящим от величины нормальной нагрузки.

$$\tau = c_0 + q \cdot tg\varphi_0, \tag{1.98}$$

где $c_0$ – сцепление между кристаллами льда (связность), МПа;

$q$ – нормальное давление, МПа;

$tg\varphi_0$ - коэффициент внутреннего трения.

Для производства замера (рисунок 1.4-1.5), коробчатая рамка осторожно вставляется в снежный покров сверху до тех пор, пока верхняя кромка не встанет на одном уровне с поверхностью снежного покрова. Затем со стороны стенки, где прикреплена проушина убирается снег и подсоединяется динамометр. Динамометр, находящийся в горизонтальном положении плавно перемещается вручную до момента среза снежного столбика, заключенного в коробчатой рамке. Величина усилия в момент среза фиксируется динамометром. По полученной величине усилия $F_{cpmax}$ в момент среза, определяется связность:

$$c_0 = \frac{F_{cp\max}}{S}. \qquad (1.99)$$

При этом нормальная нагрузка $q=0$. Строго говоря, в данном случае удельное давление равно весу снега, заключенного в коробчатой рамке и отнесенного к площади среза, однако при высоте коробчатой рамки 100 мм. величина этого давления ничтожно мала.

Прибор для определения сопротивления сдвигу (срезу) при различном удельном давлении состоит из площадки *1* на нижней стороне которого из углового профиля сделана рамка *2*. Площадь этой рамки равна площади прибора для определения сцепления ($S$=150 см$^2$). К рамке прикрепляется проушина *3*, через которую прибор соединяется с механическим динамометром *4* (рисунок 1.4) .

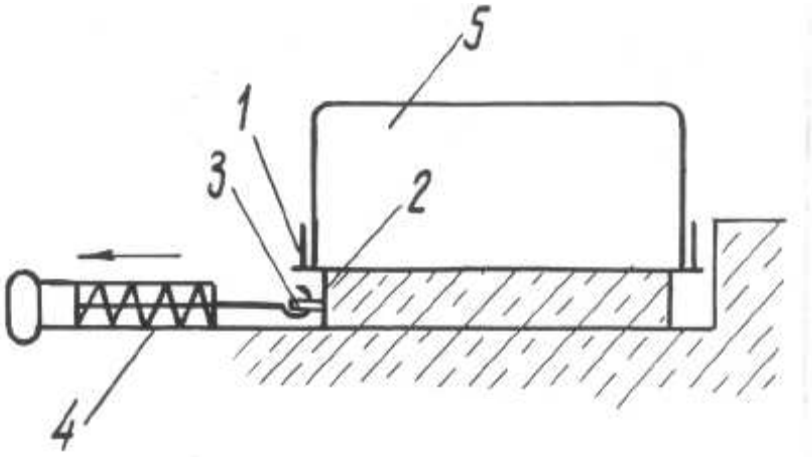



Рисунок 1.4 - Схема прибора определение сдвига

На верхней стороне площадки размещается груз *5*. Для измерения сопротивления сдвигу площадка устанавливается на поверхность снежного покрова. На верхнюю сторону площадки ставиться груз, создающий определенное давление. После погружения рамки в снег под действием этого груза вокруг нее осторожно убирается снег. Затем площадка через динамометр плавно тянется, происходит постепенное уплотнение снега и, наконец, резкий срез снежного покрова. В момент срыва фиксируется величина перемещения указателя по

шкале динамометра, а затем по тарировочному графику определяется величина усилия F, по которому подсчитывается сопротивление срезу при определенном давлении. Далее замеры повторяются при увеличении веса груза.

При исследованиях диапазон изменения давления был выдержан в тех же пределах, в которых изменялось колеса на опорную поверхность, т.е. от 0,004…0,03 МПа (рисунок 1.5).

*а)*

*б)*

Рисунок 1.5 – Определение сопротивление сдвигу

**1.4 Экспериментальное исследование распределения плотности снега по глубине снежного покрова**

Плотностью снега называют отношение объема полученной из снега воды к взятому объему снега. Однако на практике плотность можно определить следующим образом. Для определения плотности снега в дорожных условиях использовались мерная тара объемом 1,375 л. и контрольные весы VITEK (VT-2400G), максимальный вес 5 кг, цена деления 1 г. (рисунок 1.6)

Сначала производился замер пустой тары, затем замер тары со снегом. Это позволило с приемлемой точностью определять массу снега в таре.

Плотность снега $\rho_{сн}$ определялась по выражению:

$$\rho_{сн} = \frac{m_{сн}}{V}, \qquad (1.100)$$

где $m_{сн}$ – масса снега в мерной таре, $m_{сн} = m_т - m_0$, где $m_т$ – массы тары со снегом, $m_0$ – масса пустой тары.

Для повышения точности расчетов при испытаниях производилась серия замеров, из них среднее значение принималось за окончательный результат.

Для учета изменения плотности снега в разных слоях снежного покрова, проводись замеры плотности по слоям, для чего создавался шурф.

*а)*

*б)*

*в)*

*г)*

Рисунок 1.6 – Определение плотности снега
*а, б)* сбор снега в мерную тару;
*в)* замер массы снега в мерной таре; *г)* замер пустой тары

Объем мерной тары = 1,4994 л. Масса пустой тары =636 г.

Таблица 1.4 - Результаты замеров плотности снега на разной высоте

| Номер замера | Масса стакана со снегом на глубине (0-10 см), г | Масса стакана со снегом на глубине (10-20 см), г | Масса стакана со снегом на глубине (28-38 см), г | Масса стакана со снегом на глубине (40-50 см), г | Масса стакана со снегом на глубине (50-60 см), г |
|---|---|---|---|---|---|
| 1. | 1073 | 1030 | 994 | 1064 | 1081 |
| 2. | 1033 | 1035 | 983 | 1076 | 1081 |
| 3. | 1025 | 1028 | 995 | 1091 | 1071 |

На рисунке 1.7 представлена экспериментально полученная зависимость плотности снега от глубины залегания.

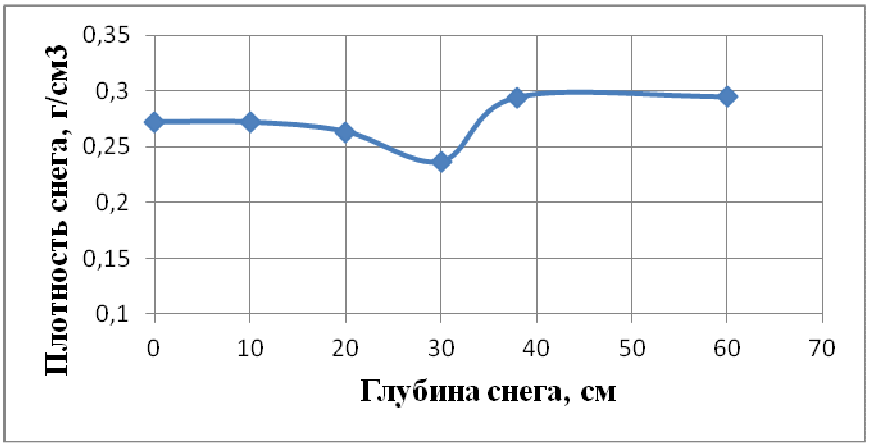



Рисунок 1.7 - Зависимость плотности снега от глубины залегания

**1.5 Определение аналитических зависимостей свойств снега от плотности, влажности, относительной деформации и температуры.**

Одной из важнейших характеристик снежного покрова является распределение плотности по глубине залегания (по слоям сложения). Опираясь на большой статистический материал [1.108,1.109,1.110], была получена зависимость

$$\rho(h)=\sum_{j=0}^{s} a_j h^j, \quad (j=1,2,3,\ldots,s), \tag{1.101}$$

которая описывает распределение плотности по глубине залегания снега. Значения коэффициентов $a_j$ приведены в таблице 1.5.

Величина $h$ - расстояние от поверхности недеформированного снежного покрова до точки, в которой определяется плотность. Положив, что глубина снежного покрова $H_г = h_{[1]} + h_{[2]} + \ldots + h_{[n]} = \langle h_{[n]} \rangle n$, можно определить плотность снега в $n$-ом слое

снежного массива. Однако для этого формула (1.101) должна быть преобразована к виду для вычисления среднеинтегральной плотности снежного покрова, то есть:

$$\rho_0 = H_{\text{г}}^{-1} \int_0^{H_{\text{г}}} \left\{ \rho_w \left\{ 1 + \left[ 1 + \ln\left( 1 - \left| {}_{\Delta} T_{\Gamma} \right|^m \right) \right] \right\}^{-1} (1-n)^{-1} \right\} \mathrm{d}\, z = H_{\text{г}}^{-1} \int_0^{H_{\text{г}}} \rho(h)\, \mathrm{d}\, z . \quad (1.102)$$

где $\Delta T_{\text{г}} = T_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}\max}^{-1}$ - относительная температура;

$T_{\text{г max}}$ – максимальная температура

После подстановки (1.102) и интегрирования получим:

$$\rho_0^{[n]} = \sum_{j=0}^{s} (j+1)^{-1} a_j H_{\text{г}}^{j} = \sum_{j=0}^{s} (j+1)^{-1} a_j \left( \left\langle h_{[n]} \right\rangle n \right)^j . \quad (1.103)$$

Таблица 1.5 - Коэффициенты регрессионных уравнений связи параметров состояния одного снега

| З А В И С И М О С Т Ь , наименование и формула | Порядок полинома | КОЭФФИЦИЕНТЫ РЕГРЕССИИ | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | $k_0$ | $k_1$ | $k_2$ | $k_3$ |
| **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** |
| Твердость снега $S_H = \exp\left( \sum_{j=0}^{s} a_j \rho_c^j \right)$, $a_j \equiv k_j$; $j = 0,1,2,3$ | 1 | 6,839 | 13,724 | - | - |
| | 2 | 3,439 | 39,240 | -33,997 | - |
| | 3 | 1,911 | 60,179 | -101,450 | 59,967 |
| Коэффициент жесткости снега $K_s = \exp\left( \sum_{j=0}^{s} b_j \rho_c^j \right)$, $b_j \equiv k_j$; $j = 0,1,2,3$ | 1 | 10,153 | 16,298 | - | - |
| | 2 | 7,486 | 31,374 | -18,487 | - |
| | 3 | 2,944 | 69,762 | -119,970 | 84,020 |
| Связность снега $C_0 = \exp\left( \sum_{j=0}^{s} c_j \rho_c^j \right)$, $c_j \equiv k_j$; $j = 0,1,2,3$ | 1 | 4,993 | 8,202 | - | - |
| | 2 | 3,564 | 18,923 | -14,295 | - |
| | 3 | 3,894 | 14,399 | 0,279 | - 12,956 |
| Угол внутреннего трения (угол естественного откоса снега) | 1 | 0,138 | 0,718 | - | - |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| $\varphi_0 = \sum_{j=0}^{s} d_j \rho_c^j$, $d_j \equiv k_j; j = 0,1,2,3$ | 2 | 0,165 | 0,514 | 0,273 | - |
| | 3 | 0,209 | -0,089 | 2,215 | -1,726 |
| Кинематическая вязкость снега $\mu = D\,\mathrm{sh}^{\gamma}\left\{\sin^2\left[\pi\left(\sum_{j=0}^{s} f_j \rho_c^j\right)^{\psi}\right]\right\}$, $f_j \equiv k_j; j = 0,1,2,3$ | 1 | - | - | - | - |
| | 2 | 0,096 | -0,808 | 1,775 | - |
| | 3 | -0,077 | 0,677 | -1,964 | 2,816 |
| Зависимость плотности от влажности $\rho_c(w) = \sum_{j=0}^{s} k_j w^j$, $j = 0,1,2,3$ | 1 | 0,200 | 3,000 | - | - |
| | 2 | 0,200 | 2,183 | -2,330 | - |
| | 3 | 0,200 | 4,120 | -14,780 | 19,025 |
| Распределение плотности снега по глубине массива снежного покрова $\rho_c(h) = \sum_{j=0}^{s} q_j h^j$, $q_j \equiv k_j; j = 0,1,2,3$ | 1 | 0,179 | 0,187 | - | - |
| | 2 | 0,161 | 0,317 | -0,151 | - |
| | 3 | 0,143 | 0,543 | -0,779 | 0,459 |
| Среднеинтегральная плотность снежного покрова $\rho_0(H_г) = \sum_{j=0}^{s} (j+1)^{-1} k_j H_г^j$ | 1 | 0,179 | 0.187 | - | - |
| | 2 | 0,161 | 0,317 | -0,151 | - |
| | 3 | 0,143 | 0,543 | -0,779 | 0,459 |
| Плотность снега под штампом по формуле механики грунтов $\rho_г = e_г^{-1} \sum_{j=0}^{s} (j+1)^{-1} k_j H_г^j$ | 1 | 0,179 | 0,187 | - | - |
| | 2 | 0,161 | 0,317 | -0,151 | - |
| | 3 | 0,143 | 0,543 | -0,779 | 0,459 |
| Плотность снега под штампом $\rho_c(z_Г) \equiv \rho_р = \sum_{j=0}^{s} r_j \left(\rho_0\, e_Г^{-1}\right)^j$, $r_j \equiv k_j; j = 0,1,2,3$ | 1 | - | - | - | - |
| | 2 | - | - | - | - |
| | 3 | 0,794 | -4,193 | 10,525 | -0,906 |

Из механики грунтов [1.106, 1.111] известно соотношение между плотностью грунта до и после механической деформации

$$\rho_{\text{г}} = \rho_0 e_{\text{г}}^{-1}, \tag{1.104}$$

где $e_{\text{г}} = \left(H_{\text{г}} - z_{\text{г}}\right) H_{\text{г}}^{-1}$ – относительная деформация, $z_{\text{г}} \equiv x_3$ - расстояние (координата) от поверхности грунта до нижней границы внедрения штампа в снег.

С другой стороны, плотность материала деформированного материального континуума может быть определена по формуле:

$$\rho_{\text{г}} = \rho_0 \left\{1 - 2I_1(\varepsilon) + 2\left[I_1^2(\varepsilon) - I_2(\varepsilon)\right] + 4I_1(\varepsilon)I_2(\varepsilon) - (3/4)\left[I_1^3(\varepsilon) + 2I_3(\varepsilon)\right]\right\}^{1/2}, \tag{1.105}$$

где $\rho_0$ - плотность до деформации. Таким образом, сопоставляя уравнения (1.104) и (1.105), можно показать, что *относительная деформация* материала пространственной системы связана с компонентами тензора деформаций (ε) соотношением:

$$e_{\text{г}} = \left(H_{\text{г}} - z_{\text{г}}\right) H_{\text{г}}^{-1} = \left\{1 - 2I_1(\varepsilon) + 2\left[I_1^2(\varepsilon) - I_2(\varepsilon)\right] + 4I_1(\varepsilon)I_2(\varepsilon) - (3/4)\left[I_1^3(\varepsilon) + 2I_3(\varepsilon)\right]\right\}^{1/2} \tag{1.106}$$

Однако использование зависимостей (1.104) и (1.105) для снега в полном диапазоне плотностей, согласно [1.107], не представляется возможным, так как зависимость плотности от относительной деформации в диапазоне 0...0,28 г/см$^3$ выражается гиперболической функцией, а в диапазоне 0,28...0,66 г/см$^3$ - степенным полиномом. Тогда в качестве рабочей гипотезы можно принять, что среднее значение плотности призмы снега, находящейся под штампом, определяется зависимостью:

$$\rho_{\text{р}} = \sum_{j=0}^{s} b_j \rho_{\text{г}}^j, \tag{1.107}$$

где $\rho_{\text{г}}$ - определяется по формуле (1.104) или (1.105). С учетом (1.102) будем иметь, что

$$\rho_{\text{г}} = e_{\text{г}}^{-1} \sum_{j=0}^{s} (j+1)^{-1} a_j \left(\left\langle h_{[n]} \right\rangle n\right)^j = \rho_0 \, e_{\text{г}}^{-1}. \tag{1.108}$$

Таким образом, формулу (1.101) можно переписать в более наглядном виде

$$\rho_{\text{р}} = \sum_{j=0}^{s} b_j \left(\rho_0 e_{\text{г}}^{-1}\right)^j. \tag{1.109}$$

Значения коэффициентов регрессии $a_j$ и $b_j$ приведены в таблице 1.13.

С учетом зависимостей (1.103) и (1.106) соотношение (1.109) примет вид:

$$\rho_{\text{р}} = \sum_{i=0}^{s} b_i \left\{\left\{1 - 2I_1(\varepsilon) + 2\left[I_1^2(\varepsilon) - I_2(\varepsilon)\right] + 4I_1(\varepsilon)I_2(\varepsilon) - (3/4)\left[I_1^3(\varepsilon) + 2I_3(\varepsilon)\right]\right\}^{-1/2} \times \right.$$

$$\left. \times \sum_{j=0}^{s} (j+1)^{-1} a_j \left(\left\langle h_{[n]} \right\rangle n\right)^j \right\}^i \tag{1.110}$$

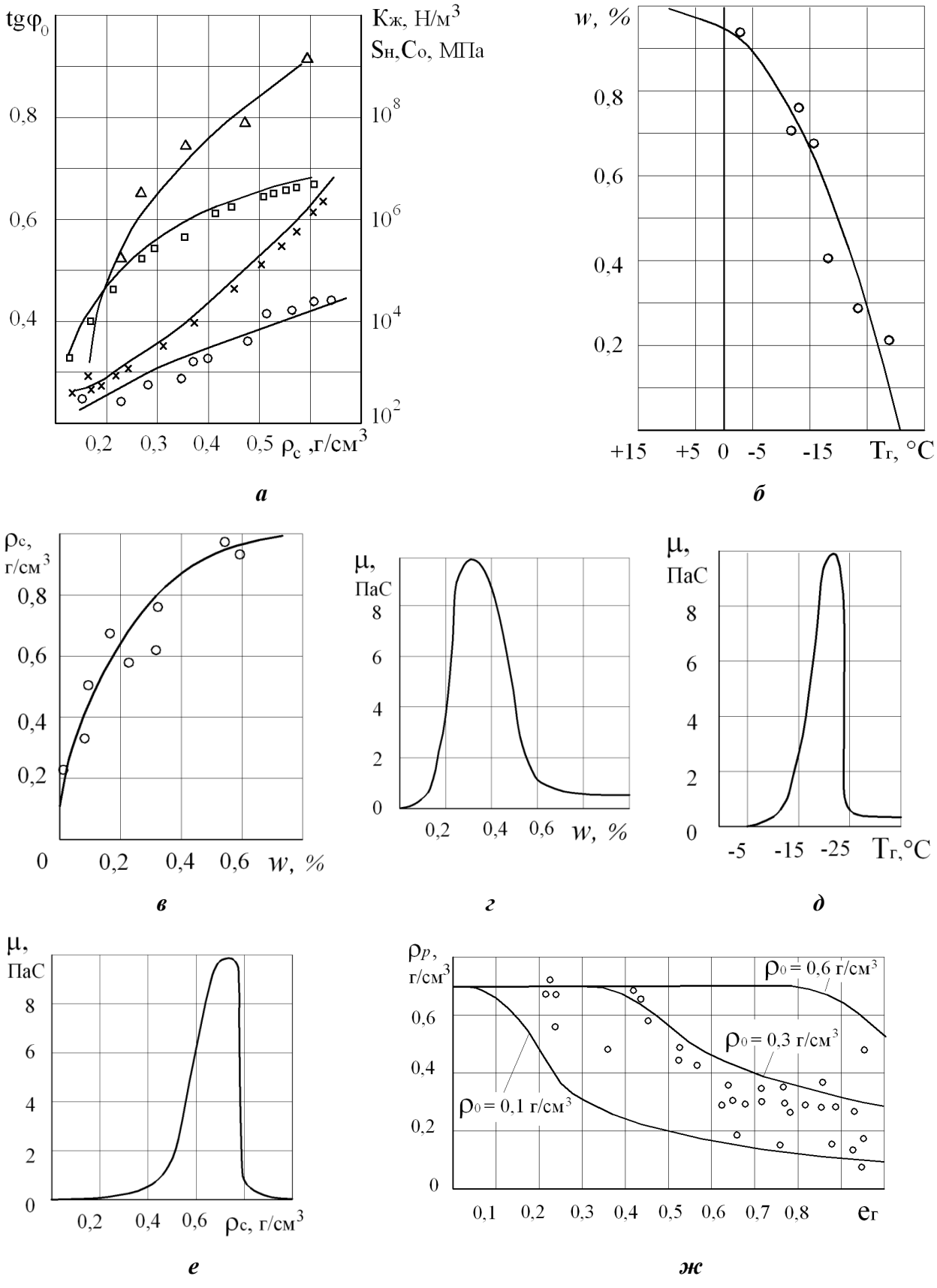



Рисунок 1.8. Диаграммы связи параметров состояния водного снега

На рисунке 1.8 *ж* представлены зависимости изменения плотности от относительной деформации при различных значениях начальной среднеинтегральной плотности.

Исходное уравнение (1.107) имеет ограничения по значениям аргумента: $0{,}28<\rho_г<0{,}66$. За пределами границы значений $\rho_г$ для вычисления $\rho_р$, согласно [1.107] можно применять следующие гипотезы: для области за левой границей ($\rho_г<0{,}28$), $\rho_р=\rho_г=\rho_0 e_г^{-1}$; для области за правой границей ($\rho_г<0{,}66$), $\rho_р\approx 0{,}66$= =const.

В случае расчета плотности снега при повторном нагружении в качестве исходной плотности $\rho_0$ берется плотность $\rho_г$, полученная при предшествующем нагружении.

Таким образом, расчет значения величины плотности призмы снега, под движителем машины или штампом производится с учетом зависимости (1.110).

### 1.6 Теоретическое и экспериментальное исследование распределения нормальных давлений шин сверхнизкого давления на укатанной снежной дороге

В данной НИР в качестве направления исследований выбран детальный анализ параметров взаимодействия пневматических шин опорной поверхностью.

В процессе проведения данного экспериментального исследования должны быть получены зависимости, характеризующие распределение нормальных давлений в пятне контакта колеса с опорной поверхностью.

При проведении испытаний использовались следующие приборы и оборудование:

- датчики определения давления в зоне контакта колеса с опорной поверхностью (рисунок 1.9), исполненные по полумостовой схеме соединения резистивных преобразователей;

- трехканальный блок анализа сигналов (БАС-4-3) (рисунок 1.10) – осуществляет измерение, регистрацию и спектральный анализ аналоговых сигналов с выхода резистивных преобразователей, преобразование входного аналогового сигнала в 24 разрядный код, формирование цифровых сигналов, соответствующих аналоговому сигналу.

- интерфейсный преобразователь с персональным компьютером, на котором при помощи специального программного обеспечения «Анализатор сигналов» осуществлялась запись измерений;

- источник питания для аппаратуры: аккумуляторная батарея автомобиля и инвертер напряжения с 12 на 220 В;

- генератор сигналов низкочастотный ГЗ-102.

Блок анализа сигналов используется совместно с интерфейсным преобразователем и персональным компьютером для чего в комплект поставки БАС-4-3 также входит кабель

связи и программа «Анализатор сигналов», интерфейс который представлен на рисунке 1.11.

Рисунок 1.9 – Датчики определения давления в зоне контакта колеса с опорной поверхностью

Рисунок 1.10 – Трехканальный блок анализа сигналов (БАС-4-3)

Рисунок 1.11 – Интерфейс программы «Анализатор сигналов»

Рисунок 1.12 – Инверторный преобразователь

Питание регистрирующе-измерительной аппаратуры осуществлялось от бортовой сети автомобиля (12В) через инверторный преобразователь (рисунок 1.12).

Трехканальный блок анализа сигналов БАС-4-3 имеет следующие основные технические характеристики:

1) Осуществляет преобразование входного аналогового сигнала в 24 разрядный код в частотном диапазоне от 0,8 до 12500Гц.

2) Осуществляет формирование цифровых сигналов, соответствующих входному аналоговому сигналу в третьоктавных полосах частот со среднегеометрическими частотами от 1 до 10000 Гц.

3) Максимальное эффективное значение входного сигнала для БАС- 4н составляет 1В, а для БАС-4з - 294 пКл. Предельно допустимое эффективное значение входного напряжения составляет 1.7 В, а входного заряда (при соединении источника входного напряжения и БАС-4з через конденсатор емкостью 1000 пФ) - 500 пКл.

4) Коэффициент усиления по напряжению для БАС-4н равен (1±10%). Для БАС-4з коэффициент преобразования по заряду составляет (3.4±10%) мВ/пКл.

5) Пределы допускаемой относительной погрешности измерения напряжения входных сигналов и для всех значений напряжения в пределах диапазона частот 1 Гц 10 кГц в режиме широкой полосы (общего уровня) при уровнях от 1 до 1000 мВ в рабочих условиях применения (неравномерность АЧХ) составляет:

- в диапазоне частот от 0,8 до 5 Гц..... ± 0,2 дБ;

- в диапазоне частот от 5 Гц до 12.5 кГц..... ± 0,1 дБ.

6) Относительные величины любой из гармоник синусоидального сигнала частоты 1000 Гц не превышают 0.01 % при значениях входного сигнала равного или меньшего указанного в п. 1.2.3 максимального сигнала в диапазоне частот от 0,8 Гц до 12,5 кГц.

7) Среднеквадратическое значение собственного шума в третьоктавных полосах при замкнутом через конденсатор емкостью 1000пФ БАС-4з не превышает:

- в полосах частот со среднегеометрическими частотами от 0.8 до 4 Гц -$1.0*10^{-3}$ пКл;

- в полосах частот со среднегеометрическими частотами от 5 до 1000 Гц - $0.5*10^{-3}$ пКл;

- в полосах частот со среднегеометрическими частотами от 1250 до 10000кГц-$1.5*10^{-3}$ пКл.

8) Номинальные средние геометрические частоты 41 встроенного цифрового третьоктавного фильтра соответствуют ГОСТ 17168 для средних частот фильтров от 1 до 10 000 Гц.

9) Характеристики третьоктавных фильтров, а именно эффективная ширина полосы и затухание соответствуют ГОСТ 17168. Затухание третьоктавных фильтров на относительных частотах в соответствии с первым классом точности по ГОСТ 17168 находится в пределах, указанных в таблице 1, а отклонение эффективной ширины полосы от номинальной составляет не более 8%.

Таблица 1.6 - Характеристики третьоктавных фильтров

| Относительная частота | Затухание, дБ | Относительная частота | Затухание, дБ |
|---|---|---|---|
| 0.2 | Не менее 75 | 1,0595 | От – 0,5 до + 1,0 |
| 0,25 | Не менее 68 | 1.1225 | От – 0,5 до + 6,0 |
| 0.5 | Не менее 45 | 1,2599 | Не менее 14 |
| 0,7937 | Не менее 14 | 2 | Не менее 45 |
| 0.8909 | От – 0,5 до + 6,0 | 4 | Не менее 68 |
| 0,9439 | От – 0,5 до + 1,0 | 5 | Не менее 75 |
| 1,0000 | От – 0,5 до + 0,5 | | |

10) Входное активное сопротивление должно составлять не менее 1МОм.

11) БАС-4 сохраняет свои характеристики при напряжении питания 12±5 В.

12) По устойчивости к климатическим воздействиям БАС-4 соответствует требованиям ГОСТ РВ 2039-304 для группы 2.3.1 исполнения УХЛ со следующими параметрами воздействующих факторов:

- пониженная рабочая температура 0°С, повышенная рабочая температура 40°С.

13) По прочности к климатическим воздействиям БАС-4 соответствует требованиям ГОСТ РВ 2039-304 для группы 2.3.1 исполнения УХЛ с следующими параметрами воздействующих факторов:

- предельная пониженная температура минус 50 °С,

- предельная повышенная температура 70 °С.

14) БАС -4 выполняет свои функции и сохраняет параметры при воздействии влажности 98% при температуре 35 °С.

15) Блок выполняет свои функции и сохраняет свои параметры во время воздействия синусоидальной вибрации с амплитудой ускорения 0,lg в диапазоне частот 1-60 Гц по ГОСТ РВ 20.57.305-98.

16) Блок соответствует требованиям ГОСТ 14524 по степени защиты оболочек IP 30.

17) Масса блока не превышает, соответственно 0.5 кг.

18 Габаритные размеры блоков не превышают соответственно 140х130х40 мм

19) Потребляемая мощность блоков БАС-4-3 не превышает 0,9 ВА

20) Требования к надежности.

20.1) Наработка на отказ не менее 80000 часов с вероятностью 0,95. Критерием отказа является несоответствие блока требованиям ТУ.

20.2) Средний срок службы блока не менее 10 лет при $\gamma$=0,95.

21) Эксплуатационная документация соответствует требованиям ГОСТ Р 51288.

Схема соединения измерительно-регистрирующей аппаратуры, используемой при проведении испытаний представлена на рисунке 1.13.

Фрагменты проведения экспериментальных исследований с указанным комплексом измерительно-регистрирующей аппаратуры представлены на рисунке 1.14.

При испытаниях под колесо с наружной части устанавливались от 1 до 3-х датчиков давлений, как это показано на рисунке 1.15. Датчик *1* фиксирует значения давлений по краю пятна контакта; датчик *2* – на расстоянии 1/3 колеса; датчик *3* – в середине колеса (в середине пятна контакта). В целом, три датчика позволяют иметь объективные данные о распределении давлений на половине пятна контакта. На основе ранее выполненных работ, принято допущение, что распределение нормальных давлений в пятне контакта симметрично относительно продольной оси, поэтому с внутренней части колес датчики не устанавливались, а значения считались такими же как и с внешней.

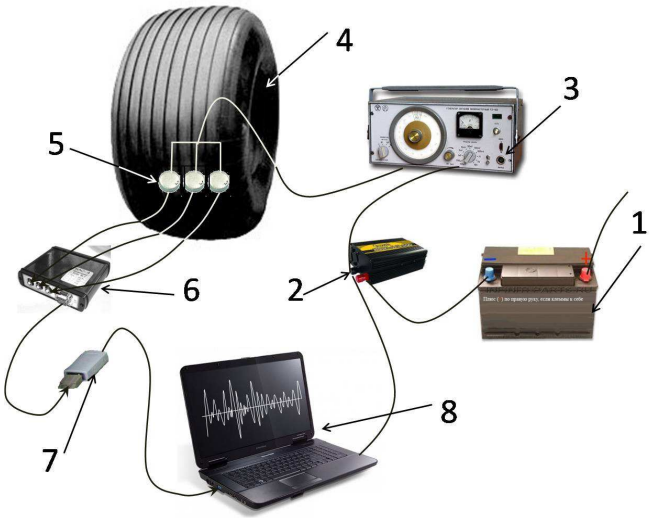



Рисунок 1.13 – Структурно-функциональная схема соединения измерительно-регистрирующей аппаратуры

1 – аккумуляторная батарея; 2 – инвертор напряжения, 3 – генератор сигналов; 4 – пневматическая шина; 5 – датчики определения давления в зоне контакта колеса с опорной поверхностью; 6 – блок анализа сигналов; 7 – интерфейсный преобразователь; 8 – персональный компьютер с установленной программной оболочкой «Анализатор сигналов».

*а)*

*б)*

*в)*

*г)*

Рисунок 1.14 – Проведение испытаний

*а, б, в)* установка датчиков на опорной поверхности и на колесе;

*г)* установка измерительной аппаратуры

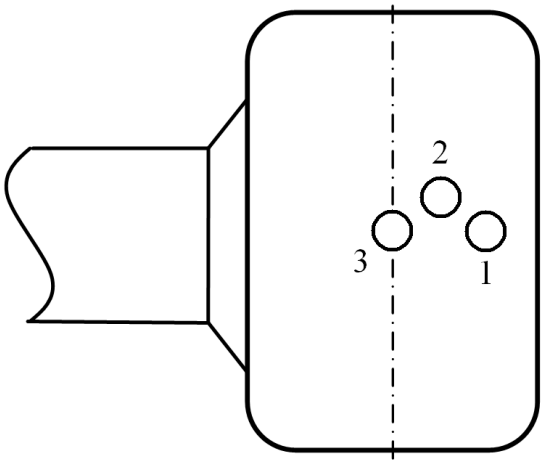
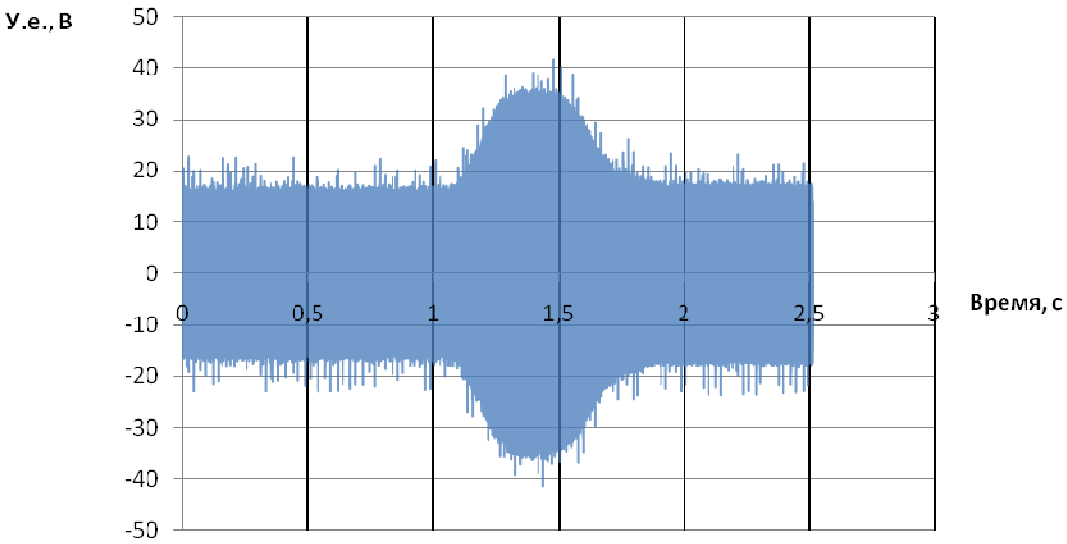



Рисунок 1.15 – Положения датчиков под колесом транспортного средства
1, 2, 3 – номер датчика

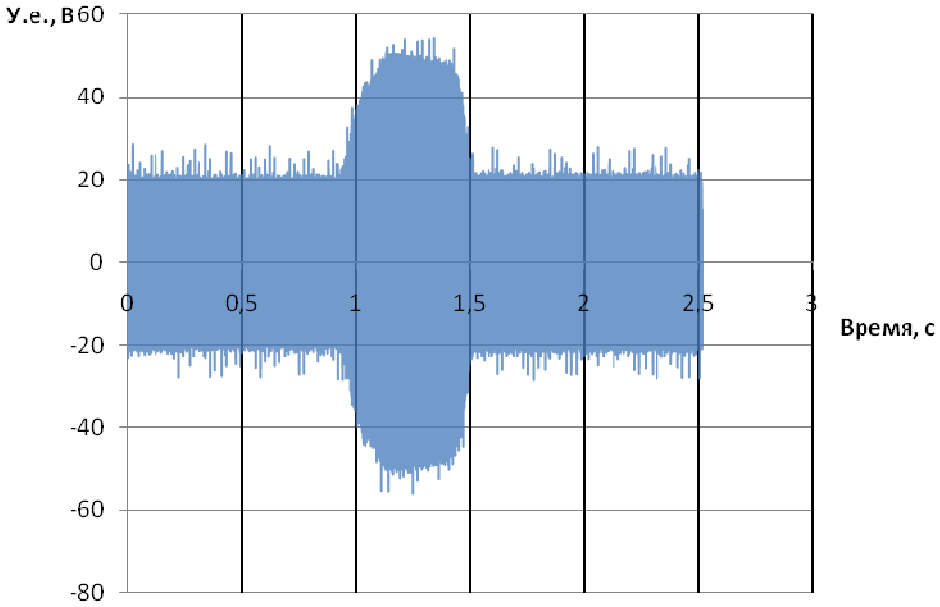
Количество проездов устанавливалось опытным путем до получения стабильных результатов, но не менее шести заездов в прямом и обратном направлениях. Скорость проезда по измерительным датчикам была минимальной, поэтому можно считать, что датчики показывают статическую нагрузку на опорную поверхность.

Замеры распределения нормального давления в пятне контакта шины с опорной поверхностью проводились при разных давлениях воздуха в шине. При изменении давления в шине, происходит изменение формы пятна контакта с увеличением его площади. При этом характер изменения размеров пятна контакта зависит от типа шины, конструкции корда.

На рисунке 1.16 показаны записанные сигналы в программе «Анализатор сигналов» при исследовании автомобиля УАЗ-3962. Увеличение давления с 17В до 36В (рисунок 1.16, *а*) пропорционально увеличению давления от 0 кг. до номинальной нагрузки в определенном сечении колеса, где расположен датчик. Данный датчик соответствовал положению датчика 1 (рисунок 1.15), т.е. находился на краю контакта. На рисунке 1,16 *б* показаны значения получаемые с датчика 3, расположенного в середине колеса и соответственно, пятна контакта.




*а)*




*б)*

Рисунок 1.16 – Пример записанных программой «Анализатор сигналов» значения сигналов, характеризующих распределение нормальных давлений в пятне контакта шины с опорной поверхностью для автомобиля УАЗ-3962

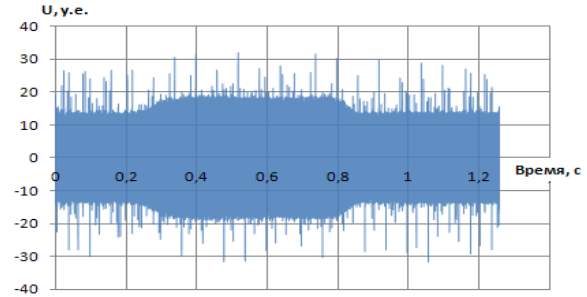
*а)* датчик на краю пятна контакта; *б)* датчик в средней части пятна контакта

### 1.7 Определение эмпирической зависимости нормального давления по длине и ширине пятна контакта для шины сверхнизкого давления

Обработка цифрового сигнала от трехканального блока анализа сигналов (БАС-4-3) (рисунок 1.10) осуществляется при помощи программы на языке Visual Basic for Applications (VBA) MS Excel в несколько этапов:

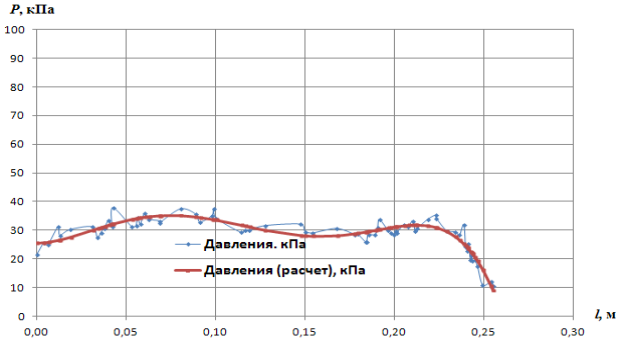
1. амплитудный анализ результатов натурных испытаний,
2. аппроксимацию зависимостей распределения полученного сигнала по площади контакта колеса с опорной поверхностью в разных по длине и ширине сечениях, пересчет данного сигнала с помощью тарировочных зависимостей в исследуемые величины;
3. пересчет данного сигнала с помощью тарировочных зависимостей в исследуемые величины.

На рисунке 1.17 представлены графики, получаемые при реализации программы обработки результатов экспериментальных исследований для трех сечений, проходящих через точки 1, 2 и 3 расположения датчиков давления (рисунок 1.15). Для примера используются экспериментальные данные полученные при взаимодействии шин сверхнизкого давления транспортного средства «Тритон» с недеформируемым опорным основанием. Параметры шины: высота – 1300мм, ширина – 600 мм, давление в шине –50кПа.

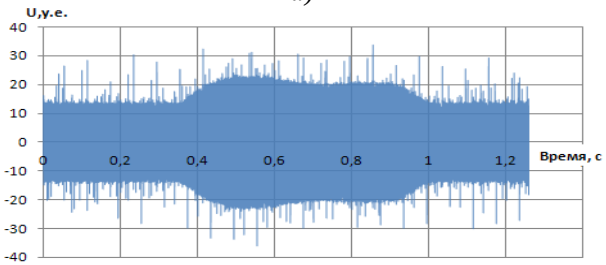



*а)*

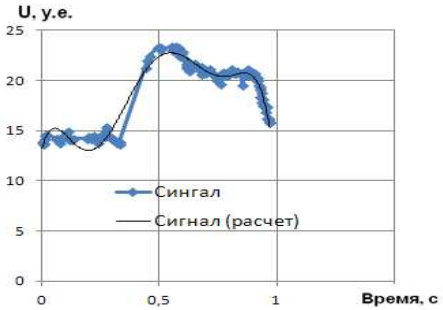
*б)*



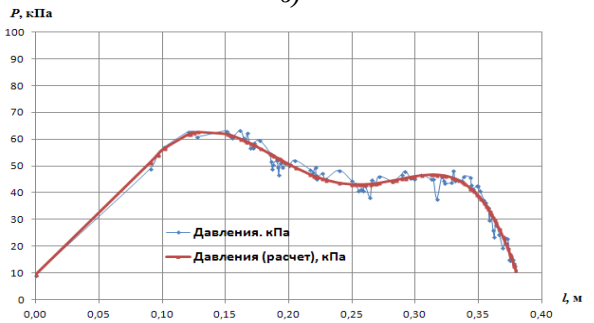

*в)*



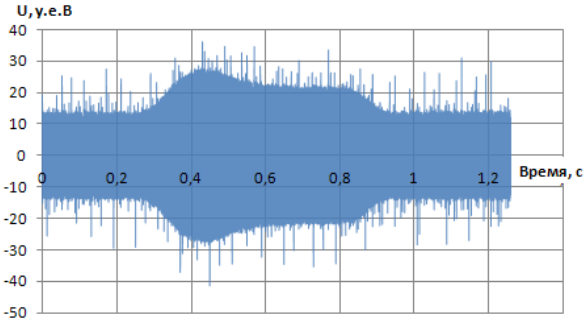

*г)*




*д)*

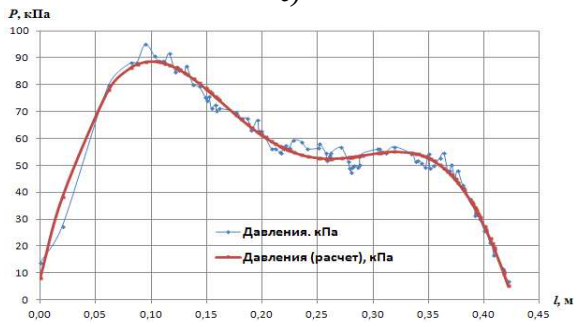



*е)*




*ж)*

*з)*




*и)*

Рисунок 1.17 – Этапы обработки экспериментальных данных: *а), г), ж)* – значения сигнала, полученного в сечениях, проходящих через точки расположения датчиков 1, 2, 3 соответственно, *б), д), з)* – амплитудные значения сигнала датчиков 1,2,3 соответственно; *в), е), и)* – давления, полученные в результате обработки сигналов датчиков 1, 2, 3 соответственно

Представленные зависимости получены на основе алгоритма заложенного в программе «Обработка давлений», написанной на языке Visual Basic в приложении к Excel. Суть алгоритма заключается в определении нормального давления в пятне контакта как функции от координаты в каждом сечении по ширине контакта для шины сверхнизкого давления. Используя метод наименьших квадратов, аппроксимируем экспериментальные данные, полученные в сечениях, проходящих через точки расположения датчиков, по ширине пятна контакта, полиномиальной зависимостью:

$$P(l) = \sum_{i=0}^{n} a_i l^i ,$$

где $P(l)$ –давление, создаваемое колесом на опорную поверхность, кПа;

$a_i$ – коэффициенты регрессии, $i$=1..6;

$l$– координата точки пятна контакта, м.

При этом необходимо учесть, что существует смещение по времени и длине для различных сечений по ширине контакта обусловленное формой пятна контакта. Для этого введем величину $\Delta l$ (рисунок 1.18).

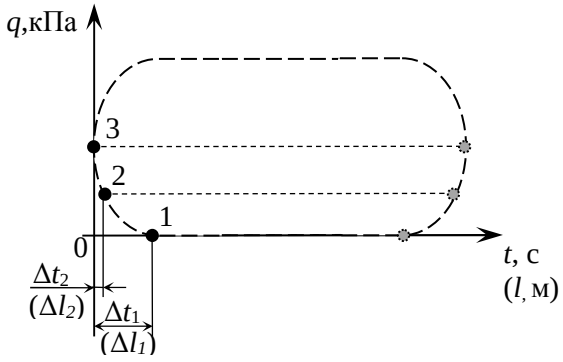



Рисунок 1.18 – Схематичное изображение пятна контакта,
1,2,3 – места расположения датчиков давлений

Принимая во внимание вышесказанное, выражение для определения величины нормального давления в каждом сечении по ширине примет вид:

$$P(l) = \begin{cases} \sum_{i=0}^{n} a_i l^i, \text{при } l > \Delta l_i \\ a_0, \text{при } l = \Delta l_i \\ 0, \text{при } l < \Delta l_i \end{cases}, \qquad (1.111)$$

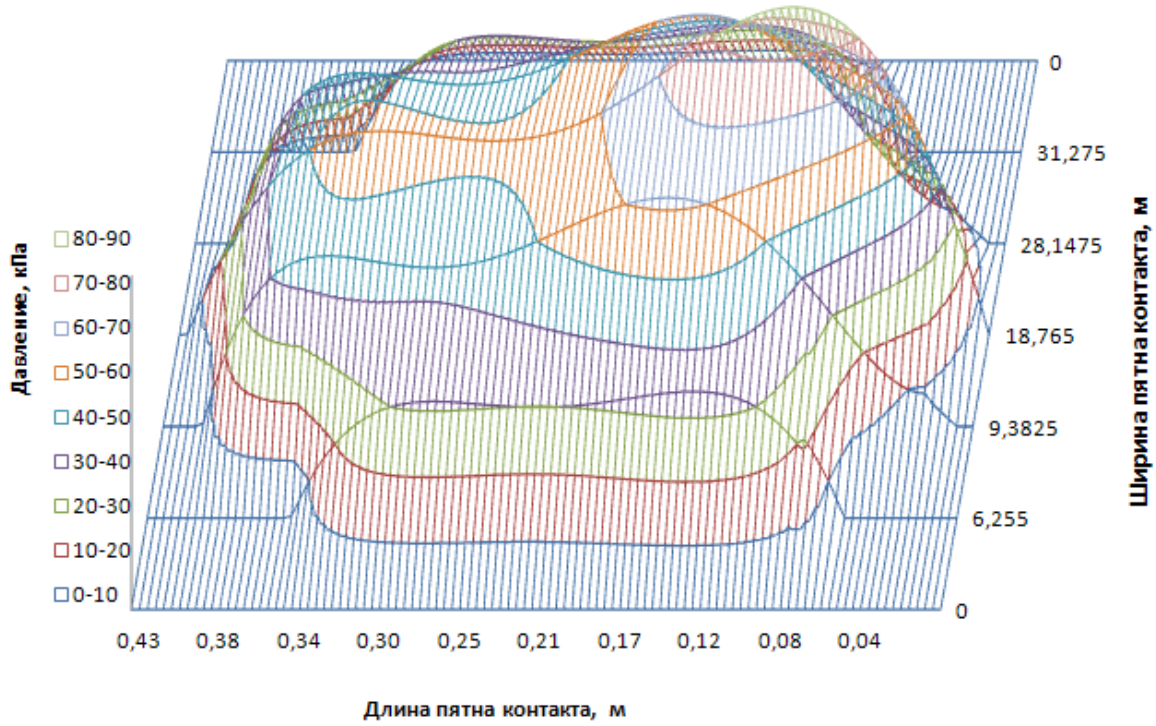
В соответствии с рисунками 1.17-1.18 в сечениях 1, 2, 3 давления в пятне контакта определяются следующими уравнениями:

$$P_1(l) = 25{,}55 - 0{,}80l + 7937{,}03l^2 - 124928l^3 + 626607{,}8l^4 - 819414l^5 - 825174{,}66l^6 ,$$

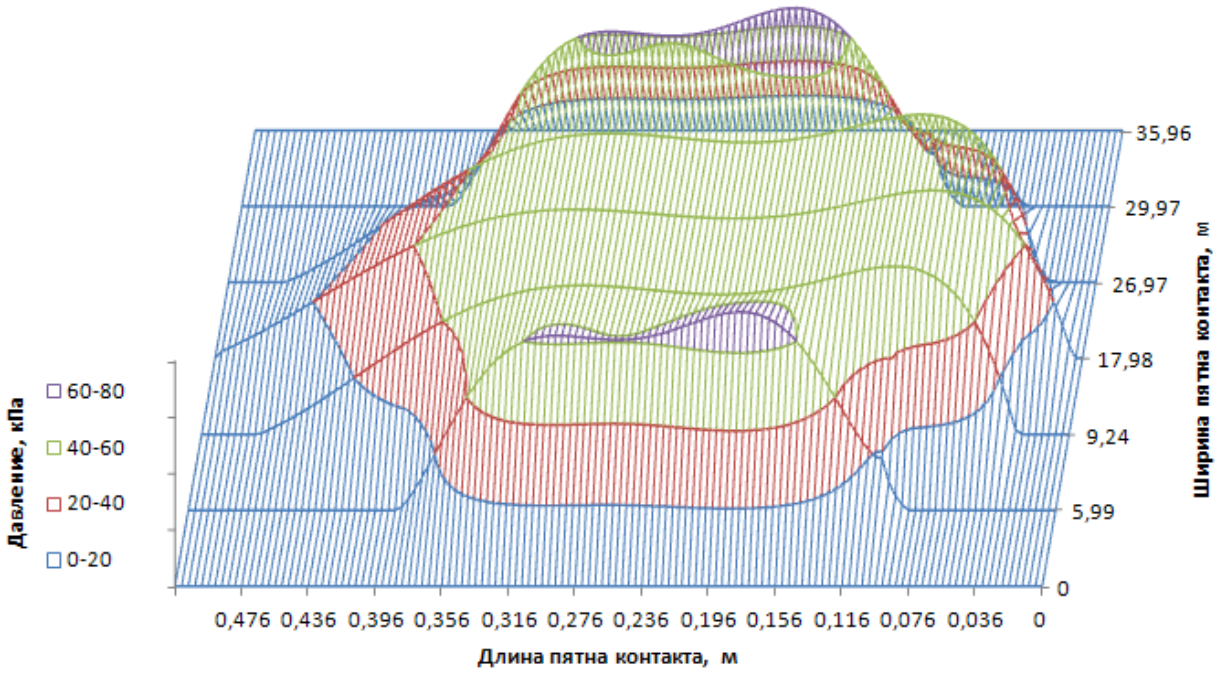
$$P_2(l) = 9{,}23 - 710{,}21l + 32160{,}69l^2 - 304133l^3 + 1196280l^4 - 2081968l^5 + 1284415l^6,$$

$$P_3(l) = 8{,}12 + 1650{,}06l - 6645{,}96l^2 - 48325{,}4l^3 + 383484{,}7l^4 - 873429l^5 + 645047{,}9l^6,$$

С учетом полученных зависимостей $P_i(l)$ для сечений 1,2,3 строим поверхность распределения нормального давления в пятне контакта шины сверхнизкого давления ТРЭКОЛ с недеформируемой опорной поверхностью (рис. 1.19).




*а)*




*б)*

Рисунок 1.19 – Распределение нормального давления по длине и ширине в пятна контакта шины сверхнизкого давления:
*а)* при давлении воздуха в шине 50 кПа; *б)* при давлении воздуха в шине 40 кПа.

Аналогично, для давления в шине 40 кПа получаем распределение давления представленное на рисунке 1.19, *б*.

Таким образом, определены эмпирические зависимости по длине и ширине пятна контакта для шины сверхнизкого давления.

### 1.8 Исследование процесса вертикального погружения шины сверхнизкого давления на деформируемой опорной поверхности с низкой несущей способностью

Рассмотрим взаимодействие шины сверхнизкого давления Трэкол высотой 1300 мм, шириной 600 мм со снежной деформируемой опорной поверхностью. Смоделируем процесс вертикального взаимодействия шины сверхнизкого давления для давления в шине 40 кПа. Сложность решения поставленной задачи заключается в определении геометрических параметров точек контакта шины сверхнизкого давления с деформируемой опорной поверхностью, поэтому подходу к нахождению точек контакта следует уделить особое внимание. При описании процесса взаимодействии шины с опорной поверхностью сделаем допущение, что в продольном сечении точки контакта лежат на окружности с радиусом *R*, совпадающим с наружным радиусом колеса. В поперечном сечении профиль шины считаем эллипсом, большая полуось *а* которого характеризует ширину шины, а малая полуось *в* – высоту профиля шины.

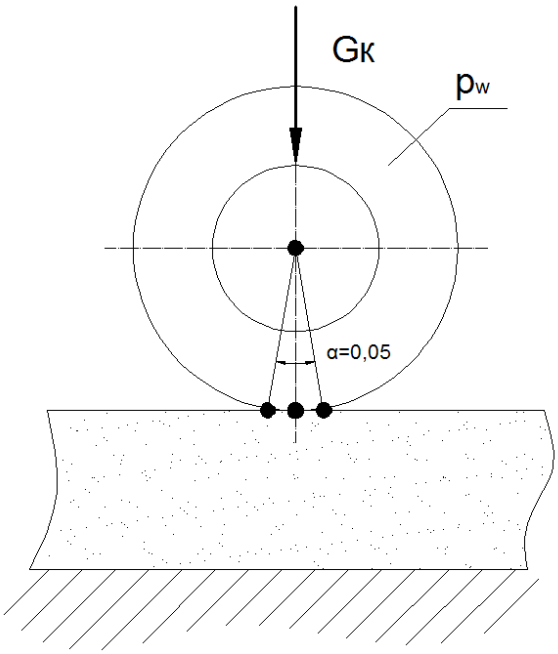



Рисунок 1.20 – Расчетная схема до взаимодействия колеса с опорной поверхностью

На рисунке 1.20 представлено первоначальное положение колеса, имеющего давление воздуха в шине $p_w$, относительно опорного основания. Считаем, что колесо касается поверхности в одной средней точке, сила $G_k$ =0.

Процесс взаимодействия начинается с момента приложения к колесу силы $G_k$ равной части веса, приходящейся на колесо транспортного средства «Тритон». При этом колесо деформирует снежный покров до тех пор, пока давление, действующее со стороны опорной поверхности на шину, не уравновесит давление шины на опорную поверхность. Задача моделирования заключается в определении глубины погружения колеса $h_2$ и величины нормальных давлений в снеге.

Вычислим координаты точек пятна контакта шины с деформируемой опорной поверхностью.

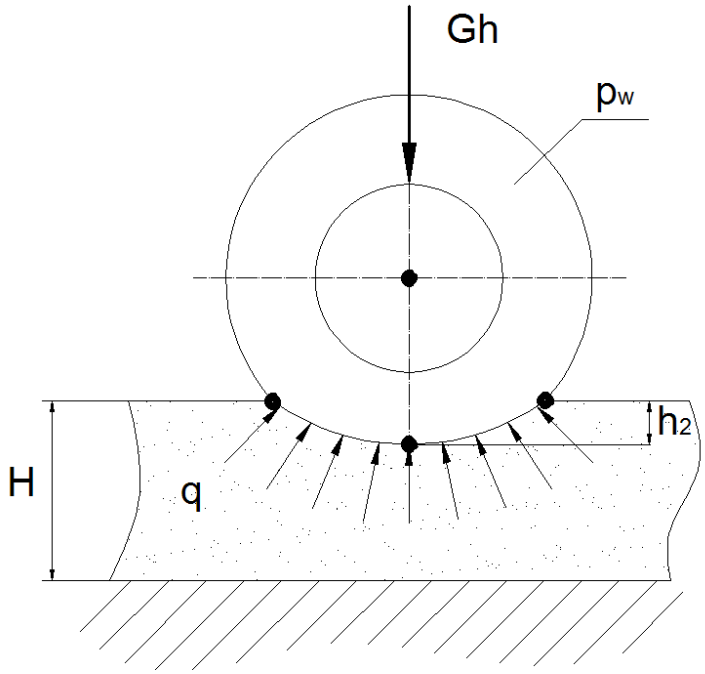



Рисунок 1.21. – Схема погружения шины на деформируемой опорной поверхности с низкой несущей способностью

На рисунке 1.21 схематично показано схема взаимодействия колеса со снегом в продольной плоскости колеса. На рисунке 1.22 – схема взаимодействия в поперечной плоскости.

При расчете давлений в контакте шины и снежного основания, а также на рисунках 1.21 и 1.22 используются следующие выражения и обозначения:

$$Ш_2 = b = const, \tag{1.112}$$

где $Ш_2$ – высота профиля шины при максимальной ширине, мм;

$b$ – максимальная ширина профиля шины, мм;

$$y = b - \frac{\Delta n}{\cos\alpha}, \tag{1.113}$$

где $\Delta n$ - приращение длины дуги эллипса, мм

$$x = \left( Ш_1^2 \cdot \left( 1 - \frac{y^2}{Ш_2^2} \right) \right)^{0.5}, \tag{1.114}$$

где x, y – координаты точки эллипса в поперечном сечении;

$Ш_1$ – половина ширины шины, мм;

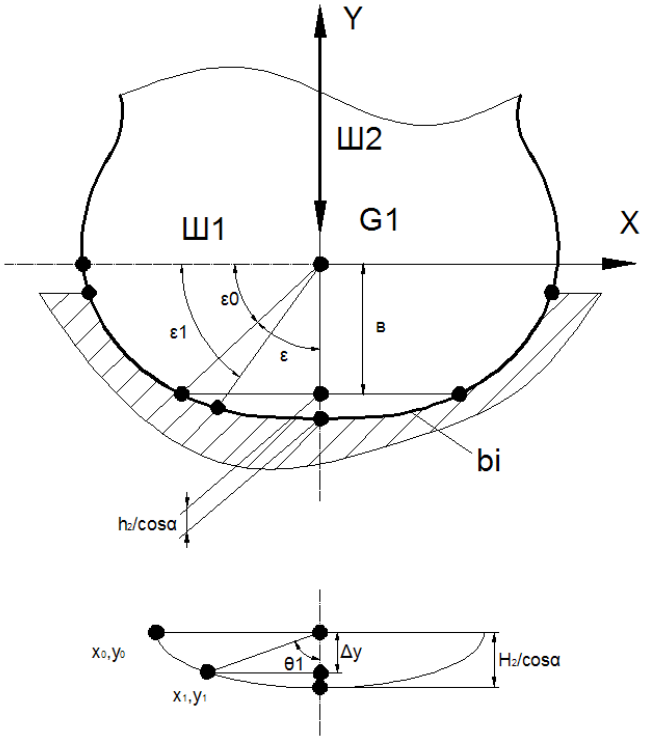



Рисунок 1. 22 – Схема взаимодействия колеса с опорной поверхностью в поперечной плоскости

$$\varepsilon = arctg\left(\frac{x}{y}\right), \tag{1.115}$$

где $\varepsilon$ - угол, откладываемый от горизонтальной оси для определения конкретного значения координат точки контакта в поперечном сечении; x, y – координаты точки эллипса в поперечном сечении;

$$\varepsilon_0 = 90 - \varepsilon, \tag{1.116}$$

где $\varepsilon_0$ - угол, откладываемый от горизонтальной оси для определения конкретного значения координат точки контакта в поперечном сечении в первоначальной точке контакта;

Длина дуги эллипса вычисляется по формуле Saltera:

$$n_0 = \sqrt[x]{\frac{La_\varepsilon^x + Lb_\varepsilon^x}{2}}, \tag{1.117}$$

где $n_0$ – длина дуга эллипса;

$x = \frac{\ln 2}{\ln \frac{\Pi}{2}}$ показатель степени в формуле (1.117),

$La_\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot a$,

$Lb_\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot b$

$$b_j = 2 \cdot n_0, \tag{1.118}$$

где $b_j$ - длина дуги контакта в поперечной плоскости, характеризующая «*j*» точку.

Для нахождения конкретной точки поперечной линии контакта введен угол $\varepsilon_1$ и координаты $y_1, x_1$.

$$\varepsilon_1 = \frac{n_1}{\sqrt[x]{\frac{a^x + b^x}{2}}}, \tag{1.119}$$

где $\varepsilon_1$ - угол, откладываемый от горизонтальной оси для определения конкретного значения координат точки контакта в поперечном сечении

$$y_1 = \sqrt{\frac{1}{\frac{\tan^2(\varepsilon_1)}{a^2} + \frac{1}{b^2}}}, \tag{1.120}$$

где $y_1$ - координата точки «1» по оси Y;

$\varepsilon_1$ - угол, откладываемый от горизонтальной оси для определения конкретного значения координат точки контакта в поперечном сечении в точке «1»

Выразим координату X в точке «1»:

$$x_1 = y_1 \cdot \tan(\varepsilon_1), \tag{1.121}$$

где: $y_1$ - координата точки «1» по оси Y;

Приращение по оси Y будет равно:

$$\Delta y = |y_1 - y_0|, \tag{1.122}$$

где $y_1$ - координата по оси Y в точке «1»;

$y_0$ - координата по оси Y в начальной точке;

В продольном и поперечном сечения шины нормальные давления определялись исходя из предположения, что давления изменяются по косинусоидальному закону:

$$q = q_0 \cdot \cos\theta, \qquad (1.123)$$

где $q$ – значение нормального давления;

$q_0$ – значение максимального давления в средней точке контакта;

$\theta$ - угол, характеризующий удаленность рассматриваемой точки контакта от средней.

$$\tan\theta = \frac{x_1}{\Delta y},$$

где $x_1$ - координата точки по оси X;

Для определения нормальных давлений использовалась формула Летошнева:

$$q = C \cdot h^{\mu}, \qquad (1.123)$$

где $q$ – напряжения, Па;

$C$ , μ – константы грунта;

$h$ – глубина погружения точки контакта в снег, определяемая по формуле (1.122);

В результате, определялась реакция со стороны снежной поверхности на колесо

$$R = R_{i-1} + \Delta R,$$

где $R_{i-1}$ - реакция на предыдущем участке контакта;

$R$ – суммарная реакция, кПа;

$\Delta R$ - приращение реакции.

На рисунках 1.23-1.25 представлены полученные закономерности процесса взаимодействия шины сверхнизкого давления Трэкол 1300-600х21, установленной на вездеход Тритон, имеющей нагрузку на колесо *Gk*=320 кг. В расчетах принималась плотность снега ρ=0,25 г/см$^3$ и коэффициент начальной жесткости снега γ=50 кПа, глубина снежного покрова *H*=0,7м, давление воздуха в шине *Pw*=0,04 МПа.

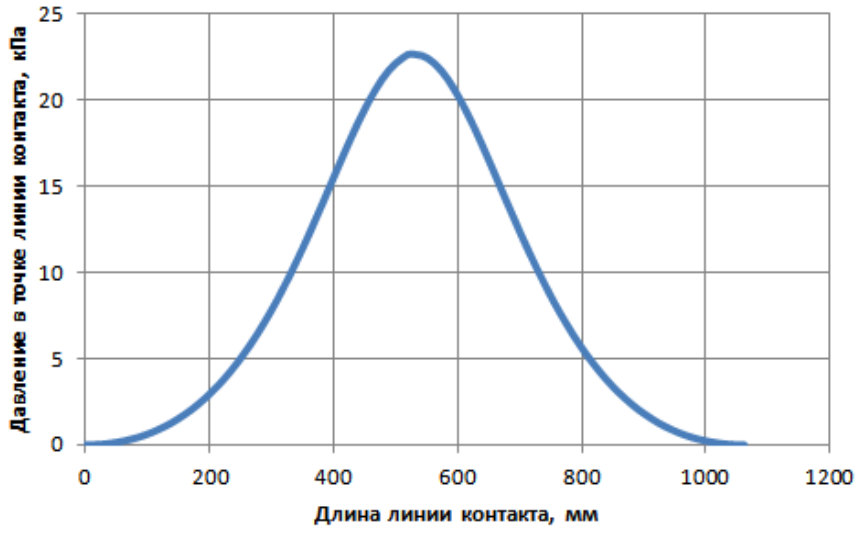



Рисунок 1.23 – Распределение нормальных давлений по косинусоидальному закону в продольной плоскости колеса

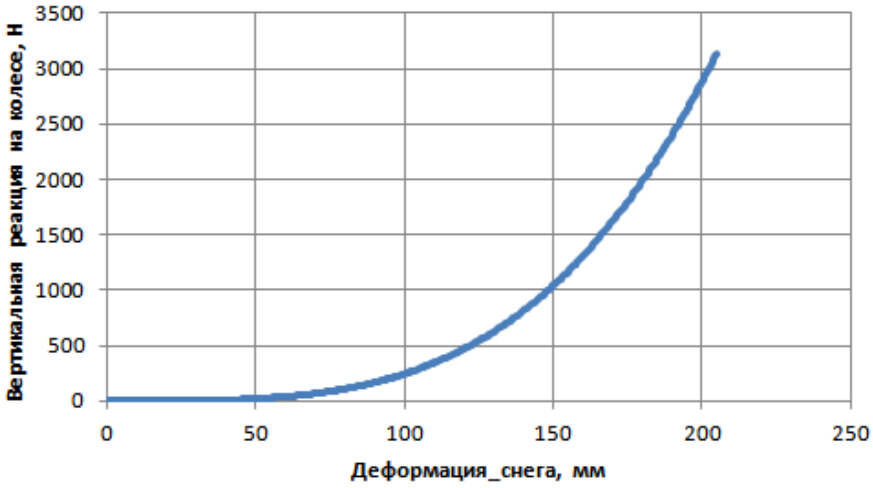



Рисунок 1.24 – Зависимость реакции со стороны снежной поверхности на шину от деформации снега

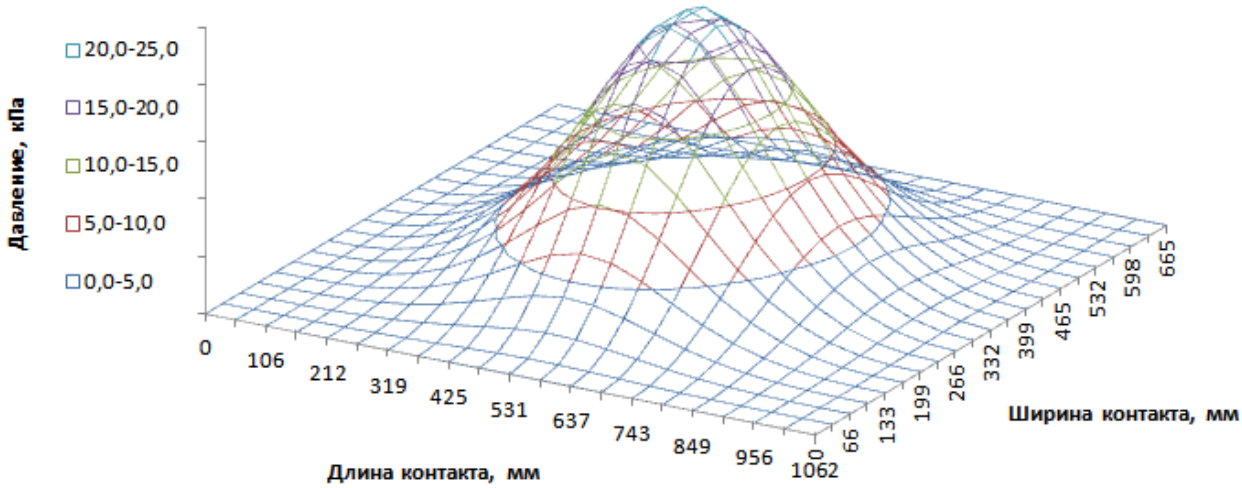



Рисунок 1.25 – Распределение нормальных давлений в контакте шины «Трэкол» (*Pw*=0,04 МПа) со снегом ($\rho$=0,25 г/см$^3$, $\gamma$=50 кПа, глубина снежного покрова *H*=0,7м)

Таким образом, произведено исследование вертикального погружения шины сверхнизкого давления «Трэкол» и получено, возникающее при этом распределение нормальных давлений в контакте шины со снегом, относящимся к опорным поверхностям с низкой несущей способностью, и зависимость нормальной реакции от глубины погружения.

### 1.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

В результате выполнения НИР были получены значимые научные результаты мирового уровня, позволяющие предоставить организациям (ООО «КОМ») новые и эффективные методы и средства для исследования шин сверхнизкого давления, использующих энергоэффективные технологии и способствующих развитию экспортного потенциала и замещению импорта, необходимых для решения комплекса технико-экономических проблем по приоритетному направлению.

Теоретические разработки, методики расчетов, результаты и технические предложения по выбору параметров шин сверхнизкого давления, внедрены в организациях группы компаний «КОМ» (ООО «КОМ», ООО «КОМ-Проект») при создании семейства вездеходных транспортных средств высокой проходимости.

Результаты исследований, а именно алгоритм и методика выбора передаточных чисел коробок передач, используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре: «Автомобили и тракторы» НГТУ, в курсах лекций «Испытания автомобилей», «Теория автомобиля», «Теория вездеходных машин», а также при курсовом и дипломном проектировании.

### 1.10 Обобщение и оценка результатов исследований

1. В результате анализа работ по снеговедению установлено, что для получения полной и ясной характеристики о состоянии снежного покрова необходимы многие параметры, характеризующие свойства снега. Основными из них, принятыми в настоящее время в научно-технической литературе, считаются следующие: плотность; твердость; сопротивление сдвигу (срезу и резанию); сопротивление смятию (пластичность); липкость; скользкость (коэффициент трения материала по снегу); коэффициент трения снега о снег; жесткость; влажность. Сложная взаимосвязь указанных параметров снега до сих пор не позволила создать единую теорию состояния снежного покрова, которая объединяла бы выше перечисленные параметры.

2. В результате проведенного обзора выяснено, что большинство работ по исследованию формирования и свойств снега выполнялись для целей гидрологии, гляциологии, метеорологии, и направление этих работ носит узко-специфический характер. Это потребовало переосмысления ряда положений теории снеговедения с целью использования накопленного в ней материала в моделях движения снегоходных машин.

3. Анализом известных работ установлено, что невозможно непосредственно использовать разработанные модели взаимодействия движителей с грунтом применительно к работе тягово-опорных систем машин на снегу. Ни одна из разработанных зависимостей для описания деформационных свойств грунтов не была в достаточной мере теоретически обоснована с точки зрения ее применимости для аппроксимации зависимости «нормальная нагрузка-деформация» для снега.

4. Проведены экспериментальные исследования и разработаны методики определения физико-механических параметров снега: коэффициента жесткости, связности, коэффициента внутреннего трения и плотности снега. При исследовании плотности установлено, что распределение не равномерное – в верхней части снежного покрова плотность несколько выше (наст), чем в средней, а нижней - выше, чем в верхней.

5. Получены новые зависимости для описания физико-механических свойств снега, которые позволяют на качественно новом уровне описывать физико-математические свойства снега в математических моделях движения транспортных средств и процессе взаимодействия движителей со снегом, более точно определять затраты энергии на движение и оценивать энергоэффективность движителей.

6. Проведены экспериментальные и теоретические исследования процесса взаимодействия движителя транспортного средства на шинах сверхнизкого давления с недеформируемым и деформируемым опорными основаниями с низкой несущей способностью.

7. В рамках данной НИР разработана методика и программа обработки полученного аналогового сигнала от трехканального блока анализа сигналов (БАС-4-3) в значения нормального давления, распределенного по длине и ширине контакта.

8. Получены регрессионные зависимости нормального давления по длине и ширине пятна контакта для шины сверхнизкого давления. Анализ характера распределения давлений в пятне контакта шины с недеформируемой опорной поверхностью показал, что при снижении внутреннего давления воздуха в шине, суммарное давление на поверхность снижается, и происходит перераспределение давления по площади контакта связанное с уменьшением в середине и возрастанием по краям.

9. Проведено моделирование вертикального погружения шины сверхнизкого давления «Трэкол» 1300-600х21 на деформируемую опорную поверхность с низкой несущей способностью (снег с параметрами $\rho$=0,25 г/см$^3$, $\gamma$=50 кПа, глубина снежного покрова $H$=0,7м), в результате которого получено распределение нормальных давлений в контакте шины со снегом по длине и ширине контакта, а также зависимость нормальной реакции на колесе от глубины его погружения в снег.

10. Теоретические разработки, методики расчетов, результаты и технические предложения по выбору параметров шин сверхнизкого давления, внедрены в организациях группы компаний «КОМ» (ООО «КОМ», ООО «КОМ-Проект») при создании семейства вездеходных транспортных средств высокой проходимости.

11. Результаты исследований, а именно алгоритм и методика выбора передаточных чисел коробок передач, используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре: «Автомобили и тракторы» НГТУ, в курсах лекций «Испытания автомобилей», «Теория автомобиля», «Теория вездеходных машин», а также при курсовом и дипломном проектировании.

## 2 Расчетно-экспериментальное исследование свойств активной безопасности микроавтобуса

В разделе 2 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из ГНЦ РФ ФГУП Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ» – Карпухина К.Е., к.т.н., помощника заместителя генерального директора по науке.

Цель работы – исследование свойств активной безопасности микроавтобуса по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования.

Объект исследования – легкое коммерческое транспортное средство (микроавтобус).

Область применения – разработанная виртуальная модель микроавтобуса, а также подходы при оценке эксплуатационных свойств методом имитационного моделирования и по результатам дорожных испытаний могут быть использованы на этапах проектирования и доводки. Разработанная модель микроавтобуса может быть использована для оценки эксплуатационных свойств семейства автомобилей данного класса, определения возможных способов совершенствования их конструкций, оценки влияния определенных конструктивных изменений на свойства активной безопасности.

### 2.1 Анализ требований нормативных документов, в отношении свойств активной безопасности

При оценке свойств активной безопасности транспортных средств руководствуются требованиями и методиками, описанными в следующих нормативных документов [2.1 – 2.2]:

- в отношении управляемости и устойчивости – ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания»;
- в отношении тормозных свойств – Правила ЕЭК ООН №13 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения».

Наиболее важными с точки зрения активной безопасности являются требования по управляемости и устойчивости, которые описаны в ГОСТ Р 52302-2004, в котором представлены методики проведения испытаний для оценки статической и динамической

устойчивости и управляемости автотранспортных средств по результатам дорожных и стендовых испытаний.

Объектами испытания являются транспортные средства категорий M, N и O3, кроме автотранспортных средств (далее АТС):

- имеющие максимальную скорость менее 40 км/ч;
- прицепов-тяжеловозов и полуприцепов-тяжеловозов;
- не предназначенных для эксплуатации на дорогах общего пользования.

Наиболее важными испытаниями ГОСТ Р 52302-2004 являются: вхождение в поворот и «переставка» – смена полосы движения. Государственный стандарт содержит следующие технические требования, касающиеся дорожных испытаний:

- Максимальную скорость АТС при выполнении маневра (далее — скорость маневра Vм*)* определяют как среднее арифметическое значение скоростей трех заездов с наибольшей скоростью, при которой не было выхода за пределы разметки или отрыва одного из колес АТС от поверхности дороги.
- При выполнении маневров на АТС категории M1 не должен происходить отрыв всех колес одной из сторон от поверхности дороги.
- Значения Vм, полученные при испытаниях, не должны быть ниже нормативных значений Vм.
- При значении Vм для испытуемого АТС ниже нормативного значения Vм более 10% эксплуатация на дорогах общего пользования не допускается.

Испытание «поворот» проводят с целью определения показателей, характеризующих управляемость и устойчивость АТС в критических режимах движения при движении по криволинейной траектории (криволинейному коридору) с определенными параметрами (радиусом) – рисунок 2.1.

Перед входом в поворот АТС вводят в режим равномерного прямолинейного движения. Передачу в коробке передач выбирают наивысшую, обеспечивающую устойчивую работу двигателя. Положение рук водителя на рулевом колесе не регламентируют. При пересечении передними колесами АТС границы между участками 1 и 2 размеченного коридора водитель быстро снимает ногу с педали газа и начинает поворачивать рулевое колесо вправо для выполнения маневра. Положение всех остальных органов управления должно оставаться постоянным.

Внешний наблюдатель отмечает отрывы колес от дороги, выходы АТС за пределы коридора и информирует о них водителя.

Все заезды подразделяют на предварительные и зачетные. Предварительные заезды проводят без регистрации измеряемых параметров для определения диапазона начальных скоростей зачетных заездов. Начальные скорости предварительных заездов выбирают такими, при которых не происходит снижения показателей управляемости и устойчивости. Это условие обеспечивается значениями скоростей, равными 60% от Vм для АТС соответствующих категорий. Заканчивают заезды на скорости, при которой начинает проявляться ухудшение свойств управляемости и устойчивости.

Начальную скорость зачетных заездов принимают на 10% ниже скорости окончания предварительных заездов. В последующих заездах скорость увеличивают с интервалом 1—2 км/ч, причем с увеличением скорости этот интервал должен уменьшаться.

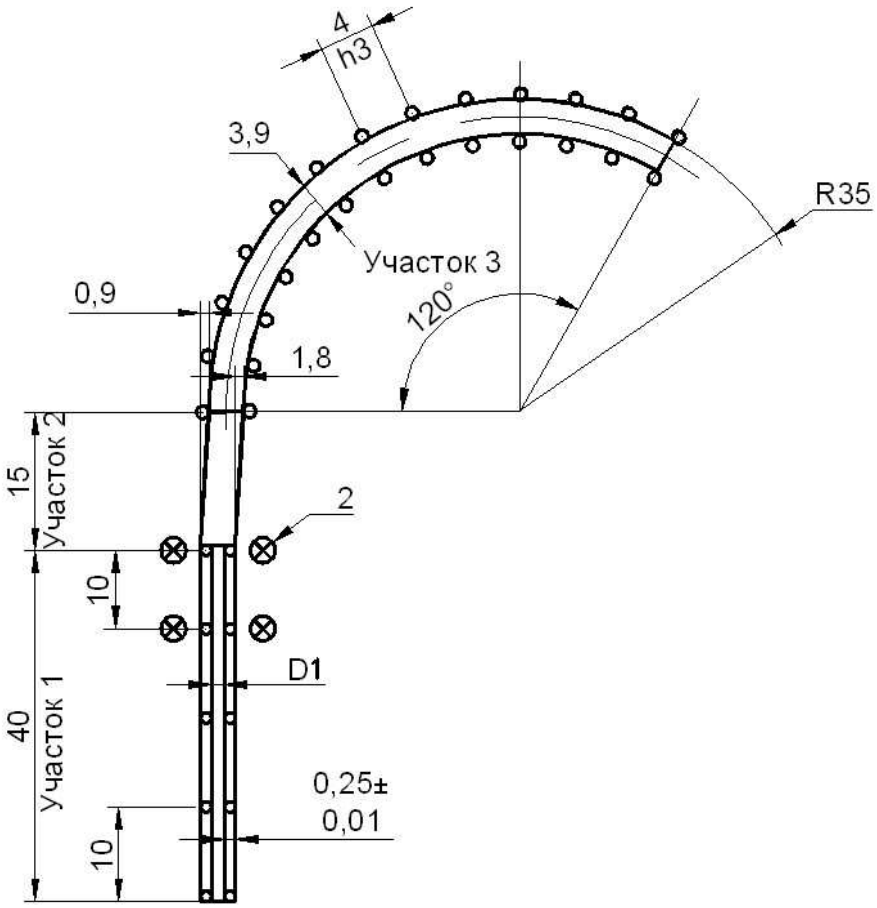



Рисунок 2.1 – Разметка участка испытаний «поворот $R_П$ = 35 м»
1 - вертикальные ограничители разметки коридоров движения на участках 1, 2 и 3;
2 - датчики измерения скорости; $h_1$ - шаг установки вертикальных ограничителей на участке 1;
$h_3$ - шаг установки вертикальных ограничителей на участке 3; $D_1$ - ширина коридора на участке 1*;*
$D_3$ - ширина коридора на участке 3

При появлении в заезде отрыва колеса от дороги или выходе АТС за боковые границы коридора заезд повторяют с прежней скоростью. Если явление не повторяется, скорость увеличивают. Если в трех заездах на одной скорости происходит отрыв колеса от дороги или выход за пределы коридора, то испытания заканчивают. В случае отсутствия явлений, ограничивающих скорость выполнения маневра, испытания заканчивают при скорости АТС, на 5% превышающей нормативное значение Vм. В процессе испытаний регистрируют скорость Vм АТС на участке 1 и отмечают заезды, в которых происходит отрыв колес от поверхности дороги или выход их за пределы размеченного коридора. Дополнительно регистрируют угол поворота рулевого колеса, позволяющего определить максимальный угол поворота рулевого колеса, момент начала маневра, наличие заноса, сноса или ошибки водителя.

Форма графика записи и величина углов поворота руля позволяют судить о наличии сноса или заноса в заезде, о чем делают запись в протоколе. Результатом испытаний «поворот Rn = 35м» является средняя скорость маневров Vм.

Согласно ГОСТ Р 52302-2004 условия проведения испытания «переставка Sп = 20м» и «переставка Sп = 16м» следующие:

- Испытания «переставка *S*п = 16 м», «переставка *S*п = 20 м» предназначены для определения максимальной скорости маневра при смене полосы движения на ограниченном участке пути.
- Испытания проводят на участке 2 (рисунок 2.2), имеющем длину Sп = 20 м. Если на длине Sп= 20 м максимальная скорость выполнения маневра не достигнута из-за ограниченной мощности двигателя, то испытания проводят при Sп = 16 м.

Прочие условия (требования) проведения испытания «переставка» аналогичны условиям испытания «поворот».

### 2.2 Разработка имитационной модели исследуемого транспортного средства

В качестве объекта исследования был выбран автомобиль ГАЗ 2752 (рисунок 2.2). Данный автомобиль является грузопассажирским одиночным транспортным средством массой до 3,5 тонн. Ведущие колеса – задние. Передняя подвеска – независимая пружинная со стабилизатором, задняя подвеска – рессорная со стабилизатором.

В задачи исследования входит анализ влияния различных характеристик подвески (а именно жесткости упругих элементов и стабилизаторов) на управляемость и устойчивость по результатам компьютерного моделирования. Адекватность виртуальной модели должна быть подтверждена путем сравнения результатов моделирования с данными дорожных испытаний.

Рисунок 2.2 – Автомобиль ГАЗ-2752 (легкий коммерческий автомобиль - микроавтобус)

При проведении имитационных испытаний транспортного средства необходимо задать определенные параметры модели. На первом этапе выполняется ввод информации по исследуемому объекту в программу с целью создания виртуальной модели движения транспортного средства. Ввод параметров в свою очередь делится на следующие этапы:

- создание виртуального полигона;
- описание управляющего воздействия и имитирующие водителя;
- задание параметров транспортного средства.

После этого, в соответствии с требованиями нормативных документов, проводятся пробные испытания, по результатам которых оценивается поведение ТС. Сравнивая полученные результаты виртуальных испытаний с экспериментальными данными, делается вывод об адекватности модели, и при необходимости вносятся корректировки в задаваемые параметры модели. После установления адекватности расчетной модели становится возможной оценка эксплуатационных свойств ТС посредством имитационного моделирования.

Имитационное моделирование имеет целый ряд преимуществ по сравнению с дорожными испытаниями [2.3 – 2.4]:

- независимость от погодных условий;
- гибкие возможности по изменению модели и оценки влияния различных конструктивных параметров на динамику движения ТС;
- возможность имитирования практически любых дорожных ситуаций (установка различные коэффициентов сцепления для правых и левых колес);
- возможность получения полного массива данных о процессе движения ТС.

Главным недостатком имитационного моделирования является упрощение модели в сравнении с реальным объектом, которое неизбежно при моделировании [2.5]. Сложность выбора определенных параметров ТС может привести к некоторому несоответствию модели реальному ТС и, как следствие, расхождению результатов моделирования с реальными дорожными испытаниями.

Для создания имитационной модели существует множество программных средств с различной степенью деталировки модели. В данной работе рассматривается применение программного комплекса SDK Simulation, используемого компанией Krorr-Bremse в своей научно-практической деятельности. Программный комплекс SDK Simulation обладает значительным функционалом и имеет широкий спектр возможностей:

- Моделирование движения транспортного средства в реальном времени;
- Обеспечение высококачественной текстурированной трехмерной визуализации;
- Наличие встроенных моделей транспортного средства категорий M2, M3, N2 и N3;
- Моделирование подсистем транспортного средства;
- Связь с внешними аппаратными средствами для формирования испытательной системы на базе реальных устройств;
- Наличие программируемой модели водителя;
- Наличие многофункционального редактора дорожных моделей;
- Запись результатов в различных формах: графики, видео файл в формате AVI и др.

Такой диапазон возможностей позволяет создать подробную, адекватную и реалистичную модель движения транспортного средства. Основными объектами моделирования являются:

– автотранспортное средство;
– окружающая среда;
– водитель.

При запуске программы перед пользователем появляется окно, показанное на рисунке 2.3, интерфейс которого является достаточно удобным для пользователя и простым в обращении. Все основные элементы управления находятся на центральной панели: *Simulation Process* – настройки процесса моделирования; *Setup Vehicles* - данные по транспортному средству; *Environment Editor* – редактор окружающей среды; *Edit Driver Model Program* – редактор управляющего воздействия; *Driver Parameters* – параметры модели водителя; *Start Simulation* – запуск процесса моделирования; *View Options* – опции просмотра моделирования; *Results* – обработка результатов моделирования.

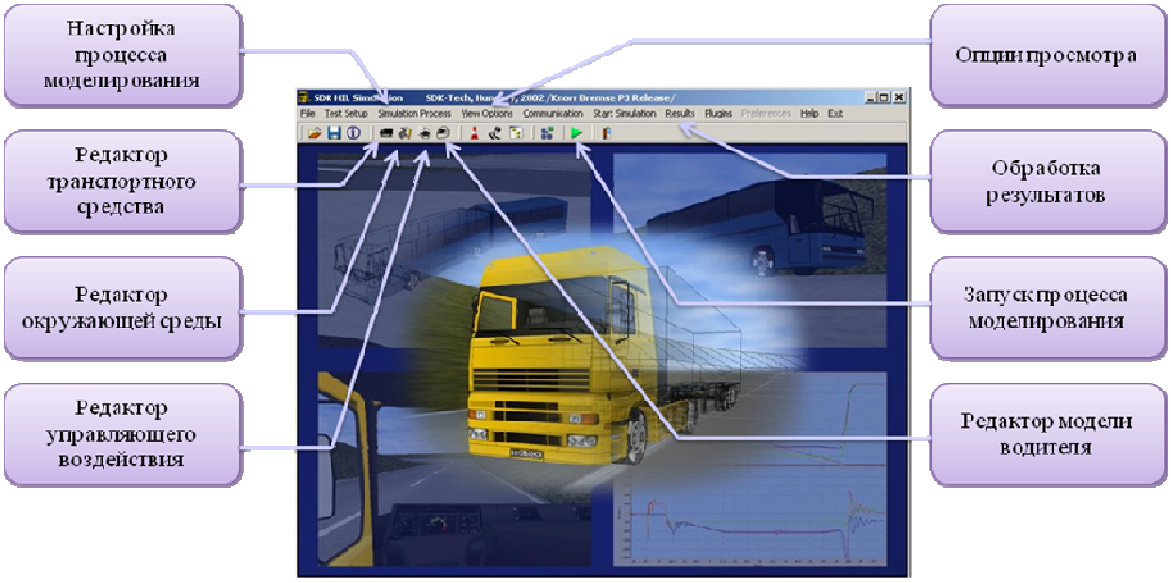



Рисунок 2.3 – Интерфейс программы

Виртуальная модель транспортного средства в программном комплексе SDK создается при помощи редактора Setup Vehicles. Все параметры разделены на подблоки (кузов, трансмиссия, подвеска и т.д.), в каждом из которых задаются соответствующие параметры. Графический интерфейс редактора изображен на рисунке 2.4.

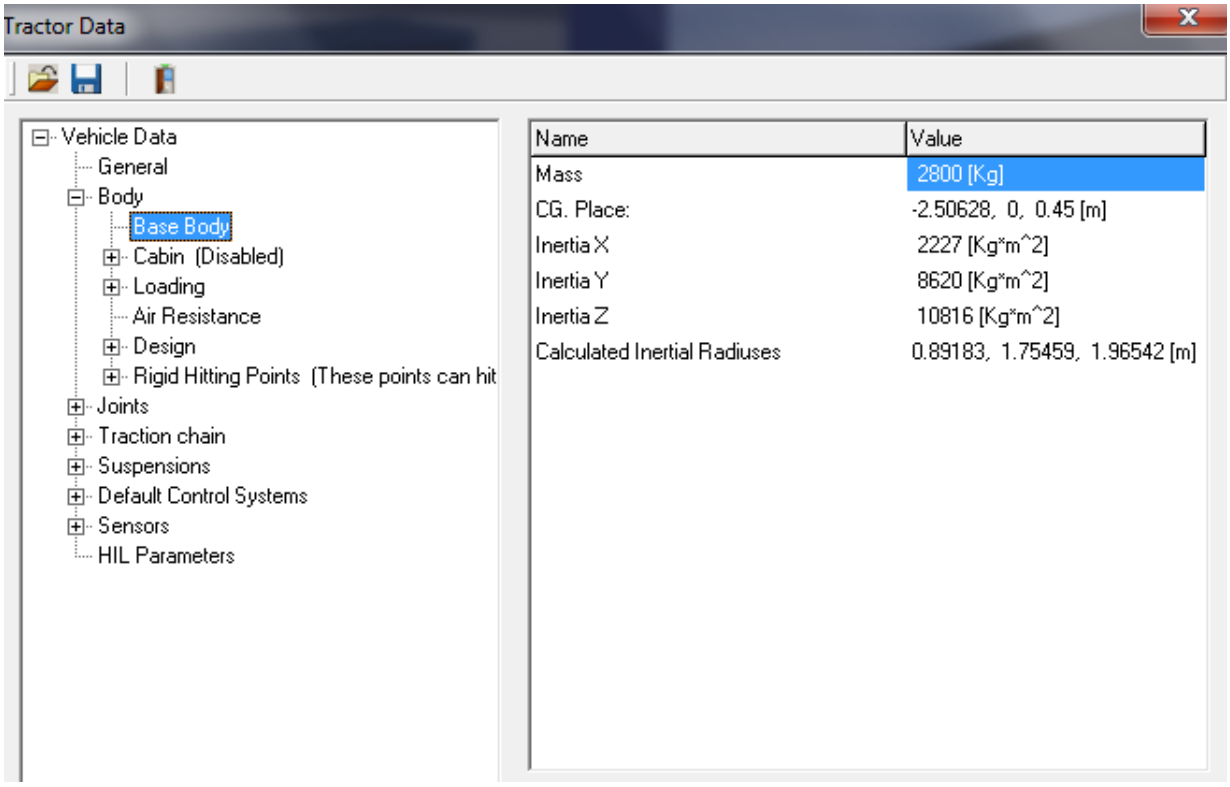



Рисунок 2.4 – Редактор Setup Vehicles программного комплекса SDK

При создании имитационной модели транспортного средства задаются в первую очередь параметры, описанные в технической документации. В таблице 2.1 приведены данные для автомобиля ГАЗ-2752, которые используются в имитационной модели SDK.

Таблица 2.1. Параметры автомобиля ГАЗ-2752

| **Параметр** | **Размерность** | **Значение** |
|---|---|---|
| Полная масса ТС | кг | 2800 |
| Снаряженная масса ТС | кг | 2304 |
| Координаты центра масс | м | -2,5; 0; 0,716 |
| Распределение массы по осям (при полной массе) | кг | 1300/ 1500 |
| Масса подрессоренной части | кг | 2580 |
| Координаты центра масс подрессоренной части X,Y и Z | м | -2,5; 0; 0,45 |
| КПД трансмиссии | % | 0,95 |
| Максимальный крутящий момент двигателя | Н*м | 270 |
| Максимальная мощность двигателя | кВт | 88,3 |
| Обороты холостого хода двигателя | об/мин | 600-800 |
| Максимальные обороты двигателя | об/мин | 4000 |
| Обороты двигателя при макс. моменте | об/мин | 1400-3000 |
| Обороты двигателя при макс. мощности | об/мин | 3600 |
| Максимальный передаваемый сцеплением крутящий момент | Н*м | 600 |
| Момент инерции вращающихся частей двигателя | кг*м$^2$ | 0,3 |
| Число передач КПП | | 5 |
| Передаточные отношение соответствующих передач КПП | | 3,786; 2,188; 1,304; 1,00; 0,794 |
| Передаточное отношение задней передачи КПП | | 3,280 |
| Передаточное отношение главной передачи | | 4,3 |
| Тип передней подвески | | Независимая, на поперечных рычагах |
| Тип задней подвески | | Зависимая, рессорная |

| Параметр | Размерность | Значение |
|---|---|---|
| Колея ТС<br>- передней оси<br>- задней оси | м | <br>1,7<br>1,7 |
| Пружинная (рессорная) база | м | 1,3 |
| Амортизаторная база | м | 1,3 |
| Жесткость стабилизатора поперечной устойчивости задней подвески | Н/м | 70000 |
| Угол развала колес | град | 0 |
| Угол схождение колес | град | 0 |
| Продольный угол наклона шкворня | град | 6,3 |
| Поперечный угол наклона шкворня | град | 11 |
| Неподрессоренная масса<br>- передней оси<br>- задней оси | кг | <br>100<br>120 |
| Диаметр колеса | м | 0.32 |
| Жесткость упругих элементов<br>- передней подвески<br>- задней подвески | Н/м | <br>250000<br>20000 |
| Деформации упругих элементов передней подвески<br>- при полной массе | мм | <br>0,1<br>0,1 |
| Деформации упругих элементов задней подвески<br>- при полной массе | мм | <br>0,18<br>0 |
| Начальное нагружение пружины или рессоры | Н | 7000 |
| Характеристика демпфирования амортизатора при ходе отбоя | | 6000 |
| Характеристика демпфирования амортизатора при ходе сжатия | | 2000 |

Кроме приведенных выше характеристик, возможно включение следующих параметров:

- Координаты точки приложения силы аэродинамического сопротивления (центр парусности) X, Y и Z, м;
- Жесткость демпфера сцепления при кручении, Н*м/рад;

- Момент инерции первичного вала КПП, кг*м$^2$;
- Момент инерции вторичного вала КПП, кг*м$^2$;
- Момент инерции промежуточного вала КПП, кг*м$^2$;
- Жесткость полуоси заднего моста на кручение, Н*м/рад;
- Момент инерции карданной передачи относительно оси вращения, кг*м$^2$;
- Контрольное время включения тормоза замедлителя, с;
- Время отключения тормоза замедлителя, с;
- Максимальный тормозной момент тормоза замедлителя, Н*м;
- Жесткость стабилизатора поперечной устойчивости передней подвески, Н/м;
- Момент инерции балки ведущего моста в сборе, кг*м$^2$;
- Жесткость буферов (ограничителей хода подвески), Н/м;
- Момент инерции колеса относительно оси вращения, кг*м$^2$;
- Коэффициент пропорциональности переднего тормозного механизма, Н*м/бар;
- Скорость блокирования тормоза РТС, Н*м/с;
- Максимальный блокирующий момент тормозного механизма РТС, Н*м.

Ряд параметров рассчитывается по соответствующим формулам на основе данных, полученных из технической документации или экспериментально. Некоторые параметры закладываются программой автоматически на основании выбора типа транспортного средства или на основании уже введенных параметров.

Визуализация ТС возможна в каркасном виде (рисунок 2.5) с отображением положения центра масс и реакций на колесах, а также в рендрированном виде.

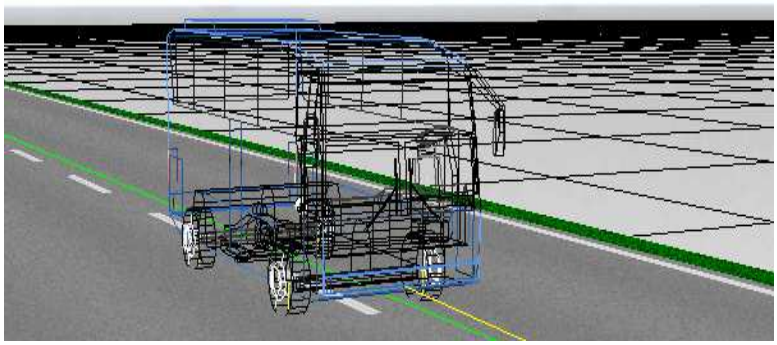


Рисунок 2.5 – Каркасное отображение исследуемого ТС

### 2.3 Разработка виртуального полигона

Важным этапом является создание виртуального полигона для проведения испытаний. Характер и форма участков полигона зависит от типа проводимых испытаний. В данном исследовании, модель автомобиля проходит испытания на управляемость и устойчивость, подробное описание которых представлено в п.2.1 настоящего раздела поисковой НИР.

Виртуальный полигон создается в редакторе окружающей среды Environment Editor. В программе он задается набором отдельных сегментов, с определенными свойствами и параметрами:

– угол поворота дороги, град;

– радиус поворота, м;

– радиус поворота на выходе из него, м;

– тип поворота;

– подъем, %;

– угол косогора, град;

– длина участка, м;

– покрытие левой части дорожного полотна;

– покрытие правой части дорожного полотна;

– тип покрытия левой части дорожного полотна;

– тип покрытия правой части дорожного полотна;

– ширина дорожного полотна, м;

– свод, м (дорога принимает вид козырька, свода с указанной высотой);

– смещение одной из полос без изменения ширины дороги, м;

– желаемая траектория движения ТС.

Графический интерфейс редактора окружающей среды изображен на рисунке 2.6.

Далее задается траектория движения ТС, которая по умолчанию располагается посередине дорожного полотна, что соответствует требованиям к испытанию «поворот». Для испытания «переставка» необходима корректировка траектории в соответствии с условиями нормативных документов. Универсальный виртуальный полигон для проведения испытаний «переставка $S_П$ = 20 м», «поворот $R_П$ = 35 м» и торможения изображен на рисунке 2.7.

Стартовая точка начала движения устанавливается на участке виртуального полигона с расчетом набора ТС необходимой скорости к началу совершения маневра. Дальнейшим шагом является установка дорожных объектов (конусов) в соответствии с требованиями нормативных документов (рисунок 2.8).

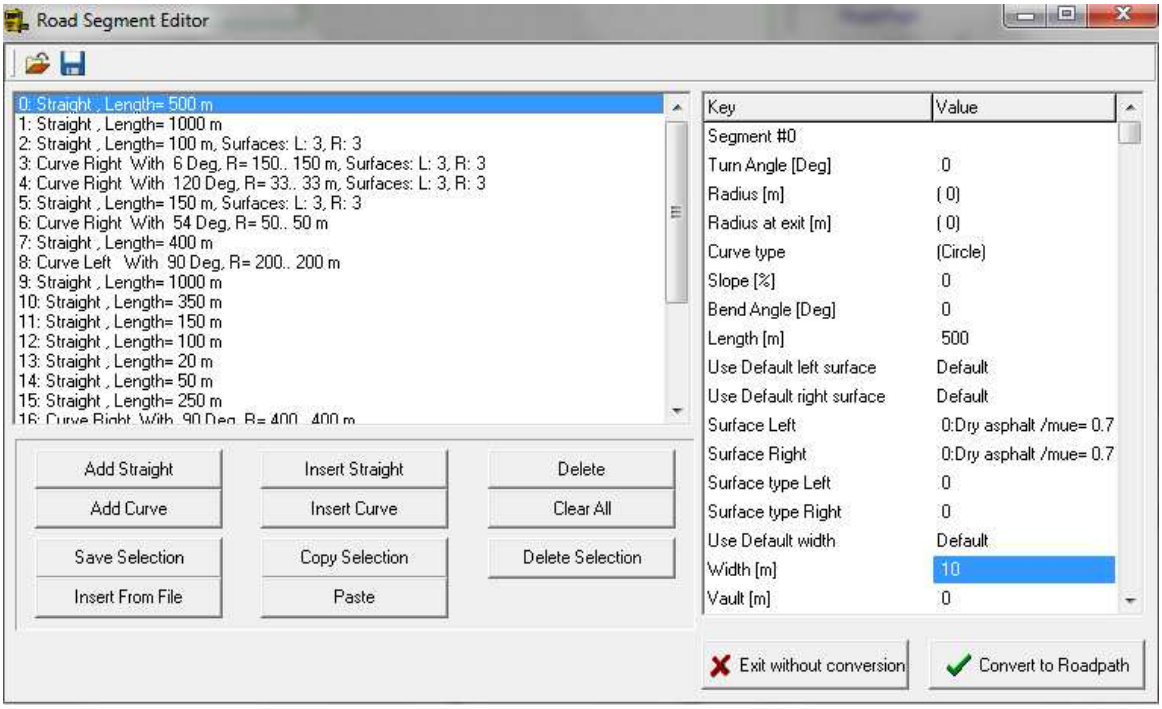



Рисунок 2.6 – Редактор участков полигона

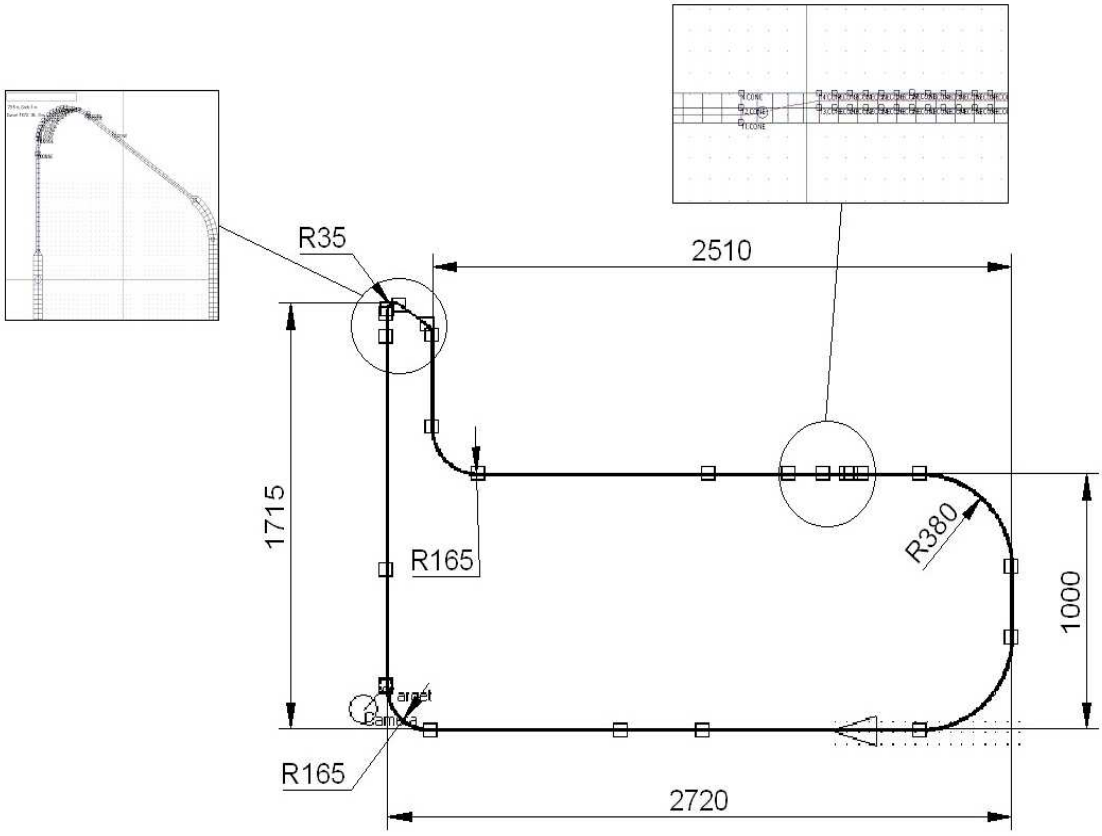



Рисунок 2.7 – Универсальный виртуальный полигон

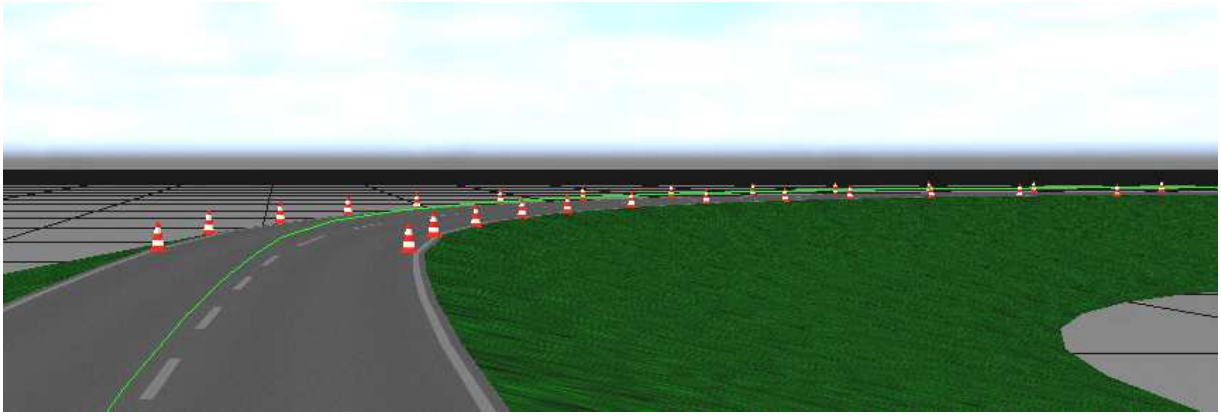


Рисунок 2.8 – Дорожные объекты и траектория движения ТС.

Кроме моделирования виртуального полигона необходимо также правильно задать порядок управляющего воздействия, который определит условия движения модели автомобиля. Параметры, определяющие управляющее воздействие виртуального водителя задаются в редакторе Edit Driver Model Program. Внешний вид данного редактора изображен на рисунке 2.9.

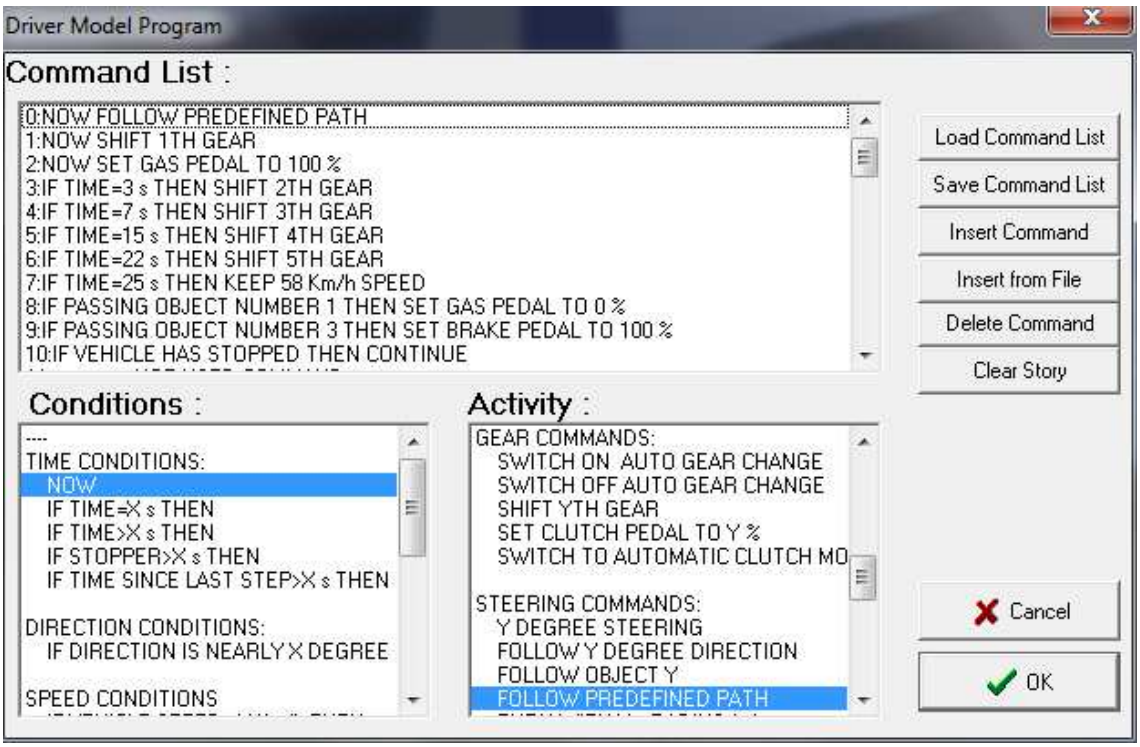



Рисунок 2.9 – Редактор управляющего воздействия

Для испытаний «поворот» и «переставка» набор управляющих воздействий аналогичен и включает в себя следующие команды:

1. следовать заданному пути;
2. включить первую передачу;
3. установить педаль газа на 100 %;
4. если время равно 3 сек., то включить вторую передачу в КПП;
5. если время равно 7 сек., то включить третью передачу в КПП;
6. если время равно 15 сек., то включить четвертую передачу в КПП;
7. если время равно 22 сек., то включить пятую передачу в КПП;
8. если время равно 25 сек., то удерживать постоянную скорость равную 58 км/ч (для испытания «переставка» - 70 км/ч);
9. если автомобиль пересекает дорожный объект номер 1 (виртуальный конус, установленный на входе в поворот), то установить педаль газа на 0% (т.е. прекратить подачу топлива);
10. если автомобиль пересекает дорожный объект номер 2 (виртуальный конус, установленный на выходе из поворота), то установить педаль тормоза на 100% (т.е. полностью остановить автомобиль);
11. когда автомобиль остановится закончить испытание.

Завершающим этапом создания имитационной модели движения автобуса является ввод параметров виртуального водителя (время запаздывания реакции человека, скорость вращения рулевого колеса, скорость нажатия на педали газа и тормоза и др.). В этом разделе все параметры были оставлены по умолчанию (т.е. установлены, рекомендованные разработчиками программы SDK-Simulation значения).

### 2.4 Оценка тормозных свойств, управляемости и устойчивости модели транспортного средства в различных дорожных условиях по результатам компьютерного моделирования

Процесс моделирования осуществляется в режиме реального времени, что позволяет следить непосредственно за ходом виртуального испытания. При этом выполняется построение графиков и необходимых зависимостей. При настройке определенных параметров визуализации возможно отражение в реальном времени тех или иных характеристик модели. Также в процессе моделирования записывается файл в формате *.cvs, который включает в себя целый набор параметров модели в зависимости от времени.

Наиболее важными параметрами, анализируемыми в ходе виртуальных испытаний (компьютерного моделирования) являются:

- Скорость ТС в м/с;
- Скорость ТС в км/ч;
- Производная скорости ТС, м/с$^2$;
- Поворот вокруг вертикальной оси, рад/с.
- Продольное ускорение, м/с$^2$;
- Поперечное ускорение, м/с$^2$;
- Вертикальное ускорение, м/с$^2$;
- Угловое колебание относительно продольной оси, рад/с;
- Угловое колебание относительно поперечной оси, рад/с;
- Угловое колебание относительно вертикальной оси, рад/с;
- Скорость колеса в м/с;
- Скорость колеса в км/ч;
- Нагрузка на колесо, Н;
- Продольная сила, Н;
- Поперечная сила, Н;
- Скольжение колеса, %;
- Поперечное скольжение колеса, %;

На основании этих данных, можно строить графики зависимости характеристик и делать выводы о поведении модели. На рисунке 2.10 изображено изменение скорости ТС при прохождении испытания поворот.

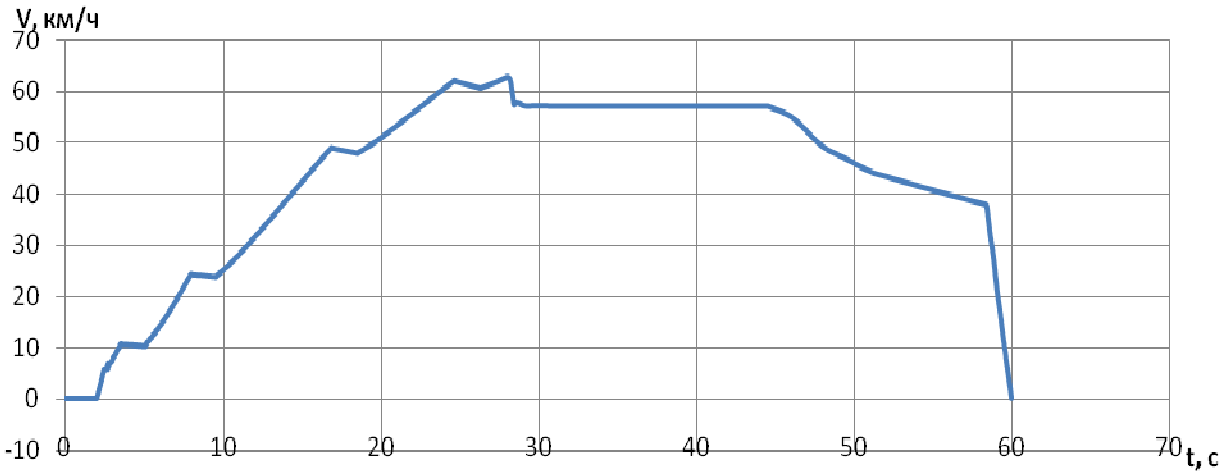



Рисунок 2.10 – График зависимости скорости ТС от времени (поворот)

На рисунке 2.11 отображено поперечное ускорение ТС. По графику видно, что при входе в поворот ТС средства резко возрастает значение поперечного ускорения. На основании полученных графиков можно сделать вывод о том, что параметры, которые записываются при проведении виртуальных испытаний, позволяют оценить свойства активной безопасности модели ТС. Так как по требованию нормативных документов при проведении испытаний на управляемость и устойчивость не должен происходит отрыв колеса от дорожного полотна, то наиболее информативными с этой точки зрения являются графики реакций на колесах. На рисунке 2.13 изображен график зависимости реакций на колесах ТС от времени при прохождении испытания поворот на скорости 58 км/ч.

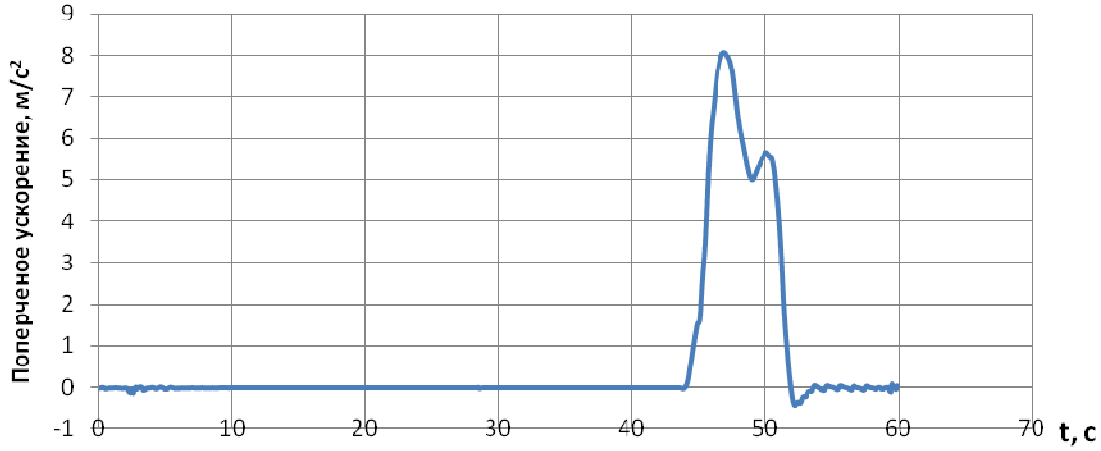



Рисунок 2.11 – График зависимости поперечного ускорения ТС от времени (поворот)

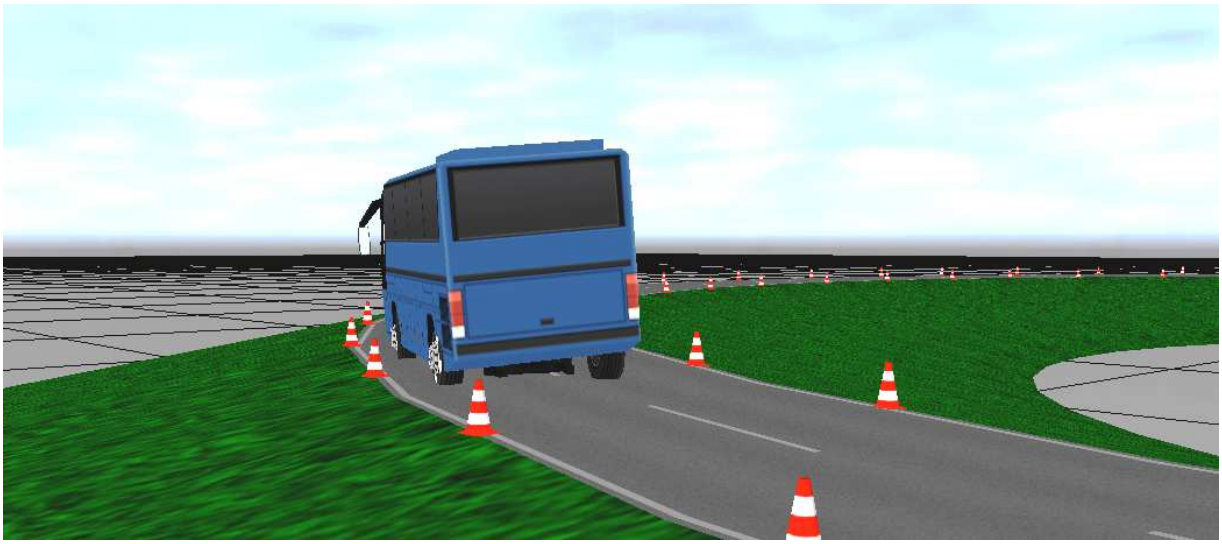


Рисунок 2.12 – Вход в поворот

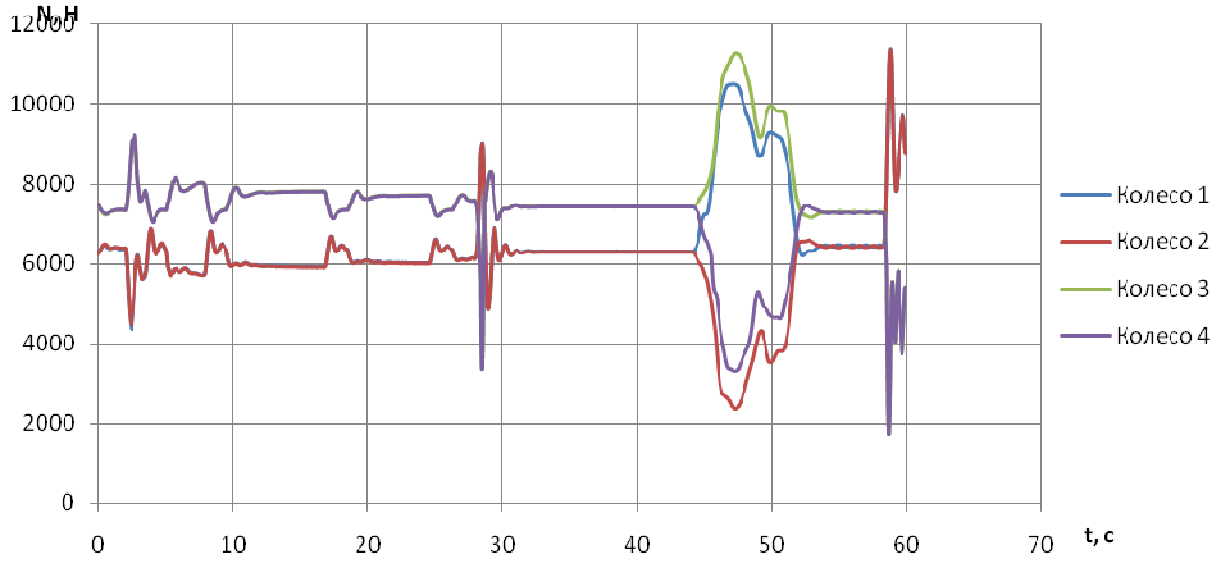



Рисунок 2.13 – График реакций на колесах при скорости 58 км/ч (поворот)

Как видно из графика, при скорости 58 км/ч отрыва колеса не произойдет, так как реакции на колесах не достигают нулевого значения. На управляемость и устойчивость транспортного средства влияют многие параметры. В данной работе рассматривается влияние характеристик подвески на эксплуатационные свойства автомобиля. Для примера, ниже (рисунок 2.14) приведен график реакций на колесах при относительно малой жесткости передней подвески. Видно, что на втором колесе вертикальная реакция в процессе входа в поворот достигает нулевого значения, т.е. наблюдается отрыв колеса от полотна пути.

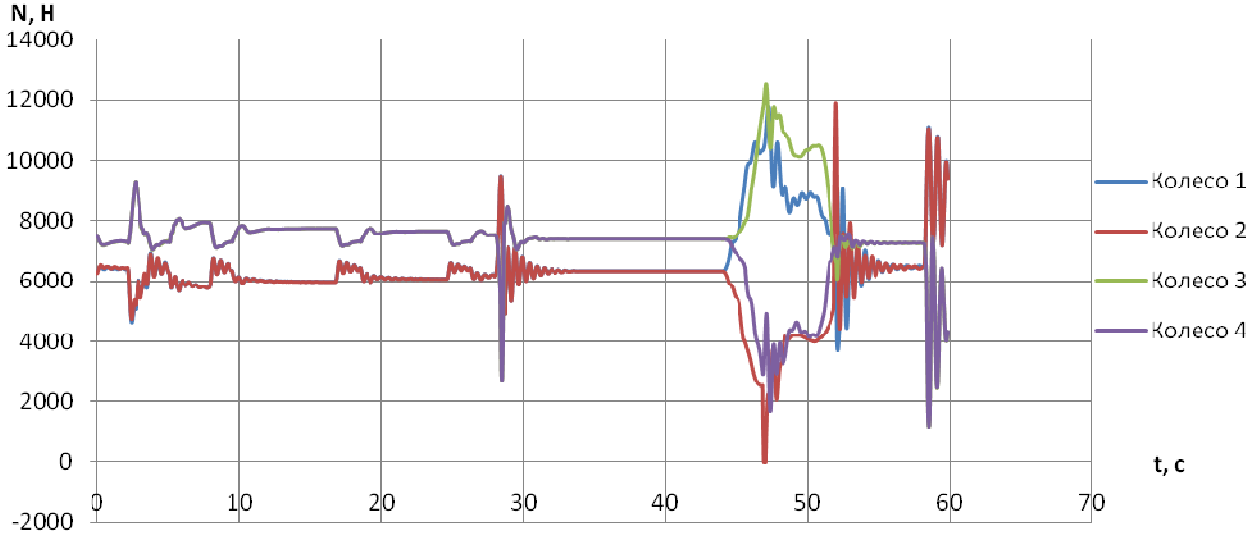



Рисунок 2.14 – График реакций на колесах при скорости 58 км/ч с малой жесткостью подвески

На рисунке 2.15 приведена визуализация процесса моделирования с подвеской меньшей жесткости при входе в поворот. На каркасном виде можно заметить исчезновение реакции (желтая стрелка) на переднем правом колесе в момент отрыва, что отображено на графике (на рисунке изображен момент непосредственно перед отрывом колеса). На 47 секунде заезда происходит отрыв переднего внутреннего колеса. Это обуславливается тем, что ход подвески при такой жесткости оказывается “выбраным” еще до увеличения нагрузки при входе в поворот. Поэтому, при входе в поворот, сила реакции на внешнем колесе резко возрастает, но хода подвески недостаточно для того, чтобы компенсировать это увеличение, поэтому происходит отрыв внутреннего колеса. О сносе или заносе осей автомобиля можно сделать вывод по графикам поперечного скольжения колес. При возрастании скорости до 60 км/ч возникает резкое увеличение значения поперечных скольжений колес, то есть происходит занос задней оси (рисунки 2.16, 2.17).

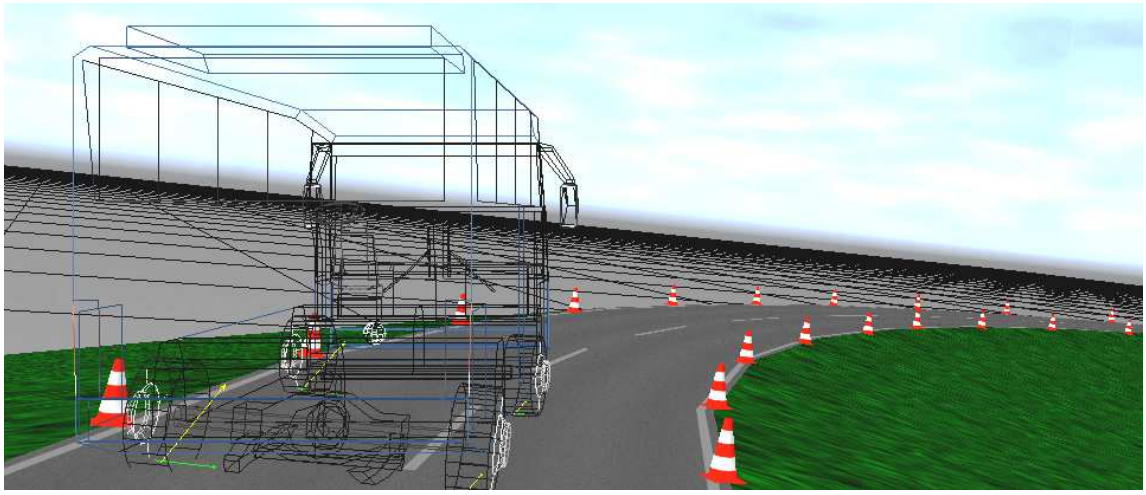


Рисунок 2.15 – Визуализация входа в поворот с отрывом колеса

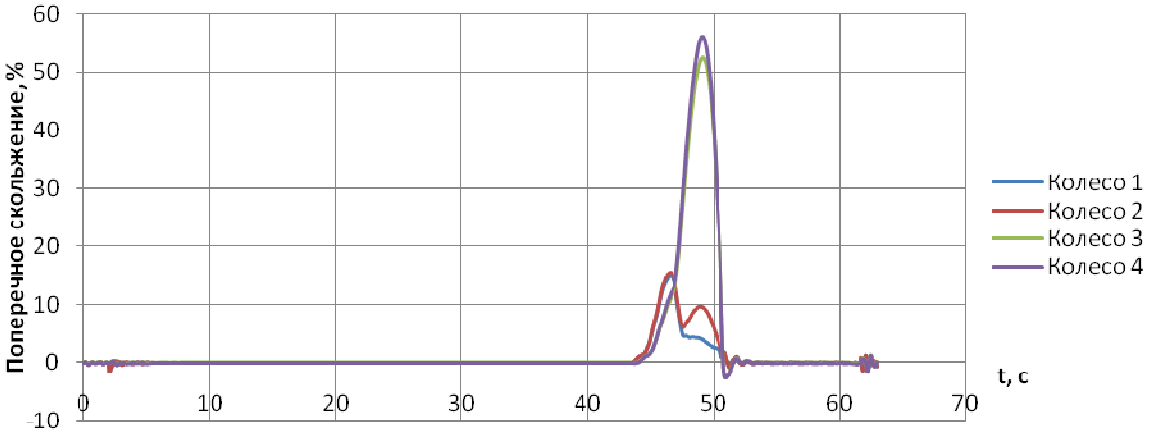



Рисунок 2.16 – Графики поперечного скольжения (%) на колесах при скорости 60 км/ч (поворот)

Рисунок 2.17 – Начальный момент сноса задней оси

Для исследования влияния характеристик подвески на управляемость и устойчивость ТС при проведении испытания переставка были проведены виртуальные заезды на одинаковой скорости, с одинаковыми жесткостями подвески, но при этом с передним стабилизатором поперечной устойчивости и без него. Результаты приведены на рисунках 2.18 и 2.19.

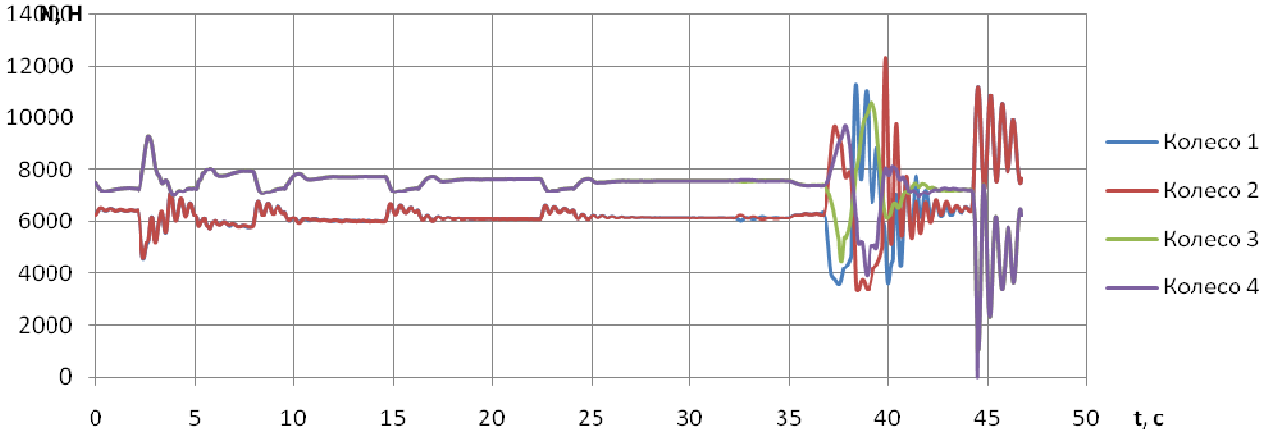



Рисунок 2.18 – График реакций на колесах при скорости 70 км/ч без стабилизатора (переставка)

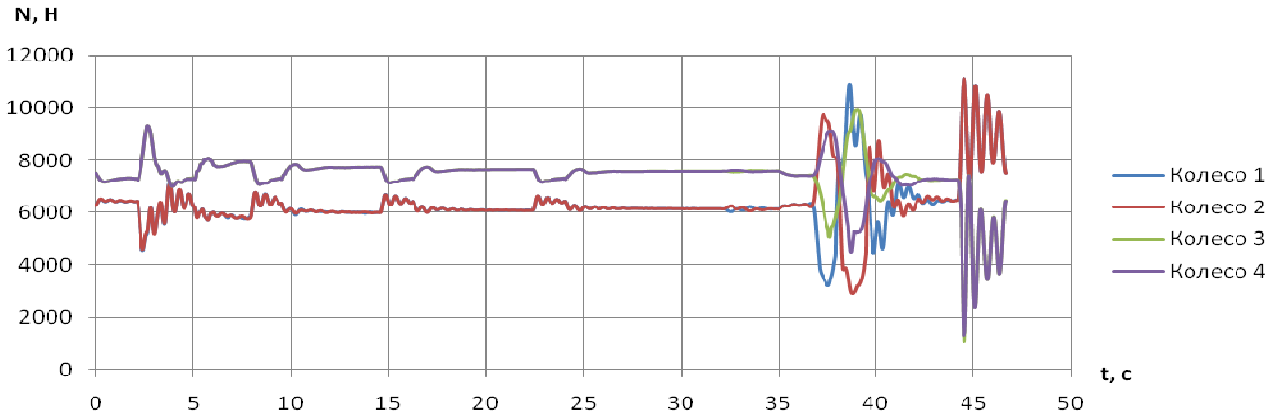



Рисунок 2.19 – График реакций на колесах при скорости 70 км/ч со стабилизатором (переставка)

Таким образом, можно сделать вывод, что стабилизатор поперечной устойчивости имеет значительное влияние на управляемость автомобиля и при равных дорожных условиях позволяет избежать отрыва колеса от дорожного полотна. В качестве дальнейшей перспективы исследования, можно проводить виртуальные заезды с измененными характеристиками задней подвески.

### 2.5 Оценка свойств активной безопасности реального транспортного средства в условиях дорожных испытаний

Экспериментальные исследования выполнены сотрудниками Автомобильного института НГТУ при поддержке Испытательной лаборатории НГТУ. Объектом исследования, также как и при компьютерном моделировании, являлся микроавтобус ГАЗ-2752.

Предварительно были выполнены испытания по оценке статической устойчивости автомобиля. Показателем поперечной статической устойчивости, характеризующим склонность ТС к опрокидыванию, является угол статической устойчивости $\alpha_{с.у}$, при котором происходит отрыв всех колес одной стороны ТС. Величина угла $\alpha_{с.у}$ статической устойчивости ТС, полученная в результате испытаний, должна быть не менее нормативного значения $\alpha_н$. На рисунке 2.20 показаны фрагменты испытаний.

Предварительно было проведено взвешивания микроавтобуса. Было установлено, что полная масса ТС, предоставленного для испытаний, составляет 2885 кг. Распределение массы по колесам оказалось следующим: передние колеса: 680 кг и 695кг; задние колеса: 730 кг и 780 кг.

По результатам испытаний на статическую устойчивость было установлено, что отрыв заднего колеса происходит при угле наклона платформы на 45°41’. Отрыв обоих колес (переднего и заднего) наблюдается при следующих углах: передняя часть 47°30’; задняя часть 46°58’. Угол наклона подрессоренной массы (при отрыве обоих колес) составил: впереди 51°46’; сзади 50°57’.

Полученные значения масс и углов использовались для определения расположения центра масс автомобиля. Было установлено, что:

- расстояние от центра масс до передней оси составляет 1,349м;
- расстояние от центра масс до задней оси составляет 1,411м;
- высота центра масс составляет 0,716м.

Результаты стендовых испытаний использовались для корректировки параметров пространственной виртуальной модели исследуемого транспортного средства.

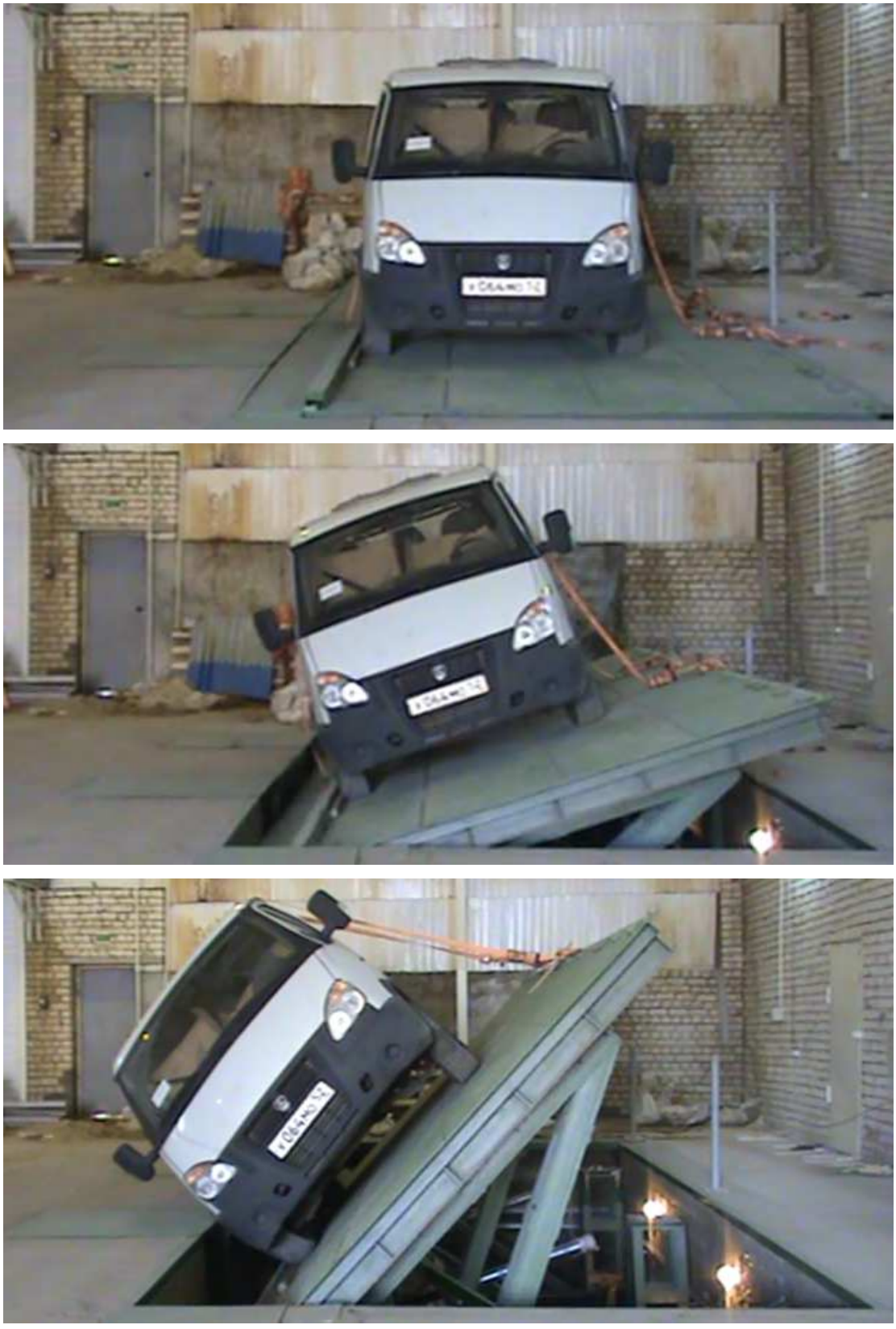
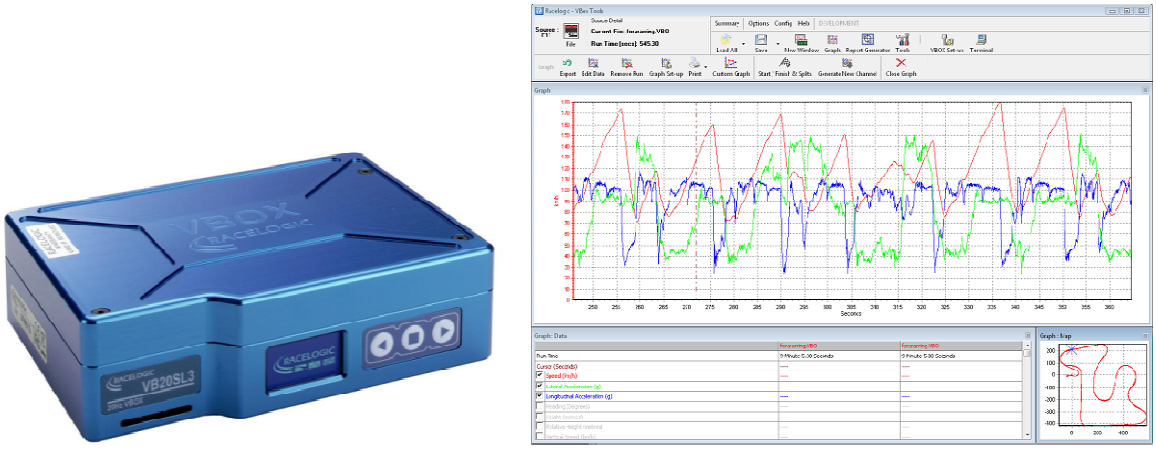


Рисунок 2.20 – Экспериментальные исследования статической устойчивости микроавтобуса

Дорожные испытания проводились на автополигоне ГАЗ. При дорожных испытаниях для определения параметров движения автобуса использовалась современная измерительная система RaceLogic VB20SL3 20Hz GPS Data Logger With Slip, Pitch and Roll Angle. Принцип работы системы основан на использовании GPS технологий. На крышу автомобиля устанавливаются магнитные антенны, которые обеспечивают связь со спутником и позволяют зафиксировать скорость транспортного средства, ускорение (по 2-м осям), траекторию движения, угол крена и угловую скорость поворота (рисунок 2.21). На рисунках (2.22 – 2.24) показаны фрагменты испытаний «вход в поворот» и «переставка».




а) б)

Рисунок 2.21 – Измерительный комплекс RaceLogic
а – блок сбора данных системы RaceLogic; б – интерфейс программного обеспечения

Рисунок 2.22 – Фрагмент испытания «вход в поворот»

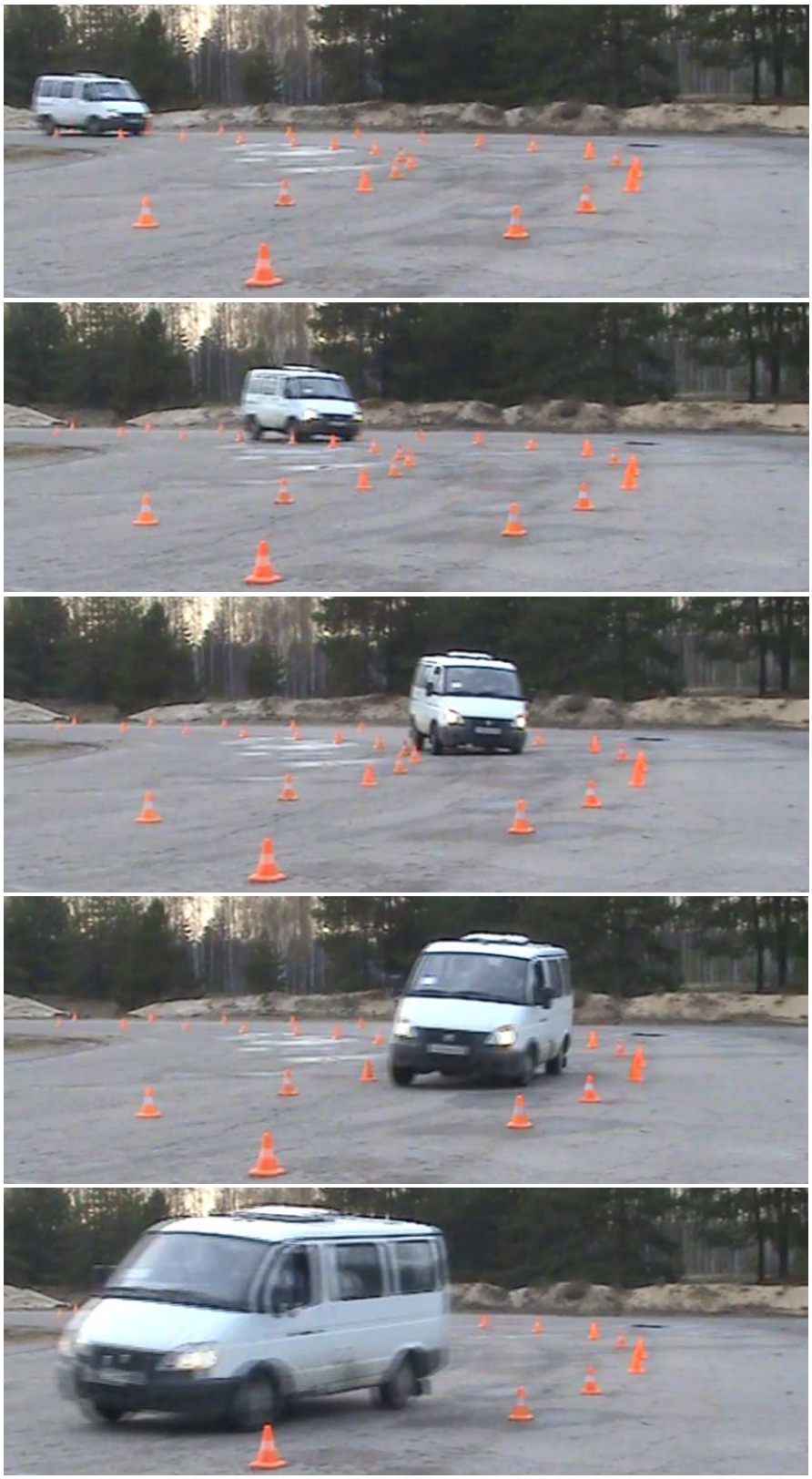


Рисунок 2.23 – Фрагменты испытания «вход в поворот»

Рисунок 2.24 – Фрагмент испытания «переставка»

### 2.6 Сопоставление результатов компьютерного моделирования с данными дорожных испытаний

По результатам обработки данных дорожных испытаний были получены графики, характеризующие процесс движения автомобиля в разных условиях. На рисунках 2.25 и 2.26 для примера показаны графики изменения скорости движения и поперечного ускорения.

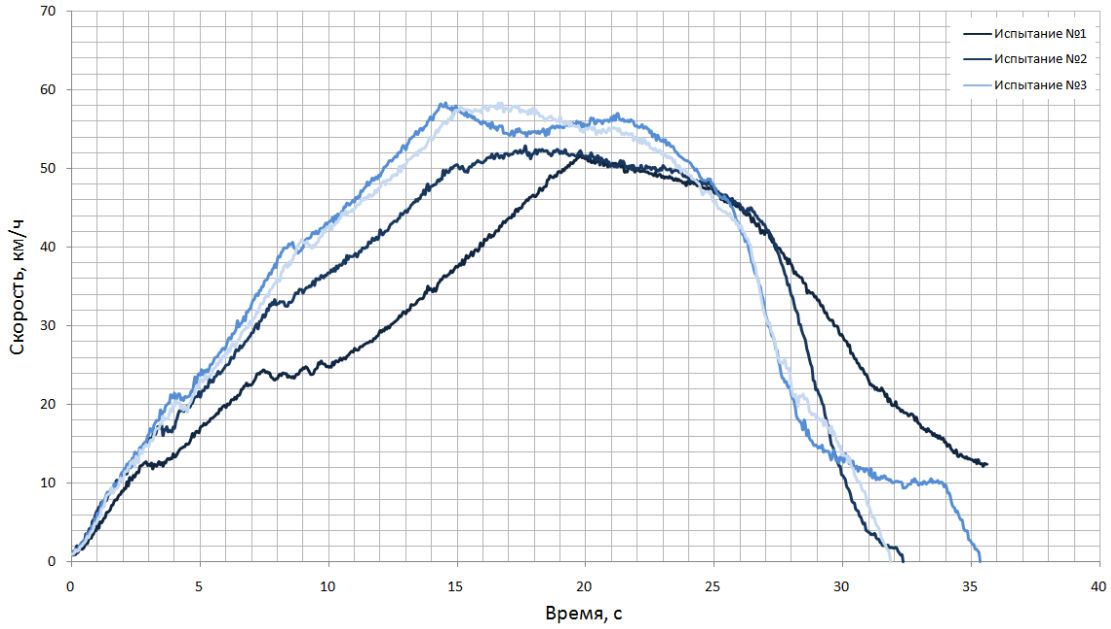



Рисунок 2.25 – Графики изменения скорости автомобиля при испытании «вход в поворот»

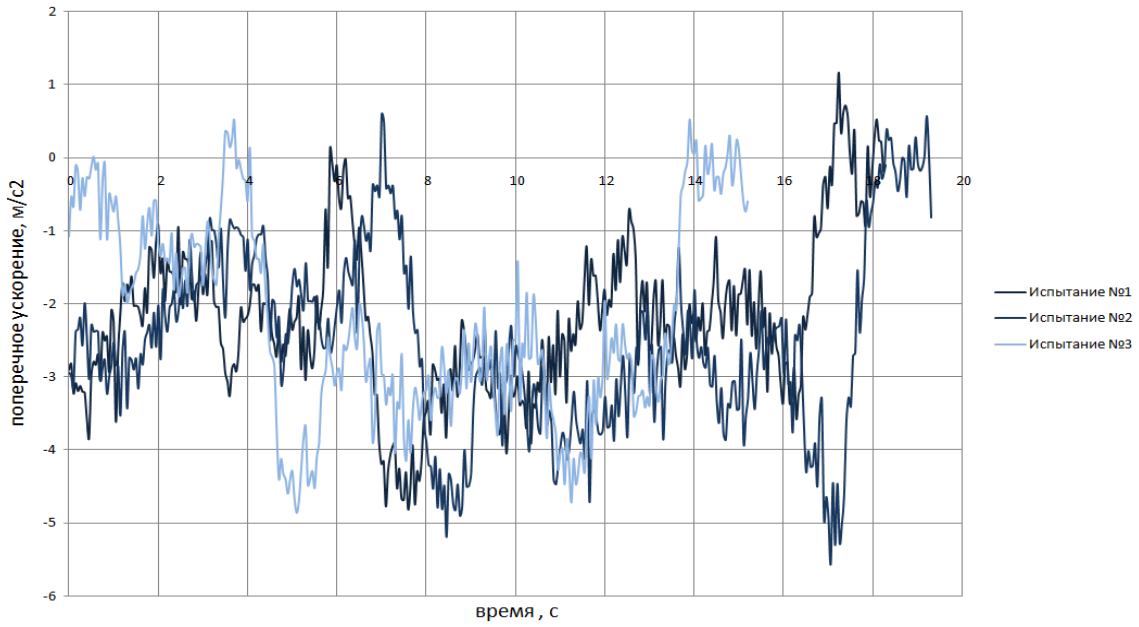



Рисунок 2.26 – Графики изменения поперечных ускорений при испытании «вход в поворот»

Сравнительный анализ некоторых результатов приведен в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Сравнение результатов моделирования с данными дорожных испытаний

| Скорость маневра, км/ч | Поперечное ускорение, м/с$^2$ | | Расхождение, % |
|---|---|---|---|
| | Испытания (среднее пиковое значение, по результатам трех заездов) | Моделирование (пиковое значение) | |
| 55 (вход в поворот) | 5,4 | 7,2 | 25 |
| 70 (переставка) | 4,9 | 6,0 | 18 |

Анализ данных показывает, что результаты экспериментальных исследований и компьютерного моделирования имеют относительно хорошую сходимость. Как при испытаниях, так и при компьютерном моделировании наблюдался одинаковый характер поведения исследуемого объекта. В этой связи разработанную модель криволинейного движения автомобиля следует признать адекватной. Однако желательным является снижение уровня расхождения результатов – это может стать предметом дальнейших исследований.

### 2.7 Разработка предложений по совершенствованию подходов имитационного моделирования и доработке имитационной модели

Следует отметить, что виртуальная модель имеет лучшие показатели свойств активной безопасности, чем реальное транспортное средство. Это объясняется тем, что в модель заложены идеальные параметры, такие как:

- упругие характеристики подвески (закладывалась линейная зависимость),
- характеристики шин (закладывались обобщенные характеристики шин легковых автомобилей),
- параметры дороги (коэффициент сцепления колес автомобиля с дорогой был постоянным на всем участке движения),
- инерционные свойства подрессоренной и неподрессоренной частей (определялись методом аналогий, на основе известных параметров для автомобилей-аналогов).

В совокупности это могло существенным образом повлиять на результаты моделирования. Необходимым является проведение дополнительных исследований и определение чувствительности модели к изменению того или иного параметра. Также рациональным является использование других, не менее известных, программных комплексов, моделирующих процессы движения транспортных средств [2.6 – 2.10].

### 2.8 Разработка методики оценки свойств активной безопасности транспортного средства по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования

На рисунке 2.27 показана блок-схема предлагаемой методики оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования.

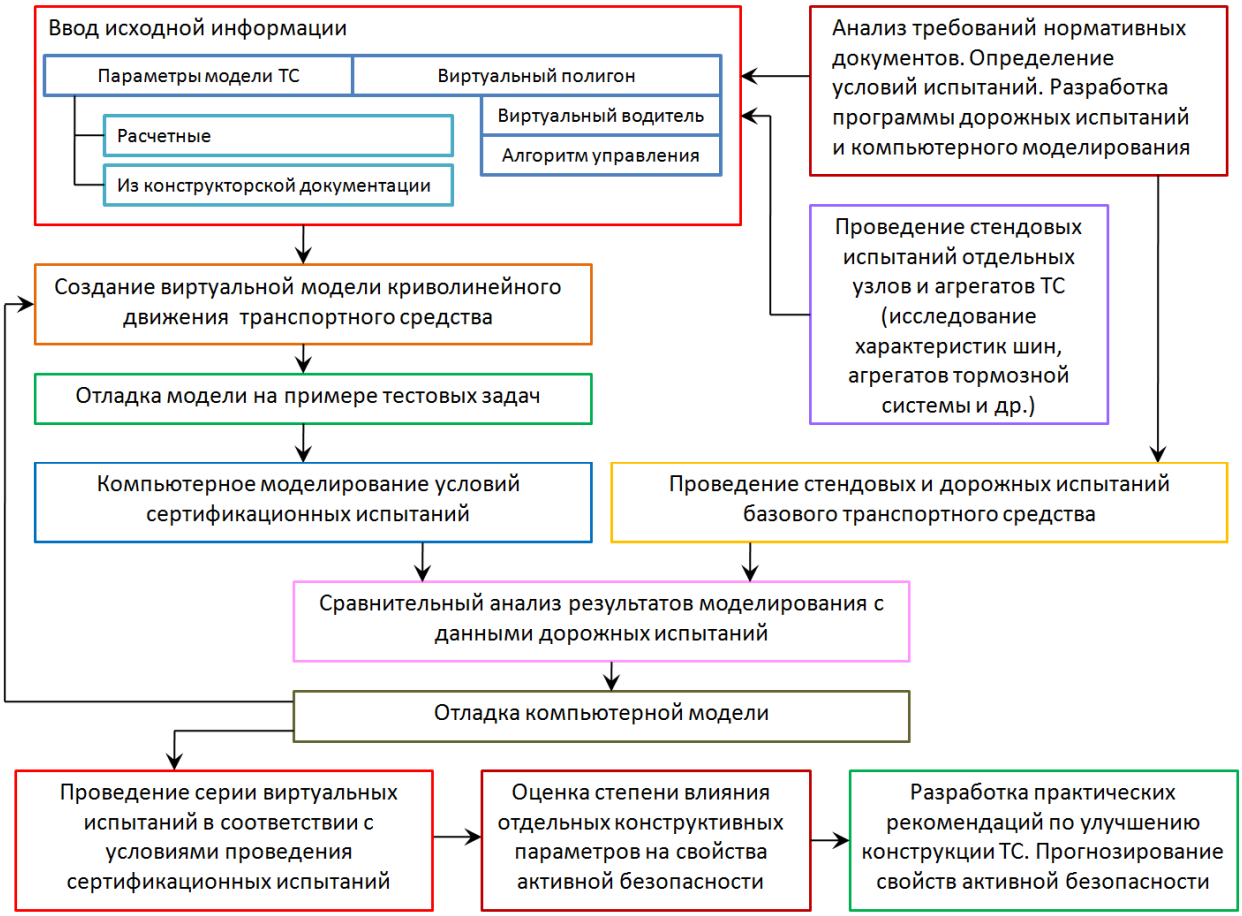



Рисунок 2.27 – Блок схема комплексной методики оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам имитационного моделирования и данных дорожных испытаний

Разработанная комплексная методика предполагает исполнение нескольких этапов. На первом этапе выполняется ввод информации по исследуемому объекту в специализированное программное обеспечение с целью создания виртуальной модели исследуемого объекта. В ходе анализа требований нормативных документов определяются условия и параметры проведения имитационных испытаний, учитываемые при задании параметров управляющего воздействия и характеристик, имитирующих водителя, а также при создании виртуального полигона. После создания имитационной модели выполняются тестовые виртуальные испытания, по результатам

которых оценивается поведение ТС и определяются параметры движения, характеризующие поведение ТС: скорости, ускорения и др. По результатам сравнения расчетных данных с данными экспериментальных исследований принимается решение об адекватности модели транспортного средства и при необходимости выполняется корректировка модели посредством уточнения характеристик и зависимостей, описывающих параметры транспортного средства и условия работы отдельных агрегатов. После установления адекватности расчетной модели становится возможным проведение виртуальных испытаний в соответствии с требованиями нормативных документов либо любые другие испытания, имеющие важное значение с точки зрения оценки свойств активной безопасности. Далее осуществляется обработка и анализ полученных результатов, по итогам которых, делается заключение в отношении эксплуатационных свойств исследуемого объекта.

Разработанная методика позволяет достоверным образом оценивать свойства активной безопасности транспортных средств. Проведенные исследования показали хорошую сходимость результатов моделирования с данными дорожных испытаний. Разработанная методика является новой, не уступает лучшим отечественным и зарубежным аналогам.

### 2.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

Результаты НИР имеют важное практическое значение для конструкторских отделов автопредприятий, занимающихся производством микроавтобусов, в частности, для специалистов ООО «ОИЦ» Группы ГАЗ. Результаты НИР могут быть использованы на стадиях проектирования и доводки различных модификаций ТС с целью выбора рациональных конструктивных параметров и повышения активной безопасности автобусов.

Результаты НИР могут быть использованы в образовательном процессе, в частности, методика проведения виртуального моделирования и подходы в оценке эксплуатационных свойств транспортных средств по результатам имитационного моделирования и данных дорожных испытаний могут быть внедрены:

- в курсах базовых образовательных программ подготовки бакалавров по направлению "Наземные транспортные системы": "Испытание автомобилей" и "САПР в автомобилестроении";
- в курсах базовых образовательных программ подготовки магистров по направлению "Наземные транспортные системы": "Компьютерные технологии в науке и производстве", "Методы научных исследований".

# 3 Аналитическое исследование влияния передаточных чисел трансмиссии коммерческого автомобиля на показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности в различных дорожных условиях

## 3.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о методиках выбора передаточных чисел трансмиссии

### 3.1.1 Тягово-скоростные свойства и уравнения движения автомобиля

Тягово-скоростными свойствами называют совокупность свойств, определяющих возможные по характеристикам двигателя или сцепления ведущих колес с дорогой диапазоны изменения скоростей движения и предельные интенсивности разгона автомобиля при его работе на тяговом режиме в различных дорожных условиях.

Тягово-скоростные свойства являются одними из наиболее важных эксплуатационных свойств и высоко ценятся потребителями. Поэтому, их исследованию посвящено большое количество работ А.И. Гришкевича [3.14, 3.54], Г.В. Зимелева [3.26], В.А. Иларионова [3.27], С.А. Литвинова и Я.Е. Фаробина [3.36], В.В. Московкина [3.41-3.43], В.А. Петрушова [3.34, 3.49], Г.А. Смирнова [3.57], А.А. Токарева [3.37, 3.59-3.64], И.Н. Успенского [3.66], Б.С. Фалькевича [3.67, 3.68], Н.М. Филькина [3.69], Е.А. Чудакова [3.71-3.76], Н.А. Яковлева [3.78, 3.79], Дж. Вонга [3.9] и других.

Как следует из этих работ, методы оценки тягово-скоростных свойств могут быть использованы для решения двух задач: анализа – определения скоростей, ускорений и предельных дорожных условий, в которых возможно движение автомобиля с заданными конструктивными параметрами, и синтеза – определения конструктивных параметров, которые могут обеспечить заданные значения скоростей и ускорений в определенных дорожных условиях движения и нахождения предельных дорожных условий.

Кроме того, они применяются при сравнении автомобилей по показателям тягово-скоростных свойств и оценки их технического уровня и качества по степени соответствия нормируемым или рекомендуемым нормативными документами значениям этих показателей. При этом часто используются различные единичные показатели тягово-скоростных свойств, каждый из которых позволяет оценивать их в какой-либо ситуации движения, принимаемой за типичную. Наиболее употребительными и достаточными для сравнительной оценки являются следующие показатели [3.24]: максимальная скорость $V_{amax}$; время разгона на заданном пути $t_S$; время разгона до заданной скорости $t_v$; скоростная характеристика «разгон-выбег», $V_a=f(t)$ и $V_a=f(S)$; скоростную характеристику «разгон на передаче, обеспечивающей максимальную скорость» $V_a=f(t)$ и $V_a=f(S)$; скоростная характеристика на дороге с переменным продольным профилем $V_a=f(V_{don})$; минимальную

устойчивую скорость $V_{amin}$; максимальный преодолеваемы подъем $i_{max}$; установившуюся скорость на затяжных подъемах $V_{a\ уст}$; ускорения при разгоне $a_a$; силу тяги на крюке $F_{кр}$; длину динамически преодолеваемого подъема $S_n$; удельную мощность автомобиля $P_{уд}$.

Первый измеритель установлен Правилами ЕЭК ООН №68 и ГОСТ 22576-90, а показатели со второго по шестой, и с десятого по двенадцатый – ГОСТ 22576-90, седьмой, восьмой и тринадцатый – ГОСТ 4.401-88, девятый – ГОСТ 21398-89.

Тягово-скоростные свойства зависят от многих конструктивных и дорожных факторов. В первую очередь от скоростных характеристик двигателя, параметров трансмиссии и сопротивления дороги. Скоростные характеристики двигателя используются как для анализа технического совершенства двигателя, так и для расчетов выходных характеристик автомобиля. Основными параметрами трансмиссии являются диапазон передаточных чисел, плотность ряда, значения передаточных чисел, а также КПД трансмиссии. Эти параметры используются для анализа технического уровня самой трансмиссии и сравнения с аналогами.

Теоретические показатели тягово-скоростных свойств определяются из уравнения движения автомобиля. Следует отметить относительно малое количество работ, посвященных выводу уравнений движения автомобиля при незначительном отклонении от прямолинейного движения на ровной дороге, учитывающих качение колес с деформируемой шиной. В работах Г.Б. Безбородовой и В.Г. Галушко [3.5], А.И. Гришкевича [3.14], Г.В. Зимелева [3.26], А.С. Литвинова [3.36], А.А. Токарева [3.61], Б.С. Фалькевича [3.68], Е.А. Чудакова [3.72], В.Ф. Платонова [3.53] и других используется приближенный метод составления уравнений движения автомобиля, без учета кинематических неголономных связей, возникающих при качении деформируемых колес, когда уравнения движения автомобиля заменяется эквивалентной механической системой материальных точек, состоящей из поступательно движущейся массы всех деталей автомобиля и части масс, которые находятся одновременно в поступательном и вращательном движении.

Основные вопросы, посвященные теории стационарного качения колес, рассматривали такие известные ученые как Г. Беккер [3.6], А.Ю. Ишлинский [3.28], Ф. Картер, И. Рокар [3.56], нестационарного качения – В.Л. Бидерман, Н.Ф. Бочаров, Л.В. Барахтанов [3.4], В.В. Беляков [3.4, 3.7], В.С. Гоздек [3.13], Ю. А. Ечеистов [3.21], В.А. Иларионов [3.27], М.В. Келдыш [3.29], В.И. Кнороз [3.22, 3.23], Н.К. Куликов, А.В. Князев [3.32], В.Н. Кравец [3.4], М.А. Левин [3.35], А.С. Литвинов [3.30], В.Н. Наумов [3.7], Ю.И. Неймарк [3.47], В.И. Новопольский, Я.М. Певзнер [3.39], В.А. Петров [3.41], В.А. Петрушов [3.49], Ю.В. Пирковский [3.44, 3.46], Г.А. Смирнов [3.57], А.А. Хачатуров с соавторами [3.17], Н.А. Фуфаев [3.35, 3.47], Е.А. Чудаков [3.76], Р.Смайли [3.66], Р. Хадекель [3.80], Д. Нордин [3.81] и другие. В основном их работы посвящены рассмотрению возможности устойчивого

движения транспортного средства, проблеме шимми, проходимости автомобиля или исследованиям, касающимся формулирования определяющих уравнений теории нестационарного качения, устанавливающих связь между реакцией в области контакта с опорной поверхностью и фазовыми переменными абсолютно твердого диска колеса или колеса с деформируемой периферией. В некоторых из них [3.11], [3.30], [3.35], [3.47], [3.57] определяются уравнения движения автомобиля, но эти уравнения получены с определенными допущениями для анализа путевой устойчивости автомобиля, а не тягово-скоростных свойств. Поэтому применить данные уравнения в настоящей работе не представляется возможным.

При изучении влияния деформируемости шины на процесс качения обычно прибегают к определенным упрощающим предположениям, которые позволяют описать явление деформации колес конечным числом параметров. В простейшей теории деформация шины описывается лишь одним параметром – поперечной деформацией или боковым уводом колеса, например, в теории Рокара [3.47, 3.56], или двумя параметрами: поперечной деформацией и деформацией скручивания, например, в теории Грейдануса [3.47]. Явление увода, возникающие при качении наклонного колеса с деформируемой шиной, ориентация средней плоскости которого сохраняется постоянной, описано в работах Ю.А. Ечеистова [3.21] и Е.А. Чудакова [3.76]. В теории Келдыша [3.29] деформация пневматика характеризуется тремя параметрами: поперечной деформацией колеса, деформацией скручивания и углом наклона обода колеса, отсчитываемого от вертикали до диаметральной плоскости колеса, причем масса деформируемой части шины предполагается пренебрежительно малой. При этом не учитывается диссипация энергии, связанная с деформацией шины. Наиболее полная теория качения деформируемого колеса без проскальзывания изложена в работе Н.А. Фуфаева и М.А. Левина [3.35].

В работе Ю.И. Неймарка и Н.А. Фуфаева [3.47] на основе теории Келдыша получены уравнения движения для велосипеда, мотоцикла и путевой устойчивости автомобиля.

Уравнения движения автомобиля, с учетом системы «дорога-шина-автомобиль-водитель» можно найти в работе А.А. Хачатурова с соавторами [3.17]. Полученные уравнения движения, основываются на теории качения колеса Келдыша и дополнены силами и реакциями, возникающими при продольной деформации колеса. Но, здесь рассматривается только 4 силовых фактора: нет опрокидывающего момента (связанного с поперечной деформацией шины и углом наклона диска колеса к вертикальной плоскости) и момента, связанного с продольной деформацией шины.

В работе Г.А. Смирнова [3.57] рассматривается упрошенная динамическая модель системы «двигатель-трансмиссия-колесо-подвеска» на плоскости. В ней учитываются

реакции, возникающие при продольной и нормальной деформации ведущих колес, кинематические неголономные связи, возникающие в зоне контакта и колебания подрессоренной массы вдоль вертикальной оси.

Феноменологическая теория качения, изложенная Н.А. Фуфаевым и М.А. Левиным в работе [3.35], позволяет учесть все шесть силовых составляющих в контакте колеса с опорной поверхностью, поэтому уравнения движения колесной машины с учетом этой теории являются наиболее полными.

Изучение взаимодействия колеса с дорогой и окружающей средой позволило получить определенные эмпирические зависимости, дающие возможность учесть количественное влияние на сопротивление дороги (коэффициент сопротивления качению) различных факторов. В работах [3.14], [3.36], [3.57], [3.68], [3.72], [3.79] установлено, что сопротивление качению колес (при движении по дорогам с усовершенствованным покрытием) оказывает значительное влияние на скорости движения автомобиля и его топливную экономичность. Особого внимания заслуживают зависимости, учитывающие влияние скоростных и нагрузочных режимов, в том числе бокового нагружения, поскольку применительно к дорогам с усовершенствованным покрытием влияние этих факторов может оказаться существенным. А.А.Токаревым [3.61] предложено следующие упрощенное выражение, для определения коэффициента сопротивления качению

$$f = f_0 \cdot (1 + K_м \cdot M_{ко}) + K_V \cdot V^2 + K_\delta \cdot \sin\delta_y, \qquad (3.1.1)$$

где $f_0$ - коэффициент сопротивления качению колес в ведомом режиме при малых скоростях движения и отсутствии боковых сил; $K_м$ – коэффициент пропорциональности, $K_м = \lambda_к / r_{ко} \cdot 9{,}81$, где $\lambda_к$ – коэффициент тангенциальной эластичности шины, м/(кг·м); $r_{ко}$ – радиус качения колес в ведомом режиме, м; $M_{ко}$ – крутящий момент в ведомом режиме, Н·м; $K_V = \lambda_n \cdot S_n \cdot 1{,}3 \cdot 10^{-7}$ с$^2$/м$^2$, где $\lambda_n$ – постоянный коэффициент зависящий от конструкции ходовой части автомобиля, $\lambda_n$ = 4,0 для легковых автомобилей и $\lambda_n$ = 5,5 для грузовых; $S_n$ – показатель ровности покрытия, для асфальтобетонного покрытия $S_n$ = 50…3.59; $K_\delta$ - коэффициент боковой силы, $K_\delta = P_\delta / G_a$, где $P_\delta$ - боковая сила, Н, $G_a$ – полный вес автомобиля, Н; $\delta_y$ – угол бокового увода.

Тогда, общий коэффициент сопротивления дороги:

$$\psi = f\cos\alpha \pm \sin\alpha = (f_0 (1 + K_м M_{ко}) + K_V V^2 + K_\delta \sin\delta_y)\cos\alpha \pm \sin\alpha. \qquad (3.1.2)$$

В большинстве работ посвященным анализу тягово-скоростных свойств [3.14], [3.36], [3.57], [3.68], [3.72], [3.79], рассматривается только движение по плоской поверхности, поэтому взаимодействие мощности двигателя $P_e$ с мощностью внешних сил, действующих на автомобиль, записывается в виде уравнения мощностного баланса

$$P_к = P_\psi + P_w + P_a, \quad (3.1.3)$$

где $P_к$ – мощность, подводимая к ведущим колесах автомобиля, кВт; $P_\psi$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления дороги, кВт; $P_w$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления воздуха, кВт; $P_a$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону, кВт.

В работах В.В. Московкина [3.43], Д.Е. Вохминова [3.10, 3.15] и других рассматривается силовой баланс, который определяется следующим образом:

$$\frac{p_i \cdot i \cdot V_h}{4 \cdot \pi \cdot r_k} = F_м + F_\tau + F_{mp} + F_f + F_w + F_a + F_\alpha, \quad (3.1.4)$$

где $p_i$ – среднее индикаторное давление в цилиндрах двигателя, МПа; $i$ – число цилиндров двигателя; $V_h$ – рабочий объем одного цилиндра, л; $F_м$ – механические потери в двигателе, Н; $F_\tau$ - потери на привод вспомогательного оборудования, Н; $F_{mp}$ – потери в трансмиссии, Н; $F_f$ – сопротивление качению шин, Н; $F_w$ - аэродинамическое сопротивление, Н; $F_a$ – сила инерции, Н; $F_\alpha$ - скатывающая сила, Н.

Скорость автомобиля определяется по известной формуле

$$V_a = \frac{\omega_e \cdot r_к}{U_{mp}}, \quad (3.1.5)$$

где $\omega_e$- угловая скорость коленчатого вала двигателя, рад/с; $r_k$ – радиус качения колеса.

Нахождение величины радиуса качения как для одноосных, так и для многоосных автомобилей посвящено достаточно много трудов Е.А. Чудакова [3.72, 3.76], Н.И. Коротоношко [3.33], В.А. Петрушова с соавторами [3.50], Ю.В. Пирковского [3.51, 3.52] и других. Зависимости радиусов колеса, в том числе и радиуса качения, от многочисленных параметров шин исследованы в работах В.И. Кнороза [3.30, 3.31], Е.В. Кленникова [3.30, 3.31], В.А. Петрушова с соавторами [3.50], Н.А. Фуфаева [3.35, 3.47], М.А. Левина [3.35], А.А. Хачатурова с соавторами [3.17] и многих других.

Е.А. Чудаков заложил основы теории качения колеса и предложил следующие зависимости [3.72, 3.73]:

$$r_к = r_{ко} - \lambda \cdot M_к \text{ или } r_к = r_{кс} - \gamma \cdot F_к, \quad (3.1.6)$$

где $M_к$ – подводимый к колесу крутящий момент, Нм; $F_к$ – отводимая от колеса продольная сила, Н; $\lambda$, $\gamma$ - коэффициенты тангенциальной эластичности шины (мм/Нм и мм/Н соответственно); $r_{ко}$, $r_{кс}$ – радиусы качения колеса в ведомом и свободном режимах, мм.

Для многоосных автомобилей в соответствии с работами В.А. Петрушова [3.50], Ю.В. Пирковского [3.52] и других радиус качения заменяется обобщенным радиусом качения движителя, зависящим от типа привода колес.

Таким образом, в рассмотренных работах получен математический аппарат для качения колеса в общем случае движения. Но в этих работах колесо рассматривается либо отдельно от других узлов автомобиля, таких как трансмиссия, подвеска, кузов, либо как часть системы «дорога-шина-автомобиль-водитель» при решении задач об устойчивости автомобиля, где вводятся определенные допущения, связанные со спецификой движения автомобиля, и рассмотренные уравнения движения в данной работе использоваться не могут.

Поэтому, одной из задач исследования является вывод уравнений движения автомобиля при незначительном отклонении от прямолинейного движения на ровной дороге с учетом шести силовых факторов, возникающих в контакте колес с дорогой и имеющих деформируемую шину.

### 3.1.2 Топливная экономичность автомобилей

Топливной экономичностью называют совокупность свойств, определяющих расходы топлива при выполнении автомобилем транспортной работы в различных условиях эксплуатации.

Расход топлива является важным показателем, влияющим на затраты по содержанию и эксплуатации автомобиля, а значит и на конкурентоспособность, так как при одинаковых тягово-скоростных свойствах преимущество будет у автомобиля с меньшим расходом топлива (при условии близости параметров массы и габаритных размеров).

Обобщенными измерителями топливной экономичности служат: средний расход топлива $Q_{\text{scp}}$ и удельный расход топлива $Q_{wcp}$. Но, ввиду большого разнообразия условий работы определение обобщающих измерителей топливной экономичности представляет сложную и трудоемкую задачу. Поэтому, нормативными документами устанавливают следующие единичные оценочные измерители топливной экономичности [3.24]: контрольный расход топлива; расход топлива в магистральном цикле на дороге; расход топлива в городском цикле на дороге; расход топлива в городском цикле на стенде; топливная характеристика установившегося движения; топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге; удельный контрольный расход для грузовых автомобилей; обобщенный приведенный расход топлива; топливно-экономическая характеристика.

Первые шесть измерителей установлены ГОСТ 20306-90, седьмой – ГОСТ 4.401-88, восьмой ГОСТ – 4.396-88. Первый измеритель также предусмотрен Правилами ЕЭК ООН №15, 84, а четвертый – Правилами ЕЭК ООН №15, 83, 84, 101.

Наиболее распространенным в теории автомобиля [3.14], [3.35] является следующая простейшая модель расхода топлива:

$$Q_s = g_e \cdot (P_\psi + P_w + P_a)/(36 \cdot v \cdot \rho_m \cdot \eta_{mp}), \quad (3.1.7)$$

где $g_e$ – удельный эффективный расход топлива г/(кВт·ч), определяющийся по формуле $g_e = g_{ep} K_e K_u$, где $g_{ep}$ – удельный расход топлива при номинальной мощности двигателя, $K_e$ – коэффициент, учитывающий степень использования угловой скорости двигателя, $K_u$ – коэффициент, учитывающий степень использования мощности двигателя, определяющийся по эмпирическим формулам для карбюраторных двигателей: $K_u = 3{,}37 - 8{,}22И + 9{,}12И^2 - 3{,}18И^3$, для дизельных: $K_u = 1{,}2 + 0{,}14И - 1{,}8И^2 - 1{,}46И^3$, где $И$ – степень использования мощности, $И = (P_\psi + P_w) / P_к$; $\rho_m$ – плотность топлива, кг/л; $\eta_{mp}$ – КПД трансмиссии; $P_\psi$ - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги, кВт; $P_w$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт; $P_a$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону; $K_e = 1{,}25 - 0{,}99E + 0{,}98E^2 - 0{,}24E^3$, где $E = n_e/n_p$ – отношение текущего значения частоты вращения двигателя $n_e$ к частоте вращения при максимальной мощности $n_p$.

Этим уравнением рекомендуется пользоваться в первом приближении при расчете топливной экономичности или при сравнительной оценке расхода топлива с аналогами.

В работе А.А. Токарева [3.58] модель расхода топлива дополнена эффективным КПД двигателя, и более полным учетом составляющих потерь мощности как в двигателе, так и в трансмиссии автомобиля:

$$Q_s = \frac{g_e \eta_e}{10 \rho_m V_a} (P_{mд} + P_{мд} + P_{эд} + P_{mp} + P_\alpha + P_f + P_\omega + P_a), \quad (3.1.8)$$

где $P_{mд}$ – термодинамические потери мощности двигателя, кВт; $P_{мд}$ - механические потери мощности двигателя, кВт; $P_{эд}$ – эксплуатационные потери мощности двигателя, кВт; $P_{mp}$ – потери в трансмиссии, кВт; $P_\alpha$ , $P_f$, $P_w$, $P_a$ – мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивления подъему, качению, воздуха и инерции, кВт; $\eta_e$ – эффективный КПД двигателя.

Данное аналитическое выражение топливного баланса автомобиля позволяет выделить главные составляющие потерь в двигателе, являющиеся основным потребителем топлива, а также разделить расходы топлива по видам сопротивления движению.

Более совершенная модель была предложена Н.Я. Говорущенко в работе [3.12]. Основу его модели составили уравнения, учитывающие основные и эксплуатационные и конструктивные параметры двигателя и автомобиля:

$$Q_s = [AU_к + BU_к^2 V_a + C(G_a \psi + 0{,}077 k A_в V_a^2 \pm 0{,}1 \beta G_a a_a)] / \eta_i, \quad (3.1.9)$$

где $k$ – коэффициент сопротивления воздуха, $Нс^2м^{-4}$; $\beta$ - коэффициент, приближенно рассчитываемый по формуле $\beta = 1 + a_к U_к^2$, где $a_к$ – постоянная для данного автомобиля

величина (для легковых автомобилей 0,03…0,05, а для грузовых и автобусов 0,05…0,07); $\eta_i$ – индикаторный КПД двигателя; $U_к$ – передаточное число коробки передач; коэффициенты $A$, $B$ и $C$ зависят от типа двигателя и определяются:

для дизелей: $A = \dfrac{381 \cdot V_h U_0}{H_н \rho_m r_к}$, $B = \dfrac{11 \cdot V_h S_n U_0^2}{H_н \rho_m r_к^2}$, $C = \dfrac{100}{H_u \rho_m \eta_{mp}}$;

для карбюраторных двигателей: $A = \dfrac{358 \cdot V_h U_0}{H_н \rho_m r_к}$, $B = \dfrac{9 \cdot V_h S_n U_0^2}{H_н \rho_m r_к^2}$, $C = \dfrac{100}{H_u \rho_m \eta_{mp}}$,

где $V_h$ – рабочий объем цилиндров двигателя, л; $U_0$ – передаточное число главной передачи; $H_н$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $r_к$ – радиус качения, м; $S_n$ – ход поршня, м.

Также следует отметить работы В.В. Московкина [3.15, 3.43], Д.Е. Вохминова [3.10, 3.15] и других, где для определения расхода топлива используется показатель $g_{is}$ – характеризующий степень совершенства двигателя как преобразователя энергии, заключенной в топливе в механическую работу.

$$Q_s = \frac{g_{is}}{\rho_m}(F_m + F_{в.о.} + F_{mp} + F_\alpha + F_f + F_\omega + F_a), \qquad (3.1.10)$$

где $F_m$ – сила, затрачиваемая на трение поршней о стенки цилиндров, привод насосов и системы газораспределения и т.п., Н; $F_{в.о.}$ - сила, затрачиваемая на преодоления сопротивления от привода вспомогательного оборудования, Н; $F_a$, $F_f$, $F_w$, $F_\alpha$ – соответственно силы затрачиваемые на преодоление инерции, качения, сопротивления воздуха, подъема, Н; $g_{is}$ – текущее значение удельного индикаторного расхода топлива, г/(Н·100км):

$$g_{is} = g_{ismin} + \mu_g \cdot ((4 \cdot p_i \cdot \pi \cdot r_к)/(i \cdot V_h \cdot U_{mp}) - p_0)^2 + \beta_g((U_{mp} \cdot V_a / r_к)^2 - \omega_0^2),$$

где $g_{ismin}$ – минимальное значение удельного индикаторного расхода топлива, г/(Н·100км); $p_i$ – индикаторное давление в цилиндрах двигателя; $\omega$ - угловая скорость двигателя; $i$ - число цилиндров двигателя; $V_h$ – рабочий объем одного цилиндра двигателя; $U_{mp}$ - передаточное число трансмиссии; $\mu_g$ и $\beta_g$ - коэффициенты, учитывающие изменение $g_{is}$ от $p_i$ и $\omega$.

Анализу составляющих мощностных потерь топливного баланса посвящено огромное количество работ. В этих работах модели расхода топлива уточнялись в соответствии с новыми исследованиями авторов. Уменьшению аэродинамических потерь и их влияние на топливную экономичность посвящены работы Е.В. Михайловского [3.38], Н.А. Евграфова [3.19, 3.20, 3.39, 3.40], М.С. Высоцкого [3.19, 3.20, 3.39] и других. Уменьшению сопротивления качению колес и влиянию характеристик шин на топливную экономичность – работы Е.А.Чудакова [3.72, 3.75, 3.76], Г.В. Зимелева [3.26], Н.А. Яковлева [3.78, 3.79], Н.В. Дивакова [3.79], Б.С. Фалькевича [3.67, 3.68], В.А. Петрушова [3.41, 3.48-3.50], В.В.

Московкина [3.39-3.43], С.М. Шуклина [3.50], И.В. Балабина [3.3], В.И. Кнороза и Е.В. Кленникова [3.30, 3.31], И.М. Лурье [3.8, 3.37], Ю.В. Пирковского [3.51-3.52], С.Б. Шухмана [3.52] и других.

Влияние типа привода ведущих мостов и колес в многоосных автомобилях – работы Ю.В. Пирковского и С.Б. Шухмана [3.52], В.А Петрушова с соавторами [3.50] и других.

Так, В.А. Петрушов [3.41, 3.50] для случая равномерного движения автомобиля определяет расход топлива следующим образом:

$$Q_s = \frac{15{,}9}{\eta \cdot \rho_m} \frac{g_{ox} U_{mp} \frac{\eta}{r_к^0} + \nu \cdot (G_a f_a^0 + F_a)}{1 - \lambda_a \cdot (G_a f_a^0 + F_a)}, \qquad (3.1.11)$$

где $g_{ox}$ – расход топлива на холостом ходу за один оборот коленчатого вала двигателя, г/об; $\nu$ - коэффициент повышения расхода топлива, г/(кгс·м·об); $F_a$ – полная сила тяги автомобиля, Н; $f_a^0$ – обобщенный коэффициент сопротивления качению автомобиля в ведомом режиме; $\lambda_a$ – обобщенный коэффициент тангенциальной эластичности шины, м/(кгс·м); $r_к^0$ – обобщенный радиус качения движителя автомобиля, м; $\eta = \eta_{тр} \cdot \eta_{в.о.}$, где $\eta_{в.о}$ – КПД вспомогательного оборудования, обслуживающего двигатель или приводимого от него(компрессор, генератор, вентилятор, насос гидроусилителя рулевого управления, воздуоотчиститель, выпускной тракт и т.д.), $\eta_{в.о.} = 0{,}982 - 10^{-5} \cdot n_e - 1{,}67 \cdot 10^{-8} n_e^2$, где $n_e$ – обороты коленчатого вала двигателя. При этом обобщенные показатели определяются в зависимости от типа привода ведущих колес (индивидуальный, дифференциальный, блокированный, комбинированный).

Влияние параметров трансмиссии на топливную экономичность исследовались в работах И.С. Цитовича [3.70], А.И. Гришкевича [3.14], Э.И. Наркевича [3.46, 3.77], А.Н. Нарбута [3.45], А.А. Токарева [3.37, 3.61-3.64, 3.77], И.Н. Успенского [3.66], Н.В. Дивакова [3.16, 3.79], Н.Я. Говорущенко [3.11, 3.12], Дж. Вонга [3.9] и других исследователей.

Большое количество работ посвящено снижению тепловых и механических потерь в двигателе внутреннего сгорания: И.М. Ленина [3.1], А.В. Дмитриевского и Е.В. Шатрова [3.18], И.Я. Райкова [3.55], В.А. Звонова [3.25], Д. Хиллиарда и Дж. Спрингера с соавторами [3.65] и других.

Следует отметить, что в большинстве работ при анализе влияния того или иного конструктивного элемента автомобиля на топливную экономичность, считается, что двигатель автомобиля один и тот же, поэтому характеристики двигателя и потери в нем одинаковые, т.е. расчеты носят сравнительный характер. В основном они базируются на использовании внешней скоростной характеристики и удельного расхода топлива двигателя при полном открытии дроссельной заслонки или минимального удельного расхода топлива

двигателя. В литературе имеется крайне мало сведений об аппроксимации крутящего момента при дросселировании двигателя, т.е. для перехода на частичные нагрузки. Попытки перехода от внешней скоростной характеристики и частичным нагрузкам для карбюраторных двигателей и дизельных двигателей были предприняты в работе Г.Б. Безбородовой и В.Г. Галушко [3.5]. Имеются так же аппроксимирующие формулы по пересчету минимального удельного расхода топлива $g_{emin}$ к расходам на других режимах, однако привязки к конкретным двигателям там так же нет, за исключением указания на тип двигателя [3.14]. Использование этих формул всегда приводят к существенным погрешностям в расчетах при определении топливной характеристики установившегося движения и расхода топлива в городских и магистральных циклах, т.е. когда автомобиль работает на режимах с частичной подачей топлива. Поэтому для более точного моделирования расхода топлива необходимы частичные характеристики двигателя, полученные в полном диапазоне оборотов двигателя и в полном диапазоне нагрузок.

### 3.2 Выбор анализируемых показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности

В соответствии с Правилами ЕЭК ООН №№ 68, 83, ГОСТ 22576-90, ГОСТ 20306-90 и другими законодательными документами можно выделить не менее 25 оценочных показателей исследуемых эксплуатационных свойств. Использовать их все одновременно для нахождения рациональных передаточных чисел не целесообразно. Поэтому необходимо из оценочных показателей выделить комплексные, количественно учитывающие влияние скорости и расхода топлива на эффективность работы автомобиля. На основании обзора ранее выполненных работ в качестве комплексных показателей тягово-скоростных и топливно-экономических свойств выбраны:

1. Наибольшая скорость на магистрально-холмистой дороге

$$V_{магхолм} = \sum_{i=1}^{s} p_i V_{\max i} , \qquad (3.2.1)$$

где $p_i$ – вероятность появления уклона $i$; $s$ – число рассматриваемых участков дороги; $V_{maxi}$ – максимальная скорость движения на $i$-том уклоне.

2. Показатель разгона, предложенный А.Н. Нарбутом и др.

$$d = T_p(1-V_{ср}/V_к) = T_p(1-S_p/(T_pV_к)), \qquad (3.2.2)$$

где $T_p$ – время разгона до заданной конечной скорости $V_к$ автомобиля; $S_p$ – путь разгона автомобиля; $V_{ср}$ – средняя скорость при разгоне; $V_k$ – конечная скорость разгона.

3. Суммарный коэффициент эффективности работы автомобиля в циклах

$$\eta_{эф} = \sqrt[3]{\eta_{эфгор} \cdot \eta_{эфмаг} \cdot \eta_{эфевр}} , \qquad (3.2.3)$$

где $\eta_{эфгор}$, $\eta_{эфмаг}$, $\eta_{эфевр}$ – соответственно коэффициенты эффективности работы автомобиля в городском цикле по ГОСТ 20306-90, в магистральном цикле по ГОСТ 20306-90 и в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83, который состоит из четырех простых городских и внегородского циклов.

Коэффициенты эффективности работы автомобиля (%) определяются по выражению, предложенному А.А. Токаревым и Э.И. Наркевичем

$$\eta_{эф\,i} = \frac{C m_г V_{cpi}^2}{\rho_m Q_{si}}, \qquad (3.2.4)$$

где $V_{cpi}$ – средняя скорость движения в $i$-м цикле; $Q_{si}$ – расход топлива в $i$-м цикле; $m_г$ – масса полезного груза; $\rho_m$ – плотность топлива; $C$ – коэффициент, зависящий от типа топлива.

4. Расход топлива при разгоне $Q_{sp}$, предложенный А.Н. Нарбутом и др.

$$Q_{sp} = 100 \cdot Q/S_p, \qquad (3.2.5)$$

где $Q$ – абсолютный расход топлива при разгоне, л; $S_p$ – сумма отрезков пути разгона при движении на каждой из передач и отрезков пути, проходимых за время переключения каждой из передач, км.

5. Суммарный расход топлива на магистрально-холмистой дороге и при регламентированных скоростях движения $V_1$ и $V_2$

$$Q_{s\Sigma} = K_1 \cdot Q_{sмаг\text{-}холм} + K_2 \cdot Qs_{V1} + K_3 \cdot Qs_{V2}, \qquad (3.2.6)$$

где $K_1$, $K_2$, $K_3$ – коэффициенты значимости показателей, $K_1 + K_2 + K_3 = 1$; $Q_{sмаг\text{-}холм}$ – расход топлива на магистрально-холмистой дороге: $Q_{Sмаг-холм} = \sum_{i=1}^{s} p_i Q_{si}$, где $Q_{si}$ – расход топлива на $i$-м уклоне, $p_i$ – вероятность появления $i$-го уклона; $Qs_{V1}$, $Qs_{V2}$ – расходы топлива при скоростях движения $V_1$ и $V_2$.

Также в качестве одного из функциональных ограничений необходимо ввести функцию *максимального преодолеваемого подъема* в зависимости от передаточного числа первой передачи и главной передачи.

Максимальный преодолеваемый подъем автомобилем можно определить из условия равенства максимального сопротивления дороги максимальному динамическому фактору:

$D_{max} = \psi_{max} = f \cdot \cos\alpha_{max} + \sin\alpha_{max}$.

Откуда получаем максимальный преодолеваемый угол, рад.

$$\alpha_{\max} = \arcsin\left(\frac{D_{\max} - f\sqrt{1 - D_{\max}^2 + f^2}}{1 + f^2}\right).$$

Максимальный преодолеваемый подъем, % определяется из равенства:

$$i_{max} = 100 \cdot \tan\alpha_{max}.$$

Величину максимального преодолеваемого подъема нормируют. Для не полноприводных грузовых автомобилей $i_{max}$ = 25%, полноприводных - $i_{max}$ = 60%, автопоездов $i_{max}$ = 18%, легковых автомобилей $i_{max}$ = 35%, автобусов $i_{max}$ = 20%.

Условие преодоления заданного подъема является:

$$i_{max} \geq [i_{max}], \qquad (3.2.7)$$

где [$i_{max}$] – регламентированное значения для данной категории транспортного средства.

Еще одним функциональным ограничением является отсутствие буксования ведущих колес, которое можно выразить в зависимости от передаточного числа первой передачи и главной передачи.

Условие отсутствие буксования ведущих колес с дорогой входит в виде неравенства в уравнение

$$F_k \le F_{k\varphi}, \text{ т.е.} \qquad \frac{M_д(\omega_e, \alpha_н) \cdot U_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_k} \le (\varphi_x + f) \cdot K_\varphi \cdot G_a \cdot m_R + \frac{\sum_{i=1}^{m} I_k}{r_k^2} \cdot \frac{dV}{dt}.$$

Откуда:

$$(U_{k1} \cdot U_0) \le \frac{\left( (\varphi_x + f) \cdot K_\varphi \cdot G_a \cdot m_R \cdot r_k + \frac{dV}{r_k \cdot dt} \cdot \sum_{i=1}^{m} I_k \right)}{M_д(\omega_e, \alpha_н) \cdot \eta_{тр}}. \qquad (3.2.8)$$

По нормам на строительство дорог основные (ведущие) наибольшие уклоны для дорого I-V категорий лежат в пределах 3…7%. Практически автомобили работают на дорогах не какой-то одной, а нескольких категорий. Учитывая это, в работе вводится еще одно функциональное ограничение: на среднее значение основного преодолеваемого уклона для автомобилей принятого 5%, что соответствует дорогам III категории [3.61].

Среднее значение основного уклона $i_{осн}$ будет определяться по формуле  с заменой $D_{max}$ на $D_V$ – максимальный динамический фактор на высшей передаче. А условие преодоление основного подъема будет аналогично (3.2.7): $i_{осн} \ge 5\%$.

## 3.3 Выбор и описание метода исследования влияния передаточных чисел трансмиссии на показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности

Для решения поставленных задач на основании теоретических предпосылок разработан алгоритм поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобилей (рис. 3.6).

1) *Первый этап методики* – подготовка исходных данных к расчету (рис. 3.1). Исходные данные для реализации методики зависят от заложенных в нее теоретических предпосылок, которые могут уточняться на основании новых исследований в той или иной степени. В качестве исходных данных принимаются:

1.1. Данные по конструкции автомобиля:

1.1.1. Массовые характеристики: полная масса автомобиля, снаряженная, масса на ведущих колесах, масса груза.

1.1.2. Геометрические характеристики: колесная база, высота центра масс, центр парусности.

1.1.3. Аэродинамические характеристики: коэффициент лобового сопротивления, площадь «миделева» сечения.

1.1.4. Геометрические размеры колес и характеристики их шин: свободный радиус колеса, радиус качения колеса в свободном режиме качения (когда продольная реакция равна нулю), минимальный радиус качения колеса (в режиме максимальной продольной реакции), максимальная вертикальная деформация шины, продольная жесткость шины, нормальная жесткость шины, силовой коэффициент упругости, момент инерции колеса.

1.2. Данные по двигателю:

1.2.1. Нагрузочные характеристики для функций мощности двигателя, часового расхода топлива, коэффициента избытка воздуха.

1.2.2. Внешняя скоростная характеристика двигателя.

1.2.3. Зависимость коэффициента стендовых потерь от угловой скорости.

1.2.4. Зависимость мощности механических потерь от угловой скорости.

1.2.5. Момент инерции вращающихся масс двигателя.

1.3.

| **1. По двигателю** | **2. По констр. автомобиля** | **4. По дороге** |
|---|---|---|
| 1. Нагруз. характерист.<br>2. Мощность механ. потерь.<br>3. Коэф. стенд. потерь.<br>4. Плотность топлива.<br>5. Момент инерции вращ. масс двигателя. | 1. Полная масса.<br>2. Снаряженная масса.<br>3. Масса груза.<br>4. Масса на ведущих колесах.<br>5. Коэф. лобового сопротив.<br>6. Площадь миделева сечения.<br>7. Колесная формула.<br>8. Геометрич. размеры колес и характеристики их шин.<br>9. Момент инерции колеса.<br>10. Колесная база.<br>11. Высота центра масс.<br>12. Центр парусности. | 1. Коэф. сцепления.<br>2. Коэф.сопр. качению.<br>3. Уклон дороги.<br>4. Макс. преод. подъем.<br>5. Закон распред. уклон. маг-холм. дороги.<br>6. Предел. значения уклонов маг. дороги.<br>7. Скорость движения на спуске: $V_{адоп} = f(i)$. |
| **3. По трансмиссии** | | **5. По оперативно-функциональному назначению** |
| 1. Передат. числа коробки, доп. передачи, глав. передачи.<br>2. Число пар цилиндр. шестерен, конич. шестерен, карданных шарниров.<br>3. КПД элементов.<br>4. Сила трения в транс. | 5. Жесткость трансмиссии.<br>6. Суммарный момент инерции вращ. деталей трансмиссии.<br>7. Время переключ. передач. | 1. Тип: легковой, грузовой, автобус.<br>2. Приоритеты показателей. |

Рисунок 3.1 - Исходные данные по транспортному средству и дороге к расчету рациональных передаточных чисел трансмиссии

Данные по трансмиссии:

1.3.1. Первоначальные значения передаточных чисел коробки передач, дополнительной передачи, главной передачи, от которых определяются оптимальные передаточные числа.

1.3.2. Число пар цилиндрических шестерен, конических или гипоидных шестерен, карданных шарниров или других элементов в трансмиссии

1.3.3. КПД элементов трансмиссии: цилиндрических конических или гипоидных шестерен, карданных шарниров или других элементов в трансмиссии.

1.3.4. Сила трения в трансмиссии (момент трения), приведенная к колесу.

1.3.5. Жесткость трансмиссии.

1.3.6. Приведенный к первичному валу коробки передач суммарный момент инерции деталей трансмиссии.

1.3.7. Время переключения передач.

1.4. Данные по дороге:

1.4.1. Коэффициент сцепления колес с дорогой.

1.4.2. Коэффициент сопротивления качению.

1.4.3. Уклон дороги (для моделировании движения на ровной прямолинейной дороге).

1.4.4. Основной и максимальный преодолеваемый подъем.

1.4.5. Закон распределения уклонов (для магистрально-холмистой дороги).

1.4.6. Предельные значения уклонов дороги (для магистрально-холмистой дороги).

1.4.7. Эмпирическая зависимость для определения ограничений скорости движения автомобилей на спусках.

1.5. По оперативно-функциональному назначению:

1.5.1. Тип автомобиля: легковой, грузовой, автобус или категория, к которой он относится в соответствии со Сводной резолюцией о конструкции транспортных средств, принятой в рамках Женевского соглашения 1958 г. (или по ГОСТ 22895-77).

1.5.2. Значимость комплексных показателей в данной группе.

2) *На втором этапе методики* поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии, происходит аппроксимация исходных данных по двигателю полиномиальными зависимостями. Вид полиномиальной зависимости определяется размерностью массива вводимых данных. Для внешней скоростной характеристики – уравнения с 4 по 12 степени. Для коэффициента стендовых потерь и мощности механических потерь – уравнения 2 степени.

3) *На третьем этапе методики* моделируются следующие режимы движения:

3.1) Разгон с максимальной интенсивностью, блок-схема которого представлена на рис. 3.2. При этом моделируется режим трогания автомобиля с места по уравнениям, в результате чего определяется время буксования сцепления. Далее на каждой передаче определяются показатели тягово-скоростных свойств. После этого определяются оценочные показатели при разгоне по ГОСТ 22576-90, а также комплексный показатель разгона и расход топлива при разгоне.

3.2) Ездовые циклы на дороге по ГОСТ 20306-90. Этот нормативный документ регламентирует городские и магистральные циклы движения в зависимости от полной массы автомобиля и его назначения. Блок-схема ездового цикла представлена на рис. 3.3.

Оценочные и комплексные показатели в цикле определяются следующим образом. Весь цикл разбивается на множество элементарных участков $\Delta S$=1 м, в каждом из которых определяются составляющие полного сопротивления движению и скорость автомобиля. По этим данным определяются параметры нагрузочного режима: передаточное число трансмиссии, угловая скорость коленчатого вала двигателя, нагрузка на двигатель.

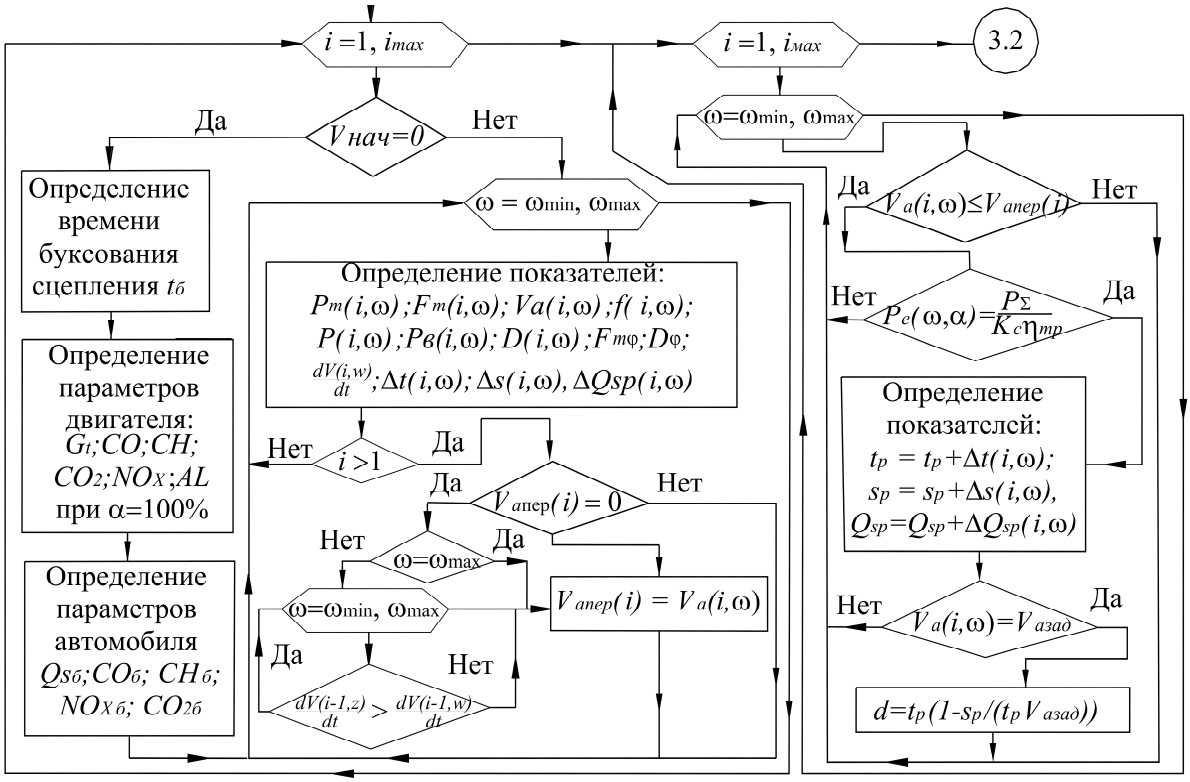



Рисунок 3.2 - Блок разгона автомобиля

Общий расход топлива и общие выбросы отработавших газов в ездовом цикле представляют собой соответственно сумму элементарных расходов топлива и выбросов отработавших газов на отдельных элементарных участках пути. Также определяется средняя скорость движения автомобиля в ездовом цикле и коэффициент эффективности работы автомобиля в данном цикле. Дополнительно для последующего анализа определяются значения расхода топлива автомобилем и выбросов отработавших газов автомобилем на отдельных фазах ездового цикла.

Следует отметить, что в связи с наличием в большинстве современных автомобилей экономайзеров принудительного холостого хода или электронных систем управлением подачей топлива в цилиндры двигателя, при оборотах двигателя больше 1200 мин$^{-1}$, расход

топлива и выбросы отработавших газов в фазах торможения двигателем принимаются равными нулю.

При переключении передач учитывается снижение скорости автомобиля и, компенсирующее это снижение, дополнительное увеличение до постоянной скорости, заданной в цикле.

3.3) На магистрально-холмистой дороге с распределением уклонов по Коши в пределах ±6%, что характерно для холмистой категории рельефа дорог. Блок-схема определения оценочных показателей на магистрально-холмистой дороге представлена на рис. 3.4 Задается цикл по уклонам дороги и определяется вероятность появления конкретного уклона. Затем определяется максимальная скорость при движении на этом уклоне. Если значение уклона меньше нуля, то ее значение ограничивается на основе эмпирических формул, приводимых в работе Г.Б. Безбородовой и В.Г. Галушко. При движении на спусках определяются обороты двигателя, передаточное число трансмиссии и нагрузка на двигатель, т.е. параметры нагрузочного режима, по которым определяется сначала на основе нагрузочных характеристик часовой расход топлива двигателем, а затем и расход топлива автомобилем на данном уклоне.

Движение на подъемах происходит с полной подачей топлива, поэтому нагрузка на двигатель принимается равной 100%. Поэтому, максимальная скорость на подъемах определяется исходя из мощностного баланса автомобиля.

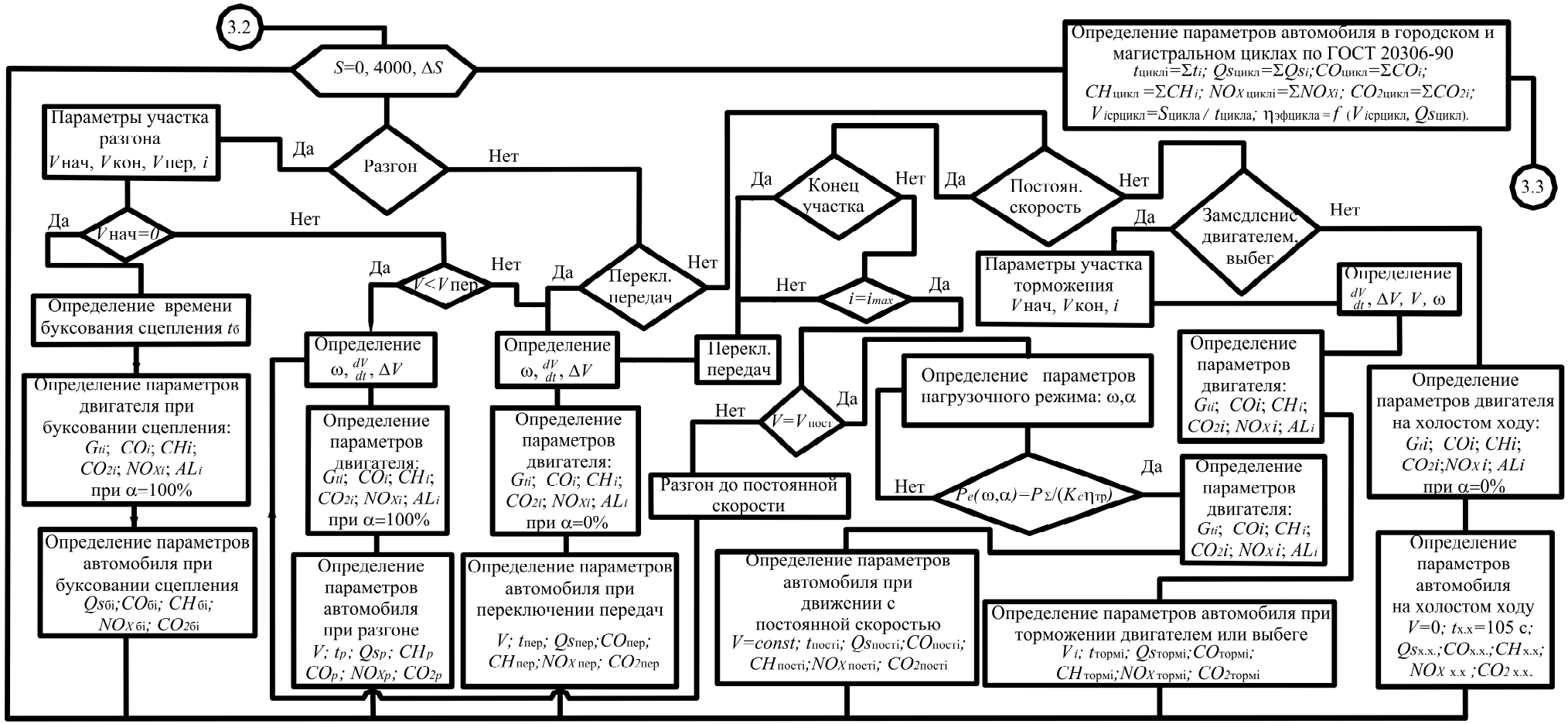



Рисунок 3.3 - Блок ездовых циклов по ГОСТ 20306-90.

Наибольшая скорость на магистрально-холмистой дороге и расход топлива на магистрально-холмистой дороге соответственно определяются как сумма произведений вероятности появления данного уклона на максимальную скорость на данном уклоне или расхода топлива на данном уклоне.

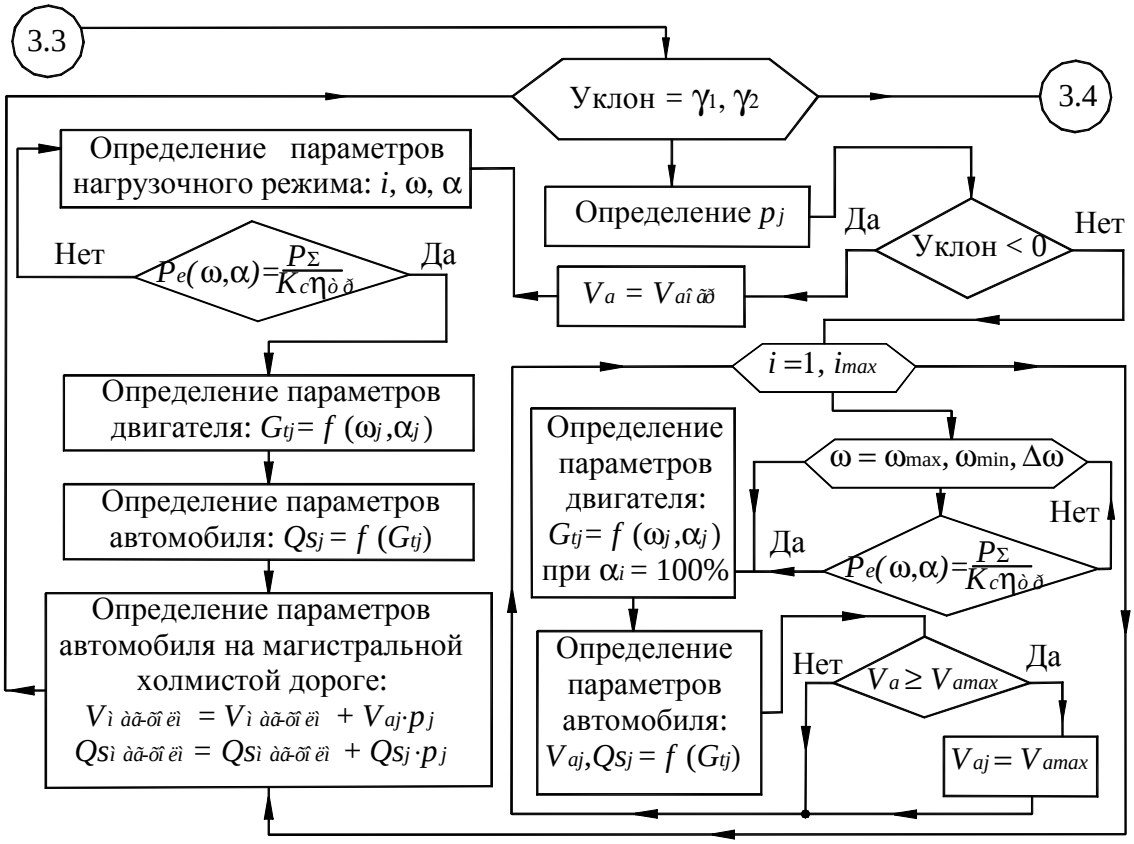



Рисунок 3.4 - Блок магистрально-холмистой дороги

3.4) Установившиеся движение автомобиля с регламентированными скоростями $V_1$ и $V_2$, блок-схема которого приведена на рис. 3.5. В этом режиме задается регламентированная ГОСТ 20306-90 скорость автомобиля $V_1$ и определяется по возможности высшая передача в коробке, соответствующая этой скорости движения. По этим данным определяются обороты двигателя, а затем на основе баланса мощностей – нагрузка на двигатель (по нагрузочным характеристикам и оборотам двигателя).

3.5) Если транспортное средство относится к категориям $M_1$ или $N_1$, то для этих транспортных средств дополнительно определяются показатели в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83. Этот ездовой цикл в себя включает европейский городской цикл и внегородской.

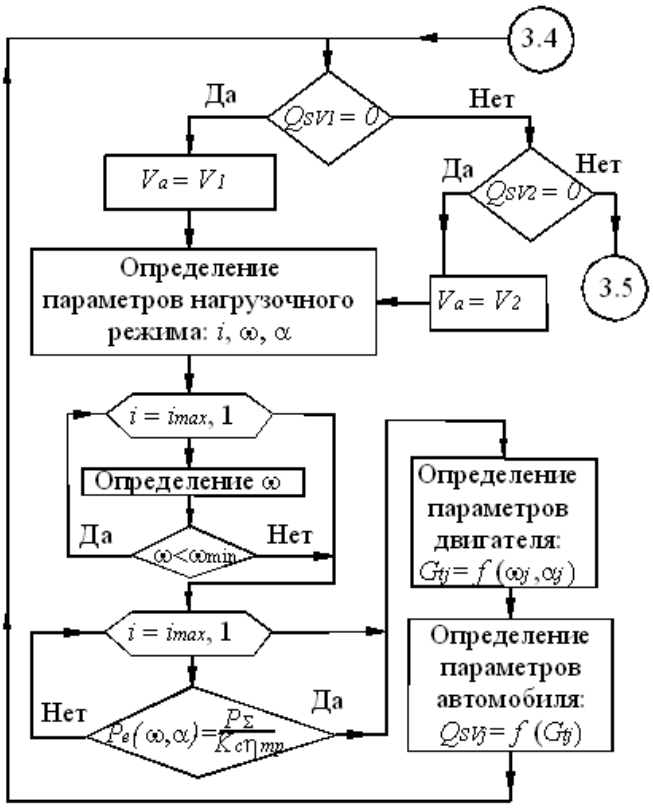



Рисунок 3.5 - Блок установившегося движения

В отличии от ездовых циклов по ГОСТ 20306-90 европейские циклы выполняются на стендах с беговыми барабанами. Эти циклы регламентируют значение скорости движения автомобиля от времени, а не от пройденного пути как ГОСТ 20306-90. Разгоны и торможения двигателем в европейских циклах выполняются с заданными ускорениями, а по ГОСТ 20306-90 – с максимальной интенсивностью.

Но, не смотря на эти различия, принципиальных отличий при моделировании движения в данном ездовом цикле и в циклах по ГОСТ 20306-90 нет. Весь цикл разбивается на множество элементарных участков в зависимости от времени ($\Delta\tau$=1 с.). На каждом элементарном участке определяются параметры нагрузочного режима: угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, передаточное число трансмиссии, нагрузка на двигатель.

По ним – часовой расход топлива двигателя и выбросы отработавших газов двигателя, а затем расход топлива автомобилем и выбросы отработавших газов автомобилем. Расход топлива в цикле и выбросы отработавших газов в цикле определяются на основе суммирования их всех элементарных значений. Затем определяется коэффициент эффективности работы автомобиля в данном цикле.

Таким образом, определяются все необходимые оценочные и комплексные показатели для решения задач.

4) *На четвертом этапе методики* определяются регрессионные зависимости комплексных показателей. Для получения зависимости комплексных показателей от передаточных чисел трансмиссии используется методика планирования виртуального эксперимента. Передаточные числа коробки передач изменяются на 10%, а передаточное число главной передачи – на 20%. Таким образом, передаточные числа трансмиссии варьируются в диапазоне 30% в одну сторону. Коэффициенты регрессионных зависимостей определяются по формулам, затем оценивается их значимость и адекватность по критерию Фишера, сравнение с экспериментальными данными.

5) *На пятом этапе методики* определяются координаты точек $ЛП_\tau$ - последовательности.

6) *На шестом этапе методики* решаются задачи оптимизации.

Для нахождения глобального экстремума оптимизируемых функций (2.90) или (2.91) используется просмотр многомерной области пробными точками. В качестве пробных точек выбираются точки $ЛП_\tau$ - последовательности. При этом на все пространство параметров накладывается $П_\tau$-сетка, в которую и помещается пробная точка $ЛП_\tau$ - последовательности.

Поскольку $ЛП_\tau$ - последовательности дают возможность отыскать наилучшее сочетание всех оптимизируемых параметров на минимум, то вместо функций на максимум оптимизировались обратные функции.

Каждой точки $ЛП_\tau$ - последовательности сопоставляются определенные передаточные числа трансмиссии, а значит и определенные значения комплексных показателей. Затем происходит сравнение комплексных показателей между точками $ЛП_\tau$ - последовательности и отбрасываются заведомо худшие показатели. Таким образом, после перебора всех точек $ЛП_\tau$ - последовательности (в данной работе их принимается $N$=10000) остается множество эффективных точек Парето, которым соответствуют оптимальные по Парето передаточные числа трансмиссии.

7) *На седьмом этапе методики* определяются рациональные передаточные числа трансмиссии в соответствии с оперативно-функциональным назначением автомобиля на основе следующего алгоритма.

Определяется эффективная точка Парето, соответствующая наилучшему значению наиболее значимого показателя для данной группы транспортных средств. Затем делается предположение, что это значение показателя может быть ухудшено на 1…3%, и в полученном множестве, определяется эффективная точка Парето, соответствующая наилучшему значению второму по значимости показателю. Затем опять делается предположение, что это значение может быть ухудшено на 1...3%, и в полученном

множестве определяется эффективная точка Парето, соответствующая наилучшему значению третьему по значимости показателю и т.д. Таким образом, после перебора всех показателей образуется множество эффективных точек Парето в соответствии с оперативно-функциональным назначением автомобиля, причем, если исходное множество эффективных точек Парето не пустое, то и множество эффективных точек Парето в соответствии с оперативно-функциональным назначением автомобиля, тоже не пустое.

Таким образом, поставленные задачи нахождения рациональных передаточных чисел трансмиссии решаются полностью.

На рисунке 3.6 представлена общая структурная схема разработанной методики.

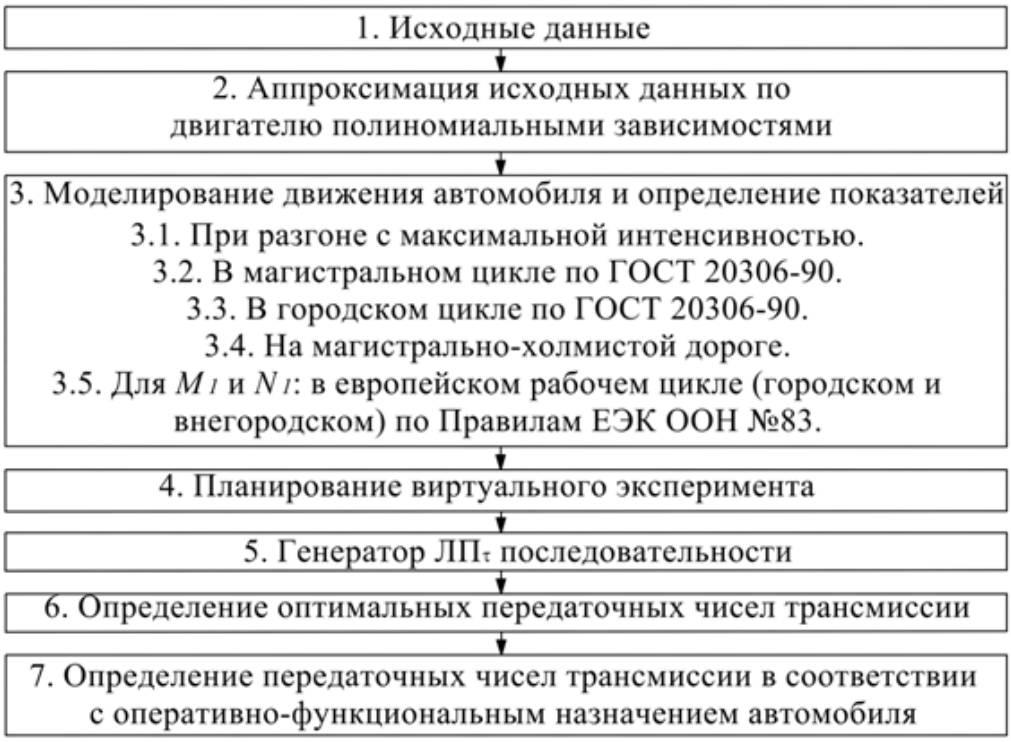



Рисунок 3.6 - Структурная схема методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобилей

### 3.4 Определение уравнений и коэффициентов регрессии зависимостей показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности от передаточных чисел трансмиссии

Сложность автомобиля как объекта исследования, наличие не только линейных, но и сложных взаимодействий между факторами обуславливают нелинейное влияние конструктивных факторов на выходные параметры системы. Вследствие этого, эффекты взаимодействий и квадратичные эффекты факторов могут быть не только значимы, но даже и определяющими. Поэтому при многофакторном исследовании особое влияние приобретают вопросы выбора плана эксперимента и основных уровней факторов. Наиболее достоверную оценку о характере и степени влияния передаточных чисел трансмиссии на комплексные показатели и выбросы вредных веществ можно дать с помощью планов второго порядка.

Поэтому в данной работе рассматривались три типа регрессионных моделей:

1) линейная, без учета парных взаимодействий;

2) линейная, с учетом парных взаимодействий;

3) квадратичная.

В качестве плана эксперимента для первых двух моделей использовался трехуровневый пятифакторный полный факторный эксперимент с числом опытов $N_1 = 3^5 = 243$. Для третьей модели – центральный композиционный ортогональный план (ЦКОП) второго порядка, построенный на основе двухуровнего пятифакторного полного факторного эксперимента с числом опытов $N_2 = 43$, определяющихся по формуле:

$$N_2 = N_{2ц} + n_0 + 2k\,, \qquad (3.4.1).$$

где $N_{2ц} = 2^k$ – число опытов ядра плана; $k$ – число факторов ($k$=5); $n_0$ – число опытов в центре плана; $2k$ – число «звездных» точек, добавленные на расстоянии «звездного» плеча $\alpha_{зв}$ от центра плана, где

$$\alpha_{зв}^2 = 0{,}5 \cdot \left(\sqrt{N_{2ц}(N_{2ц} + 2k + n_0)} - N_{2ц}\right). \qquad (3.4.2)$$

Математическое уравнение модели (уравнение регрессии) второго порядка в этом случае имеет вид:

$$\begin{aligned} y = {} & b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_5x_5 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{15}x_1x_5 + b_{23}x_2x_3 + \\ & + b_{24}x_2x_4 + b_{25}x_2x_5 + b_{34}x_3x_4 + b_{35}x_3x_5 + b_{45}x_4x_5 + b_{123}x_1x_2x_3 + b_{124}x_1x_2x_4 + b_{125}x_1x_2x_5 + \\ & + b_{134}x_1x_3x_4 + b_{135}x_1x_3x_5 + b_{145}x_1x_4x_5 + b_{234}x_2x_3x_4 + b_{235}x_2x_3x_5 + b_{245}x_2x_4x_5 + b_{345}x_3x_4x_5 + \\ & + b_{1234}x_1x_2x_3x_4 + b_{1235}x_1x_2x_3x_5 + b_{1245}x_1x_2x_4x_5 + b_{1345}x_1x_3x_4x_5 + b_{2345}x_2x_3x_4x_5 + \\ & + b_{12345}x_1x_2x_3x_4x_5 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{44}x_4^2 + b_{55}x_5^2\,, \end{aligned} \qquad (3.4.3)$$

где $y$ – комплексный показатель оптимизации или выбросов отработавших газов; $x_1$ – соответствует передаточному числу коробки $U_{k1}$; $x_2 – U_{k2}$; $x_3 – U_{k3}$; $x_4 – U_0$; $x_5 – U_{k5}$.

В (3.4.3) и последующих приводимых в работе уравнениях регрессии (коэффициентах регрессии) в качестве $x_j$ используются передаточные числа в натуральных значениях.

Пределы варьирования передаточных чисел выбираем в зонах обеспечения переключения передач, чтобы каждая последующая передача имела передаточное число меньше, чем предыдущая, т.е. $U_{k1}>U_{k2}>U_{k3}>U_{k4}>U_{k5}$. Это основывается на условии совместной работы передач. Так, при 15% диапазоне изменения передаточных чисел коробки передач возникают ситуации, когда возможно перекрытие передач, т.е. передаточное число более низкой передачи меньше или равно более высокой передачи. При этом теряется смысл такой коробки. Поэтому такие варианты сразу же отбрасывались и для анализа принят 10 % диапазон варьирования передаточных чисел коробки, в котором можно использовать линейные и квадратичные зависимости. Интервал варьирования передаточного числа главной передачи принимаем равным 20 %.

Важный момент анализа связан с выбором первоначальных значений передаточных чисел, от которых отсчитывается интервал варьирования. В данной работе принимается, что для всех передаточных чисел – это существующие заводские значения, в дальнейшем именуемые просто как заводские значения.

Нормируемые факторы и их значение приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Нормируемые факторы

| Передача | Номинальное значение | Нижнее значение | Верхнее значение | Шаг |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 4,05 | 3,645 | 4,455 | 0,405 |
| 2 | 2,34 | 2,106 | 2,574 | 0,234 |
| 3 | 1,395 | 1,255 | 1,535 | 0,1395 |
| 5 | 0,849 | 0,764 | 0,933 | 0,0849 |
| Главная | 4,556 | 3,645 | 5,467 | 0,9112 |

Для линейных планов коэффициенты регрессии определялись в соответствии с формулами полного факторного эксперимента, а для ЦКОП второго порядка:

$$b_i = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j x_{ij}}{\sum_{j=1}^{N} x_{ij}^2}\ ;\ b_{lm} = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j x_{jl} x_{jm}}{\sum_{j=1}^{N} (x_{jl} x_{jm})^2} \quad (l \neq m);\ b_{ii} = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j x'_{ii}}{\sum_{j=1}^{N} (x'_{ii})^2}\ ;\ b_0 = \frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N} y_j - \sum_{i=1}^{k} a_{ii}\bar{x}_i^2\ , \quad (3.4.4)$$

где $x_i' = x_i^2 - \bar{x}_i^2$ – нормализованный фактор, характеризующей влияние квадратичного члена модели; $\bar{x}_i^2$ - среднее значение.

В данной работе рассматривался автомобиль ГАЗ-2705 «ГАЗель» с двигателями ЗМЗ-40522, ЗМЗ-4053, ГАЗ-5601 и Iveco Sofim 8140.27. Краткая техническая характеристика двигателей приведена в табл. 3.2. В табл. 3.12-3.14 соответственно представлены коэффициенты регрессии линейной модели, линейной модели с парными взаимодействиями и квадратичной модели в натуральных величинах для автомобиля с двигателем ЗМЗ-40522.

Таблица 3.2 – Краткая техническая характеристика двигателей

| Параметр | ЗМЗ-40522 | ЗМЗ-4053 | ГАЗ-5601 | Iveco Sofim 8140.27 |
|---|---|---|---|---|
| Тип двигателя | бензиновый | бензиновый | дизельный | дизельный |
| Число цилиндров | 4 | 4 | 4 | 4 |
| Порядок работы цилиндров | 1-3-4-2 | 1-3-4-2 | 1-3-4-2 | 1-3-4-2 |
| Степень сжатия | 9,3 | 9,3 | 20,5 | 21 |
| Диаметр цилиндра и ход поршня, мм | 95,5x86 | 92x94 | 85x94 | |
| Рабочий объем, л | 2,464 | 2,7 | 2,133 | 2,5 |
| Ном. мощность брутто, кВт (л.с.) при частоте вращения кол. вала, мин$^{-1}$ | 111,8(152) при 5200 | 107,3 (144) при 5200 | 81 (110) при 3800 | 83,3 (112) при 3800 |
| Макс. крутящий момент брутто Нм (кгс) при частоте вращения кол. вала, мин$^{-1}$ | 210,9(21.5) при 4000-4400 | 215,8 (22) при 4000 | 250(25,5) при 2000 | 255 (26) при 1800 |

Таблица 3.3 - Коэффициенты регрессии линейной модели в натуральном виде для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-4053

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_s\Sigma$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_0$ | 138,6073 | 10,5267 | 10,9378 | 35,5789 | 2,3776 | 1,2208 | 0,1380 | 1,8592 | 0,1525 | 1,2131 | 0,0996 |
| $b_1$ | | -0,1139 | | -0,0869 | 0,0098 | 0,0043 | -0,0001 | 0,0003 | -0,0008 | -0,0192 | 0,0001 |
| $b_2$ | -0,0014 | 0,4114 | -0,0007 | -1,8677 | -0,0247 | 0,0673 | -0,0002 | 0,1865 | -0,0004 | -0,1567 | 0,0004 |
| $b_3$ | -6,4247 | -0,6154 | -0,6173 | 4,9151 | -0,0425 | 0,0945 | -0,0014 | 0,1226 | -0,0013 | 0,2862 | -0,0013 |
| $b_4$ | 0,4323 | -0,1313 | 0,7542 | 1,5541 | -0,0540 | 0,0758 | -0,0036 | 0,1471 | -0,0022 | 0,2159 | -0,0021 |
| $b_5$ | -8,0549 | 0,0000 | 3,4582 | 0,0000 | -0,1617 | -0,0578 | -0,0117 | 0,0309 | -0,0028 | 0,8259 | -0,0107 |

Таблица 3.4. Коэффициенты регрессии линейной модели с взаимодействиями в натуральном виде для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-4053

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_s\Sigma$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_0$ | 145,7 | 9,139 | 20,738 | 31,58 | 1,729 | 1,1262 | 0,1433 | 5,1388 | 0,1386 | 2,7318 | 0,0952 |
| $b_1$ | | -0,2361 | | -1,7317 | 0,0551 | -0,0301 | -0,0013 | -0,2103 | -0,0032 | -0,1413 | 0,0003 |
| $b_2$ | -0,0224 | 2,4986 | -0,0120 | -15,3924 | 0,0569 | -0,0423 | -0,0039 | -0,2597 | 0,0023 | -0,6188 | 0,0026 |
| $b_3$ | -36,0115 | 0,4545 | -3,4680 | 20,7940 | -0,0291 | -0,0422 | -0,0008 | -0,6614 | 0,0036 | 0,3748 | 0,0009 |
| $b_4$ | -1,1183 | -0,8130 | -1,3854 | 6,8560 | 0,0855 | 0,0957 | -0,0047 | -0,5719 | 0,0008 | 0,0413 | -0,0023 |
| $b_5$ | 32,2185 | 0,0000 | -3,4319 | -0,0001 | 0,1558 | 0,7488 | -0,0032 | -0,3140 | 0,0093 | -0,1040 | -0,0101 |
| $b_{12}$ | | -0,1356 | | 0,4282 | -0,0006 | -0,0001 | | 0,0000 | | 0,0111 | 0,0000 |
| $b_{13}$ | | 0,0000 | | -0,0513 | -0,0002 | -0,0001 | | 0,0000 | | 0,0001 | |
| $b_{14}$ | | 0,0964 | | 0,1568 | -0,0095 | 0,0076 | 0,0003 | 0,0462 | 0,0005 | 0,0210 | -0,0001 |
| $b_{15}$ | | | | | -0,0004 | 0,0001 | 0,0000 | 0,0000 | | 0,0002 | |
| $b_{23}$ | 0,0100 | -0,9831 | 0,0054 | 5,0205 | -0,0066 | 0,0000 | | 0,0002 | | 0,1790 | -0,0015 |
| $b_{24}$ | 0,0015 | -0,0366 | 0,0008 | 1,0507 | -0,0162 | 0,0243 | 0,0008 | 0,0978 | -0,0006 | 0,0371 | -0,0001 |
| $b_{25}$ | | | | | 0,0049 | -0,0008 | 0,0000 | 0,0004 | | -0,0020 | 0,0001 |
| $b_{34}$ | 6,4888 | 0,2701 | 0,6175 | -6,0183 | -0,0004 | 0,0303 | -0,0002 | 0,1715 | -0,0011 | -0,1172 | 0,0004 |
| $b_{35}$ | 0,0001 | | 0,0292 | 0,0000 | 0,0055 | -0,0012 | 0,0000 | 0,0024 | 0,0000 | 0,0306 | -0,0005 |
| $b_{45}$ | -8,8397 | | 1,5034 | | -0,0735 | -0,1763 | -0,0019 | 0,0748 | -0,0026 | 0,1955 | 0,0000 |

Таблица 3.5 – Коэффициенты регрессии модели второго порядка в натуральном виде для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-4053

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_s\Sigma$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_0$ | -200,08 | 13,343 | 14,825 | -227,06 | -0,012 | -2,4595 | 0,2161 | 12,2981 | 0,0658 | 2,7380 | 0,1555 |
| $b_1$ | | -2,170 | | 4,285 | 0,194 | 0,0875 | -0,0073 | -0,2777 | -0,0031 | -0,1278 | -0,0043 |
| $b_2$ | | 11,991 | | -58,840 | 0,413 | 0,1324 | -0,0275 | -1,3701 | 0,0103 | -1,7727 | -0,0108 |
| $b_3$ | 113,08 | -6,751 | 9,814 | 412,008 | -0,133 | 0,3627 | -0,0075 | -1,9730 | 0,0344 | 2,0660 | -0,0398 |
| $b_4$ | 39,204 | 1,738 | -3,736 | 21,766 | 0,622 | -0,0995 | -0,0168 | -2,8396 | 0,0137 | -1,7095 | -0,0080 |
| $b_5$ | 412,21 | | -1,719 | | 0,773 | 8,4762 | 0,0054 | -0,2312 | 0,0481 | 5,7326 | -0,0363 |
| $b_{12}$ | | -1,346 | | -2,956 | -0,018 | | | | | 0,2180 | 0,0021 |
| $b_{13}$ | | 0,006 | | -12,192 | -0,005 | | | | | -0,0192 | 0,0024 |

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_s\Sigma$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_{14}$ | | -0,242 | | -1,494 | -0,032 | 0,0170 | 0,0006 | 0,1040 | 0,0012 | 0,1378 | 0,0007 |
| $b_{15}$ | | | | | -0,018 | -0,0005 | 0,0001 | -0,0001 | | 0,0203 | 0,0001 |
| $b_{23}$ | | -8,274 | | 18,323 | -0,059 | -0,0007 | | -0,0002 | 0,0001 | 0,9171 | 0,0004 |
| $b_{24}$ | | -2,595 | | 8,004 | -0,076 | 0,0532 | 0,0019 | 0,2185 | -0,0012 | 0,4213 | 0,0008 |
| $b_{25}$ | | | | | -0,026 | -0,0088 | 0,0003 | -0,0073 | 0,0004 | -0,3813 | 0,0173 |
| $b_{34}$ | 14,594 | -1,869 | 1,476 | -9,523 | -0,042 | 0,0661 | -0,0003 | 0,3777 | -0,0019 | 0,1019 | -0,0004 |
| $b_{35}$ | | | 0,592 | | -0,012 | -0,0136 | 0,0004 | -0,0384 | 0,0024 | -0,2685 | 0,0166 |
| $b_{45}$ | -19,889 | | 3,539 | | -0,209 | -0,4034 | -0,0040 | 0,1512 | -0,0050 | 0,3784 | 0,0046 |
| $b_{123}$ | | -0,002 | | 4,962 | 0,002 | | | | | 0,0049 | -0,0012 |
| $b_{124}$ | | 0,201 | | 0,714 | 0,003 | | | | | -0,0392 | -0,0004 |
| $b_{125}$ | | | | | | | | | | -0,0053 | |
| $b_{134}$ | | -0,001 | | 2,231 | 0,002 | | | | | 0,0033 | -0,0004 |
| $b_{135}$ | | | | | 0,001 | 0,0001 | | | | -0,0029 | |
| $b_{145}$ | | | | | 0,002 | 0,0002 | | | | 0,0005 | |
| $b_{234}$ | | 1,099 | | -1,825 | 0,012 | 0,0001 | | 0,0001 | | -0,1299 | -0,0002 |
| $b_{235}$ | | | | | -0,022 | 0,0001 | | 0,0001 | | 0,2500 | -0,0111 |
| $b_{245}$ | | | | | 0,007 | 0,0016 | -0,0001 | 0,0017 | -0,0001 | 0,0745 | -0,0031 |
| $b_{345}$ | | | -0,108 | | 0,005 | 0,0023 | -0,0001 | 0,0093 | -0,0005 | 0,0378 | -0,0028 |
| $b_{1234}$ | | 0,000 | | -0,908 | | | | | | -0,0019 | 0,0002 |
| $b_{1235}$ | | | | | | | | | | 0,0032 | |
| $b_{1245}$ | | | | | -0,001 | | | | | 0,0010 | |
| $b_{1345}$ | | | | | | | | | | -0,0008 | |
| $b_{2345}$ | | | | | 0,004 | | | | | -0,0465 | 0,0020 |
| $b_{12345}$ | | | | | | | | | | | |
| $b_{11}$ | | 0,503 | | 0,235 | -0,003 | -0,0195 | 0,0005 | -0,0263 | -0,0005 | -0,0781 | 0,0001 |
| $b_{22}$ | | 1,528 | | -0,340 | -0,020 | -0,0585 | 0,0040 | 0,1419 | -0,0011 | -0,2063 | 0,0017 |
| $b_{33}$ | -68,057 | 7,846 | -6,312 | -137,078 | 0,105 | -0,1879 | 0,0024 | 0,1483 | -0,0100 | -1,1044 | 0,0150 |
| $b_{44}$ | -4,722 | 0,241 | -0,017 | -2,198 | -0,029 | 0,0280 | 0,0009 | 0,1594 | -0,0012 | 0,0759 | 0,0005 |
| $b_{55}$ | -197,19 | | -5,526 | | -0,042 | -4,0408 | -0,0022 | -0,2533 | -0,0172 | -3,7229 | -0,0043 |

Таблица 3.6 – Коэффициенты регрессии линейной модели в натуральном виде для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ГАЗ-5601

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_s\Sigma$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $NO_{хевр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $NO_{хгор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ | $NO_{хмаг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_0$ | 147,4056 | 9,9218 | 8,5122 | 27,9365 | 3,2837 | 0,8532 | 0,0902 | 2,1327 | 1,5572 | -0,1069 | 0,2654 | -0,2568 | -0,0238 | 0,6150 |
| $b_1$ | | -0,0489 | | 0,0643 | -0,0018 | 0,0007 | 0,0010 | 0,0075 | -0,0129 | 0,0010 | 0,0115 | | | |
| $b_2$ | -0,1891 | 0,3193 | 0,0012 | -0,3119 | -0,0464 | -0,0046 | 0,0027 | 0,0587 | -0,0107 | 0,0166 | 0,0345 | 0,0017 | -0,0009 | -0,0006 |
| $b_3$ | -0,3152 | -0,2181 | -0,0340 | -0,0744 | -0,0457 | 0,0464 | 0,0182 | 0,0412 | -0,0060 | 0,0469 | 0,0516 | -0,0102 | 0,0020 | 0,0043 |
| $b_4$ | -3,4234 | 0,0294 | 0,6250 | 0,4932 | -0,1141 | 0,0783 | 0,0215 | 0,0686 | 0,0620 | 0,0522 | 0,0452 | 0,0894 | 0,0136 | 0,0049 |
| $b_5$ | -23,7517 | -0,0167 | 2,3741 | 1,1110 | -0,3507 | 0,1927 | 0,0489 | 0,0502 | 0,1360 | 0,0592 | 0,0152 | 0,3899 | 0,0773 | 0,0267 |

Таблица 3.7 – Коэффициенты регрессии линейной модели с взаимодействиями в натуральном виде для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ГАЗ-5601

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_s\Sigma$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $NO_{хевр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $NO_{хгор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ | $NO_{хмаг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_0$ | 57,2163 | 8,8730 | 8,3449 | 41,8799 | 2,3910 | 1,6267 | 0,0669 | 0,8438 | 1,9347 | -0,2214 | 0,2422 | -0,3466 | 0,0301 | 0,4562 |
| $b_1$ | | -0,0984 | | -0,3882 | 0,0448 | -0,0156 | 0,0018 | -0,0263 | -0,0404 | -0,0015 | -0,0116 | | | |
| $b_2$ | -2,0372 | 1,9960 | 0,0127 | -3,8295 | 0,0445 | -0,0600 | 0,0143 | -0,0785 | 0,0162 | 0,0515 | 0,0782 | 0,0242 | -0,0073 | -0,0236 |
| $b_3$ | 1,2344 | 0,2190 | -0,1328 | -3,6412 | -0,0222 | 0,0560 | 0,0623 | 0,0443 | -0,1018 | 0,0411 | 0,0467 | 0,0494 | 0,0081 | -0,0516 |
| $b_4$ | 16,8442 | -0,4767 | 0,6585 | -1,2832 | 0,0932 | -0,0914 | 0,0264 | 0,3520 | -0,0164 | 0,0788 | 0,0491 | 0,0986 | 0,0039 | 0,0525 |
| $b_5$ | 82,4930 | 0,0667 | 2,7185 | -4,4884 | 0,1288 | -0,5041 | -0,0311 | 2,1000 | -0,1177 | 0,1118 | 0,0467 | 0,3918 | 0,0100 | 0,3009 |
| $b_{12}$ | | -0,0964 | | 0,1226 | 0,0006 | | | -0,0001 | | 0,0000 | 0,0000 | | | |
| $b_{13}$ | | 0,0000 | | 0,0014 | 0,0005 | -0,0001 | 0,0000 | -0,0001 | | 0,0000 | | | | |
| $b_{14}$ | | 0,0604 | | 0,0353 | -0,0109 | 0,0036 | -0,0002 | 0,0075 | 0,0061 | 0,0006 | 0,0051 | | | |
| $b_{15}$ | | | | 0,0033 | 0,0013 | -0,0001 | 0,0000 | 0,0000 | -0,0002 | -0,0001 | | | | |
| $b_{23}$ | 0,6587 | -0,7477 | -0,0044 | 1,4222 | 0,0013 | | | | 0,0023 | 0,0003 | -0,0022 | -0,0143 | 0,0029 | 0,0171 |
| $b_{24}$ | 0,2040 | -0,0533 | -0,0012 | 0,2277 | -0,0231 | 0,0121 | -0,0025 | 0,0299 | -0,0069 | -0,0079 | -0,0090 | -0,0006 | 0,0005 | -0,0002 |
| $b_{25}$ | | | | -0,0003 | 0,0118 | 0,0002 | -0,0001 | 0,0014 | 0,0015 | 0,0007 | 0,0002 | 0,0003 | -0,0001 | 0,0001 |
| $b_{34}$ | -0,6784 | 0,2881 | 0,0240 | 0,0469 | -0,0080 | -0,0021 | -0,0096 | -0,0007 | 0,0183 | 0,0005 | 0,0020 | -0,0055 | -0,0029 | 0,0032 |
| $b_{35}$ | 0,0001 | 0,0001 | | 0,0228 | 0,0089 | 0,0002 | -0,0002 | 0,0003 | 0,0085 | 0,0038 | 0,0012 | -0,0013 | 0,0005 | 0,0014 |
| $b_{45}$ | -23,3198 | -0,0184 | -0,0756 | 1,2192 | -0,1152 | 0,1528 | 0,0177 | -0,4508 | 0,0525 | -0,0131 | -0,0074 | -0,0002 | 0,0147 | -0,0607 |

Таблица 3.8 – Коэффициенты регрессии модели второго порядка в натуральном виде для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ГАЗ-5601

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_s\Sigma$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $NO_{хевр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $NO_{хгор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ | $NO_{хмаг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_0$ | -190,45 | 3,050 | 15,029 | 24,502 | -0,967 | 0,4793 | -0,4232 | -2,0000 | -2,8955 | -1,6527 | -0,2753 | -4,4436 | 0,1522 | -0,2702 |
| $b_1$ | | -1,062 | | 5,543 | 0,333 | 0,3374 | 0,0170 | -0,4261 | 0,4505 | 0,0581 | -0,1070 | 0,3047 | -0,0160 | 0,0216 |
| $b_2$ | | 11,844 | | -15,684 | 0,533 | 0,4204 | 0,0620 | -0,9110 | 0,9491 | 0,2970 | 0,3085 | 0,8977 | -0,0498 | -0,1445 |
| $b_3$ | -77,929 | 0,894 | -8,416 | 12,433 | 0,364 | 1,5319 | 0,3156 | -0,9538 | 1,6222 | 0,3032 | 0,1176 | 1,3351 | -0,0224 | -0,2241 |
| $b_4$ | 83,280 | 2,392 | 2,434 | -9,695 | 0,892 | -0,7128 | 0,1123 | 1,6278 | -0,1270 | 0,2618 | 0,1065 | 0,2815 | -0,0110 | 0,1820 |
| $b_5$ | 463,780 | | -10,814 | | 2,102 | -0,0294 | -0,0452 | 7,5990 | 4,0567 | 0,8286 | 0,2748 | 3,9037 | -0,0440 | 1,4476 |
| $b_{12}$ | | -0,937 | | 1,227 | -0,012 | 0,0004 | -0,0001 | | -0,0001 | 0,0001 | | | | |
| $b_{13}$ | | -0,003 | | 0,379 | -0,014 | -0,0004 | -0,0004 | -0,0004 | | 0,0001 | | | | |
| $b_{14}$ | | -0,200 | | 0,485 | -0,043 | 0,0084 | -0,0005 | 0,0143 | 0,0139 | 0,0014 | 0,0115 | | | |
| $b_{15}$ | | | | | -0,044 | 0,0014 | -0,0005 | -0,0132 | 0,0012 | 0,0003 | 0,0001 | | | |
| $b_{23}$ | | -7,538 | | 17,601 | -0,065 | -0,0001 | | 0,0001 | 0,0196 | 0,0090 | 0,0318 | -0,2651 | 0,0176 | 0,1504 |
| $b_{24}$ | | -2,333 | | 5,246 | -0,104 | 0,0285 | -0,0058 | 0,0618 | -0,0105 | -0,0135 | -0,0073 | -0,0704 | 0,0047 | 0,0331 |
| $b_{25}$ | | | | | -0,096 | 0,0058 | -0,0002 | -0,0257 | 0,0172 | 0,0102 | 0,0042 | -0,1392 | -0,0242 | -0,0275 |
| $b_{34}$ | -1,563 | -1,746 | 0,053 | 6,611 | -0,080 | -0,0081 | -0,0230 | -0,0050 | 0,0545 | 0,0128 | 0,0273 | -0,1061 | 0,0010 | 0,0687 |
| $b_{35}$ | | | | | -0,101 | -0,0145 | -0,0067 | -0,0281 | 0,0688 | 0,0502 | 0,0206 | -0,1106 | -0,0305 | -0,0128 |
| $b_{45}$ | -52,469 | | -0,170 | | -0,354 | 0,3414 | 0,0379 | -1,0354 | 0,1386 | -0,0126 | -0,0097 | -0,0317 | 0,0242 | -0,1388 |
| $b_{123}$ | | 0,001 | | -0,160 | 0,004 | | | | | | | | | |
| $b_{124}$ | | 0,146 | | -0,176 | 0,003 | -0,0001 | | | | | | | | |
| $b_{125}$ | | | | | -0,001 | | | | | | | | | |
| $b_{134}$ | | | | -0,079 | 0,005 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | | | | | | |

| | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_{135}$ | | | | | 0,003 | 0,0001 | | | | | | | | |
| $b_{145}$ | | | | | 0,009 | -0,0002 | 0,0001 | 0,0029 | -0,0003 | -0,0001 | | | | |
| $b_{234}$ | | 1,062 | | -2,839 | 0,017 | | | | -0,0027 | -0,0019 | -0,0086 | 0,0476 | -0,0027 | -0,0236 |
| $b_{235}$ | | | | | -0,002 | | | | -0,0049 | -0,0003 | | 0,0937 | 0,0160 | 0,0210 |
| $b_{245}$ | | | | | 0,024 | -0,0011 | | 0,0067 | -0,0034 | -0,0019 | -0,0008 | 0,0266 | 0,0045 | 0,0051 |
| $b_{345}$ | | | | | 0,021 | 0,0037 | 0,0013 | 0,0039 | -0,0117 | -0,0090 | -0,0037 | 0,0191 | 0,0057 | 0,0021 |
| $b_{1234}$ | | | | 0,034 | | | | | | | | | | |
| $b_{1235}$ | | | | | | | | | | | | | | |
| $b_{1245}$ | | | | | -0,001 | | | | | | | | | |
| $b_{1345}$ | | | | | -0,001 | | | | | | | | | |
| $b_{2345}$ | | | | | | | | | 0,0012 | 0,0001 | | -0,0175 | -0,0029 | -0,0039 |
| $b_{12345}$ | | | | | | | | | | | | | | |
| $b_{11}$ | | 0,311 | | -1,066 | -0,019 | -0,0463 | -0,0016 | 0,0460 | -0,0658 | -0,0078 | 0,0085 | -0,0376 | 0,0020 | -0,0027 |
| $b_{22}$ | | 0,949 | | -3,678 | -0,034 | -0,1224 | -0,0070 | 0,1532 | -0,1964 | -0,0452 | -0,0461 | -0,1086 | 0,0043 | -0,0143 |
| $b_{33}$ | 30,504 | 4,587 | 2,913 | -19,069 | -0,043 | -0,5118 | -0,0649 | 0,3730 | -0,6965 | -0,1105 | -0,0552 | -0,2706 | 0,0024 | -0,0698 |
| $b_{44}$ | -4,574 | 0,160 | -0,161 | -0,187 | -0,044 | 0,0473 | -0,0072 | -0,0934 | 0,0005 | -0,0160 | -0,0072 | -0,0006 | 0,0001 | -0,0168 |
| $b_{55}$ | -155,18 | | 8,492 | | -0,578 | -0,768 | -0,026 | -1,61 | -2,687 | -0,415 | -0,124 | -1,904 | 0,039 | -0,455 |

Таблица 3.9 – Коэффициенты регрессии линейной модели в натуральном виде для автомобиля «ГАЗель» с двигателем Iveco Sofim 8140.27

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_{s\Sigma}$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $CO_{2евр}$ | $NO_{хевр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $CO_{2гор}$ | $NO_{хгор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ | $CO_{2маг}$ | $NO_{хмаг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_0$ | 161,1515 | 10,0391 | 7,4166 | 22,2270 | 3,8739 | 0,8054 | 0,2758 | 18,6235 | 1,6715 | 0,2163 | 0,2130 | 154,3907 | 0,6102 | 0,1533 | 0,0751 | 90,1714 | 0,3876 |
| $b_1$ | | 0,0353 | | 0,0539 | -0,0028 | 0,0044 | -0,0008 | 2,4475 | -0,0002 | -0,0003 | -0,0001 | 1,4423 | 0,0040 | | | | |
| $b_2$ | | 0,3209 | | -0,1891 | -0,0719 | -0,0183 | -0,0047 | 22,2366 | 0,0973 | 0,0403 | 0,0035 | 12,5550 | 0,0206 | -0,0005 | -0,0006 | -1,3443 | -0,0061 |
| $b_3$ | -0,5621 | -0,1435 | -0,0413 | -0,7290 | -0,0438 | 0,0322 | -0,0024 | 17,4021 | -0,0046 | 0,0821 | 0,0112 | 7,2615 | 0,0053 | -0,0005 | 0,0003 | 1,7926 | 0,0067 |
| $b_4$ | -5,5196 | 0,0081 | 0,5715 | 0,7642 | -0,1633 | 0,0599 | 0,0042 | 30,8254 | 0,1003 | 0,1557 | 0,0179 | 14,6044 | 0,0019 | 0,0411 | 0,0048 | 19,0004 | 0,0195 |
| $b_5$ | -29,5863 | -0,9429 | 2,5651 | 3,0058 | -0,4841 | 0,1325 | 0,0306 | 59,6594 | 0,4637 | 0,2725 | 0,0308 | 9,7100 | -0,0522 | 0,2149 | 0,0260 | 93,1103 | 0,0693 |

Таблица 3.10 – Коэффициенты регрессии линейной модели с взаимодействиями в натуральном виде для автомобиля «ГАЗель» с двигателем Iveco Sofim 8140.27

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_{s\Sigma}$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $NO_{хевр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $NO_{хгор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ | $NO_{хмаг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_0$ | 69,9942 | 4,7121 | 6,6836 | 46,6865 | 2,3279 | 0,1514 | 0,2729 | 266,3827 | 3,6348 | 0,6965 | 0,1860 | 405,5427 | 0,9081 | 0,1492 |
| $b_1$ | | 0,0814 | | -0,3488 | 0,0356 | 0,0138 | -0,0027 | -5,9396 | -0,0713 | -0,0102 | -0,0024 | -5,1255 | -0,0155 | |
| $b_2$ | | 1,8610 | | -2,9501 | -0,0006 | 0,1770 | 0,0032 | -16,7499 | -0,3767 | -0,0594 | -0,0067 | -17,3934 | -0,0253 | -0,0077 |
| $b_3$ | -3,3725 | 0,2494 | -0,2478 | -6,7487 | 0,0804 | 0,1320 | 0,0023 | -47,8597 | -0,5268 | -0,1165 | 0,0081 | -35,1646 | -0,0401 | 0,0352 |
| $b_4$ | 14,4886 | 0,5182 | 0,7324 | -3,5240 | 0,2021 | 0,2022 | 0,0047 | -23,1877 | -0,3278 | 0,0544 | 0,0245 | -41,0634 | -0,0656 | 0,0429 |
| $b_5$ | 82,4018 | 3,7582 | 3,7678 | -12,1801 | 0,6129 | 0,1619 | 0,0142 | 20,5566 | 0,6389 | 0,3328 | 0,1033 | -99,6164 | -0,0983 | 0,1758 |
| $b_{12}$ | | -0,0860 | | 0,1100 | 0,0009 | | | -0,0358 | -0,0001 | -0,0001 | | -0,0108 | | |
| $b_{13}$ | | | | 0,0006 | 0,0009 | -0,0001 | | -0,0237 | 0,0001 | -0,0001 | | -0,0072 | 0,0000 | |
| $b_{14}$ | | 0,0339 | | 0,0276 | -0,0099 | -0,0020 | 0,0004 | 1,8667 | 0,0157 | 0,0023 | 0,0005 | 1,4487 | 0,0043 | |
| $b_{15}$ | | 0,0008 | | 0,0223 | 0,0038 | -0,0003 | -0,0001 | -0,0008 | -0,0003 | -0,0002 | 0,0000 | 0,0032 | 0,0001 | |
| $b_{23}$ | | -0,6737 | | 1,1468 | 0,0008 | 0,0000 | | 0,0011 | 0,0000 | 0,0001 | 0,0001 | -0,4803 | -0,0012 | 0,0006 |
| $b_{24}$ | | -0,0553 | | 0,1573 | -0,0226 | -0,0426 | -0,0017 | 8,4719 | 0,1032 | 0,0215 | 0,0022 | 6,7360 | 0,0105 | 0,0017 |
| $b_{25}$ | | 0,0002 | | -0,0010 | 0,0315 | -0,0017 | -0,0001 | 0,6267 | 0,0052 | 0,0024 | 0,0003 | -0,0321 | -0,0006 | -0,0016 |
| $b_{34}$ | 0,6169 | 0,2585 | 0,0453 | 0,7226 | -0,0326 | -0,0217 | -0,0010 | 14,2028 | 0,1138 | 0,0412 | 0,0003 | 9,6765 | 0,0113 | -0,0090 |
| $b_{35}$ | 0,0000 | 0,0070 | | 0,0494 | 0,0227 | -0,0005 | -0,0001 | 0,7621 | 0,0041 | 0,0132 | 0,0018 | -0,5974 | -0,0039 | 0,0044 |
| $b_{45}$ | -24,5803 | -1,0347 | -0,2640 | 3,2987 | -0,2673 | -0,0052 | 0,0037 | 8,0282 | -0,0421 | -0,0183 | -0,0166 | 24,1927 | 0,0115 | 0,0080 |

Таблица. 3.11 - Коэффициенты регрессии модели второго в натуральном виде для автомобиля «ГАЗель» с двигателем Iveco Sofim 8140.27

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_{s\Sigma}$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $CO_{2евр}$ | $NO_{хевр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $CO_{2гор}$ | $NO_{хгор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ | $CO_{2маг}$ | $NO_{хмаг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_0$ | -196,253 | 5,544 | 2,290 | 7,703 | -1,587 | -4,8423 | -0,0377 | 623,85 | 8,3302 | 0,5764 | -0,3285 | 851,87 | 0,8362 | -0,990 | 0,3480 | 803,9 | 2,346 |
| $b_1$ | | -1,503 | | 9,383 | 0,200 | 0,3146 | 0,0281 | -4,06 | -0,2180 | -0,0262 | 0,0079 | -16,29 | -0,0193 | -0,059 | -0,0231 | -7,1 | -0,060 |
| $b_2$ | | 9,663 | | -3,915 | 0,216 | 1,3359 | 0,0944 | -92,76 | -2,0154 | -0,2125 | -0,0064 | -31,61 | 0,0348 | 0,019 | -0,0364 | -19,3 | -0,211 |
| $b_3$ | -234,067 | -2,563 | -23,742 | 9,450 | 0,449 | 1,3528 | 0,0869 | -185,62 | -2,5723 | -0,5996 | 0,0789 | -40,86 | 0,1971 | 0,236 | -0,0053 | 14,8 | -0,031 |
| $b_4$ | 90,261 | 3,332 | 3,907 | -11,222 | 1,736 | 0,8309 | 0,0265 | -166,05 | -1,6770 | -0,1129 | 0,0964 | -240,30 | -0,2856 | 0,190 | -0,0516 | -158,0 | -0,370 |
| $b_5$ | 721,020 | | 33,617 | | 2,193 | 1,8175 | 0,0711 | 252,19 | 4,8219 | 2,1184 | 0,6738 | -25,15 | 0,7250 | 2,478 | -0,0506 | -613,4 | -1,773 |
| $b_{12}$ | | -0,861 | | 1,291 | -0,022 | -0,0011 | | -0,01 | 0,0019 | 0,0009 | | 0,20 | | | | | |
| $b_{13}$ | | 0,001 | | 0,840 | -0,024 | -0,0008 | | 0,22 | 0,0034 | 0,0005 | | 0,19 | | | | | |
| $b_{14}$ | | -0,235 | | 0,508 | -0,055 | -0,0055 | 0,0010 | 3,96 | 0,0356 | 0,0059 | 0,0011 | 3,55 | 0,0096 | | | | |
| $b_{15}$ | | | | | -0,084 | -0,0019 | 0,0002 | -1,91 | -0,0099 | -0,0007 | -0,0003 | 0,55 | 0,0006 | | | | |
| $b_{23}$ | | -7,249 | | 15,549 | -0,064 | 0,0004 | | -0,07 | | 0,0002 | 0,0001 | 1,79 | 0,0075 | -0,108 | -0,0098 | 3,3 | 0,056 |
| $b_{24}$ | | -2,248 | | 4,451 | -0,138 | -0,0928 | -0,0036 | 16,84 | 0,2193 | 0,0516 | 0,0057 | 15,60 | 0,0260 | -0,027 | -0,0017 | 0,2 | 0,018 |
| $b_{25}$ | | | | | -0,169 | 0,0145 | 0,0015 | -10,17 | -0,0619 | 0,0129 | 0,0037 | -5,27 | -0,0068 | -0,186 | -0,0261 | -22,2 | -0,007 |
| $b_{34}$ | 1,388 | -1,731 | 0,102 | 7,306 | -0,166 | -0,0488 | -0,0018 | 29,88 | 0,2508 | 0,1098 | 0,0051 | 19,98 | 0,0260 | -0,066 | -0,0113 | -16,4 | -0,038 |
| $b_{35}$ | | | | | -0,127 | -0,0008 | 0,0021 | -11,45 | -0,0371 | 0,1102 | 0,0251 | -23,92 | -0,0391 | -0,260 | -0,0362 | -41,6 | -0,029 |
| $b_{45}$ | -55,306 | | -0,594 | | -0,804 | -0,0004 | 0,0100 | 8,02 | -0,1484 | -0,0101 | -0,0293 | 45,76 | 0,0146 | -0,058 | 0,0395 | 117,9 | 0,241 |
| $b_{123}$ | | -0,001 | | -0,357 | 0,010 | | | 0,03 | 0,0002 | | | | | | | | |
| $b_{124}$ | | 0,136 | | -0,193 | 0,006 | 0,0002 | | -0,01 | -0,0005 | -0,0003 | | -0,05 | | | | | |
| $b_{125}$ | | | | | -0,004 | | | -0,01 | -0,0001 | | | | | | | | |
| $b_{134}$ | | | | -0,159 | 0,011 | 0,0001 | | -0,04 | -0,0006 | -0,0001 | | -0,05 | | | | | |

| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_{135}$ | | | | | 0,009 | | | 0,04 | | | | | | | | | |
| $b_{145}$ | | | | | 0,017 | 0,0003 | -0,0001 | 0,42 | 0,0021 | | 0,0001 | -0,12 | -0,0001 | | | | |
| $b_{234}$ | | 1,029 | | -2,495 | 0,025 | -0,0002 | 0,0000 | 0,04 | 0,0002 | -0,0001 | -0,0002 | -0,74 | -0,0026 | 0,020 | 0,0016 | 0,4 | -0,009 |
| $b_{235}$ | | | | | -0,028 | 0,0001 | | 0,01 | -0,0002 | 0,0024 | | 0,58 | -0,0008 | 0,118 | 0,0162 | 14,6 | 0,005 |
| $b_{245}$ | | | | | 0,046 | -0,0044 | -0,0004 | 2,64 | 0,0172 | -0,0016 | -0,0007 | 1,11 | 0,0010 | 0,033 | 0,0046 | 4,4 | 0,001 |
| $b_{345}$ | | | | | 0,041 | -0,0005 | -0,0005 | 2,71 | 0,0095 | -0,0179 | -0,0047 | 4,65 | 0,0057 | 0,049 | 0,0072 | 8,3 | 0,007 |
| $b_{1234}$ | | | | 0,068 | -0,001 | | | | | | | | | | | | |
| $b_{1235}$ | | | | | 0,001 | | | | | | | | | | | | |
| $b_{1245}$ | | | | | -0,003 | | | -0,01 | -0,0001 | | | | | | | | |
| $b_{1345}$ | | | | | -0,003 | | | -0,01 | | | | | | | | | |
| $b_{2345}$ | | | | | 0,003 | | | | | -0,0007 | | -0,16 | 0,0002 | -0,021 | -0,0029 | -2,8 | -0,001 |
| $b_{12345}$ | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $b_{11}$ | | 0,394 | | -1,553 | 0,001 | -0,0351 | -0,0042 | -1,25 | 0,0069 | 0,0002 | -0,0016 | 0,42 | -0,0020 | 0,007 | 0,0028 | 0,9 | 0,007 |
| $b_{22}$ | | 1,265 | | -5,161 | 0,047 | -0,1989 | -0,0178 | 10,07 | 0,2464 | 0,0047 | -0,0033 | -3,95 | -0,0241 | 0,029 | 0,0101 | 1,9 | 0,020 |
| $b_{33}$ | 81,298 | 5,722 | 8,319 | -19,153 | 0,046 | -0,3951 | -0,0300 | 26,28 | 0,5108 | 0,0709 | -0,0319 | -11,80 | -0,1034 | 0,033 | 0,0213 | 18,7 | 0,064 |
| $b_{44}$ | -5,847 | 0,080 | -0,294 | -0,037 | -0,090 | -0,0472 | -0,0023 | 11,01 | 0,1014 | 0,0087 | -0,0069 | 15,19 | 0,0148 | -0,006 | 0,0034 | 10,5 | 0,024 |
| $b_{55}$ | -302,871 | | -16,154 | | 0,401 | -0,9323 | -0,0384 | -120,68 | -2,0878 | -1,0491 | -0,2990 | -105,05 | -0,5105 | -1,062 | -0,0434 | 129,0 | 0,455 |

Пустые значения в *i*-й ячейке таблиц 3.12-3.14, соответствуют нулевым значениям $b_i$ коэффициента регрессии.

Таблица 3.12. – Коэффициенты регрессии линейной модели для автомобиля с двигателем ЗМЗ-40522

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_{s\Sigma}$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_0$ | 138,338 | 11,84 | 12,67 | 35,31 | 2,439 | 1,078 | 0,186 | 1,133 | 0,216 | 2,118 | 0,119 |
| $b_1$ | | -0,184 | | -0,055 | 0,013 | 0,003 | | 0,002 | -0,002 | -0,015 | |
| $b_2$ | -0,013 | 0,441 | -0,002 | -1,917 | -0,028 | 0,060 | -0,001 | 0,217 | -0,002 | -0,117 | 0,001 |
| $b_3$ | -7,673 | -0,752 | -0,625 | 4,864 | -0,048 | 0,056 | -0,003 | 0,211 | -0,005 | 0,209 | -0,004 |
| $b_4$ | 0,689 | -0,228 | 0,593 | 1,589 | -0,060 | 0,081 | -0,008 | 0,174 | -0,007 | 0,086 | -0,002 |
| $b_5$ | -7,255 | | 2,718 | | -0,183 | 0,270 | -0,023 | 0,008 | -0,006 | 0,212 | -0,012 |

Таблица 3.13 – Коэффициенты регрессии линейной модели с взаимодействиями для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-40522

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_{s\Sigma}$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_0$ | 156,976 | 9,959 | 21,22 | 31,24 | 2,018 | 0,397 | 0,185 | 3,204 | 0,185 | 4,756 | 0,142 |
| $b_1$ | | -0,329 | | -1,639 | 0,056 | -0,027 | -0,002 | -0,151 | -0,005 | -0,096 | 0,001 |
| $b_2$ | -0,207 | 2,980 | -0,038 | -15,92 | 0,026 | -0,059 | -0,004 | -0,144 | 0,002 | -0,506 | 0,008 |
| $b_3$ | -43,002 | 0,704 | -3,533 | 20,81 | -0,048 | -0,151 | -0,005 | -0,185 | 0,005 | 0,254 | -0,001 |
| $b_4$ | -3,335 | -1,024 | -1,267 | 7,088 | 0,033 | 0,230 | -0,007 | -0,280 | | -0,381 | -0,011 |
| $b_5$ | 29,019 | | -2,575 | | -0,045 | 1,885 | -0,001 | -0,057 | 0,018 | -2,110 | -0,052 |
| $b_{12}$ | | -0,170 | | 0,439 | | | | | | 0,002 | |
| $b_{13}$ | | | | -0,049 | | | | | | | |
| $b_{14}$ | | 0,119 | | 0,137 | -0,009 | 0,007 | | 0,034 | 0,001 | 0,017 | |
| $b_{15}$ | | | | | -0,001 | | | | | | |
| $b_{23}$ | 0,093 | -1,193 | 0,017 | 5,240 | -0,004 | | | | | 0,154 | -0,004 |
| $b_{24}$ | 0,014 | -0,041 | 0,003 | 1,077 | -0,012 | 0,026 | 0,001 | 0,079 | -0,001 | 0,035 | |
| $b_{25}$ | | | | | 0,005 | -0,001 | | | | 0,005 | |
| $b_{34}$ | 7,707 | 0,293 | 0,626 | -6,147 | 0,001 | 0,045 | 0,001 | 0,086 | -0,002 | -0,085 | 0,002 |
| $b_{35}$ | | | 0,021 | | 0,006 | | | 0,002 | | -0,022 | -0,001 |
| $b_{45}$ | -7,962 | | 1,155 | | -0,034 | -0,354 | -0,005 | 0,014 | -0,005 | 0,514 | 0,009 |

Таблица 3.14 – Коэффициенты регрессии модели второго порядка для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-40522

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_{s\Sigma}$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_0$ | -230,9 | 13,36 | 10,89 | -239,6 | 0,832 | -0,148 | 0,3802 | 9,014 | 0,17896 | 11,549 | 0,22184 |
| $b_1$ | | -2,843 | | 6,028 | 0,272 | -0,4227 | -0,02345 | -0,7708 | -0,02563 | 0,188 | 0,02318 |
| $b_2$ | | 14,76 | | -56,715 | 0,174 | -0,84062 | -0,04028 | -0,9107 | 0,00715 | -2,453 | 0,03405 |
| $b_3$ | 132,1 | -5,268 | 9,778 | 425,630 | -0,028 | -1,22176 | -0,04639 | -1,4715 | 0,00325 | -0,390 | -0,0396 |
| $b_4$ | 37,27 | 2,170 | -2,799 | 23,677 | 0,330 | 0,59687 | -0,02429 | -1,6306 | 0,01546 | -3,366 | -0,0286 |
| $b_5$ | 464,1 | | 5,907 | | 0,233 | 6,53738 | -0,08026 | -0,4625 | 0,05951 | -5,220 | -0,2198 |
| $b_{12}$ | | -1,588 | | -4,050 | 0,009 | 0,00008 | 0,00002 | | | 0,085 | -0,0078 |
| $b_{13}$ | | 0,008 | | -13,943 | -0,009 | 0,00063 | 0,00004 | | | 0,088 | -0,0040 |
| $b_{14}$ | | -0,264 | | -1,981 | -0,024 | 0,01441 | 0,00094 | 0,0759 | 0,00146 | 0,075 | -0,0035 |
| $b_{15}$ | | | | | -0,017 | -0,00445 | 0,00047 | | | -0,053 | -0,0016 |
| $b_{23}$ | | -10,431 | | 17,269 | -0,049 | -0,00059 | | 0,0006 | 0,00007 | 1,866 | -0,0120 |
| $b_{24}$ | | -3,179 | | 7,648 | -0,038 | 0,05734 | 0,00160 | 0,1779 | -0,00174 | 0,553 | -0,0059 |
| $b_{25}$ | | | | | 0,024 | -0,01275 | 0,00071 | 0,0011 | 0,00087 | 1,114 | 0,04667 |
| $b_{34}$ | 17,60 | -2,479 | 1,500 | -10,555 | -0,033 | 0,10492 | 0,00152 | 0,1944 | -0,00383 | 0,480 | -0,0035 |

| | $V_{магхолм}$ | $d$ | $Q_{s\Sigma}$ | $Q_{sp}$ | $\eta_{эф}$ | $CO_{евр}$ | $CH_{евр}$ | $CO_{гор}$ | $CH_{гор}$ | $CO_{маг}$ | $CH_{маг}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $b_{35}$ | 1,77 | | 0,596 | | -0,010 | 0,01104 | 0,00228 | 0,0059 | 0,00539 | 1,440 | 0,05411 |
| $b_{45}$ | -17,42 | | 2,759 | | -0,091 | -0,79684 | -0,01038 | 0,0305 | -0,00957 | 1,566 | 0,03521 |
| $b_{123}$ | | -0,003 | | 5,742 | -0,001 | 0,00002 | | | | -0,029 | 0,00228 |
| $b_{124}$ | | 0,233 | | 0,915 | -0,002 | -0,00004 | | | | -0,016 | 0,0014 |
| $b_{125}$ | | | | | -0,001 | | | | | 0,008 | 0,00022 |
| $b_{134}$ | | -0,001 | | 2,557 | 0,001 | -0,00013 | | | | -0,011 | 0,00088 |
| $b_{135}$ | | | | | 0,001 | -0,00006 | -0,00001 | | | 0,002 | 0,00007 |
| $b_{145}$ | | | | | 0,005 | 0,00085 | -0,00008 | | | -0,002 | -0,0001 |
| $b_{234}$ | | 1,395 | | -1,494 | 0,008 | 0,00013 | | | -0,00002 | -0,300 | 0,0020 |
| $b_{235}$ | | | | | -0,018 | 0,00009 | | -0,0001 | | -0,780 | -0,032 |
| $b_{245}$ | | | | | 0,002 | 0,00225 | -0,00013 | | -0,0002 | -0,226 | -0,009 |
| $b_{345}$ | -0,32 | | -0,109 | | 0,003 | -0,0027 | -0,00036 | | -0,0012 | -0,284 | -0,0100 |
| $b_{1234}$ | | 0,001 | | -1,054 | | | | | | 0,008 | -0,0003 |
| $b_{1235}$ | | | | | | | | | | -0,003 | -0,0001 |
| $b_{1245}$ | | | | | 0,001 | | | | | -0,004 | -0,0001 |
| $b_{1345}$ | | | | | | 0,00001 | | | | 0,001 | 0,00002 |
| $b_{2345}$ | | | | | 0,003 | -0,00002 | | | | 0,146 | 0,00582 |
| $b_{12345}$ | | | | | | | | | | | |
| $b_{11}$ | | 0,613 | | 0,349 | -0,018 | 0,04480 | 0,00229 | 0,0528 | 0,00201 | -0,073 | -0,0005 |
| $b_{22}$ | | 1,853 | | -0,596 | -0,012 | 0,14383 | 0,00686 | 0,0936 | -0,00036 | -0,191 | 0,00072 |
| $b_{33}$ | -80,57 | 8,895 | -6,343 | -140,69 | 0,044 | 0,28833 | 0,01246 | 0,3192 | 0,00225 | -0,916 | 0,02284 |
| $b_{44}$ | -5,14 | 0,291 | -0,077 | -2,254 | -0,016 | -0,01461 | 0,00144 | 0,0955 | -0,00128 | 0,148 | 0,00243 |
| $b_{55}$ | -233,8 | | -8,569 | | -0,040 | -1,4617 | 0,05582 | 0,1995 | -0,01372 | -1,205 | 0,01341 |

Одним из важных вопросов при планировании вычислительного эксперимента является оценка значимости коэффициентов регрессии, осуществляемая обычно по *t*-критерию Стьюдента или по доверительным интервалам. Но, при моделировании на ЭВМ дисперсия параметров оптимизации равна нулю, поэтому определить доверительный интервал не представляется возможным. Вследствие этого доверительный интервал $\Delta b_j$ определяется погрешностью выбора исходных данных, которые получены на стендах, с учетом допустимо погрешности 0,5-2,0%, и принимается равным ±1% размаха комплексного параметра оптимизации:

$$\Delta b_j = \pm(y_{\max} - y_{\min}) \cdot 10^{-2} = 2(y_{\max} - y_{\min}) \cdot 10^{-2} \qquad (3.6)$$

Коэффициент $b_j$ значим, если его абсолютная величина больше доверительного интервала. Доверительные интервалы, подсчитанные по этой формуле сведены в табл. 3.15.

Таблица 3.15 - Доверительные интервалы для показателей автомобиля с ЗМЗ-40522

| | Линейный план | | | План с взаимодействиями | | | План второго порядка | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Max значение | Min значение | Довер. интервал | Max значение | Min значение | Довер. интервал | Max значение | Min значение | Довер. интервал |
| $V_{маг}$ | 126,9 | 122,3 | 0,0927 | 126,01 | 121,91 | 0,08215 | 130,6 | 123,06 | 0,19 |
| $d$ | 10,35 | 9,72 | 0,0125 | 10,39 | 9,76 | 0,01250 | 10,43 | 9,50 | 0,02 |
| $Q_{s\Sigma}$ | 17,43 | 16,18 | 0,0251 | 17,35 | 16,10 | 0,02511 | 17,69 | 15,98 | 0,03 |
| $Q_{sp}$ | 46,75 | 42,49 | 0,0851 | 46,17 | 41,71 | 0,08927 | 49,36 | 41,51 | 0,16 |
| $\eta_{эф}$ | 1,99 | 1,87 | 0,0024 | 1,992 | 1,870 | 0,00244 | 2,010 | 1,832 | 0,004 |
| $CO_{евр}$ | 1,99 | 1,83 | 0,0033 | 1,996 | 1,832 | 0,00327 | 2,027 | 1,770 | 0,005 |

| | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $CH_{евр}$ | 0,132 | 0,118 | 0,0003 | 0,13272 | 0,11803 | 0,00029 | 0,1347 | 0,1135 | 0,0004 |
| $CO_{гор}$ | 2,929 | 2,554 | 0,0075 | 2,940 | 2,565 | 0,00751 | 3,041 | 2,478 | 0,011 |
| $CH_{гор}$ | 0,169 | 0,155 | 0,0003 | 0,16909 | 0,15570 | 0,00027 | 0,1708 | 0,1509 | 0,0004 |
| $CO_{маг}$ | 2,756 | 2,540 | 0,0043 | 2,745 | 2,530 | 0,00431 | 2,78 | 2,55 | 0,0046 |
| $CH_{маг}$ | 0,099 | 0,094 | 0,0001 | 0,09918 | 0,09400 | 0,00010 | 0,10098 | 0,09243 | 0,00017 |

Степень влияния фактора определяется значением коэффициента регрессии. Знак плюс означает, что с увеличением фактора растет значение комплексного параметра оптимизации, а знак минус, что оно уменьшается. Положительное влияние на наибольшую скорость на магистрально-холмистой дороге и суммарный коэффициент эффективности работы автомобиля оказывают факторы, эффекты которых положительны, а на показатель разгона, расход топлива при разгоне, суммарный расход топлива и выбросы отработавших газов – факторы, эффекты которых отрицательны. Влияние фактора оценивается в заданных интервалах.

Расчеты с использованием полученных коэффициентов регрессии показали, что линейный план и план с парными взаимодействиями не являются адекватными для оценки комплексных показателей и выбросов отработавших газов, однако в большинстве случае они правильно отображают тенденции изменения показателей от передаточных чисел, поэтому в первом приближении их можно использовать при расчетах.

Поскольку наиболее достоверную информацию о степени влияния факторов несут планы второго порядка, то на их основе и проведен дальнейший анализ.

### 3.5 Анализ влияния передаточных чисел на трансмиссию, на максимальную скорость движения на магистрально-холмистой дороге

На основе полученных коэффициентов регрессии и с учетом значимости факторов, уравнение регрессии для наибольшей скорости на магистрально-холмистой дороге, например, для автомобиля с двигателем ЗМЗ-40522, выглядит следующим образом:

$$V_{магхол} = -230{,}9 + 132{,}1 \cdot U_{k3} + 37{,}27 \cdot U_0 + 464{,}1 \cdot U_{k5} + 17{,}6 \cdot U_{k3}U_0 + 1{,}77 \cdot U_{k3}U_{k5} - \\ -17{,}42 \cdot U_0 U_{k5} - 0{,}32 \cdot U_{k3}U_0 U_{k5} - 80{,}57 \cdot U_{k3}^2 - 5{,}14 \cdot U_0^2 - 233{,}8 \cdot U_{k5}^2 \ . \quad (3.5.1)$$

У автомобиля с двигателями ЗМЗ-40522, ЗМЗ-4053 знаки при всех линейных эффектах положительные (коэффициенты $b_3$, $b_4$, $b_5$); с двигателями ГАЗ-5601 и Iveco Sofim 8140.27 только $b_4$, $b_5$. При увеличении соответствующих значений передаточных чисел коробки и главной передачи от минимального значения в выбранном диапазоне, наибольшая скорость сначала будет увеличиваться, но поскольку все квадратичные эффекты (коэффициенты $b_{33}$, $b_{44}$, $b_{55}$) имеет отрицательный знак, то это возрастание будет замедляться, что приведет к явно выраженному экстремуму, после которого она будет резко снижаться.

Такое изменение наибольшей скорости связано с изменением максимальной скорости автомобиля, определяемой точкой пересечения кривой подводимой мощности к колесам автомобиля на одной из высших передач и суммарной мощностью сопротивления дороги и воздуха.

Положительный знак перед коэффициентом $b_{34}$ у автомобиля с двигателями ЗМЗ-40522 и ЗМЗ-4053 свидетельствует о том, что при одновременном увеличении передаточных чисел третьей передачи коробки и главной передачи может произойти увеличение скорости. Незначительное увеличение скорости с этими же двигателями может наблюдаться и при одновременном изменении передаточного числа третьей передачи и пятой передачи (коэффициент $b_{35}$), но одновременное увеличение передаточного числа главной передачи и пятой или всех трех передаточных чисел, будет приводить к снижению скорости (коэффициенты $b_{35}$, $b_{35}$).

Одновременное увеличение передаточного числа пятой передачи и главной для автомобиля со всеми двигателями будет приводить к снижению скорости, т.к. коэффициент $b_{45}$ имеет отрицательный знак.

### 3.6 Анализ влияния передаточных чисел на показатель разгона

В соответствии с формулой показатель разгона определяется $T_p$ – временем разгона до заданной конечной скорости $V_к$ автомобиля; $S_p$ – путем разгона автомобиля; $V_{ср}$ – средней скоростью при разгоне.

В качестве конечной скорости в данной работе выбрана скорость $V$=100км/ч, поэтому для автомобиля «ГАЗель» с рассматриваемыми двигателями показатель разгона будет зависеть от передаточных чисел первой, второй и третьей передач коробки и главной передачи.

Уравнение регрессии, показывающее связь передаточных чисел трансмиссии с показателем разгона, например, для автомобиля с двигателем ЗМЗ-40522, выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} d = {} & 13{,}36 - 2{,}84 \cdot U_{k1} + 14{,}76 \cdot U_{k2} - 5{,}27 \cdot U_{k3} + 2{,}17 \cdot U_0 - 1{,}59 \cdot U_{k1}U_{k2} - 0{,}26 \cdot U_{k1}U_0 - \\ & - 10{,}43 \cdot U_{k2}U_{k3} - 3{,}18 \cdot U_{k2}U_0 - 2{,}48 \cdot U_{k3}U_0 - 0{,}233 \cdot U_{k1}U_{k2}U_0 - 1{,}395 \cdot U_{k2}U_{k3}U_0 + \\ & + 0{,}613 \cdot U_{k1}^2 + 1{,}853 \cdot U_{k2}^2 + 8{,}9 \cdot U_{k3}^2 + 0{,}29 \cdot U_0^2 . \end{aligned} \qquad (3.6.1)$$

Как следует из уравнения (3.6.1), увеличение передаточного числа второй передачи у автомобиля со всеми двигателями приводит к возрастающему значению данного показателя, т.е. к ухудшению разгона, поскольку как линейные, так и квадратичные эффекты ($b_2$ и $b_{22}$) имеют положительный знак. Следовательно, для улучшения разгона передаточное число второй передачи нужно уменьшать.

Объяснить это достаточно просто. С увеличением передаточного числа второй передачи, скорость на ней (при одних и тех же оборотах двигателя) уменьшается, поэтому доля ее использования в разгоне становиться меньше, а третьей передачи соответственно больше. Но, ускорение разгона автомобиля на третьей передачи меньше, чем на второй, поэтому и происходит увеличение времени и пути разгона до скорости 100 км/ч.

Характер влияния передаточных чисел первой и третьей передач для автомобиля с двигателями ЗМЗ-40522 и ЗМЗ-4053 одинаковый (коэффициенты $b_1$, $b_3$, $b_{11}$ и $b_{33}$), но, судя по $b_{13}$, их одновременное увеличение может привести к небольшому ухудшению разгона.

Значительное влияние на разгон автомобиля с каждым рассматриваемым двигателем оказывает соотношение второй и третьей передач (коэффициент $b_{23}$). Учитывая также $b_2$ и $b_{22}$ можно предположить, что при снижении передаточного числа второй передачи и увеличении передаточного числа третьей разгон автомобиля улучшиться. Следовательно, для улучшения разгона, передаточные числа второй и третьей передач нужно немного сблизить. Для автомобиля с двигателями ЗМЗ-40522 и ЗМЗ-4053 также некоторое улучшение может быть от одновременного увеличения передаточных чисел первой и третьей передач и уменьшения передаточного числа второй передачи (коэффициент $b_{123}$).

От увеличения передаточного числа главной передачи и любого передаточного числа коробки следует ожидать улучшения разгона, поскольку все парные эффекты взаимодействия между ними имеет отрицательный знак (коэффициенты $b_{14}$ , $b_{24}$, $b_{34}$).

### 3.7 Анализ влияния передаточных чисел на комплексный показатель расхода топлива при установившемся движении

Для автомобиля с двигателем ЗМЗ-40522 с учетом табл. 3.6, можно записать:

$$Q_{s\Sigma} = 10{,}89 + 9{,}78 \cdot U_{k3} - 2{,}8 \cdot U_0 + 5{,}91 \cdot U_{k5} + 1{,}5 \cdot U_{k3}U_0 + 0{,}6 \cdot U_{k3}U_{k5} + \\ + 2{,}76 \cdot U_0 U_{k5} - 0{,}11 \cdot U_{k3}U_0 U_{k5} - 6{,}34 \cdot U_{k3}^2 - 0{,}08 \cdot U_0^2 - 8{,}57 \cdot U_{k5}^2 . \qquad (3.7.1)$$

Для автомобиля с другими двигателями уравнение будет иметь аналогичный характер. Судя по коэффициентам $b_4$ и $b_{44}$, от передаточного числа главной передачи в рассматриваемом диапазоне его изменения данный показатель будет зависеть практически линейно.

В уравнениях $Q_{s\Sigma}$ значительную роль играют парные взаимодействия. У автомобиля с двигателями ЗМЗ-40522 и ЗМЗ-4053 коэффициент $b_4$ имеет отрицательный знак, но коэффициенты $b_{34}$, $b_{45}$ – положительный, причем их суммарное значение больше, чем коэффициент $b_4$. У автомобиля с двигателями ГАЗ-5601 и Iveco Sofim 8140.27 коэффициент $b_4$ имеет положительный знак, а парные взаимодействия незначительны. Поэтому при уменьшении передаточного числа главной передачи, суммарный расход топлива автомобиля будет снижать со всеми рассматриваемыми двигателями.

Такую закономерность можно объяснить следующим образом. Зависимости составляющих суммарного расхода топлива: расхода топлива при 90 км/ч и 120 км/ч для автомобилей «ГАЗель» со всеми рассматриваемыми двигателями имеет однотипный характер – параболический, уменьшающийся с уменьшением передаточного числа главной передачи. Для третьей составляющей – расход топлива на магистрально-холмистой дороге – на подъемах нагрузка на двигатель всегда одинаковая ($\alpha_н$=100%), а скорость на одном и том же уклоне с увеличением передаточного числа главной передачи увеличивается. Поэтому, с увеличением передаточного числа главной передачи обороты двигателя возрастают, вследствие чего увеличивается часовой расход топлива двигателя $G_t(\omega, \alpha_н)$ и, соответственно, расход топлива автомобиля. На спусках скорость движения ограничивается, поэтому с увеличением $U_0$ обороты двигателя возрастают, а нагрузка остается прежней, что приводит к увеличению часового расхода топлива двигателя $G_t(\omega, \alpha_н)$ и расхода топлива автомобиля на данном уклоне. Поэтому, на магистрально-холмистой дороге характер изменения расхода топлива тоже близок параболическому (уменьшается с уменьшением $U_0$).

Влияние передаточных чисел коробки $U_{k3}$ и $U_{k5}$ зависит от соотношения их с передаточным числом главной передачи. Для автомобиля с двигатели ЗМЗ-40522 при увеличении передаточного числа третьей передачи и одновременным снижением передаточного числа главной передачи расход топлива будет снижаться, т.к. влияние коэффициента $b_{33}$ квадратичного эффекта будет больше, чем линейного от коэффициента $b_3$ и парных взаимодействии $b_{35}$, $b_{34}$. При значительном увеличении $U_0$ эффекты от $b_3$, $b_{35}$, $b_{34}$ становятся практически одинаковыми, в результате чего расход топлива с изменением $U_{k3}$ будет изменять незначительно, но по параболе с вершиной близкой к центру диапазона изменения передаточного числа и ветвями направленными вниз (на границах расход уменьшается и становится практически одинаковый).

С двигателями ГАЗ-5601 и Iveco Sofim 8140.27 расход топлива мало зависит от парных взаимодействий. Здесь характер его изменения связан с соотношением линейных и квадратичных эффектов и близок к параболе с центром в середине диапазона изменения $U_{k3}$ и ветвями направленными вверх (на границах расход увеличивается и становится практически одинаковый).

Поскольку коэффициенты $b_5$ и $b_{45}$ положительные (для двигателей ЗМЗ-40522 и ЗМЗ-4053) и больше коэффициента $b_{55}$, а для двигателей ГАЗ-5601 и Iveco Sofim 8140.27 эффект от коэффициента $b_5$ больше суммы эффектов $b_{55}$ и $b_{45}$, то с уменьшением передаточного числа пятой передачи суммарный расход топлива будет уменьшаться.

### 3.8 Анализ влияния передаточных чисел на расход топлива при разгоне

Уравнение регрессии расхода топлива при разгоне от передаточных чисел трансмиссии автомобиля с двигателем ЗМЗ-40522 с учетом значимости коэффициентов запишется следующим образом:

$$\begin{aligned} Q_{sp} = {} & -239{,}6 + 6{,}03 \cdot U_{k1} - 56{,}72 \cdot U_{k2} + 425{,}63 \cdot U_{k3} + 23{,}68 \cdot U_0 - 4{,}05 \cdot U_{k1}U_{k2} - \\ & - 13{,}94 \cdot U_{k1}U_{k3} - 1{,}98 \cdot U_{k1}U_0 + 17{,}27 \cdot U_{k2}U_{k3} + 7{,}65 \cdot U_{k2}U_0 - 10{,}56 \cdot U_{k3}U_0 + \\ & + 5{,}74 \cdot U_{k1}U_{k2}U_0 + 0{,}92 \cdot U_{k2}U_{k3}U_0 + 2{,}56 \cdot U_{k1}U_{k3}U_0 - 1{,}49 \cdot U_{k2}U_{k3}U_0 - \\ & - 1{,}05 \cdot U_{k1}U_{k2}U_{k3}U_0 + 0{,}35 \cdot U_{k1}^2 - 0{,}6 \cdot U_{k2}^2 - 140{,}7 \cdot U_{k3}^2 - 2{,}25 \cdot U_0^2 . \end{aligned} \qquad (3.8.1)$$

Уменьшение расхода топлива при разгоне автомобиля с двигателями ЗМЗ-40522 и ЗМЗ-4053 возможно за счет снижения передаточного числа главной передачи и третьей (коэффициенты $b_4$, $b_{44}$, $b_3$, $b_{33}$). Также снижение расхода топлива для автомобиля с этими двигателями можно достичь за счет повышения передаточного числа второй передачи, поскольку коэффициенты $b_2$, $b_{22}$ имеют отрицательный знак. При одновременном уменьшении передаточного числа второй передачи и третьей или главной (коэффициенты $b_{23}$, $b_{24}$), расход топлива уменьшиться. Изменение только передаточного числа первой передачи оказывает на расход топлива при разгоне меньший эффект, чем изменение

передаточных чисел других передач (коэффициенты $b_1$, $b_{11}$, а также коэффициенты при парных и тройных взаимодействиях меньше других). Однако, при одновременном увеличении передаточного числа первой передачи и второй, или третьей или главной, возможно снижение расхода топлива, т.к. перечисленные парные взаимодействия имеют отрицательный знак. Судя по тройным взаимодействиям с коэффициентами $b_{123}$, $b_{124}$, $b_{134}$, уменьшения соответствующих передаточных чисел приведет к снижению расхода топлива, а с коэффициентом $b_{234}$ – к увеличению. Следует отметить, что при одновременном увеличении передаточных чисел главной передачи и всех передач коробки, кроме пятой, может произойти небольшое снижение расхода топлива (коэффициент $b_{1234}$).

Характер изменение расхода топлива от передаточного числа главной передачи, такой же, как и для двигателей ЗМЗ-40522 и ЗМЗ-4053, т.к. парные взаимодействия $b_{23}$, $b_{24}$ , имеющие положительный знак, оказывают больший эффект, чем линейные ($b_4$) и квадратичные ($b_{44}$).

Характер изменения расхода топлива при разгоне от передаточного числа третьей передачи коробки – параболический с центром в середине диапазона изменения $U_{k3}$ и ветвями направленными вниз (на границах расход уменьшается; на обеих границах он практически одинаковый), поскольку зависит от коэффициентов $b_3$, $b_{23}$, $b_{24}$, $b_{34}$ с одной стороны (имеющих положительный знак) и коэффициентов $b_{123}$, $b_{124}$, $b_{134}$, $b_{234}$, $b_{33}$ с другой стороны (имеющих отрицательный знак).

### 3.9 Анализ влияния передаточных чисел на коэффициент эффективности движения автомобиля в городских циклах

Зависимость коэффициента эффектности работы автомобиля в циклах с учетом значимости коэффициентов регрессии для автомобиля с двигателем ЗМЗ-40522 (табл. 3.6):

$$\begin{aligned}\eta_{эф} = {} & 0{,}832 + 0{,}272 \cdot U_{k1} + 0{,}174 \cdot U_{k2} - 0{,}028 \cdot U_{k3} + 0{,}33 \cdot U_0 + 0{,}233 \cdot U_{k5} + \\ & + 0{,}009 \cdot U_{k1}U_{k2} - 0{,}009 \cdot U_{k1}U_{k3} - 0{,}024 \cdot U_{k1}U_0 - 0{,}017 \cdot U_{k1}U_{k5} - 0{,}049 \cdot U_{k2}U_{k3} - \\ & - 0{,}038 \cdot U_{k2}U_0 + 0{,}024 \cdot U_{k2}U_{k5} - 0{,}033 \cdot U_{k3}U_0 - 0{,}01 \cdot U_{k3}U_{k5} - 0{,}091 \cdot U_{k3}U_{k5} + \\ & + 0{,}005 \cdot U_{k1}U_{k5}U_0 + 0{,}008 \cdot U_{k2}U_{k3}U_0 - 0{,}018 \cdot U_{k2}U_{k3}U_{k5} - 0{,}018 \cdot U_{k1}^2 - \\ & - 0{,}012 \cdot U_{k2}^2 + 0{,}044 \cdot U_{k3}^2 - 0{,}016 \cdot U_0^2 - 0{,}040 \cdot U_{k5}^2 .\end{aligned} \qquad (3.9.1)$$

Для автомобиля со всеми рассматриваемыми двигателями установлено, что для увеличения значения коэффициента эффективности необходимо уменьшать передаточные числа всех передач и главной передачи, поскольку квадратичные эффекты всех факторов (коэффициент $b_{11}$, $b_{22}$, $b_{44}$, $b_{55}$), кроме третьей передачи, и почти все парные взаимодействия между ними (коэффициенты $b_{13}$, $b_{14}$, $b_{15}$, $b_{23}$, $b_{24}$, $b_{14}$, $b_{34}$, $b_{35}$, $b_{45}$) имеют отрицательный знак.

Тройные взаимодействия показывают, что при одновременном увеличении сразу трех передач (коэффициенты $b_{145}$ и $b_{234}$) могло бы произойти увеличение коэффициента эффективности. Но, значимость тройных взаимодействий гораздо меньше, чем двойных и квадратичных, поэтому, существенно изменения коэффициента эффективности за счет их не будет.

### 3.10 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

В результате выполнения НИР были получены значимые научные результаты мирового уровня, позволяющие предоставить организациям (ООО «КОМ») новые и эффективные методы и средства для оценки эксплуатационных свойств автомобиля, на основе которых выбраны комплексные показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности. Получены уравнения и коэффициенты регрессии зависимостей показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности от передаточных чисел трансмиссии. Проведен анализ комплексных показателей от передаточных чисел трансмиссии: на магистрально-холмистой дороге, показателя разгона, комплексного показателя расхода топлива при установившемся движении, расхода топлива при разгоне, коэффициента эффективности движения автомобиля в городских циклах.

Результаты исследований, методика расчета и выбора комплексных показателей тягово-скоростных свойств, используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре: «Автомобили и тракторы» НГТУ, в курсах лекций «Испытания автомобилей», «Компьютерные технологии в науке и производстве», «САПР в автомобилестроении», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», «Конструкция автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

### 3.11 Обобщение и оценка результатов исследований

1. Разработана и апробирована методика выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля «ГАЗель» на динамичной, экономичной и экологичной модификациях с учетом показателей, характеризующих эффективность работы автомобиля в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83, городском и магистральном циклах по ГОСТ 20306-90, на магистрально-холмистых дорогах и экологичность в нормируемых условиях, на основе регрессионных моделей второго порядка и критерия Парето.

2. Определены регрессионные зависимости от передаточных чисел трансмиссии для следующих комплексных показателей: наибольшей скорости на магистрально-холмистой дороге, показателя разгона, суммарного коэффициента эффективности работы автомобиля в циклах, расхода топлива при разгоне, суммарного расхода топлива на магистрально-холмистой дороге и при установившихся режимах движения. Установлено, что для этих зависимостей необходимо использовать планы эксперимента второго порядка, т.к. линейные планы и планы с парным взаимодействием не являются адекватными.

3. На основе полученных регрессионных уравнений комплексных показателей и выбросов отработавших газов, установлено, что из всех передаточных чисел автомобиля «ГАЗель» наибольшее влияние на данные показатели оказывает передаточное число главной передачи, а также передаточные числа третьей и пятой передач коробки, выбору которой в литературе уделено недостаточное внимание.

4. На выбор рациональных передаточных чисел в соответствии с оперативно-функциональным назначением существенное влияние оказывают приоритеты исследуемых показателей и принятые функциональные ограничения, в частности, величина основного уклона, преодолеваемого автомобилем на высшей передаче. Для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ГАЗ-5601 это приводит к тому, что для динамичных, экономичных и экологичных модификаций, рациональные передаточные числа будут одинаковые, а с двигателем Iveco Sofim 8140.27 – одинаковые для динамичного и экономичного вариантов трансмиссии.

5. Для получения семейства автомобилей «ГАЗель», включающих в себя динамичные, экономичные и экологичные модификации трансмиссии, определены следующие необходимые числа зубьев шестерен коробки передач и главной передачи при сохранении остальных параметров данных агрегатов унифицированными:

5.1 Для получения динамичного варианта автомобиля «ГАЗель» с двигателями ЗМЗ-40522 и ЗМЗ-4053 необходимо сблизить заводские передаточные числа второй и третьей передач путем уменьшения передаточного числа второй передачи для автомобиля с двигателем ЗМЗ-40522 до $U_{k2}$=2,131 ($Z_1$=25, $Z_2$=37), а с двигателем ЗМЗ-4053 до $U_{k2}$=2,188 ($Z_1$=25, $Z_2$=38). Для дополнительного снижения расхода топлива в этом варианте до 2% необходимо уменьшить передаточное число пятой передачи коробки до $U_{k5}$=0,792 ($Z_1$=40, $Z_2$=22).

5.2 Для получения экономичного варианта автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-40522 необходимо изменить передаточные числа на следующие значения: $U_{k1}$=4,23 ($Z_1$=16, $Z_2$=47), $U_{k2}$=2,131 ($Z_1$=25, $Z_2$=37), $U_{k3}$=1,35 ($Z_1$=32, $Z_2$=30), $U_{k5}$=0,828 ($Z_1$=40, $Z_2$=23), $U_0$=4,1 ($Z_1$=10, $Z_2$=41). При этом топливная экономичность автомобиля

улучшиться на 2% при установившемся движении, до 3,5 % в ездовом городском цикле по ГОСТ 20306-90, до 4% в европейском рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83, и до 7% на магистрально-холмистой дороге.

5.3 Для получения экономичного варианта автомобиля «ГАЗель» с двигателем ЗМЗ-4053 необходимо изменить передаточные числа на следующие значения: $U_{k1}$=4,23 ($Z_1$=16, $Z_2$=47), $U_{k2}$=2,131 ($Z_1$=25, $Z_2$=37) , $U_{k5}$=0,792 ($Z_1$=40, $Z_2$=22), $U_0$=3,9 ($Z_1$=10, $Z_2$=39). При этом расход топлива автомобиля снизиться при установившемся движении до 6%, в ездовых циклах на 3..5%, на магистрально-холмистой дороге до 10%.

5.4 Для автомобиля «ГАЗель» с двигателем ГАЗ-5601 для всех вариантов оперативно-функционального назначения необходимо заменить передаточные числа второй, третьей передач коробки и главной передачи на $U_{k2}$=2,131 ($Z_1$=25, $Z_2$=37); $U_{k3}$=1,305 ($Z_1$=32, $Z_2$=29); $U_0$=3,9 ($Z_1$=10, $Z_2$=39). При этом тяговая динамика автомобиля сохраниться на прежнем уровне, а расход топлива при установившемся движении уменьшиться в среднем на 5%, в ездовых циклах 3…5,5%, на магистрально-холмистой дороге до 4%.

5.5 Для получения экономичного варианта автомобиля «ГАЗель» с двигателем Iveco Sofim 8140.27 необходимо изменить передаточные числа на следующие значения: $U_{k1}$=3,727 ($Z_1$=17, $Z_2$=44); $U_{k2}$=2,074 ($Z_1$=24, $Z_2$=39); $U_{k3}$=1,265 ($Z_1$=33, $Z_2$=29); $U_{k4}$=1,0; $U_{k5}$=0,871 ($Z_1$=38, $Z_2$=23), $U_0$=3,818 ($Z_1$=11, $Z_2$=42). Это обеспечит снижение расхода топлива при установившемся движении на 7…9%, в ездовых циклах на 4…10% и на магистрально-холмистой дороге до 4%.

6. Разработан комплекс программных средств для определения показателей тягово-скоростных свойств, топливной экономичности, нахождения их регрессионных зависимостей от передаточных чисел трансмиссии и выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии на основе предложенной методики, позволяющий на различных стадиях проектирования автомобилей оценить достоинства и недостатки вариантов сочетания двигателя и трансмиссии и тем самым сократить объем и время доводочных испытаний, требующих больших материальных, финансовых и трудовых ресурсов.

# 4 Концепция создания специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления для работы на слабонесущих опорных поверхностях

## 4.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о конструкции вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

### 4.1.1 Систематизация сведений о проблеме

Проведем обзор основных направлений развития транспортных средств высокой проходимости. Эффективность эксплуатации ТС в тяжелых дорожных условиях во многом определяется их проходимостью. Проблема проходимости ТС по опорным поверхностям с низкой несущей способностью решается, в основном, путем совершенствования конструкции движителей. В общем случае к движителям предъявляются следующие требования [4.1-4.14]:

– максимальная эффективность (повышение проходимости и безопасности движения);

– универсальность (возможность применения в широком диапазоне условий эксплуатации);

– высокие тягово-сцепные качества;

– минимальные потери на движение;

– рациональное взаимодействие с опорной поверхностью с точки зрения экологии;

– хорошие показатели управляемости и устойчивости;

– хорошие упругие и амортизирующие свойства;

– хорошая самоочищаемость;

– высокие показатели прочности и надежности, достаточные износостойкость и долговечность;

–удобство эксплуатации (простота и быстрота монтажа, демонтажа и ремонта);

– небольшая масса и невысокая стоимость.

### 4.1.2 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о конструкции колесных транспортных средств.

Исследованиями и расчетами колесных машин в разное время занимались Я.С. Агейкин, П.В. Аксенов, А.С. Антонов, В.Ф. Бабков, М.Г. Беккер, Б.Н. Белоусов, В.В. Беляков, В.Л. Бидерман, А.К. Бируля, Н.Ф. Бочаров, Н.Р. Брилинг, Ю.А. Брянский, В.Ф. Васильченков, Д.П. Великанов, Д. Вонг, Г.В. Зимелев, В.И. Кнороз, Н.И. Коротоношко, Н.Ф. Кошарный, В.Н. Кравец, А.С.Литвинов, В.А. Петрушов, Ю.В. Пирковский, В.Ф. Платонов,

А.А. Полунгян, В.М. Семенов, Г.А. Смирнов, Н.А. Ульянов, Я.Е. Фаробин, Е.А. Чудаков и ряд других ученых [4.1-4.5, 4.8-4.26].

Пневматические шины – одно из наиболее простых и эффективных средств повышения проходимости колесных машин. За счет варьирования основных параметров шин (размеры, форма, число слоев корда, материал, внутреннее давление, рисунок и глубина протектора) в широких пределах можно изменять коэффициенты сцепления и сопротивления качению, а также площадь контакта между колесным движителем и опорной поверхностью и, соответственно, давление на нее. Применение колесных движителей позволяет обеспечить ТС высокие скоростные и экономические показатели.

Условно по величине наружного диаметра $D$ шины делятся на малогабаритные $D$<0,8 м, среднегабаритные $D$=0,8-1,5 м и крупногабаритные $D$>1,5 м. По величине внутреннего давления воздуха $p$ шины можно разделить на шины высокого давления $p$>0,35 МПа, шины низкого давления $p$=0,1-0,35 МПа и шины сверхнизкого давления $p$<0,1 МПа. По форме поперечного сечения пневматические шины классифицируются как традиционные или тороидные, широкопрофильные, арочные, пневмокатки, крупногабаритные шины и шины сверхбаллоны. Последние применялись за рубежом в середине прошлого века на некоторых экспериментальных вездеходах и многозвенных автопоездах для перевозки крупногабаритных неделимых грузов в бездорожных районах. Крупногабаритные шины применяются в основном на тяжелой карьерной и внедорожной технике. На рисунке 4.1 показаны геометрические формы и площади отпечатков тороидных, широкопрофильных и арочных шин и пневмокатков нагруженных одной и той же вертикальной нагрузкой, имеющих одинаковый наружный диаметр и соответствующие жесткости.

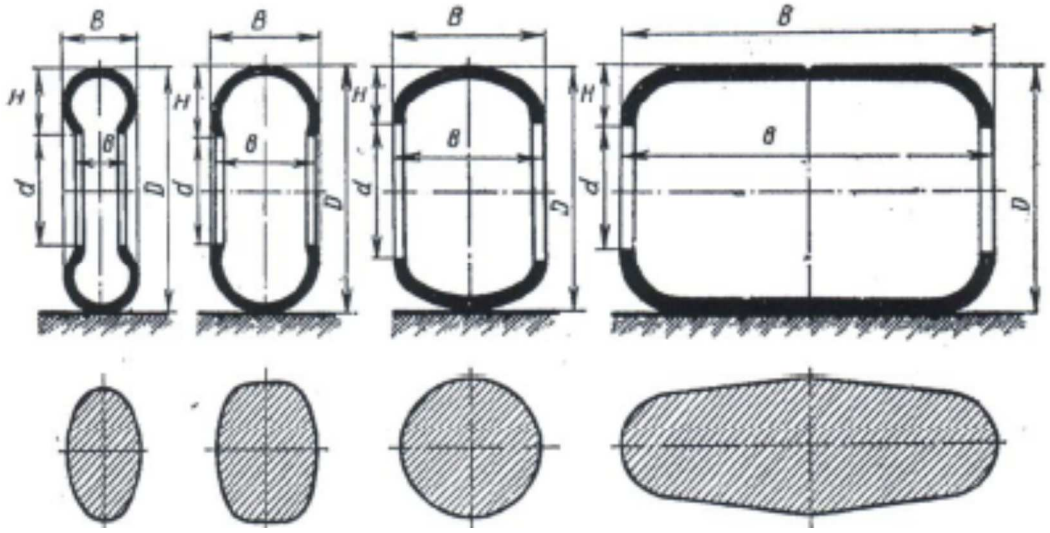



Рисунок 4.1 – Геометрические формы и площади отпечатков шин:
а) тороидные шины, б) широкопрофильные шины, в) арочные шины, г) пневмокатки

В таблице 4.1 приведены соотношения их основных параметров.

Таблица 4.1 Основные конструктивные соотношения шин

| Тип шин | Основные конструктивные соотношения шин | | | |
|---|---|---|---|---|
| | H/B | H/ D | d/ D | B/D |
| Традиционные | 0,89-1,1 | 0,45-0,65 | 0,48-0,54 | 0,2-0,3 |
| Широкопрофильные | 0,4-0,9 | 0,23-0,28 | 0,4-0,48 | 0,35-0,5 |
| Арочные | 0,3-0,52 | 0,2-0,28 | 0,44-0,62 | 0,5-0,65 |
| Пневмокатки | 0,1-0,4 | 0,25-0,38 | 0.24-0,42 | 0,8-2,0 |
| Сверхбаллоны | | | 0,5-0,6 | 0,36-0,42 |

Латинскими буквами в таблице обозначены: d – посадочный диаметр шины, B – ширина профиля шины, H – высота профиля шины. Если величину площади отпечатка тороидной шины принять за 100%, то площади отпечатков других колесных движителей составят: широкопрофильных – 120-140%, арочных – 150-200% и пневмокатков – 250-300%.

Широкопрофильные шины в определенной степени повышают проходимость колесных машин. По сравнению с тороидными шинами широкопрофильные шины, имеют увеличенную на 25–40% ширину профиля, в 1,5-2,0 раза меньшее внутреннее давление воздуха, более высокие – до 25-35 мм против 10-15 мм грунтозацепы с насыщенностью протектора 35-45%. Отношение ширины беговой дорожки к ширине профиля у широкопрофильных шин составляет 0,7-0,9 против 0,6-0,7 у тороидных шин.

Одним из эффективных и простых способов повышения проходимости стандартного автомобиля, является установка на его ведущие мосты колес с арочными шинами. Большая опорная поверхность и развитые до 40-60 мм грунтозацепы арочных шин не только значительно снижают силу сопротивления движению автомобиля по мягким и увлажненным грунтам, но и реализуют значительно большие тяговые усилия, чем традиционные шины.

Арочные шины по своей конструкции существенно отличаются от обычных шин формой профиля поперечного сечения и соотношениями основных размеров. Профиль арочной шины представляет собой арку переменной кривизны с низкими мощными бортами. По сравнению с обычными шинами арочные шины имеют большую в 2,5-3,5 раза ширину профиля. Число слоев корда колеблется от 2 до 8, насыщенность рисунка протектора варьируется от 15-17% до 20-30%. Внутреннее давление воздуха может изменяться от 0,04 МПа до 0,25 МПа. Радиальная деформация арочных шин доходит до 25-30%, что вдвое превышает радиальную деформацию обычных шин, составляющую 12-15%. Отношение ширины беговой дорожки к общей ширине профиля у арочных шин достигает 0,95-0,98 вместо 0,7-0,9 у широкопрофильных шин.

Благодаря пониженной жесткости беговой дорожки и повышенной жесткости боковин арочные шины при качении по мягким грунтам создают более высокие давления на грунт по краю бегового пояса в сравнении с его средней частью. В результате происходит прогиб шины в средней части и уплотнение грунта по направлению к центральной части шины и, соответственно, значительное уменьшение раздвигания (выпирания) грунта в стороны, как это происходит у шин обычного профиля, и тем самым снижается сопротивление качению и увеличивается сопротивление грунта сдвигу.

На слабых опорных поверхностях тягово-сцепные качества автомобилей с арочными шинами по сравнению с обычными шинами выше более чем в 2 раза, а сопротивление движению меньше на 10-15%. На тяжелых раскисших дорогах автомобили с арочными шинами по производительности превосходят автомобили с традиционными шинами на 40%. Глубина снежного покрова, преодолеваемого автомобилями семейства ГАЗ, ЗИЛ и КрАЗ на арочных шинах составляют соответственно 0,3, 0,4 и 0,5 метров.

Однако, на твердых опорных поверхностях у автомобилей с арочными шинами по сравнению с обычными наблюдаются повышенные сопротивление движению и, соответственно, расход топлива (до 5-7%), вибрация и износ протектора и пониженная боковая устойчивость. На накатанных снежных и обледенелых дорогах, а также на дорогах с набитой колеей автомобили с арочными шинами по устойчивости и тормозным свойствам уступают автомобилям со стандартными шинами. Тормозной путь на сухих твердых дорогах у автомобилей с арочными шинами больше обычных на 3-11%.

На очень слабых грунтах с глубоко расположенным твердым подслоем арочная шина практически не деформируется и глубоко погружается в грунт, увеличивая колееобразование и создавая большое сопротивление движению, вплоть до полной потери проходимости. Давления на грунтозацепах могут превышать средние давления в контакте в 3-4 раза, что может вызвать срез недостаточно крепкого поверхностного слоя слабых грунтов. На деформируемых опорных поверхностях при резком трогании с места или буксовании трансмиссия автомобилей на арочных шинах испытывает на 30-35% большие динамические нагрузки, чем на стандартных шинах. Реализация арочными шинами больших тяговых усилий, приводит к увеличению нагрузок в агрегатах и узлах трансмиссии. В некоторых случаях нагрузки могут возрасти в 1,5-2 раза. Соответственно срок службы узлов и деталей трансмиссии, а также элементов подвески у этих машин значительно ниже обычных.

Для работы на слабых опорных поверхностях были разработаны специальные шины – пневмокатки. Они имеют тонкостенную оболочку с высоко эластичным каркасом беговой части и боковин и числом слоев корда от 2 до 6, большую ширину профиля (примерно равным наружному диаметру или больше его), малый посадочный диаметр и,

соответственно, увеличенную высоту профиля. Высота грунтозацепов может доходить до 20 мм. Внутреннее давление воздуха пневмокатков при работе на деформируемых грунтах составляет от 0,01-0,015 МПа до 0,05 МПа. При движении на твердых опорных поверхностях давление может быть повышено до 0,1-0,15 МПа. Впервые такая шина была изготовлена фирмой Good Year по предложению Ульяна Альби в середине 50-х годов прошлого века [4.6, 4.7].

Благодаря большой ширине профиля, низкому внутреннему давлению воздуха и тонкослойной высокоэластичной оболочке, как беговой части, так и боковин, пневмокатки обладают высокой эластичностью и большой площадью контакта с опорной поверхностью, и, следовательно, меньшими давлениями на нее. У ТС на пневмокатках при внутреннем давлении воздуха в пневмокатках 0,015-0,02 МПа, в зависимости от числа слоев корда, можно получить давление на опорную поверхность 0,02-0,025 МПа. Высокая эластичность и низкое внутренне давление воздуха обеспечивают большие радиальные деформации, доходящие до 35% высоты профиля, что позволяет пневмокатку «обтекать» неровности пути и снижают вероятность проколов. Радиальная жесткость пневмокатков меньше, чем у стандартных и арочных шин соответственно в 3-4 и 2,5 раза.

Основным недостатком пневмокатков является то, что для их установки требуется серьезная доработка конструкции колесной машины, включая схему поворота и конструкцию ведущих мостов. На снежной целине у пневмокатков наблюдается бульдозерный эффект. На твердых опорных поверхностях пневмокатки быстро истираются. Большая ширина пневмокатков и, соответственно, общая ширина колесной машины не позволяет ей выходить на дороги общего пользования. На рисунке 4.2 представлена канадская колесная машина на пневмокатках фирмы Foremost с шарнирно-сочлененным способом поворота.

Рисунок 4.2 – Шарнирно-сочленный автомобиль Delta

При разовой перевозке различных грузов на местности, когда нецелесообразно строить дороги, были разработаны и изготовлены опытные образцы специальных колесных машин с крупногабаритными шинами низкого давления типа сверхбаллон. На рисунке 4.3 приведены фотографии автомобилей на шинах сверхбаллонах. Шины сверхбаллоны имели

тонкослойный каркас с неглубоким эластичным протектором. Наружный диаметр мог достигать 3 м и более, внутренне давление воздуха составляло от 0,02 МПа до 0,17 МПа.

а)

б)

Рисунок 4.3 – ТС на сверхбаллонах: амфибия Marsh Buggy типа 4х4 (а) и многозвенный автопоезд с тягачом Snow Train типа 4х4 (б)

Большинство такого рода машин не имело подвески, которая компенсировалась низким внутренним давлением воздуха в шинах и невысокими скоростями движения. Как правило, на таких машинах были применены бортовой способ поворота и электрический привод колес. Водоизмещение колес некоторых машин было достаточно для передвижения по воде, при этом для увеличения тяги на колеса могли надеваться специальные резиновые плицы. Однако применение колес с шинами большого диаметра вызвало ряд конструктивных и эксплуатационных трудностей. Увеличение наружного диаметра колесного движителя ведет к значительному возрастанию веса и момента инерции колеса, увеличению центра тяжести транспортного средства, сложности и трудоемкости монтажа и демонтажа такого колеса. В силу изложенного, а также из-за больших габаритов, ухудшения параметров управляемости и высокой стоимости изготовления колесные машины на этих движителях в дальнейшем не нашли распространения.

В целом, исследования колесных машин на пневмоколесных движителях низкого и сверхнизкого давления, проведенные в 50-90 годы прошлого века за рубежом и в России, выявили высокую проходимость и хорошие экологические качества транспортных средств с этим типом движителя. Имея уровень проходимости во многих случаях приближающийся к гусеничным машинам, пневмоколесный движитель имеет меньшую материалоемкость и сопротивление движению, большие надежность и ресурс, более широкий диапазон применяемости (универсальность). Низкое внутреннее давление воздуха и эластичность шин обеспечивают высокую адаптируемость их в контакте с грунтом. Физические процессы при работе такого движителя характеризуются существенным снижением давления на грунт, уменьшением глубины колеи и общих энергетических потерь при движении.

Тем не менее, шины сверхбаллоны и пневмокатки требуют существенного изменения конструкции традиционных ТС, поэтому применение их ограничено. Недостатком арочных и

традиционных широкопрофильных шин регулируемого давления является их разрушающее воздействие при движении по слабонесущим грунтам. Арочные шины даже при сниженном внутреннем давлении воздуха в них до 0,04 МПа оказывают давление на грунт до 0,08 МПа из-за большой жесткости каркаса и брекера.

В силу изложенного дальнейшим развитием пневмоколесных движителей, значительно повышающих проходимость колесных машин, стало создание в начале 90-х годов прошлого века высокоэластичных шин сверхнизкого давления на базе существующих широкопрофильных шин. Шины сверхнизкого давления имеют тонкостенную резино-кордную оболочку с каркасом, состоящим, как правило, из двух слоев корда, благодаря чему обеспечивается ее высокая эластичность. Внутренне давление воздуха в шине может меняться пределах 0,01-0,08 МПа. При качении колеса с подобной шиной и с внутренним давлением воздуха в ней порядка 0,01-0,02 МПа напряжения в зоне контакта шины с опорной поверхностью распределяются весьма равномерно как по длине, так и по ширине контакта, снижая предельные нагрузки на выступы грунта и предотвращая его разрушение. При взаимодействии с грунтом такая шина, так же как и пневмокаток, не разрушает его поверхность и приобретает способность «обтекать» неровности пути, а выступы и впадины беговой дорожки, повторяющей профиль поверхности пути, выполняют роль своеобразных грунтозацепов, увеличивая сцепление с опорной поверхностью. Как правило, относительно небольшая масса колесных машин на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления при достаточном водоизмещении самих шин придают этим машинам амфибийные качества.

Транспортные средства на шинах сверхнизкого давления нашли широкое применение в районах с холодным климатом. Они успешно работают на глубокой снежной целине, заболоченной местности и оттаявшей тундре, объединяя чрезвычайно высокую проходимость с хорошими экологическими и экономическими качествами (рисунок 4.4).

Недостатком шин сверхнизкого давления является их ограниченная грузоподъемность. К примеру, грузоподъемность шины сверхнизкого давления 1300х600-533 составляет всего 600 кг, в то время как аналогичная по размеру многослойная шина 1300х530-533 семейства автомобилей КрАЗ – 4500 кг.

а) НАМИ 1918 б) Трэкол – 39294 типа 6х6 в) Вектор типа 8х8

Рисунок 4.4 – Транспортные средства на шинах сверхнизкого давления

**4.2 Анализ кинематических схем трансмиссий и возможных компоновочных решений.**

Целью создания экспериментального образца специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления – является преодоление природной стихии, такой как снежные преграды, наводнения или песочные пустыни.

Поэтому, актуальность создания специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления определяется:

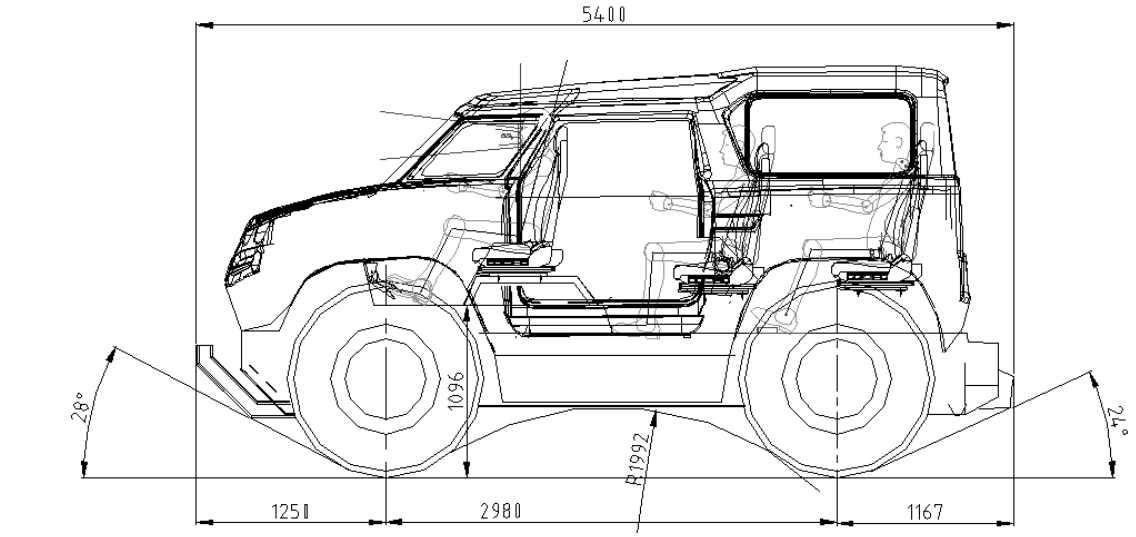
1. Обеспечением безопасности экипажа, пассажиров и груза в условиях полного бездорожья и на плаву в любых природных и погодных условиях;
2. Создание комфортных условий для жизни и работы в сложных природно-климатических условиях;
3. Обеспечение независимости исполнения функций государственных структур от наличия дорог, природно-климатических и погодных условий;
4. Организация всесезонных транспортных перевозок для более интенсивного освоения промышленных регионов Севера и Северо-Востока России и других районов с недостаточно развитой транспортной сетью, сложными природно-климатическими условиями и чрезвычайной экологической уязвимости регионов.

Жесткие экологические требования в России, Канаде, США и ряде других стран запрещают использование транспорта, нарушающего целостность почвенного покрова северных биогеоценозов в летнее время. Не случайно задача по созданию почвонеразрушающих транспортных систем входила в Федеральную инновационную программу «Техника Российского Севера», одобренную Постановлением Совета Министров и Правительства РФ от 13.12.1993 г. №1280, и включена в Перечень критических технологий, имеющих важное социально-экономическое значение или значение для обороны страны и безопасности государства, утвержденный распоряжением Правительства РФ от 25 августа 2008 г. №1243.

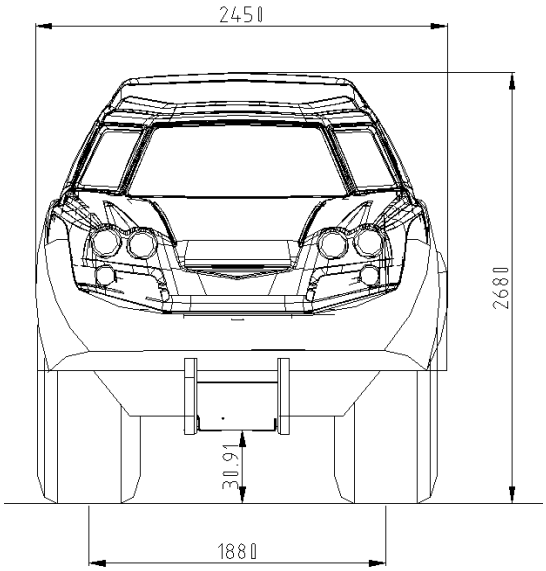
Следует отметить, что существующие аналоги и прототип оснащены агрегатами серийных легковых и легких коммерческих автомобилей, которые предназначены для эксплуатации на дорогах твердой опорной поверхностью (асфальтобетонное покрытие, цементобетонное покрытие и т.д.). В результате это приводит к рассогласованию в характеристиках двигателя, трансмиссии, шин и т.д., и как следствие, снижению показателей энергоэффективности, проходимости, подвижности транспортных средств на опорных поверхностях с низкой несущей способностью, а также малой скоростью передвижения по воде, поскольку у узлы и агрегаты серийных дорожных автомобилей («ГАЗель», «Соболь», УАЗ, «Нива» и т.д.) не предназначены к эксплуатации в условиях тяжелого бездорожья и на плаву.

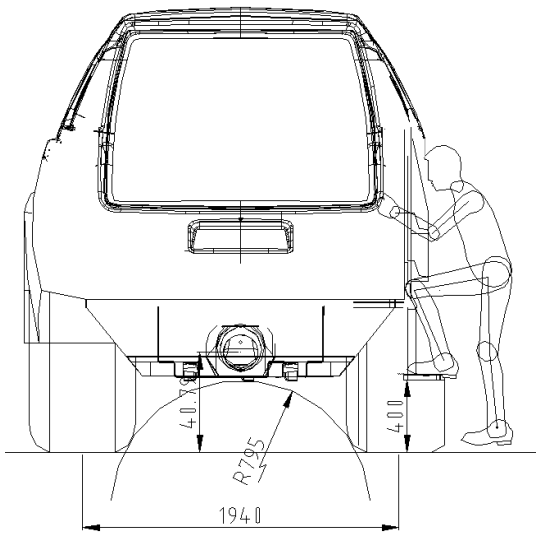
Внешний вид транспортного средства представлен на рисунке 4.5.

От своего прототипа Викинг-2992 транспортное средство будет существенно отличаться агрегатами трансмиссии и двигателя.




а)




б) в)

Рисунок 4.5 – Внешний вид транспортного средства «Русак»

Наибольшее распространение в мире и в России получила схема, ставшая классической – схема со стыкующейся с двигателем коробкой передач, и далее устанавливаемой в колесной базе раздаточной коробкой, раздающей крутящий момент по осям автомобиля и одновременно выполняющей роль демультипликатора с целью обеспечения надлежавшего диапазона передаточных чисел, позволяющего выполнить требования скоростным и тяговым параметрам транспортного средства. Далее в обычном классическом варианте – в раздаточной дифференциальной коробке предусматривается механическая блокировка с целью повышения проходимости транспортного средства. Таким образом, к раздаточной

коробке требовалось наличие двух приводов – для управления диапазонами и блокировкой дифференциала.

Основное отличительное концептуальное положение создания перспективной трансмиссии полноприводного транспортного средства заключалось в следующих требованиях:

- весь необходимый диапазон трансмиссии должен обеспечиваться только за счет коробки передач;

- раздаточная коробка должна выполнять только функции «раздачи» крутящего момента по колесам.

Принятые конструкторские решения исключают необходимость в 3-х приводах управления, что значительно уменьшает трудоемкость изделия, и что не менее важно, существенно упрощает управление транспортным средством.

В силу того, что раздаточная коробка выполняется одноступенчатой, имеем снижение ее массы до 40%, одновременно уменьшая внутренние потери в раздаточной коробке, что будет способствовать повышению экономичности транспортного средства.

### 4.3 Сравнительная оценка эффективности возможных направлений исследований

В ходе НИР была поставлена задача разработки перспективных агрегатов, таких как коробка передач и раздаточная коробка, которые бы обладали существенными преимуществами по отношению к серийно выпускаемым агрегатам. Прежде всего, необходимо было определить наиболее рациональную размерность с предельно оптимальными параметрами разрабатываемых агрегатов коробки и раздаточной коробки. Анализ параметров наиболее массово выпускаемых автомобилей – внедорожников (джипов) самых разнообразных зарубежных и отечественных фирм показал, что мощностные показатели находятся в диапазоне 150-250 л.с. и крутящие моменты в интервале 220…350 Нм. Диапазон передаточных чисел разработанной коробки передач 7,09 был определен исходя из предельных компоновочных возможностей агрегатов и зацепления 1-й пары шестерен, поскольку разрабатываемая коробка передач двухвальная. Величина полученного диапазона обеспечивает необходимые требования по скоростным и тяговым качествам в заданной выше мощностном диапазоне, при полной массе транспортного средства до 4000 кг, что значительно превышает массу экспериментального транспортного средства.

С целью обеспечения надлежащих динамических качеств транспортного средства, а именно, оптимальных величин интервалов скоростей потребовалось коробку передач выполнить 6 ступенчатой.

Дополнительное обязательное требование к перспективности 6 ступенчатой коробки передач состояло в том, что ее габариты и прежде всего линейные размеры не превышали габариты 5 ступенчатых коробок передач, что давало бы дополнительное преимущество при замене 5 ступенчатой – 6-ти ступенчатой коробкой.

Приведем теперь преимущества коробки передач, которыми она обладает и обеспечивает при ее использовании:

1. Малый вес и габариты коробки передач – 6-ти ступенчатая коробка передач выполнена в габаритах и массе 5-ти ступенчатых коробок передач.
2. Увеличенный в 1,05…2,0 раза диапазон передаточных чисел, что обеспечивает снижение расхода топлива 5...8%;
3. Снижение оборотов двигателя на 1 км пути и тем самым повышение ресурса двигателя;
4. Уменьшение шумности двигателя за счет снижения его оборотности;
5. Исключение демультипликатора из раздаточной коробки в полноприводных автомобилях, что существенно упрощает облегчает и удешевляет ее конструкцию;
6. Исключение приводов управления диапазонами раздаточной коробкой.

На рисунке 4.6 представлена кинематическая схема трансмиссии транспортного средства.

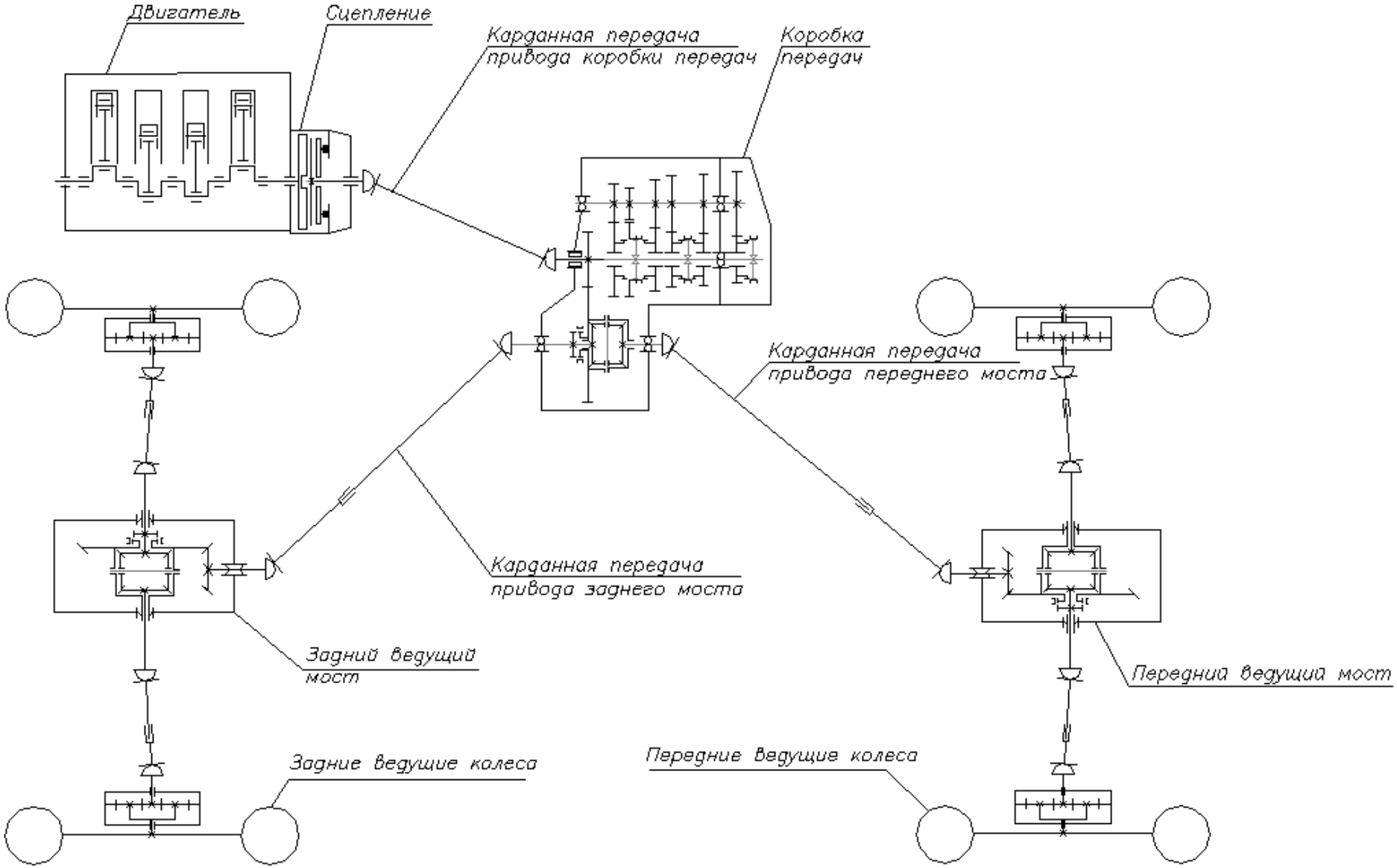



Рисунок 4.6 – Кинематическая схема трансмиссии вездеходного транспортного средства

Для выбора двигателя и определения оптимальных параметров трансмиссии проведен анализ показателей тягово-скоростных свойств.

В качестве двигателя для транспортного средства в работе рассматривались три варианта (таблица 4.2).

Таблица 4.2 – Технические характеристики двигателей

| № | Технические характеристики | ЗМЗ-5143.10 | Peugeot DV6TED4 | Cummins ISF 2,8s3129T |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Тип двигателя | Дизель | Дизель | Дизель |
| 2 | Количество цилиндров | 4 | 4 | 4 |
| 3 | Рабочий объем, л | 2,235 | 1,560 | 2,781 |
| 4 | Степень сжатия | 19,5 | 18,0 | 16,5 |
| 5 | Номинальная мощность брутто при частоте вращения коленчатого вала мин-1, кВт (л.с.) | 72(98) 4000 | 80(107) 4000 | 88,3(120) 3200 |
| 6 | Максимальный крутящий момент брутто при частоте вращения коленчатого вала мин-1, Нм (кгс м) | 216(22) 2100 | 240(24.5) 1750 | 297(29,7) 1600-2700 |
| 7 | Минимальный удельный расход топлива, г/кВт | 231 | 214 | 215 |
| 8 | Диаметр цилиндра и ход поршня, мм | 87x94 | 75x88,3 | 94x100 |
| 9 | Масса, кг | 225 | 107 | 214 |
| 10 | Экологичность | Евро 3 | Евро 4 | Евро 3 |

Особенностями перспективной трансмиссии является то, что весь необходимый диапазон трансмиссии обеспечивается за счет инновационной шестиступенчатой коробки передач, а раздаточная коробка выполняет только функции «раздачи» крутящего момента по мостам, не имея функции демультипликатора, что значительно уменьшает трудоемкость изделия, существенно упрощает управление транспортным средством, снижает массу раздаточной коробки до 40% и одновременно уменьшает внутренние потери в ней, приводящие к улучшению экономичности транспортного средства.

### 4.4 Обоснование выбора применяемых компоновочных решений, обеспечивающих оптимальный вариант направления исследований.

Анализ стоимости, ремонтопригодности, обслуживания и ряда других показателей позволил осуществить выбор в пользу двигателя Cummins ISF 2,8s3129T, производства Beijing Foton Cummins (Китай), в настоящее время достаточно распространенного благодаря использованию на автомобилях ГАЗель-Бизнес. Внешняя скоростная характеристика двигателя представлена на рисунке 4.7.

В таблице 4.3 представлены выбранные передаточные числа трансмиссии, которые будут иметь агрегаты трансмиссии на разрабатываемом транспортном средстве на шинах сверхнизкого давления.

Таблица 4.3 – Передаточные числа коробок передач и раздаточных коробок

| № | Агрегат трансмиссии | Значение передаточного числа |
|---|---|---|
| 1 | Коробка передач: | |
| | Uk1 | 4,0 |
| | Uk2 | 2,0 |
| | Uk3 | 1,455 |
| | Uk4 | 1,067 |
| | Uk5 | 0,794 |
| | Uk6 | 0,564 |
| 2 | Раздаточная коробка: Ukp | 1,9 |
| 3 | Главная передача: Uk0 | 2,1 |
| 4 | Колесный редуктор: Ukол | 4,15 |

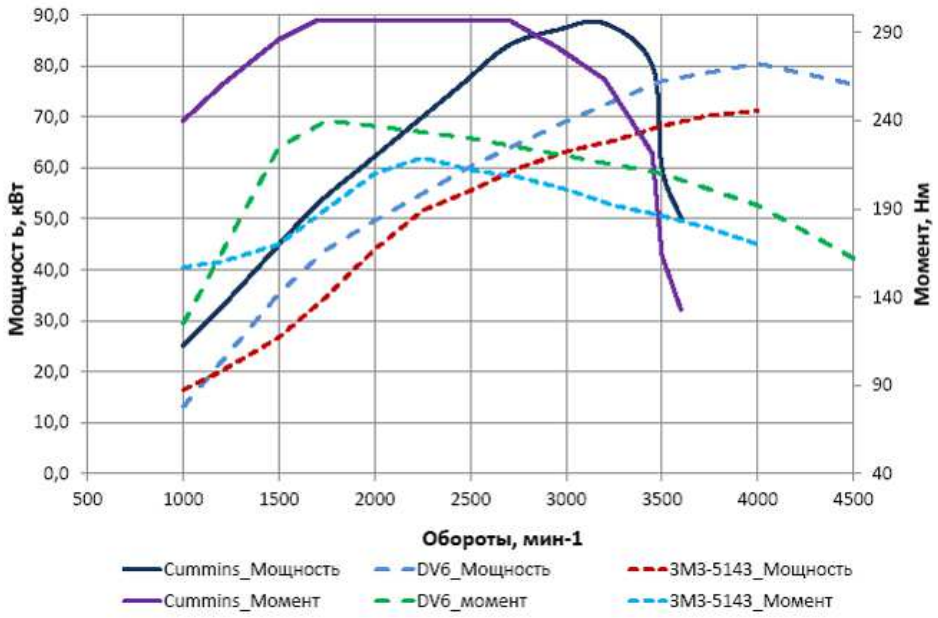



Рисунок 4.7 – Внешние скоростные характеристики двигателей Cummins IFS, Peugeot DV6, ЗМЗ-5143

В таблице 4.4 представлены параметры экспериментального вездеходного транспортного средства, необходимые для проведения предварительного анализа тягово-скоростных свойств транспортного средства.

Таблица 4.4 – Параметры экспериментального вездеходного транспортного средства

| № | Параметр | Обозначение | Значение |
|---|---|---|---|
| 1 | Полная масса транспортного средства, кг | ma | 3000 |
| 2 | Снаряженная масса, кг | mн | 2300 |
| 3 | Колесная формула транспортного средства | | 4x4 |
| 4 | Максимальная скорость, км/ч | Vmax | 90 |
| 5 | Коэффициент сопротивления качению при малых скоростях | f | 0,025 |
| 6 | Коэффициент влияния скорости на увеличения силы сопротивления качению | A | 0,0006 |
| 7 | Коэффициент лобового сопротивления | Cx | 0,6 |
| 8 | Радиус качения колеса | rk | 0,62 |
| 9 | Максимальный коэффициент сопротивления движению | Ψmax | 0,85 |
| 10 | Коэффициент сопротивления движению при максимальной скорости | ΨV | 0,033 |
| 11 | КПД трансмиссии | ηтр | 0,86 |
| 12 | Площадь миделева сечения, м2 | Aв | 4,66 |

На рисунках 4.8-4.10 представлены графики для определения показателей тягово-скоростных свойств вездеходного транспортного средства на твердой асфальтобетонной поверхности с двигателями, представленными в таблице 1.1 и параметрами транспортного средства, указанными в таблицах 1.2 и 1.3.

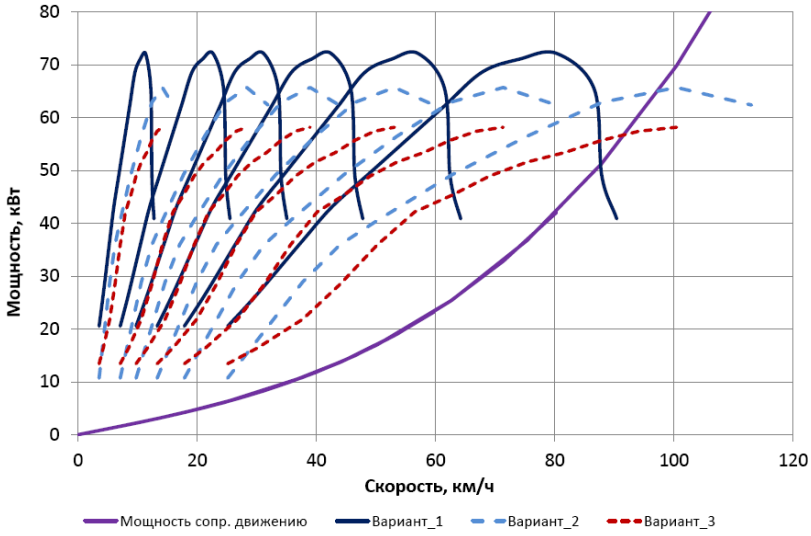



Рисунок 4.8 – Мощностной баланс вездеходного транспортного средства с двигателями Cummins (Вариант1 ), Peugeot (Вариант 2), ЗМЗ (Вариант 3)

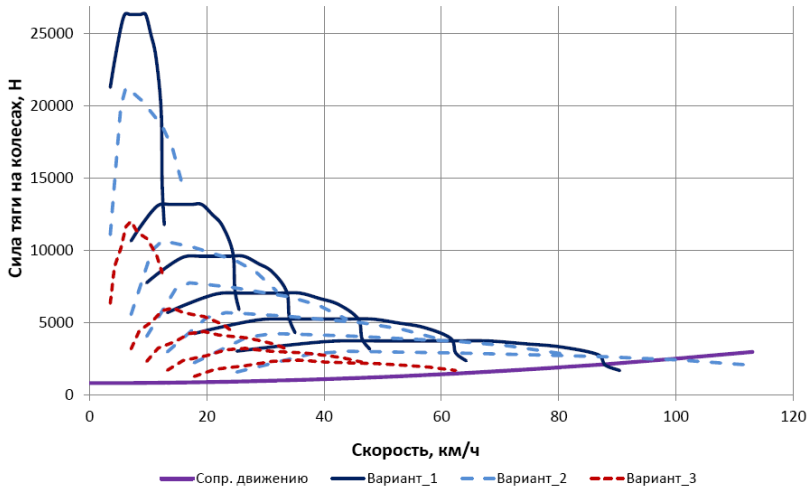



Рисунок 4.9 – Силовой баланс транспортного средства «Русак» с двигателями Cummins (Вариант1 ), Peugeot (Вариант 2), ЗМЗ (Вариант 3)

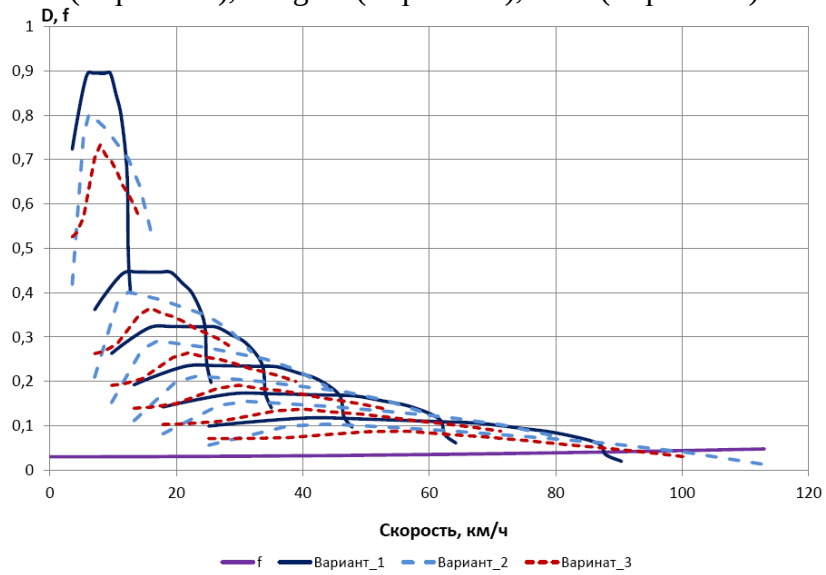



Рисунок 4.10 – Динамическая характеристика транспортного средства «Русак» с двигателями Cummins (Вариант1 ), Peugeot (Вариант 2), ЗМЗ (Вариант 3)

Полученные результаты, свидетельствуют об высоких тяговых качествах разрабатываемого вездеходного транспортного средства. Так, теоретическое значение максимального динамического фактора составляет $D$=0,9, а максимальная скорость движения $Vmax$ = 88 км/ч. Это свидетельствует о хорошей согласованности параметров двигателя и трансмиссии. Однако, шины Арктикттранс 1300х700-24, которые будут использоваться на экспериментальном транспортном средстве наиболее подходящие для движения по грунтам с низкой несущей способностью, не позволяют развивать указанную максимальную скорость, т.к. имеют индекс скорости соответствующий максимуму 65 км/ч. Решение задачи создания новых шин для обеспечения высоких скоростей движения и одновременно, используемых на грунтах с низкой несущей способностью, выходит за рамки целей и задач данного проекта, и будет рассматриваться в последующих работах при дальнейшей модификации транспортного средства.

### 4.5 Разработка эскизного проекта специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления для работы на слабонесущих опорных поверхностях

На рисунке 4.11 представлен вариант 3D модели шасси транспортного средства, где представлены агрегаты трансмиссии, двигатель, передняя и задняя подвеска, показано расположение тормозных механизмов.

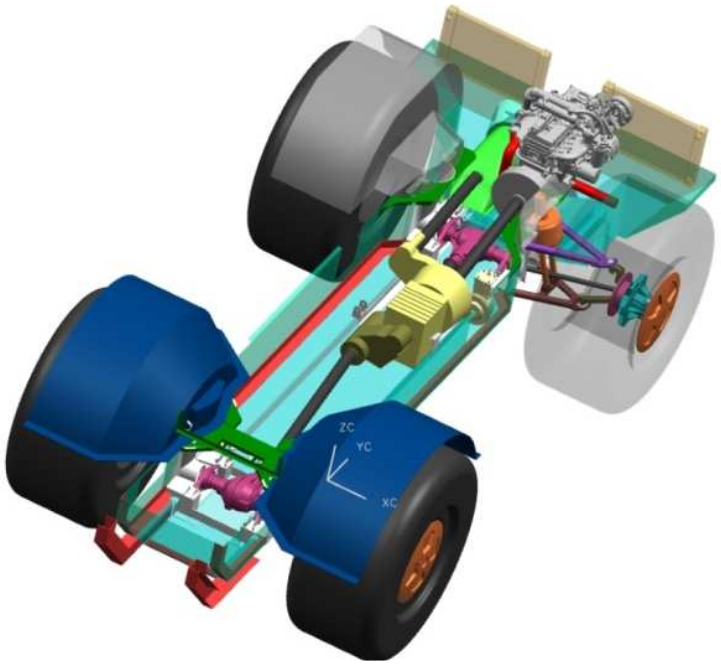



Рисунок 4.11 – Вариант 3D модели шасси транспортного средства «Русак»

На рисунках 4.12 и 4.13 представлены модели каркаса рамы-лодки и внешнего вида кузова транспортного средства. На рисунке 4.14 совместные модели шасси и кузова транспортного средства. Детали рамы-лодки и кузова будут максимально унифицированы с прототипом Викинг-2992.

На рисунках 4.15-4.19 представлены разработаны эскизные проекты на отдельные узлы и агрегаты: водомет, подвеску, коробку передач с раздаточной коробкой, интегрированные в одном картере, совместно с картером сцепления, колесный редуктор планетарного типа с тормозным диском.

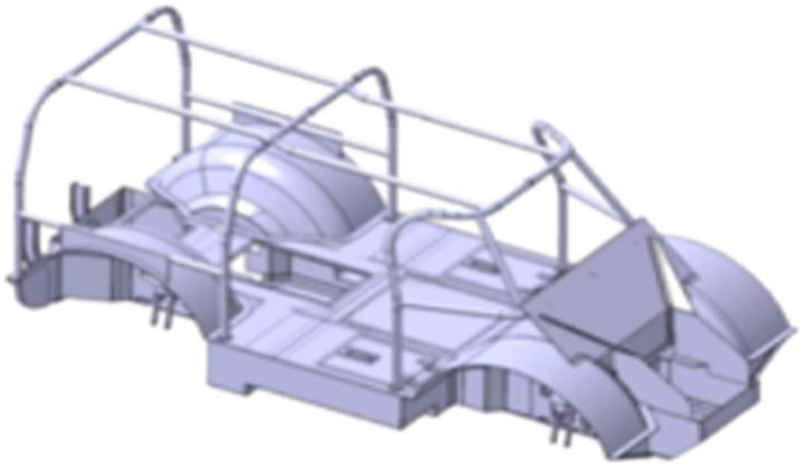


Рисунок 4.12 – Модель каркаса рамы-лодки вездеходного транспортного средства

Рисунок 4.13 – Модель кузова вездеходного транспортного средства

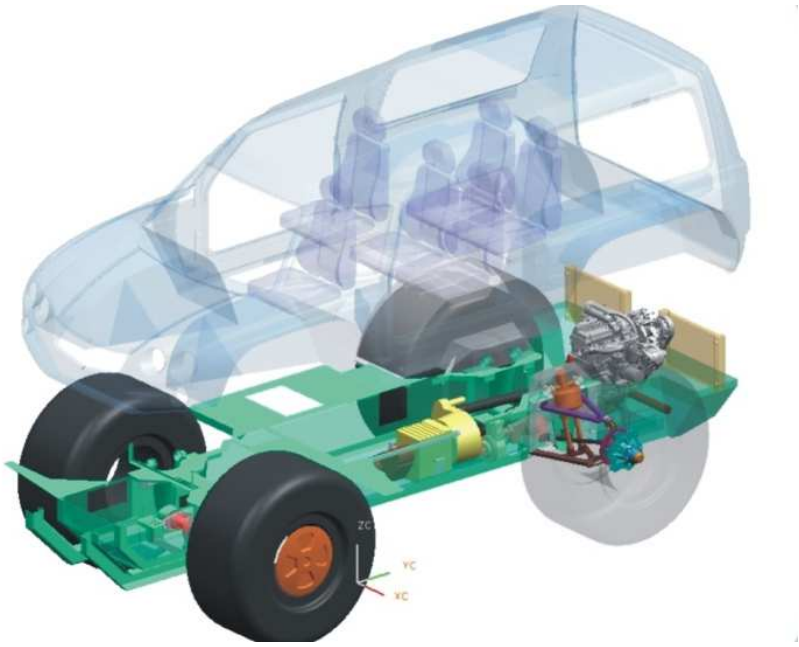
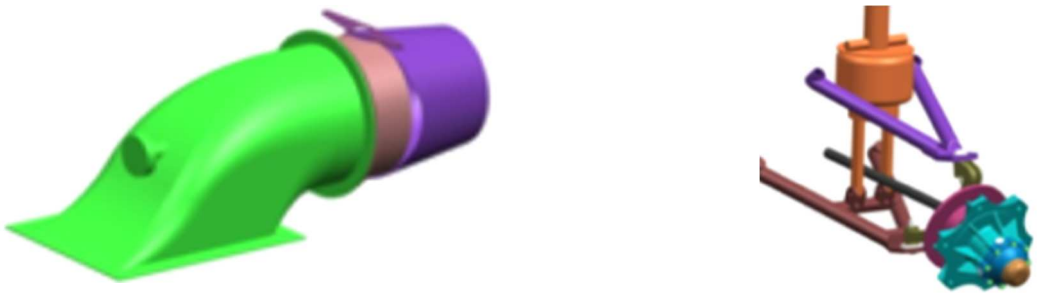


Рисунок 4.14 – 3D модель шасси с кузовом вездеходного транспортного средства



а) б)

Рисунок 4.15 – 3D модели агрегатов вездеходного транспортного средства

А) водомет; б) подвеска и колесный редуктор

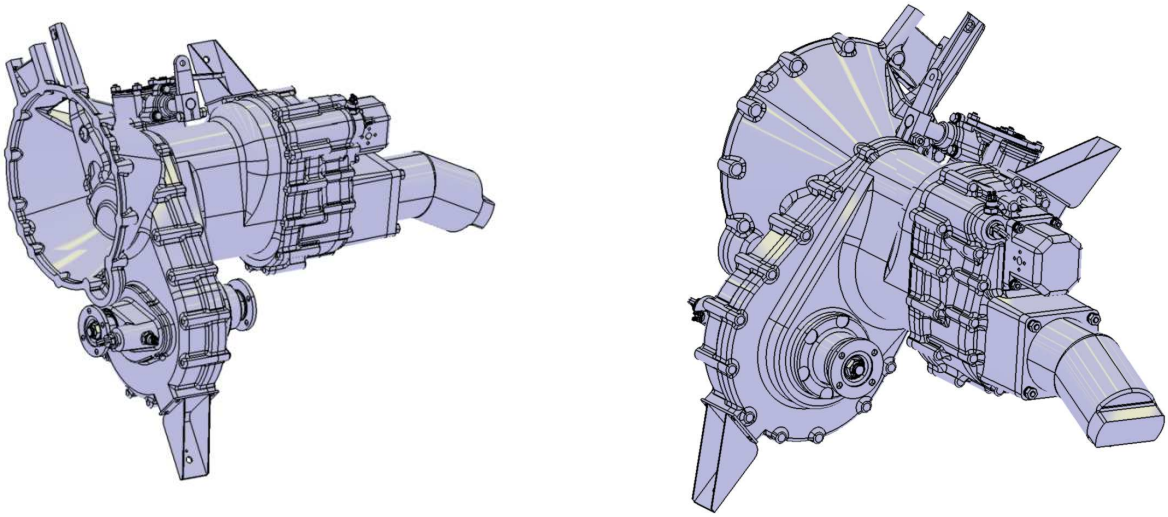


Рисунок 4.16 – 3D модель коробки передач и раздаточной коробки, интегрированных в одном картере, совмещенном с картером сцепления

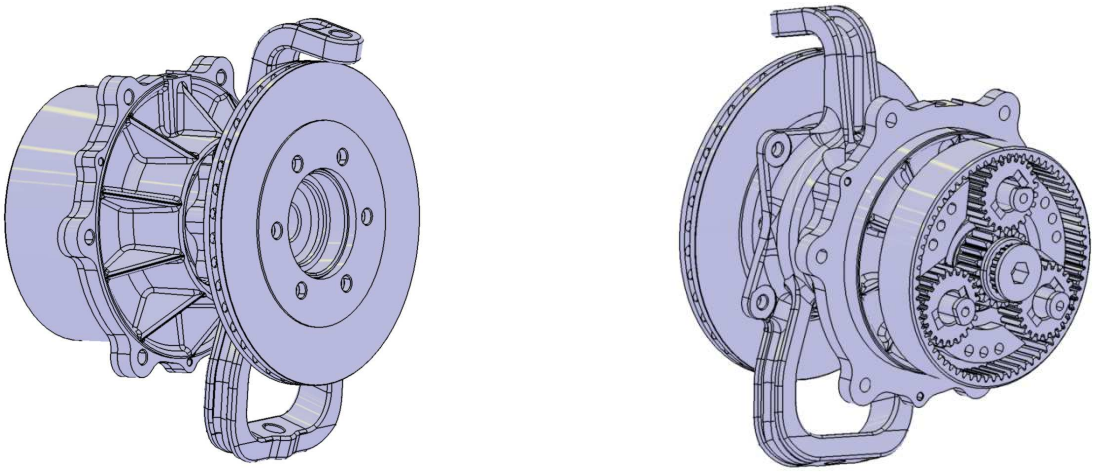


Рисунок 4.17 – 3D модель колесного редуктора планетарного типа

Таблица 4.5 – Общие характеристики экспериментального вездеходного транспортного средства

| | |
|---|---|
| Колесная формула / ведущие колеса | 4х4 / все |
| Схема компоновки транспортного средства | С задним расположением моторного отсека |
| Кабина | Двухдверная, двухместная |
| Использование загрузочного пространства (тип кузова транспортного средства) | Грузовое отделение, группированное с кабиной, выполненное как цельный кузов из пластика |
| Назначение транспортного средства | Автомобиль высокой проходимости, в том числе по грунтам с низкой несущей способностью |
| Габаритные размеры, мм<br>-длина<br>-ширина<br>-высота | <br>5400<br>2500<br>2680 |
| База, мм | 2980 |
| Колея передних / задних колес, мм | 1880/1940 |
| Масса снаряженного транспортного средства, кг | 2300 |
| Полная масса, кг | 3000 |
| - на переднюю ось | 1500 |
| - на заднюю ось | 1500 |
| Грузоподъемность, не менее, кг | 700 |
| Двигатель (марка, тип) | Cummins ISF 2,8s 3129T |
| Количество и расположение цилиндров | 4, рядное |
| Рабочий объем цилиндров, см3 | 2,781 |
| Степень сжатия | 16,5 |
| Максимальная мощность, кВт/об/мин | 80,3 (3200) |
| Максимальный крутящий момент, Нм/об/мин | 297 (1600-2700) |
| Топливо | Дизельное |
| Система зажигания | Микропроцессорная |
| Трансмиссия | Механическая |
| Сцепление | фрикционное, сухое, однодисковое |
| Коробка передач | КОМ, шестиступечатая, двухвальная, с неподвижными осями, с ручным управлением |
| - число передач | 6 – вперед; 1 - назад |
| - передаточные числа коробки передач<br>I<br>II<br>III<br>IV<br>V<br>VI<br>З.Х. | <br>4,0<br>2,0<br>1,455<br>1,067<br>0,794<br>0,564<br>3,62 |
| Раздаточная коробка (марка, тип) | КОМ, одноступенчатая, постоянного включения, с принудительным механизмом включения блокировки дифференциала |
| Передаточное число раздаточной коробки | 1,9 |
| Карданная передача в приводе ведущих | трехвальная, с шарнирами не равны угловых |

| | |
|---|---|
| мостов | скоростей, |
| Главная передача (марка, тип) | КОМ, двойная, разнесенная, включает центральную и колесную передачи |
| Передаточное число центральной главной передачи | 2,1 |
| Передаточное число колесной передачи | 4,15 |
| Карданная передача в приводе ведущих колес | С шарнирами равных угловых скоростей |
| Подвеска (тип) | |
| - Передняя, задняя | Независимая пружинная на поперечных рычагах; с пневмогидравлическими амортизационными стойками и стабилизатором поперечной устойчивости |
| Рулевое управление (тип) | Рулевой механизм типа «винт-гайка на циркулирующих шариках – рейка- сектор», рулевой привод с гидроусилителем |
| Тормозные системы | |
| - рабочая | Передние и задние тормозные механизмы – дисковые.<br>Привод гидравлический, двухконтурный, с вакуумным усилителем и регулятором давления в заднем контуре. |
| - запасная | Каждый контур рабочей тормозной системы |
| - стояночная | Трансмиссионный тормоз барабанного типа, установленный на карданном валу, привод механический |
| Шины<br><br>-марка<br>-размер<br>- индекс несущей способности<br>- категория скорости | широкопрофильные, низкого давления, бескамерные<br><br>Арктиктранс<br>1300х700-24LT<br>100<br>D |
| Подкачка шин | центральная |
| Водяной движитель | гидрообъемный привод от коробки передач |
| Отопитель салона | Автономный отопитель «Webasto» |
| Лебедка | Электрическая до 3,5 т. |

На основании материала раздела можно сделать следующие заключения:

1. Выполнен эскизный проект экспериментального специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления. Транспортное средство является новым поколением снегоболотоходов, сочетает свойства вездехода, амфибии и автомобиля, допущенного к эксплуатации на дорогах общего пользования, имеет дизельный двигатель и перспективную трансмиссию, ярко выраженный дизайн, экологически безопасные технологии, способствующее обеспечению экспортного потенциала и замещению импорта, снижению экологической нагрузки на природу, что необходимо для решения комплекса технико-экономических проблем по приоритетным направлениям «Энергетика и энергосбережение» и «Рациональное природопользование».

2. Создание экспериментального транспортного средство северного исполнения на шинах сверхнизкого давления направлено на обеспечение безопасности экипажа, пассажиров и груза в условиях полного бездорожья и на плаву в любых природных и погодных условиях, создание комфортных условий для жизни и работы в сложных природно-климатических условиях, обеспечение независимости исполнения функций государственных структур от наличия дорог, природно-климатических и погодных условий, организация всесезонных транспортных перевозок для более интенсивного освоения промышленных регионов Севера и Северо-Востока России и других районов с недостаточно развитой транспортной сетью, сложными природно-климатическими условиями и чрезвычайной экологической уязвимости регионов.

3. Существующие модели колесных, гусеничных и роторно-винтовых машин не отвечают поставленным функциональным требованиям, требованиям эффективности, надежности и экологичности движителей машин при эксплуатации в северных регионах страны, имеющих слабонесущие опорные поверхности. Таким образом, в настоящее время существует, и будет существовать в последующие многие десятилетия, техническая, экономическая и социальная потребность в создании и использовании транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления, удовлетворяющих поставленным требованиям.

4. Представлены общие характеристики экспериментального образца транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления, на основе которых определились показатели тягово-скоростных свойств разрабатываемого транспортного средства «Русак», свидетельствующие о хорошей согласованности параметров двигателя и трансмиссии, и выявившие проблему создания новых шин для транспортного средства.

### 4.6 Определение основных показателей проходимости и энергоэффективности специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления для работы на слабонесущих опорных поверхностях.

В рамках данной НИР проводились испытания по оценке эффективности движения вездеходного транспортного средства (рисунок 4.18). В ходе испытаний оценивалось влияние параметров контактного взаимодействия колесных движителей со снежным полотном пути на тягово-динамические характеристики движения транспортного средства.

В качестве параметров для оценки эффективности движения транспортного средства были выбраны следующие показатели:

- наибольшая сила тяги на крюке автомобиля;
- сила сопротивления движению (качению) транспортного средства.

Испытания производились на горизонтальном участке местности. Фрагмент проведения экспериментальных исследований представлены на рисунке 4.18.

Рисунок 4.18 – Исследование тяговых показателей транспортного средства «Русак»

В качестве измерительного прибора использовался электронный динамометр ДОУ-3-10И.

Электронный динамометр ДОУ-3-10И (рисунок 4.19) представляет собой устройство на основе датчика силы. Датчик силы включается в разрыв силовой схемы. Динамометры применяются для измерений силы, при периодической поверке испытательных машин и стендов, при калибровке и поверке в качестве эталонных средств измерений силы 3-го разряда по ГОСТ 8.065 «ГСИ. Государственный первичный эталон и государственная поверочная схема для средств измерений силы».

Динамометр ДОУ-3-10И состоит из тензорезисторного датчика силы, работающего на растяжение и на сжатие, вторичного измерительного преобразователя и соединительного кабеля. В качестве вторичного измерительного преобразователя в динамометре ДОУ-3-10И используется модель R320 (рисунок 4.20, а).

Динамометры с измерительным терминалом R320 поставляются с программным обеспечением View300, с помощью которого данные измерений представляются в виде графиков процесса измерений в реальном времени.

а) б)

Рисунок 4.19 - Электронный динамометр ДОУ-3-10И:
а) измерительный терминал R320; б) тензорезисторный датчик силы;

Динамометр ДОУ-3-10И имеет следующие основные характеристики:

- Наибольший предел измерения (НПИ) 10 кН;
- Наименьший предел измерения 1 кН;

- Дискретность вторичного измерительного преобразователя 0,002 кН;
- Масса 3,8 кг;
- Предел допускаемой относительной погрешности ±0,2%;
- Порог чувствительности динамометров 0,02% НПИ;
- Размах показаний динамометра для возрастающих и убывающих нагрузок 0,1%;
- Допускаемое относительное значение разности средних показаний при нагружении и разгружении при 50%-й нагрузке ±0,2%;
- Питание динамометров осуществляется от сети переменного тока с напряжением 187…242В, частотой 50±1 Гц или аккумуляторной батареи 6±0,1 В или от источника постоянного тока напряжением 9В.
- Потребляемая мощность от 4,5 до 40 Вт.
- Условия эксплуатации: область нормальных значений температур окружающего воздуха от -10°С до 35°С; область нормальных значений относительной влажности от 30 до 95%.

На рисунке 4.20 представлены фрагменты испытаний с динамометром ДОУ-3-10И.

*а)* *б)*

Рисунок 4.20 – Испытания с динамометром ДОУ-3-10И

*а)* Динамометр ДОУ-3-10И в сборе с индикатором; *б)* установка динамометра ДОУ-3-10И и другой аппаратуры в салоне автомобиля УАЗ-3962

Рисунок 4.21 – Крепление тензометрического датчика динамометра ДОУ-3-10И

Сила сопротивления движению (качению) определялась методом буксирования исследуемой машины. За трос с тензометрическим датчиком силы электронного динамометра ДОУ-3-10И автомобиль буксировался со скоростью 1 м/с автомобилем – тягачом.

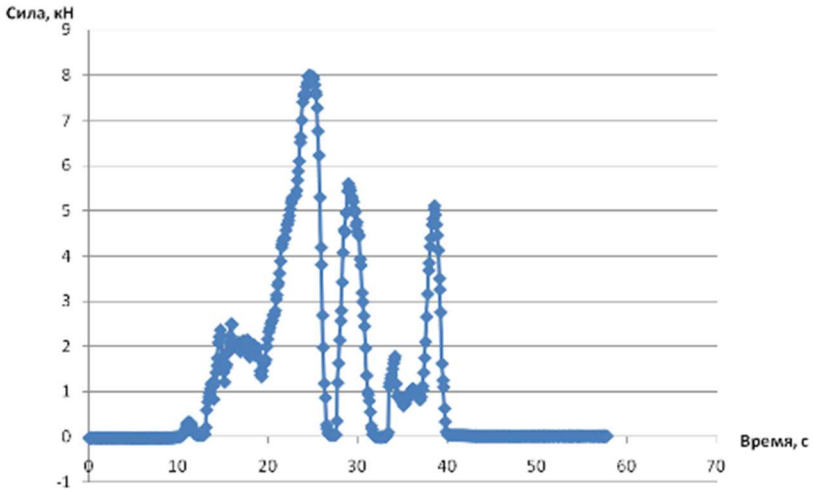



Рисунок 4.22 – Результат измерений силы тяги вездеходного транспортного средства при движении по снежной укатанной дороге (показания с динамометра ДОУ-3-10И)

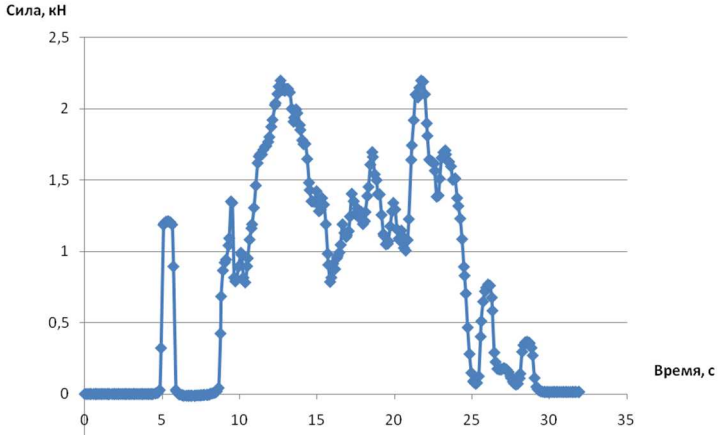



Рисунок 4.23 – Результат измерений силы сопротивления движению вездеходного транспортного средства при движении по снежной укатанной дороге (показания с динамометра ДОУ-3-10И)

Наибольшая сила тяги на крюке автомобиля определялась на низшей передаче коробки переменых передач. При этом испытуемый автомобиль разгонялся до достижения максимальных оборотов двигателя, а затем плавно затормаживался через трос с силовым датчиком динамометра до полной остановки при полном буксовании колес. В качестве сопротивления использовался буксируемый второй автомобиль близкой массы, создание необходимого усилия сопротивления обеспечивалось с помощью рабочей тормозной системы буксируемого автомобиля.

На рисунке 4.22 и 4.23 представлены результаты замеров тяговой силы и силы сопротивлению движения для вездеходного транспортного средства.

## 4.7 Оценка эффективности полученных результатов в сравнении с современным научно-техническим уровнем.

### 4.7.1 Сравнение характеристик используемых шин с аналогами

Проведем сравнительный анализ результатов исследований, полученных совместными исследованиями шин сверхнизкого давления «Федерального Исследовательского испытательного центра машиностроения» («ФИИЦ М») и Ассоциации «Арктиктранс» с данными, полученными НГТУ в результате НИР.

Исследованиями, проведенными в Результаты испытаний шин на несущую способность на стенде, полученные «ФИИЦ М» представлены в таблице 4.6

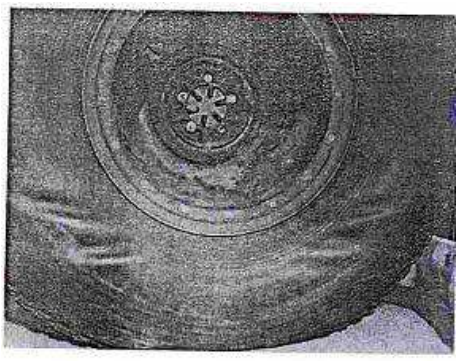
Таблица 4.6 – Несущая способность шин сверхнизкого давления, кг (данные «ФИИЦ М»)

| Тонкостенная шина, фирма | | 1300х600-21 «Трэкол» | 49х23,5-21 «Авторос» | 1300х700-24 52х25.5-24 |
|---|---|---|---|---|
| Внутреннее давление в шине, кПа (атм.) | 10 (0,1) | 150 Образование складок | Не заявляется | 340 |
| | 20 (0,2) | 310 | 350 | 560 |
| | 60 (0,6) | 600 | 600 | 945 |

Как следует из данных таблицы 4.6, нагрузочная способность шин при внутреннем давлении воздуха 10 кПа (0,1 атм.), что рекомендуется фирмой ТРЭКОЛ для преодоления участков трассы с малой несущей способностью, не позволяет эксплуатировать эти шины в нормальном режиме.

При экспериментальных исследованиях, проведенных в рамках данной НИР, также зафиксировано образования складок при использовании шин 1300х600-21 «Трэкол», которые подтвердили результаты раннее полученных данных ФИИЦ М и Арктиктранс (рисунок 4.24).

а) Образование складок при давлении р=0,15 атм. и нагрузке 350 кг., полученные НГТУ



б) Образование складок при давлении р=0,1 атм. и нагрузке 150 кг. (данные «ФИИЦ М»)

Рисунок 4.24 – Образования складок на шинах Трэкол

Образование складок и переход боковины на беговую дорожку ведет к интенсивному износу. Как следует из таблицы 2.1 при давлении 20 кПа (0,2 атм.) несущая способность увеличивается в 2 раза, но еще не достаточна для нормальной эксплуатации. Только при внутреннем давлении 60 кПа (0,6 атм.) несущая способность вышеуказанной шины и шины 49х23,5-21 «Авторос» достигает 600 кг, которые необходимы для эксплуатации 4-х 6-и и 8-и колесных снегоболотоходов этих фирм в нормальном режиме.

По этому показателю несущая способность шины 1300х700-24" «Арктиктранс» превышает показатели двух других шин в 1.6-1,8 раза (имеет максимальную несущую способность) что делает возможным ее использование при более низком внутреннем давлении в шине.

Таким образом, использование шин 1300х700-24" «Арктиктранс» позволяет увеличить грузоподъемность транспортного средства при одинаковой снаряженной массе машин и внутреннем давлении в шинах. Это обстоятельство явилось одной из причин почему на экспериментальном образце вездеходного транспортного средства было принято решение оставить данные шины.

В работе [4.27] справедливо отмечается, что низкое внутреннее давление является определяющим для снижения давления шины на грунт. Ранее предполагалось, что давление на грунт приблизительно равно давлению воздуха в шине. Однако было установлено, что это не соответствует действительному показателю (таблица 4.7).

Испытания, проводимые «ФИИЦ М», на определение давлений шин на почву соответствовали ГОСТ 26953 - 86, раздел 3. При этом, на подвижный стол стенда устанавливались борта, и в полученную емкость засыпался грунт, соответствующий по характеристики мягкому полю, подготовленному под посев. Грунт просеивался через сетку размером ячейки 1,5х1,5 мм, таким образом размер частиц грунта был от 0,06 до 1,5 мм и влажность его не превышала 3%. Это соответствовало утверждениям транспортников: «нога человека проваливается, а шина - едет». Твердость грунта составляла один удар по ударнику ДорНИИ. На глубину 21±1 см устанавливались протарированные мембранные датчики конструкции ФИИЦМ. Датчики устанавливались вдоль продольной оси шины в плоскости ее качения и поперек ее движения. Таким образом, снимались продольные и поперечные эпюры давления шин на почву при многократных проездах. Количество проездов устанавливались опытным путем до получения стабильных результатов, но не менее шести заездов в прямом и обратном направлениях.

Таблица 4.7 – Давление на мягкий грунт испытываемых колес в зависимости от нагрузки и внутреннего давления воздуха в шине, кПа (данные «ФИИЦ М»)

| Нагрузка на колесо, кг | Давление воздуха в шине, кПа | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
| Шина 1300х600-533 Трэкол | | | | | | |
| 200 | 10,7 | 14,1 | 16,6 | 18,6 | 20,3 | 21,8 |
| 400 | 14,6 | 18,8 | 21,7 | 24,1 | 26,2 | 28,0 |
| 600 | 16,7* | 21,7 | 25,3 | 28,1 | 30,6 | 32,8 |
| 800 | * | 24,4* | 28,9 | 32,7 | 35,9 | 38,8 |
| Шина 49х23,5-21’’ Авторос | | | | | | |
| 200 | 10,4 | 12,6 | 14,1 | 15,2 | 16,2 | 17 |
| 400 | 15,5 | 18,8 | 21,0 | 22,8 | 24,2 | 25,4 |
| 600 | 17,7* | 22,0 | 25,0 | 27,4 | 29,4 | 31,2 |
| 800 | * | 24,4* | 28,5 | 31,8 | 34,6 | 37,1 |
| Шина 1300-700-24’’Арктиктранс | | | | | | |
| 200 | 16,8 | 18,5 | 19,5 | 20,2 | 20,8 | 21,2 |
| 400 | 18,9 | 21,8 | 23,6 | 24,0 | 26,1 | 26,9 |
| 600 | 19,9 | 23,4 | 25,8 | 27,6 | 29,0 | 30,3 |
| 800 | 20,5 | 24,4 | 27,1 | 29,2 | 30,9 | 32,5 |
| 1000 | 20,8* | 25,1 | 28,0 | 30,4 | 32,3 | 33,0 |
| 1200 | 21,1* | 25,5* | 28,7 | 31,2 | 33,3 | 35,1 |
| * - не рекомендуемые опасные режимы работы шин | | | | | | |

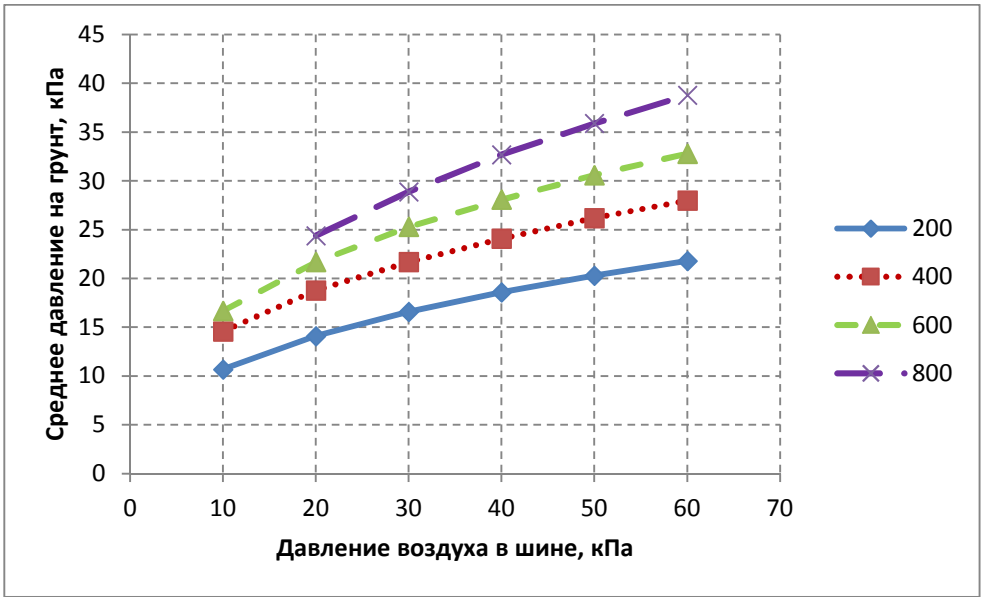



Рисунок 4.25 – Давления на мягкий грунт
шин 1300х600-533 Трэкол (данные «ФИИЦ М»)

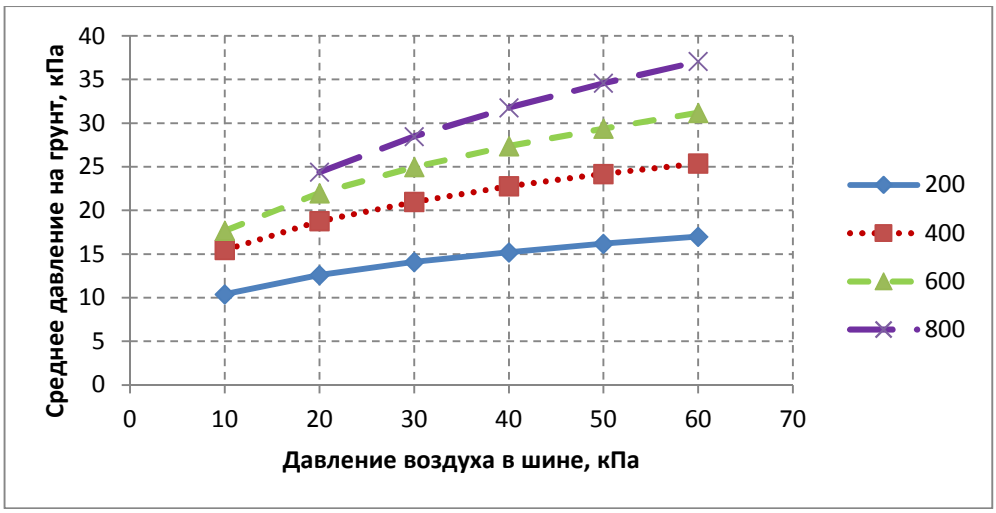



Рисунок 4.26 – Давления на мягкий грунт
шин 49х23,5-21’’ Авторос (данные «ФИИЦ М»)

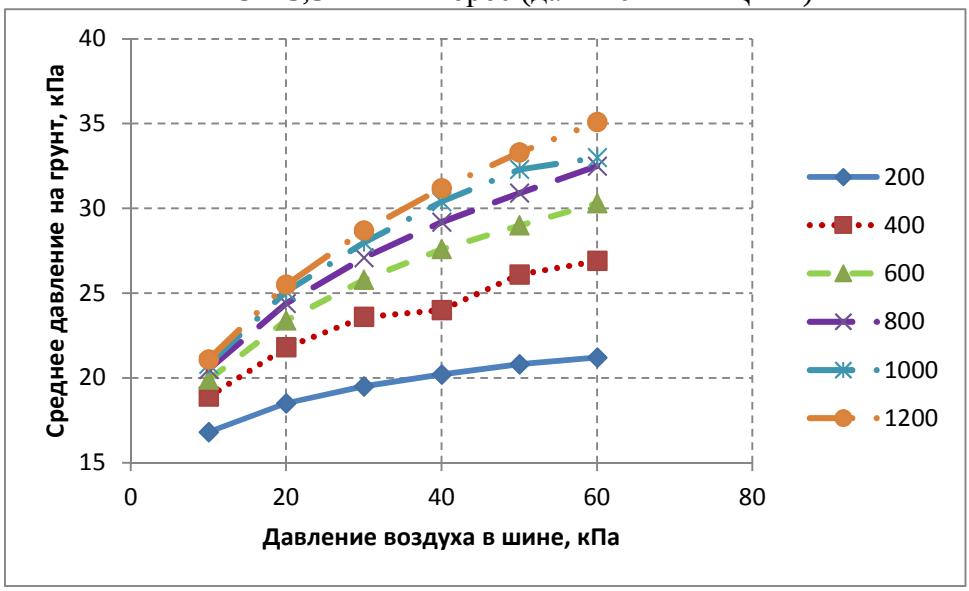



Рисунок 4.27 – Давления на мягкий грунт
шин 1300-700-24’’ Арктиктранс (данные «ФИИЦ М»)

Как следует из этих графиков (рисунок 4.25-4.27) при повышении нагрузки возникает положение, когда при недостаточном внутреннем давлении шина теряет несущую способность, происходит раздавливание шины (точнее потеря ее геометрии). По этому показателю шина 1300х600-21" Трэкол и шина 49х23.5-21"Авторос весьма близки, хотя у последней они несколько лучше. Шина 1300х700-24"Арктиктранс имеет значительно более высокую нагрузочную способность. Если у первых двух шин потеря несущей способности происходит при нагрузке 600 кг и внутреннем давлении в шине 15 кПа, то у последней шины это происходит при нагрузке 1000 кг и таком же внутреннем давлении. А при давлении 60 кПа шина выдерживает нагрузку 1200 кг, что в 1,5 раза больше чем заявлено по ТУ.

Следует отметить, что при давлении воздуха в шине 10 кПа давление на почву составляет 15-20 кПа, а при давлении воздуха 60 кПа давление на почву колеблется от 17 до 39 кПа для всех исследованных шин.

При проведении НГТУ экспериментальных исследований по взаимодействию шин сверхнизкого давления с опорной поверхностью с низкой несущей способностью были получены функции распределения нормальных давлений по длине и ширине контакта (рисунок 4.28).

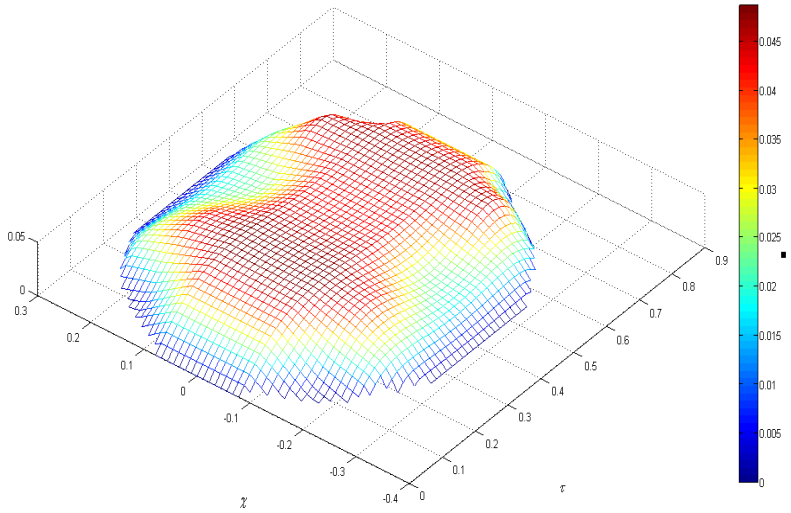


Рисунок 4.28 – Распределение нормальных давлений (экспериментальные данные) в контакте шины 1300х600-533 сверхнизкого давления с уплотненной грунтовой поверхностью (Fz =600 кгс; p0 =0,03 МПа; V=0,5 км/ч)

При этом максимальное давление на опорную поверхность составило $q$=0,045 МПа, а среднее давление $q_{ср}$=0,0225 МПа = 22,5 кПа.

Сравнивая полученные значения средних давлений, полученных «ФИИЦ М» и НГТУ для шин 1300х600-533 Трэкол получаем расхождения данных не более 10%, что свидетельствует о высокой степени совпадении данных.

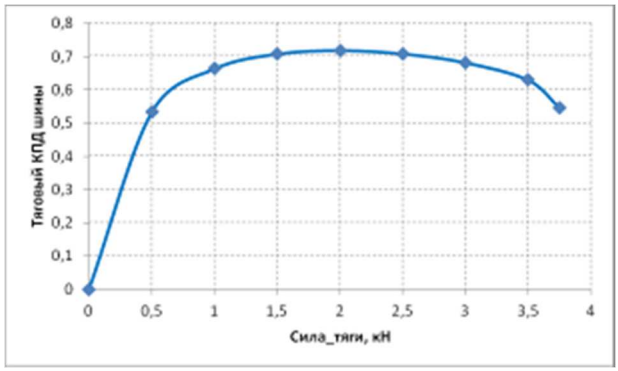
Согласно результатам исследований, проведенных в ОАО «ФИИЦ М» по тонкостенным шинам 1300 мм фирм Трэкол (1300х600-21), Авторос (49х23,5-21) и Арктиктранс (1300х700-24) на мягком грунте определены показатели, представленные в таблице 4.8

Таблица 4.8 – Эксплуатационные показатели шин сверхнизкого давления (данные «ФИИЦ М»)

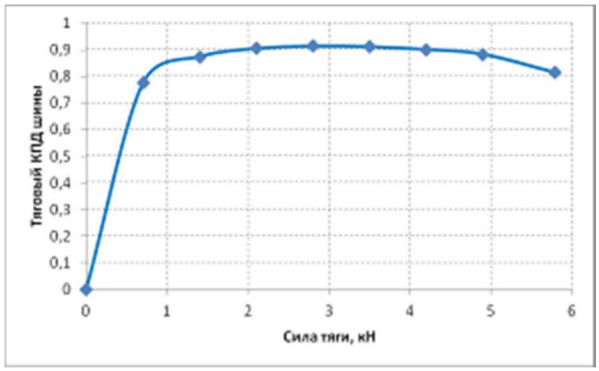
| Параметр | Значение | | |
|---|---|---|---|
| Модель шины | 1300х600-21 | 49х23,5-21 | 1300х700-24 |
| Максимальная сила тяги, кН | 3,79 | 3,88 | 5,786 |
| Коэффициент сцепления | 0,64 | 0,65 | 0,723 |
| Тяговый коэффициент полезного действия | 0,72 | 0,77 | 0,914 |
| Предельное буксование. % | 38,0 | 22,0 | 18,8 |

Из таблицы 4.8 следует, что максимальная сила тяги шины 1300х700-24 Арктиктранс в 1,5 раза, а максимальный коэффициент сцепления в 1,11 раза выше, чем шин Автороса и Трэкола. Тяговый КПД шины 1300х700-24 на 18-19% выше при более низком значении буксования. Несущая способность шины 1300х700-24 превышает показатели 2-х других шин в 1,33 раза.

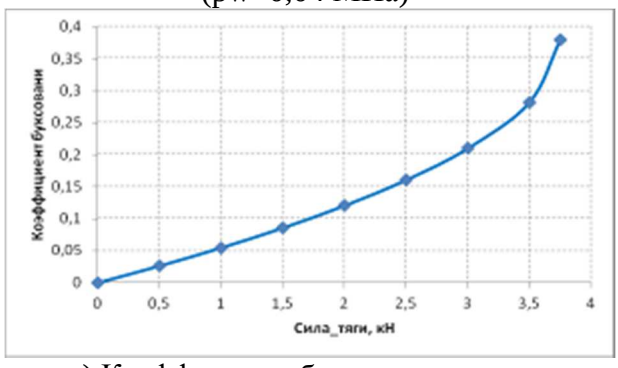
На рисунках 4.29 представлены тяговые характеристики шин сверхнизкого давления фирм Трэкол (1300х600-21) и Арктиктранс (1300х700-24), полученные НГТУ на основе теоретических и экспериментальных исследований.



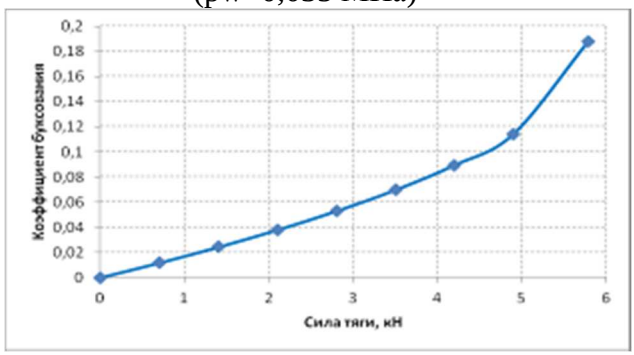

а) Тяговый КПД шины1300х600-21 (pw=0,04 МПа)




б) Тяговый КПД шины 1300х700-24 (pw=0,035 МПа)




в) Коэффициент буксования шины 1300х600-21 (pw=0,04 МПа)




г) Коэффициент буксования шины 1300х700-24 (pw=0,035 МПа)

Рисунок 4.29 – Тяговые характеристики шин сверхнизкого давления, полученные НГТУ для опорной поверхности с низкой несущей способностью при номинальной нагрузке

Сравнивая данные таблицы 4.8 и рисунка 4.29 отмечаем, что расхождение по максимальным значениям силы тяги, максимальному значению тяговому коэффициенту полезного действия, предельному коэффициенту буксования не превышает 5%.

Таким образом, на основе представленных данных можно сделать вывод о высокой степени совпадения результатов теоретических и экспериментальных исследований (разница не более 10%) по основным характеристикам шин и параметрам их взаимодействия с опорной поверхностью, полученных в НГТУ, с официальными данными, размещенными на сайте «Арктиктранс», полученных совместно с ОАО «ФИИЦ М»[4.27-4.28].

Кроме того, сравнивая шины сверхнизкого давления фирм Трэкол (1300х600-21), Авторос (49х23,5-21) и Арктиктранс (1300х700-24), которые могут быть установлены на экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения, по большинству оценочных показателей наилучшие значения имеют шины Арктиктранс (1300х700-24), которые рекомендуется в дальнейшем использовать на последующих опытных образцах вездеходного транспортного средства северного исполнения для эксплуатации на опорных поверхностях с низкой несущей способностью.

### 4.7.2 Сравнение ВТС с другими существующими аналогами.

Расход топлива одной из лучших в мире гусеничных машин ГАЗ-3409 «Бобр» (той же грузоподъемности и назначения, что и экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения) при движении вне дорог составляет в среднем $Qs$=100 л/100км, а экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления имеет $Qs$=21 л/100км. Учитывая затраты на техническое обслуживание и ремонт машины в год, для ГАЗ-3409 «Бобр» в среднем имеем $S_1$=380 000 руб., а на экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления - $S_2$=58800 руб. Суммируя затраты на топливо, техническое обслуживание и первоначальную стоимость транспортного средства можно определить стоимость владения машинами на определенном пробеге.

В результате, получаем экономию потребителя в стоимости владения экспериментальным образцом вездеходного транспортного средства на шинах сверхнизкого давления при пробеге в 10 000 км. по сравнению с ГАЗ-3409 «Бобр» в 1,083 млн. руб. или в 1,51 раза.

Снижение затрат на перемещения грузов и пассажиров за счет повышения энергоэффективности транспортного средства должно быть не менее 5%.

Затраты на перемещение груза и пассажиров для сравнительной оценки энергоэффективности колесных и гусеничных машин могут быть оценены следующим комплексным показателем энергоэффективности и проходимости [4.29]:

$$E = \frac{m_z V^2}{Q_s}, \qquad (4.1)$$

где $m_z$ – грузоподъемность транспортного средства, т;

$V$ – скорость движения, м/с;

$Qs$ – расход топлива, л/100км.

Для выполнения данного технико-экономического требования были проведены следующие мероприятия:

- выбраны шины сверхнизкого давления фирмы Арктиктранс 1300х700-24, имеющие грузоподъемность не менее 800 кг;

- выбраны оптимальные передаточные числа трансмиссии, обеспечивающие оптимальное сочетание показателей двигателя, трансмиссии и движителя.

- предложен оригинальный дизайн кузова, позволяющий уменьшить аэродинамическое сопротивление при движении транспортного средства.

- разработана и изготовлена коробка передач с интегрированной раздаточной коробкой и приводом водомета.

-на экспериментальный образец транспортного средства установлен водомет (водяной движитель), имеющий гидрообъемный привод от коробки передач с интегрированной раздаточной коробкой.

В результате, сравнивая по данному критерию экспериментальный образец специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления с гусеничной машиной ГАЗ-3409 «Бобр» и колесным вездеходом ТРЭКОЛ-39292, являющихся лучшими мировыми аналогами, получаем, что по сравнению с ТРЭКОЛ-39292 производительность, а следовательно и энергоэффективность, возросла в 1,17 раза, а по сравнению с ГАЗ-3409 «Бобр» в 5,41 раза.

Увеличение производительности на плаву экспериментального образца специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления по сравнению с ГАЗ-3409 «БОБР» и ТРЭКОЛ-39292 более чем в 11 раз, что достигается использованием водяного движителя (водомета), имеющего гидрообъемный привод от шестиступенчатой коробки передач с интегрированной раздаточной коробкой.

Стоимость базовой версии транспортного средства должна быть на уровне Трэкол-39291 и Викинг 2992.

Следует отметить, что наличие высокой степени унификации экспериментального образца транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления с вездеходом (прототипом) Викинг-2992 во многом способствовало установлению близких цен.

Разрабатываемый экспериментальный образец вездеходного транспортного средства на шинах сверхнизкого давления не имеет зарубежных аналогов и должен быть конкурентоспособен по сравнению с существующие отечественные аналогам: транспортными средствами «Марш-Бронто», Трэкол-3929, Трэкол-39291, Лопасня (4х4), Лопасня (6х6), Викинг 2992 и превосходить их по показателям:

1 грузоподъемность – не менее 15%

В таблице 4.9 представлено сравнение вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления по грузоподъемности.

Таблица 4.9 – Сравнение аналогов по грузоподъемности

| Модель | Экспериментальный образец вездеходного ТС на шинах сверхнизкого давления | Марш-Бронто [4.30] | Трэкол-39291 [4.31] | Лопасня (4х4) [4.31] | Лопасня (6х6) [4.32] | Викинг 2992 [4.33] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Грузоподъемность, кг | 800 | 400 | 600 | 450 | 500 | 600 |

Как следует из таблицы, экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления из представленных аналогов имеет максимальную грузоподъемность 800 кг., превосходя ближайшие Трэкол-39291 и Викинг 2992 на 33%.

Это стало возможным благодаря использованию шин сверхнизкого давления Арктиктранс 1300х700-24.

2 скорость движения на воде – не менее 5%

Скорость движения на воде аналогов экспериментального образца специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления представлена в таблице 3.2

Как было отмечено ранее, увеличение производительности на плаву экспериментального образца специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления по сравнению с ГАЗ-3409 «БОБР» и ТРЭКОЛ-39292 более чем в 11 раз, что достигается использованием водяного движителя (водомета), имеющего гидрообъемный привод от шестиступенчатой коробки передач с интегрированной раздаточной коробкой.

3 по уровню дорожного просвета – не менее чем у Викинг 2992 и более чем на 15% у остальных указанных транспортных средств;

По уровню дорожного просвета (таблица 4.9) экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления соответствует Викинг 2992 и Лопасня, превосходя остальных более чем на 15%.

Данный показатель достигнут использованием независимой подвески на двух поперечных рычагах, а также использованием шин сверхнизкого давления 1300х700-24’’.

Таблица 4.9 – Дорожный просвет аналогов по величине дорожного просвета

| Модель | Экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления | Марш-Бронто | Трэкол-39291 | Лопасня (4х4) | Лопасня (6х6) | Викинг 2992 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Дорожный просвет, кг | 540 | 430 | 470 | 540 | 540 | 540 |

4 проходимости и энергоэффективности при движении по слабонесущим опорным поверхностям – не менее чем на 5%;

В соответствии с выражением 4.1 произведем оценку проходимости и энергоэффективности аналогов (таблица 4.10).

Таблица 4.10 – Оценка проходимости и энергоэффективности аналогов

| Модель | Экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления | Марш-Бронто | Трэкол-39291 | Лопасня (4х4) | Лопасня (6х6) | Викинг 2992 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Скорость движения, км/ч | 60 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 |
| Грузоподъемность, кг | 800 | 400 | 600 | 450 | 500 | 600 |
| Расход топлива вне дорог при скорости 50 км/ч, л/100км | 21 | 18,8 | 25 | 16,5 | 20,4 | 25 |
| Показатель, Е | 10,582 | 8,04 | 9,07 | 10,06 | 9,27 | 9,07 |
| Сравнительный показатель энергоэффективности по сравнению с экспериментальным образцом | 1 | 0,76 | 0,86 | 0,95 | 0,88 | 0,86 |

Из таблицы 4.10 следует, что экспериментальный образец вездеходного транспортного средства на шинах сверхнизкого давления по комплексной оценки энергоэффективности и проходимости значительно превосходит рассмотренные аналоги, причем ближайший из них Лопасня (4х4) на 5%.

Таким образом, мероприятия по достижению технико-экономических показателей выполнены полностью.

### 4.8 Проведение технико-экономической оценки рыночного потенциала для специального транспортного средства на шинах сверхнизкого давления.

#### 4.8.1 Разработка стратегии маркетинга

Разработка стратегии маркетинга для внутреннего рынка строится на следующих предпосылках:

- эксклюзивность продукта (в отличие от существующих вездеходов, которые собраны из серийно выпускающихся узлов и агрегатов дорожных автомобилей, впервые использован подход к проектированию узлов и агрегатов как специальным вездеходным транспортным средствам, подверженным высоким пиковым нагрузкам в экстремальных условиях эксплуатации);

- наличие большого круга потенциальных потребителей, нуждающихся в организации всесезонных транспортных перевозок для более интенсивного освоения промышленных регионов Севера и Северо-Востока России и других районов с недостаточно развитой транспортной сетью, сложными природно-климатическими условиями и чрезвычайной экологической уязвимости регионов.

#### 4.8.2 Внутренний и внешний рынок продукции.

Проведем анализ внутреннего и внешнего рынка продукции.

В настоящее время рынок вездеходной техники во всем мире развит достаточно слабо и может быть охарактеризован следующим образом:

- основной объем производства вездеходов приходится на Российскую Федерацию, Республику Беларусь, Украину, Канаду и США;

- на рынке отсутствуют крупные игроки – производители серийной вездеходной техники; вместо этого существует ряд мелких и средних предприятий осуществляющих ограниченный выпуск вездеходных транспортных средств, а также индивидуальные разработчики «кулибины» осуществляющие штучное производство «кустарным» способом;

- почти полностью отсутствуют (незначительная доля) специализированные производители узлов и агрегатов специальных трансмиссий к подобным транспортным средствам. Представленные вездеходные транспортные средства производятся из имеющихся узлов и агрегатов легковых и грузовых транспортных средств, что сказывается на конечной стоимости и технических характеристиках готовой продукции;

- отсутствуют специализированные сети сервисных центров для обслуживания и ремонта вездеходов, что снижает возможности дистрибуции.

Одновременно, в России существуют серьезные научно-исследовательские разработки в области вездеходостроения. Данной проблематикой на протяжении более 60 лет активно

занимаются МГТУ им. Н.Э. Баумана, НГТУ им. Р.Е. Алексеева. Организаторами существующих предприятий по производству вездеходной техники в большинстве случаев являются выпускники данных учебных заведений.

Основными потребителями вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления будут являться субъекты следующих сегментов мировой экономики, напрямую зависящие от состояния дорожной инфраструктуры:

- добыча нефти и газа;
- геологоразведка;
- горнодобывающая промышленность;
- системы энерго-, водоснабжения
- лесная промышленность;
- природоохранные организации;
- сельское хозяйство;
- охота, рыбалка, туризм;
- правоохранительные органы, скорая медицинская помощь и МЧС.

Актуальный перечень потенциальных корпоративных потребителей в РФ и их заявленные потребности на транспортные средства на шинах сверхнизкого давления представлены на рисунках 4.30, 4.31:

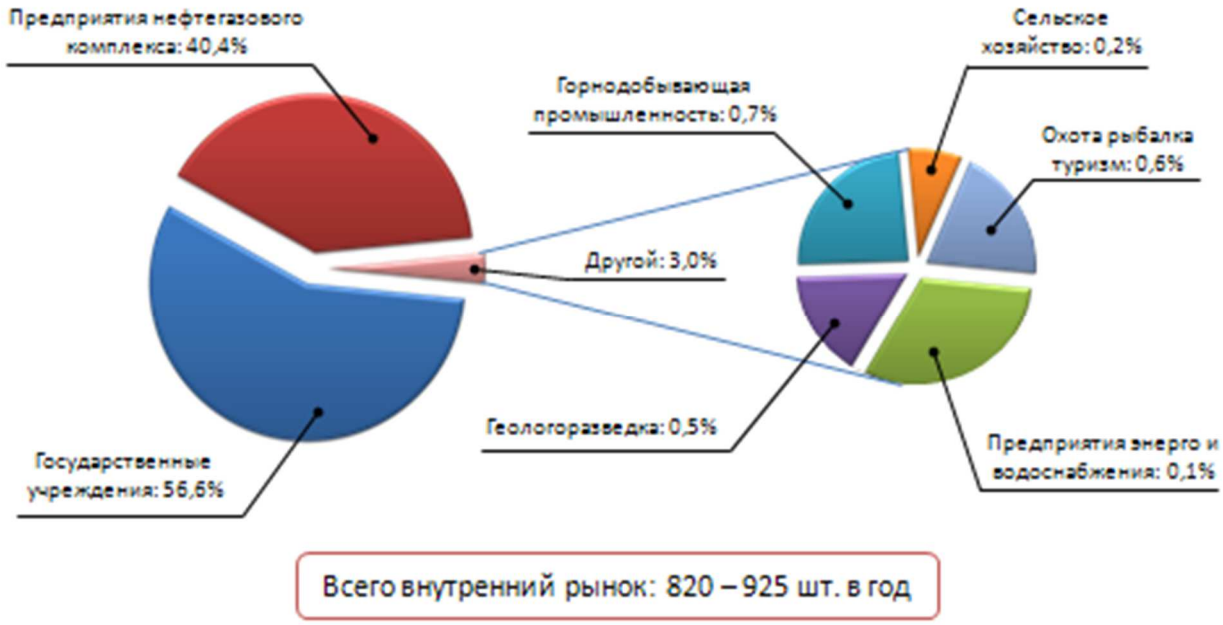



Рисунок 4.30 – Потенциальные потребители вездеходов на шинах сверхнизкого давления

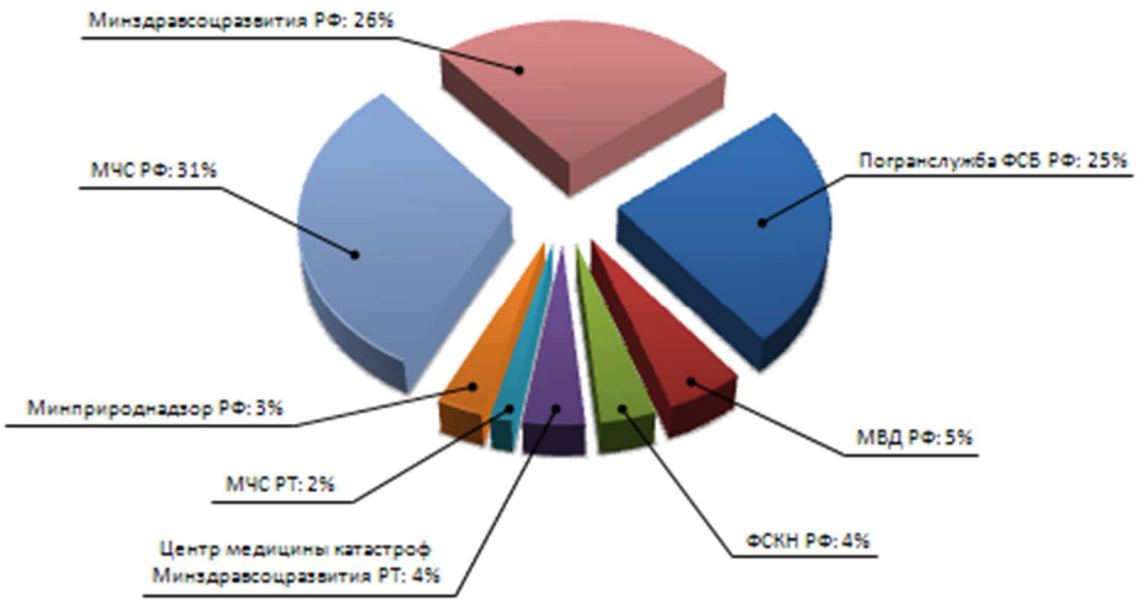



Рисунок 4.31 – Потенциальные потребители транспортных средств на шинах сверхнизкого давления из числа государственных организаций

Внешние рынки продукции развиваются с освоением Арктических территорий и потребностью в спасательных средствах, сочетающих свойства вездеходных транспортных средств и амфибий.

Общая территория суши Арктической зоны занимает около 15 млн. км$^2$, на которой проживает около 4 млн. человек. В Арктическую зону входят территории 8 стран: России, США (Аляска), Канады, Исландии, Дании (Гренландия и Фарерские острова), Норвегии, Швеции и Финляндии. Приблизительно треть Арктической зоны приходится на огромную часть территории России (4,4 млн. км$^2$), где проживает около 2 млн. человек. Освоение Арктической зоны с ее суровыми природными и климатическими условиями, добыча нефти, газа и других полезных ископаемых сопряжены с нанесением ущерба окружающей среде. Дальнейшее освоение этих территорий требует новых подходов и новых технологий для решения транспортно-технологических задач при перемещении грузов и людей в условиях, когда полотном пути является заснеженное бездорожье. При этом движение транспортно-технологических машин не только затруднено, но в ряде случае исключается совсем. Поэтому использование специальных машин высокой проходимости, чаще всего, является единственной эффективной и экономически целесообразной возможностью осуществления транспортно-технологических операций.

Ежегодно во всем мире в результате природных явлений, таких как сильные снегопады, таяние льда, сход снежных лавин, сход селевых потоков, наводнений, паводков, пожаров т.д. в заложниках у стихии оказываются люди. Указанные природные катаклизмы

происходят все чаще. Так, по данным Колумбийского университета (Columbia University) количество стихийных бедствий в период с 1998 по 2007 г.г. возросло на 42%. В период с начала 2001 года до конца 2010 года на планете было зафиксировано 7653 природных катаклизма, количество погибших в которых составило около 1,5 миллионов человек и пострадало около 2,7 млрд. человек, т.е. более трети населения планеты. До 25% всех природных катастроф пришлось на наводнения. Наводнения повлекли за собой смерть 55049 человек (4,5% от общего числа погибших). По информации Центра исследования природных катастроф (CRED) только за 2010 г. произошло порядка 430 стихийных бедствий, при этом общее количество пострадавших составило 300 млн.чел.; в результате погибло более 330 тыс.чел; ущерб имуществу оценивается в 120 млрд.долл. США. Наиболее трагичными событиями 2011 года, вызванными природными стихиями, являются наводнения в Тайланде, Италии, Южной Америке, США. В таких условиях использование вездеходов–амфибий представляется незаменимым решением.

Указанные внешние рынки продукции находятся в стадии формирования, поэтому выход на них связан с созданием системы продвижения товара, основанной на поиске стратегических партнеров и популяризации бренда.

Таким образом, в настоящее время существуют, и будут существовать в последующие многие десятилетия, техническая, экономическая и социальная потребность в создании и использовании инновационных энергоэффективных экологичных вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

### 4.8.3 Ёмкость рынков, насыщенность, потенциал роста

По расчетам МГТУ им. Н.Э. Баумана, общая потребность только северных регионов России для гражданских целей на ближайшие 10 лет составит не менее 20 тысяч единиц колесных вездеходных транспортных средств, сегментация спроса в соотношении по грузоподъемности следующая: 400-600 кг. – 20%; 800-1200 кг. – 20%; 1500-3000 кг. – 60%.

В период с 2000 по 2010 г.г. компанией ООО «АТОН-ИМПУЛЬС» было проведено комплексное обследование потенциальных потребителей на предмет потребности в транспортных средствах с заданными характеристиками. Компанией был произведен опытный образец «ВИКИНГ-2992» . В ходе обследования были подписаны протоколы о намерениях, получены письма поддержки с указанием потребности в подобных транспортных средствах. Общий подтвержденный спрос составил 926 ед. в год. Основной интерес транспортное средство вызвало у предприятий нефте-газового сектора экономики (50,1%), рисунок 4.32

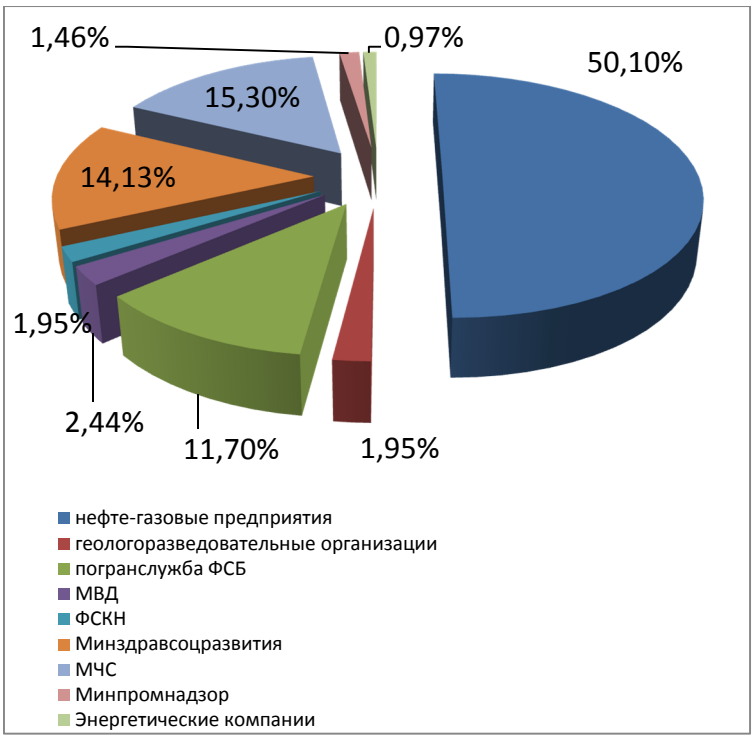



Рисунок 4.32 – Потенциальные потребители транспортных средств специального назначения северного исполнения на шинах сверхнизкого давления

Следует отметить, что вездеход-амфибия, являющиеся транспортным средством специального назначения северного исполнения на шинах сверхнизкого давления, также интересен для индивидуальных потребителей в силу своих исключительных свойств. Согласно данным «Polk Sorvey», до 25% владельцев внедорожников и пикапов во всем мире используют свои автомобили для транспортировки катеров и лодок. Они могут рассматриваться как перспективные пользователи вездеходов-амфибий. Кроме того, доля автомобилей класса SUV (внедорожники и кроссоверы) на Российском рынке по итогам января 2010 года составила 27,8% от общего объема реализации машин. Эксперты отмечают, что сегмент SUV в России стал «более популярным», чем сегмент «B» класса. Аналитики констатируют, что топ-100 наиболее продаваемых автомобилей на российском рынке по итогам 2009 г. вошли 39 моделей внедорожников и кроссоверов. Это самый высокий показатель за последние несколько лет. Следует отметить, что в 2011 г. структура и тенденция роста продаж автомобилей сохраняется. Так с января по июнь 2011 г. в России продано порядка 1160 тыс. автомобилей, что на 57% превышает значение 2010 г. Объем рынка легковых автомобилей за первое полугодие 2011 г. оценивается в 27,2 млрд. долл. США; рынок SUV (внедорожники и кроссоверы) составляет порядка 5,9 млрд. долларов. Можно спрогнозировать, что 1% потребителей SUV предпочтет вездеход-амфибию, объем потребления при этом в России составит порядка 2000 вездеходов в год.

Таким образом, можно говорить, о том что емкость Российского рынка вездеходов грузоподъемностью до 3000 кг. составляет не менее 2000 единиц в год. В настоящее время рынок занят не более чем на 35 – 40%, что создает хорошие возможности для выхода новым инновационным предприятиям, способным удовлетворить существующую потребность в ВТС.

Потребность в вездеходах-амфибиях существует и за рубежом. По мнению основателя и председателя Совета директоров компании «Гиббс Техноложис» (Gibbs Technologies) Алана Гиббс, к 2020 г. 5% всех выпускаемых автомобилей в мире будут амфибиями. Данное утверждение небеспочвенно. Порядка 38% населения земного шара (2 млрд. чел) проживает на узкой прибрежной полосе вдоль океанов и морей. Из 20 мегаполисов мира 15 расположены на морских побережьях. Рост объема продаж транспортных средств опережает темпы развития дорожных сетей в большинстве мегаполисов. Все это приводит к возникновению автомобильных пробок. В результате происходит задержка людей, задержка доставки грузов. Одновременно с этим водные пути в большинстве случаев свободны. Использование транспортных средств повышенной проходимости, обладающих амфибийными свойствами, а также способными осуществлять спуск на воду на территории с неприспособленной для этих целей береговой линией позволило бы решить эту проблему. Кроме того, подобная техника остро необходима при проведении спасательных операций. Трагические события последних лет связанные с наводнениями, в том числе России, например, в 2012 г. в г. Крымске, демонстрируют слабую техническую вооруженность спасательных отрядов вездеходной техникой, способной экстренно реагировать в любых условиях.

Таким образом, в качестве заключения можно отметить, что начало серийного производства целесообразно с вездеходов грузоподъемностью от 600 до 1000 кг, в которое попадает экспериментальное специализированное транспортное средство северного исполнения на шинах сверхнизкого давления.

Это объясняется следующим:

- охватом широкого сегмента рынка. Транспортные средства данной грузоподъемности могут быть использованы как индивидуальными клиентами (охота, рыбалка), так и корпоративными клиентами (транспортировка людей и грузов при проведении разведывательных, спасательных и др. работ в тяжелых природно-климатических условиях).

- транспортные средства данной грузоподъемности относятся к категории $M_1$ (пассажировместимость до 8 чел.), которые обеспечивают наиболее комфортные условия труда и жизни людей.

- оптимальное сочетание простоты конструкции (колесная формула 4х4), массово-габаритных характеристик и показателей эксплуатационных свойств: опорной и профильной проходимости, тягово-скоростных, топливной экономичности, управляемости, устойчивости, маневренности.

- в НГТУ им. Р.Е. Алексеева накоплен большой опыт в исследованиях и проектировании вездеходов подобного класса.

- выпуск специальных вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления отвечает потребностям развивающегося рынка вездеходной техники.

**4.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе.**

В результате выполнения НИР были получены значимые результаты мирового уровня позволяющие предоставить организация реального сектора экономики новые и эффективные методы и средства для проведения исследований и создания транспортных средств следующих поколений, использующих энергоэффективные, экологически безопасные технологии, способствующие снижению экологической нагрузки на природу.

Теоретические разработки, методики расчетов, результаты экспериментальных исследований, технические предложения, практические рекомендации повышения проходимости и энергоэффективности колесных машин внедрены в ООО «КОМ» и ООО «КОМ-Проект», организующим создание серийного производства вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

Для этих организаций были разработаны следующие рекомендации:

- На основе оценки функционирования наиболее распространенных типов движителей (колесного, гусеничного, роторно-винтового), используемых на машинах высокой проходимости, установлено, что для работы в условиях бездорожья и на слабонесущих грунтах наиболее целесообразным является применение транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления.

- На транспортном средстве северного исполнения с шинами сверхнизкого давления целесообразно использование кинематической схемы с центральным расположением силовой установки, двухвальной коробки передач с интегрированной раздаточной коробкой, распределяющей крутящий момент между передними и задними ведущими мостами, и обеспечивающей оптимальные углы установки карданной передачи.

- Использование в качестве силовой установки дизельного двигателя Cummins ISF 2,8 л, 120 л.с., позволяющего существенно увеличить тяговые возможности транспортного средства, показатели проходимости и энергоэффективности.

- Для реализации высоких показателей тягово-скоростных свойств, проходимости и энергоэффективности необходимо осуществить оптимальное согласование показателей двигателя, трансмиссии и движителя. Для экспериментального образца специального транспортного средства рекомендуется использовать передаточные числа коробки передач: $U_{k1}$ = 4,0, $U_{k2}$ = 2,0, $U_{k3}$ = 1,455, $U_{k4}$ = 1,067, $U_{k5}$ = 0,794, $U_{k6}$ = 0,564; раздаточной коробки , $U_p$=1,9; главной передачи $U_0$=2,77, колесного редуктора $U_к$=4,15.

- Проведенные теоретические и экспериментальные исследования характеристик шин сверхнизкого давления фирмы «Арктиктранс» 1300x700-24, которые могут быть установлены на экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения.

- Для поддержания высокой степени подвижности необходимо, чтобы транспортное средство специального назначения на шинах сверхнизкого давления было оборудовано системой централизованной подкачки воздуха, позволяющей требуемым образом распределять давления по колесам и иметь оптимальное распределение давлений в пятне контакта шин с опорной поверхностью в конкретных дорожных условиях. Система подкачки воздуха в шины должна обеспечить внутреннее давление воздуха в шинах на твердых опорных поверхностях – 0,05-0,07 МПа, на грунтовых дорогах – 0,04-0,05 МПа, на песке – 0,03-0,04 МПа, на снежной целине – 0,01-0,03 МПа и на заболоченных участках – 0,006-0,01 МПа.

- Для оценки показателей тягово-скоростных свойств, проходимости и энергоэффективности при проектировании новых вездеходных транспортных средств или модернизации выпускающихся целесообразно использовать методику повышения показателей энергоэффективности, использующая новый критерий энергоэффективности, полученный на основе детального анализа процессов взаимодействия движителя с опорной поверхностью и пространственную математическую модель движения транспортного средства, позволяющую производить расчетный анализ и прогнозирование механики процессов взаимодействия шин сверхнизкого давления при различных параметрах опорного основания под каждым колесом, учитывая изменения физико-механических свойств материала полотна пути после прохода по нему колеса, а также влияния различных кинематических схем трансмиссии и параметров используемых дифференциалов на динамику движения машин по бездорожью.

- При проведении экспериментальных исследований эксплуатационных свойств вездеходного транспортного средства на шинах сверхнизкого давления при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью рекомендуется использовать

методику, разработанную специалистами НГТУ, оценки тяговой динамики, топливной экономичности, проходимости и энергоэффективности.

- Для реализации маркетингового плана необходимо проведение совместных полевых испытаний с корпоративными заказчиками, с целью определения объема доводочных работ и заключение договоров на поставку; участие в специализированных выставках и трофи-рейдах; предоставление под соответствующий договор корпоративным заказчикам вездеходов для испытаний с последующей продажей; участие в тендерах на поставку специальной техники по линии государственных закупок; формирование дилерской сети на внутреннем рынке; поиск стратегического западного партнера и формирование дилерской сети за рубежом; создание клиентоориентированная системы стимулирования сбыта готовой продукции; формирование собственного бренда (зарегистрирована торговая марка «РУСАК»); создание и продвижение сайта продукции с форумом для заинтересованных лиц.

- Результаты исследований используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре: «Автомобили и тракторы» НГТУ, в курсах лекций «Испытания автомобилей», «САПР в автомобилестроении», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

**4.10 Обобщение и оценка результатов исследований**

1) Транспортные средства на шинах сверхнизкого давления нашли широкое применение в районах с холодным климатом. Они успешно работают на глубокой снежной целине, заболоченной местности и оттаявшей тундре, объединяя чрезвычайно высокую проходимость с хорошими экологическими и экономическими качествами

2) Выполнен эскизный проект экспериментального вездеходного транспортного средства на шинах сверхнизкого давления. Транспортное средство является новым поколением снегоболотоходов, сочетает свойства вездехода, амфибии и автомобиля, допущенного к эксплуатации на дорогах общего пользования, имеет дизельный двигатель и перспективную трансмиссию, ярко выраженный дизайн, экологически безопасные технологии, способствующее обеспечению экспортного потенциала и замещению импорта, снижению экологической нагрузки на природу, что необходимо для решения комплекса технико-экономических проблем по приоритетным направлениям «Энергетика и энергосбережение» и «Рациональное природопользование».

3) Создание экспериментального вездеходного транспортного средство на шинах сверхнизкого давления направлено на обеспечение безопасности экипажа, пассажиров и

груза в условиях полного бездорожья и на плаву в любых природных и погодных условиях, создание комфортных условий для жизни и работы в сложных природно-климатических условиях, обеспечение независимости исполнения функций государственных структур от наличия дорог, природно-климатических и погодных условий, организация всесезонных транспортных перевозок для более интенсивного освоения промышленных регионов Севера и Северо-Востока России и других районов с недостаточно развитой транспортной сетью, сложными природно-климатическими условиями и чрезвычайной экологической уязвимости регионов.

4) Существующие модели колесных, гусеничных и роторно-винтовых машин не отвечают поставленным функциональным требованиям, требованиям эффективности, надежности и экологичности движителей машин при эксплуатации в северных регионах страны, имеющих слабонесущие опорные поверхности. Таким образом, в настоящее время существует, и будет существовать в последующие многие десятилетия, техническая, экономическая и социальная потребность в создании и использовании транспортных средств на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления, удовлетворяющих поставленным требованиям.

5) Представлены общие характеристики экспериментального образца вездеходного транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления, на основе которых определились показатели тягово-скоростных свойств разрабатываемого транспортного средства, свидетельствующие о хорошей согласованности параметров двигателя и трансмиссии, и выявившие проблему создания новых шин для транспортного средства.

6) На транспортном средстве северного исполнения с шинами сверхнизкого давления целесообразно использование кинематической схемы с центральным расположением силовой установки, двухвальной коробки передач с интегрированной раздаточной коробкой, распределяющей крутящий момент между передними и задними ведущими мостами, и обеспечивающей оптимальные углы установки карданной передачи.

7) Основное отличительное концептуальное положение создания перспективной трансмиссии полноприводного транспортного средства заключалось в следующих требованиях:

- весь необходимый диапазон трансмиссии должен обеспечиваться только за счет коробки передач;

- раздаточная коробка должна выполнять только функции «раздачи» крутящего момента по колесам, не имея функции демультипликатора, что значительно уменьшает трудоемкость изделия, существенно упрощает управление транспортным средством, снижает

массу раздаточной коробки до 40% и одновременно уменьшает внутренние потери в ней, приводящие к улучшению экономичности транспортного средства.

Принятые конструкторские решения исключают необходимость в 3-х приводах управления, что значительно уменьшает трудоемкость изделия, и что не менее важно, существенно упрощает управление транспортным средством.

8) В ходе испытаний ВТС оценивалось влияние параметров контактного взаимодействия колесных движителей со снежным полотном пути на тягово-динамические характеристики движения транспортного средства.

В качестве параметров для оценки эффективности движения транспортного средства были выбраны следующие показатели:

- наибольшая сила тяги на крюке автомобиля;

- сила сопротивления движению (качению) транспортного средства.

9) По уровню дорожного просвета экспериментальный образец специального транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления соответствует Викинг 2992 и Лопасня, превосходя остальных более чем на 15%.

10) Экспериментальный образец вездеходного транспортного средства на шинах сверхнизкого давления по комплексной оценки энергоэффективности и проходимости значительно превосходит рассмотренные аналоги, причем ближайший из них Лопасня (4х4) на 5%.

11) Экономия потребителя в стоимости владения экспериментальным образцом вездеходного транспортного средства на шинах сверхнизкого давления при пробеге в 10 000 км. по сравнению с ГАЗ-3409 «Бобр» в 1,083 млн. руб. или в 1,51 раза.

12) В настоящее время рынок вездеходной техники во всем мире развит достаточно слабо и может быть охарактеризован следующим образом:

- основной объем производства вездеходов приходится на Российскую Федерацию, Республику Беларусь, Украину, Канаду и США;

- на рынке отсутствуют крупные игроки – производители серийной вездеходной техники; вместо этого существует ряд мелких и средних предприятий осуществляющих ограниченный выпуск вездеходных транспортных средств, а также индивидуальные разработчики «кулибины» осуществляющие штучное производство «кустарным» способом;

- почти полностью отсутствуют (незначительная доля) специализированные производители узлов и агрегатов специальных трансмиссий к подобным транспортным средствам. Представленные вездеходные транспортные средства производятся из имеющихся узлов и агрегатов легковых и грузовых транспортных средств, что сказывается на конечной стоимости и технических характеристиках готовой продукции;

- отсутствуют специализированные сети сервисных центров для обслуживания и ремонта вездеходов, что снижает возможности дистрибуции.

13) Основными потребителями вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления будут являться субъекты следующих сегментов мировой экономики, напрямую зависящие от состояния дорожной инфраструктуры: добыча нефти и газа; геологоразведка; горнодобывающая промышленность; системы энерго-, водоснабжения лесная промышленность; природоохранные организации; сельское хозяйство; охота, рыбалка, туризм; правоохранительные органы, скорая медицинская помощь и МЧС. Ориентировочно емкость внутреннего рынка составляет 820-925 шт. в год.

14) Теоретические разработки, методики расчетов, результаты экспериментальных исследований, технические предложения, практические рекомендации повышения проходимости и энергоэффективности колесных машин внедрены в ООО «КОМ» и ООО «КОМ-Проект», организующим создание серийного производства вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

15) Результаты исследований используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре: «Автомобили и тракторы» НГТУ, в курсах лекций «Испытания автомобилей», «САПР в автомобилестроении», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

## 5 Методика выбора передаточных чисел многоступенчатых трансмиссий моно- и полноприводных наземных транспортных средств

### 5.1 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о методиках выбора передаточных чисел трансмиссии

Коробка передач предназначена для преобразования крутящего момента и скорости вращения, развиваемых двигателем, с целью получения различных тяговых усилий и скоростей вращения на ведущих колесах, что необходимо при трогании с места и разгоне автомобиля, при его движении в различных дорожных условиях и при маневрировании с возможно малой скоростью. Кроме того, коробка передач должна обеспечивать возможность движения задним ходом и длительное отсоединение двигателя от силовой передачи автомобиля [5.1-5.4].

Указанное назначение коробки передач связано с особенностью двигателя внутреннего сгорания, который характеризуется малой приспособляемостью к изменениям внешней нагрузки. Коэффициент приспособляемости двигателя внутреннего сгорания определяется выражением

$$K = \frac{T_{e\max}}{T_{ep}} = 1{,}15...1{,}25,$$

где $T_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя по внешней скоростной характеристике; $T_{ep}$ – крутящий момент двигателя при его максимальной мощности.

К коробкам передач автомобилей предъявляют следующие требования:

1) обеспечение необходимых динамических и экономических качеств;

2) наличие нейтрального положения для возможности длительного отсоединения двигателя от силовой передачи;

3) простота и удобство управления;

4) бесшумность работы;

5) высокий КПД;

6) надежность работы и простота обслуживания;

7) простота и дешевизна конструкции, а также минимальный вес и габаритные размеры.

Кроме того, коробка передач должна обеспечивать возможность пуска двигателя буксировкой автомобиля и торможения двигателем.

Коробки передач грузовых автомобилей должны обеспечивать возможность отбора мощности. В зависимости от эксплуатационных требований, отбор должен быть либо только при движении, либо как при движении, так и во время стоянки.

Схема классификации коробок передач представлена на рисунке 5.1.

По наличию ступеней коробки передач делятся на три типа: бесступенчатые, ступенчатые и комбинированные.

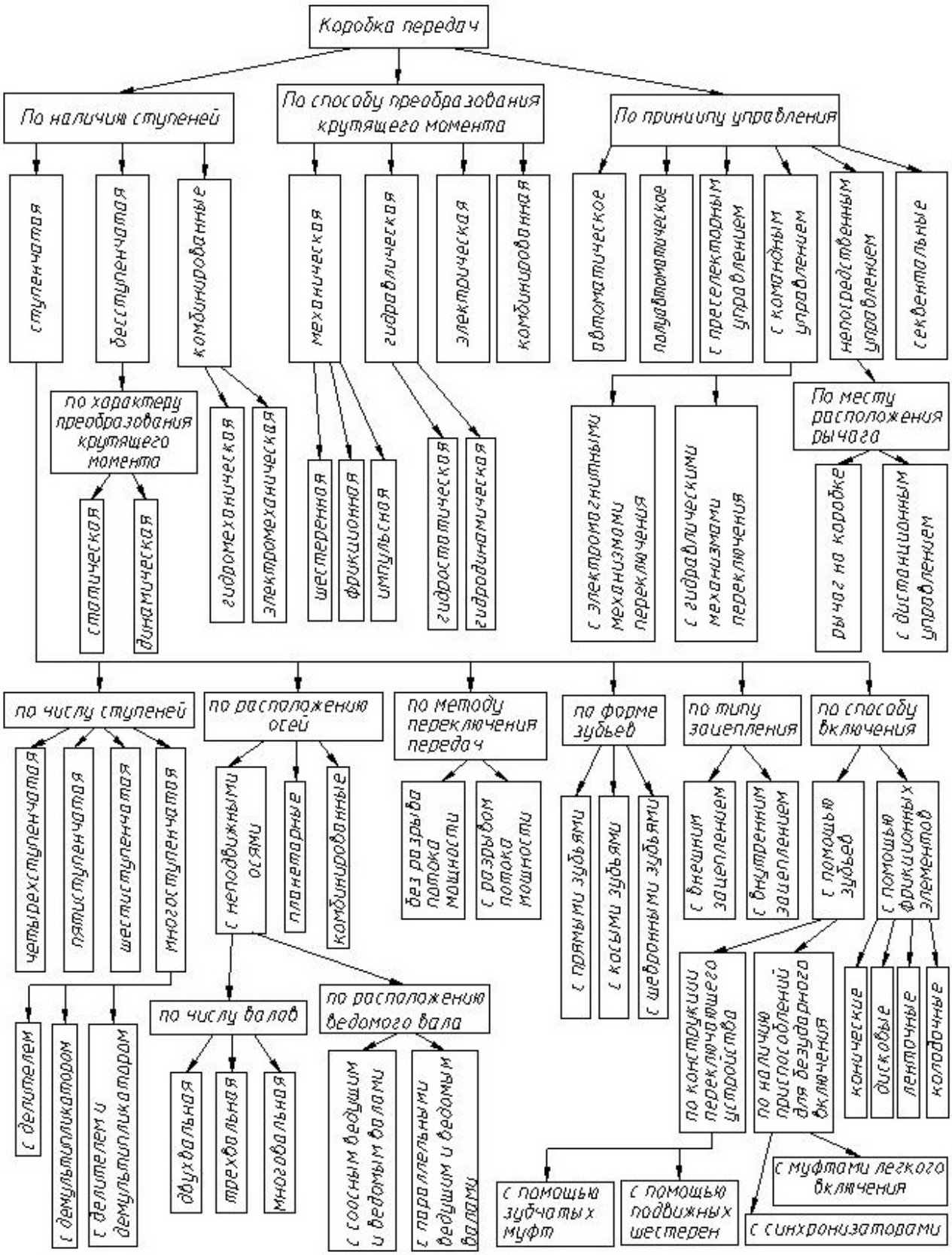



Рисунок 5.1 – Классификация коробок передач

Бесступенчатые коробки передач по характеру преобразования крутящего момента разделяют на статические передачи (коробки передач) и динамические передачи.

По способу преобразования крутящего момента коробки передач можно разбить на следующие основные типы:

1) механические (шестеренные, фрикционные, импульсные);
2) гидравлические (гидростатические или гидрообъемные и гидродинамические.
3) электрические;
4) комбинированные (гидромеханические, электромеханические).

Электрические передачи в основном используются на электромобилях, выпускаемых пока только в опытных образцах. В настоящее время широкое применение находят электромеханические передачи, поскольку они используются в автомобилях с гибридными силовыми установками (двигатель внутреннего сгорания плюс электромотор), например Toyota Prius, Lexus RX400h, Honda Civic Hibrid и другие. Кроме этого, электромеханические передачи применяют на автомобилях большой грузоподъемности, например, на всех автомобилях БелАЗ грузоподъемностью 75 т. и выше.

Основным элементом гидродинамических и гидромеханических коробок передач, обеспечивающим бесступенчатое изменение передаточного числа, является гидротрансформатор.

Гидродинамические передачи получили небольшое применение вследствие ограниченности максимального коэффициента трансформации (обычно около четырех) и недостаточно удовлетворительных эксплуатационных качеств. Значительно большее распространение имеют гидромеханические коробки передач, в которых гидротрансформатор применяется в сочетании с механической ступенчатой коробкой передач. Преимуществами таких коробок передач является облегчение управления автомобилем, невозможность заглушить двигатель при перегрузках, плавность и высокая интенсивность разгона. Недостатками их являются сложность конструкции и обслуживания, а также низкий КПД гидротрансформатора.

В данной работе рассматриваются механические шестеренчатые коробки передач, получившие наибольшее распространение на легковых и грузовых автомобилях.

По числу ступеней коробки передач делятся на трех-, четырех-, пяти-, шести- и многоступенчатые. Задний ход при этом не учитывается.

Многоступенчатые коробки передач используются на автомобилях большой грузоподъемности, автомобилях тягачах, работающих с прицепным составом, для улучшения их тяговых и экономических свойств. Число передач при этом может быть от 8 до

24. В основе конструкций таких коробок передач лежит базовая ступенчатая коробка передач, в общем картере с которой размещен повышающий редуктор (делитель) или понижающий редуктор (демультипликатор), а иногда в одном картере с коробкой передач размещаются и делитель, и демультипликатор.

По расположению осей механические шестеренчатые коробки можно разделить на три основных типа: планетарные, с неподвижными осями и комбинированные.

Коробки передач с неподвижными осями различают по числу валов: двухвальные, трехвальные и многовальные, а также по расположению ведомого вала: с параллельным или соосным ведущим и ведомым валами.

До середины прошлого века в коробках передач с неподвижными осями переключение производилось с помощью подвижных шестерен или при постоянном зацеплении шестерен – при помощи подвижных зубчатых муфт. Первый способ переключения использовался для шестерен первой передачи и заднего хода (например, в коробке передач автомобиля ГАЗ-53), а для переключения остальных передач – второй способ (ЗИЛ-150, ЗИЛ-164).

В современных коробках передач шестерни находятся в постоянном зацеплении, кроме этого, устанавливаются приспособления для безударного включения передач (синхронизаторы), а также используются косые зубья вместо прямых, что уменьшает шумность.

По методу переключения передач коробки подразделяют на коробки с разрывом потока мощности и без его разрыва. Передача потока мощности без разрыва осуществляется в автоматических гидромеханических коробках и роботизированных коробках с преселективным управлением (например, коробка передач DSG фирмы Volkswagen, S tronic фирмы Audi, PDK фирмы Porsche).

По способу управления коробки передач могут быть с автоматическим, полуавтоматическим, преселекторным, командным и непосредственным управлением.

Автоматическое управление применяется в бесступенчатых гидродинамических передачах. В гидротрансформаторе автоматически изменяются обороты ведомой части (турбины) при изменении нагрузки или положения педали управления дроссельной заслонкой. В гидромеханических коробках передач саморегулирование происходит только в диапазоне работы гидротрансформатора, а передачи могут включаться либо автоматически, либо водителем. В последнем случае коробка передач является полуавтоматической. При наличии преселекторного управления водитель предварительно выбирает нужную передачу, но само включение осуществляется только после дополнительного нажатия на специальную педаль (кнопку) или после отпускания педали управления дроссельной заслонкой. Командное управление осуществляется в случае перемещения водителем либо рычажка на

рулевой колонке, либо кнопкой на рулевом колесе, включающей соответствующий контакт, а переключение происходит с помощью актуатора. В настоящее время во многих механических коробках передач с преселекторным и командным управлением процесс переключения передач автоматизирован на основе применения микропроцессорной техники, поэтому эти коробки передач также называют роботизированными.

При непосредственном управлении рычаг переключения передач может устанавливаться либо на коробке передач, либо в другом месте (дистанционное управление).

На некоторых легковых автомобилях на выбор водителю предоставляют возможность как непосредственного управления коробкой, так и командного или преселекторного. Коробки передач с таким управлением называют секвентальными.

Ступенчатые коробки передач имеют высокий коэффициент полезного действия, достигающий при передаче полной мощности 0,96…0,98. Отличаются простотой конструкции и относительно малой стоимостью.

Динамические и экономические качества автомобиля связаны со следующими характеристиками коробок передач: диапазоном передаточных чисел, передаточными числами каждой ступени и числом передач.

Диапазон – частное от деления передаточных чисел низшей и высшей передач. Диапазон тем больше, чем меньше удельная мощность двигателя и разнообразнее условия движения. Для легковых автомобилей $D = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = 3...4{,}5.$ Для грузовых: $D$ = 4…20.

Число передач при ручном управлении у современных автомобилей не превышает шести. Передаточное число высшей передачи выбирается близким к единице. Часто в конструкциях коробок применяют высшую передачу с передаточным числом $i_{\min} = 0{,}7...0{,}9$, позволяющую (по сравнению с $i_{\min}$=1) снизить расход топлива при движении на этой передаче. Кроме этого, высшая передача позволяет обеспечить работу двигателя с меньшей частотой вращения и тем самым увеличить его ресурс. Следует отметить, что на грузовых автомобилях высшая передача используется при движении по хорошим дорогам, а также при движении с неполной загрузкой.

Среди ступенчатых коробок передач наибольшее распространение получили коробки с неподвижными осями валов: двух- и трехвальные коробки передач.

Отличительной особенностью трехвальной коробки передач является наличие прямой передачи, при которой непосредственно соединяются первичный и вторичный валы коробки передач и на которой автомобиль эксплуатируется большую часть общего пробега. При включении прямой передачи зубчатое колесо, подшипники и промежуточный вал

практически не нагружены, а первичный и вторичные валы находятся под действием только крутящего момента. Износ и шум при работе коробки на этой передаче – минимален, а КПД более высокий, чем на любой ступени двухвальной коробки.

Выбору передаточных чисел ступенчатых трансмиссий посвящены работы Е.А. Чудакова [5.5,5.6], Г.В. Зимелева [5.7], Б.С. Фалькевича [5.8], И.С. Цитовича [5.9], А.И. Гришкевича [5.10, 5.11], А.А. Токарева [5.12], И.Н. Успенского [5.13], А.Н. Нарбута [5.14], Э.И. Наркевича [5.15], Н.М. Филькина [5.16], Г.А. Смирнов [5.17], А.Ю. Адясова [5.18] и других исследователей.

Большинство современных методик ориентированно на улучшение показателей определенного класса свойств, например, только тягово-скоростных или только топливной экономичности. Исходными данными для расчета по этим методикам являются: абсолютный скоростной диапазон – максимальная $V_{amax}$ и минимально-устойчивая $V_{amin}$ скорости движения автомобилей; максимальное дорожное сопротивление на первой $\psi_{max}$ и высшей передачах $\psi_в$; относительный скоростной диапазон $D_v = V_{amax} / V_{amin}$; параметры внешней скоростной характеристики двигателя; снаряженная и полная масса автомобиля и ее распределение по осям; размер шин.

Н.Я. Говорущенко [5.19] рекомендует выбирать моменты переключения передач в соответствии с пределами изменений тяговых усилий для разных передач, чтобы передаточные числа были минимальными по усилию и скорости. Также в своей работе он в качестве дополнительного параметра трансмиссии рассматривает средневзвешенное передаточное число на данном маршруте:

$$U_к = \sum_{i=1}^{n} l_i U_{кi} \Big/ \sum_{i=1}^{n} l_i \,, \qquad (5.1)$$

где $U_{кi}$ – передаточное число трансмиссии, соответствующее определенной скорости движения $V_{ai}$ на участке дороги протяженностью $l_i$ с суммарным сопротивлением $\psi_i$.

Также разработаны подходы к выбору передаточных чисел трансмиссии, основанные на оптимизации тягово-скоростных и топливно-экономических свойств. При этом затруднительно получить одну целевую функцию, которая бы в себя включала показатели тех и других свойств. Трудность сведения многокритериальной задачи к однокритериальной заключается в выборе весовых коэффициентов, определяющих степень важности выходных параметров, поскольку эти коэффициенты во многом выбираются субъективным образом.

Несмотря на это, в работе Г.А. Смирнова [5.20] решается задача выбора передаточного числа трансмиссии «разгонной» передачи из условия получения наилучшей характеристики разгона, а также определяются оптимальные передаточные числа трансмиссии на основе

многофакторного анализа. При этом, используя весовые коэффициенты важности, определяет одну целевую функцию.

И.Ф. Дьяков и другие в работе [5.21] предлагают в качестве целевой функции следующую зависимость:

$$f(U) = \int_0^t \frac{G_t}{m_a} dt \to \min, \qquad (5.2)$$

где $G_t$ – часовой расход топлива за $j$-й промежуток времени при разгоне проектируемого автомобиля с полностью открытой дроссельной заслонкой; $m_a$ – полная масса автомобиля.

Этот показатель направлен только на улучшение топливной экономичности при разгоне автомобиля, в чем и заключается недостаток.

Но многие исследователи не останавливаются на каком-то одном показатели или на какой-то одной целевой функции, а рассматривают при оптимизации систему функций, каждое уравнение которой включает в себя различные показатели, зависящие от передаточных чисел трансмиссии.

Так в работе [5.12] А.А. Токарев совместно с Э.И. Наркевичем предлагает использовать следующие комплексные показатели тягово-скоростных и топливно-экономических свойств: топливно-скоростной показатель, удельная производительность автомобиля, эффективности работы автомобиля. При этом под коэффициентом эффективности автомобиля как транспортной единицы понимается отношение работ произведенной при перемещении груза к эталонной работе, за которую принята кинетическая энергия полезного груза при разгоне автомобиля с места до средней скорости движения: $A_э$=0,5$m_г V_{ср}^2$, Дж.

Работу на пути 1000 м А.А. Токарев выражает через энергию израсходованного топлива: $A_п$=$\Delta E_m$ = $Q_s \cdot \rho_m \cdot H_u \cdot K$/100, где $K$ = 4186,8.

Таким образом, коэффициент эффективности:

$$\eta_{эф_i} = \frac{100 A_э}{A_п} = \frac{C m_н V_{cpi}^2}{\rho_m Q_{si}}, \qquad (5.3)$$

где $C$=1/115000 для бензина и $C$=1/113500 для дизельного топлива.

Таким образом, данный коэффициент характеризует эффективность превращения тепловой энергии топлива в кинетическую энергию полезной нагрузки.

А.Н. Нарбут, А.А. Мухитдинов и другие специалисты МАДИ [5.14] предлагают использовать при оптимизации трансмиссии следующие показатели: 1) показатель разгона, характеризующий характер разгона автомобиля; 2) расход топлива при разгоне, определяемый по формуле.

А.Ю. Адясов, С.М. Кудрявцев [5.18] разработали методику оптимизации передаточных чисел трансмиссии основываясь не только на показателях тягово-скоростных и топливно-экономических свойств, но и экологических. В качестве оптимизационных показателей они выбрали время разгона до 100 км, расход в городском цикле по Правилам ЕЭК ООН №83, а в качестве функциональных ограничений – показатели токсичности: функции выбросов *CO, CH* в городском цикле по Правилам ЕЭК ООН №83 в зависимости от передаточных чисел коробки первой, второй и третьей передач. Однако недостатком их методики является то, что авторы рассматривают отдельно оптимизацию передаточных чисел низших передач и передаточных чисел высших передач, хотя при разгоне автомобиля, при движении на магистрально-холмистой дороге и во многих других случаях используются одновременно и низшие, и высшие передачи.

В настоящее время при изучении сложных объектов широко применяются следующие методы решения многокритеральных задач многомерного поиска глобального экстремума [5.22]: переход к однокритериальной многомерной задачи используя взвешенные аддитивные критерии: $F(U) = \Sigma\lambda y_i^-(U) - \lambda y_i^+(U) \rightarrow min$; использование методов случайного поиска глобального экстремума (методы Монте-Карло); использование методов аппроксимации многомерной области поверхностями; использование методов сканирования многомерной области равномерно распределенными последовательностями.

В первом методе, как уже отмечалось, при выборе коэффициентов весомости существует большая доля субъективизма, второй и третий методы, - являются надежными методами нахождения глобального экстремума, но крайне не эффективными с точки зрения затрат машинного времени и ресурсов оперативной системы. Поэтому, для нахождения глобального экстремума целесообразно использовать четвертый метод – сканирование многомерной области равномерно распределенными последовательностями.

Улучшение одного из эксплутационных свойств автомобиля достаточно часто происходит совместно с ухудшением другого, поскольку большинство показателей автомобиля противоречивы. Автомобиль в целом характеризуется совокупностью показателей, которые нельзя рассматривать отдельно друг от друга поскольку они тесно взаимосвязаны. Так, например, показатели тягово-скоростных и топливно-экономических свойств во многом противоречивы, но их нельзя рассматривать отдельно друг от друга. Поэтому, недостатками рассматриваемых методик выбора передаточных чисел являются: однонаправленность расчета, т.к. он ведется с ориентацией либо на топливную экономичность, либо на тягово-скоростные свойства без учета показателей других свойств; в этих методиках рассматривается узкий набор показателей (1-2 показателя) тех или иных свойств, поэтому даже в рамках одной группы свойств, трудно в целом сказать, улучшаться

эти свойства или нет; неопределенность с выбором передаточного числа первой передачи, т.к. оно зависит от сопротивления дороги, и высшей передачи; неопределенность в выборе показателя геометрической прогрессии для двигателей, имеющих два явно выраженных экстремума на внешней скоростной характеристики момента двигателя; рассматриваемые методики не усчитывают законодательные требования, предъявляемые к автомобилям.

Таким образом, в целью данной НИР является разработка алгоритма и методики поиска передаточных чисел многоступенчатых трансмиссий с учетом скоростных и топливно-экономических свойств. А задачами исследования также являются выбор и определение комплексных показателей скоростных свойств и топливной экономичности в различных условиях движения.

### 5.2 Выбор передаточных чисел трансмиссии для моноприводного наземного транспортного средства с учетом показателей эксплуатационных свойств

Рассмотрим основные существующие методики выбора передаточных чисел моноприводных наземных транспортных средств.

Для автомобилей выполненных по схеме сцепление – коробка передач - раздаточная коробка – карданные передачи – главные передачи, первоначально определяется передаточное число главной передачи [5.23]. Существуют два принципиальных подхода к выбору передаточного числа главной передачи, когда максимальная скорость автомобиля достигается на высшей передаче, и когда – на предшествующей, а высшая используется для уменьшения расхода топлива при движении ненагруженного автомобиля:

$$U_0 = 0{,}377 \cdot r_k \cdot n_{ev} / (U_k \cdot U_{pв} \cdot V_{amax}), \qquad (5.4)$$

где $n_{ev}$ – обороты двигателя при максимальной скорости; $U_k$ и $U_p$ - кинематические передаточные числа соответственно высшей (предшествующей) передачи коробки передач и высшей передачи в раздаточной коробке.

Мощность двигателя $P_{ev}$, кВт, необходимая для движения автомобиля со скоростью $V_{amax}$ определяется по формуле:

$$P_{ev} = \left(\psi_V \cdot G_a + 0{,}5 \cdot C_x \cdot \rho_в \cdot A_в \cdot V_{a\max}^2 / 3{,}6^2\right) \cdot \frac{V_{a\max}}{3{,}6 \cdot 10^3 \cdot \eta_{mp}}, \qquad (5.5)$$

где $\psi_V$ – суммарный коэффициент дорожного сопротивления движению автомобиля со скоростью $V_{amax}$, км/ч.

Потребная мощность не должна быть больше эффективной, которую должен развить двигатель (с учетом затрат энергии на привод вспомогательных агрегатов). Выбор параметров механических коробок передач, скомпонованных на базе использования

зубчатых колес, начинается с определения кинематического передаточного числа первой передачи, вычисляемого по уравнению:

$$U_{k1} = \psi_{max} \cdot G_a \cdot r_д / (M_{emax} \cdot U_{рн} \cdot U_0 \cdot \eta_{тр}), \quad (5.6)$$

где $U_{рн}$ – кинематическое передаточное число раздаточной коробки на низшей передаче; $r_д$ – динамический радиус колеса.

Максимальная величина суммарного дорожного сопротивления принимается $\psi_{max}$ = 0,3…0,5.

Для грузовых автомобилей и тяговых машин $U_{k1}$ определяют из условия полно использования силы сцепления ведущих колес дорогой

$$U_{k1\varphi} = \frac{\varphi_x \cdot m_{сц} \cdot g \cdot r_д}{M_{e\max} \cdot U_{рн} \cdot U_0 \cdot \eta_{тр}}, \quad (5.7)$$

где $\varphi_x$ – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой, $\varphi_x$ = 0,6…0,8; $m_{сц}$ – сцепной вес автомобиля. Для полноприводного автомобиля $m_{сц} = m_a$, для автомобиля с задними ведущими колесами $m_{сц} = m_{R2}\, m_{a2}$, с передними колесами $m_{сц} = m_{R1}\, m_{a1}$. В этих выражениях $m_{a1}$ и $m_{a2}$ – часть полной массы автомобиля, приходящаяся соответственно на переднюю и заднюю ось; $m_{R1}$ и $m_{R2}$ – коэффициенты изменения нормальных реакций. При разгоне на низшей передаче в трансмиссии принимают $m_{R1}$ = 0,8…0,9; $m_{R2}$ = 1,1…1,3.

Условием отсутствия буксования колес служит неравенство $U_{mpmax} < U_{mp\varphi}$.

Кинематическое передаточное число $U_{k1V}$ машин, предназначенных для выполнения технологических операций (например, посадки рассады), находится из условия обеспечения ползучих скоростей порядка $V_{amin}$ = 0,65…1,1 км/ч по уравнению:

$$U_{k1V} = \frac{0{,}377 \cdot r_к \cdot n_{e\min}}{V_{a\min}}, \quad (5.8)$$

где $n_{emin}$ – минимально устойчивые рабочие обороты двигателя, об/мин.

Определение передаточных чисел коробки передач на промежуточных передачах $U_{km}$ производится по одному из следующих методов: 1) геометрическому ряду; 2) гармоническому ряду; 3) арифметическому ряду.

В основу первого метода положено условие постоянство скоростного интервала двигателя ($\omega_{e1} - \omega_{e2}$) , используемого при разгоне на различных передачах. Соблюдение этого условия (пренебрегая снижением скорости при переключении) обеспечивает равенство скоростей движения в конце разгона на данной передаче и в начале на последующей.

Анализ указанного условия приводит к соотношениям:

$$\frac{U_{к1}}{U_{к2}} = \frac{U_{к2}}{U_{к3}} = \ldots = \frac{U_{к(m-1)}}{U_{кm}} = \ldots = \frac{U_{к(n-1)}}{U_{кn}} = \frac{\omega_{e2}}{\omega_{e1}} = q. \quad (5.9)$$

Данный ряд представляет собой геометрическую прогрессию с показателем $q$. Уравнение для определения передаточного числа промежуточной передачи можно представить в общем виде:

$$U_{кm} = \frac{U_{к1}}{q^{m-1}}, \text{ где } m \text{ – порядковый номер передачи.} \qquad (5.10)$$

Если известен относительный диапазон кинематических передаточных чисел $d = U_{к1} / U_{кn}$ и число ступеней $n$, то показатель $q$ можно определить по уравнению:

$$q = \sqrt[n-1]{d}\ .$$

Тогда передаточное число промежуточной передачи можно записать:

$$U_{кm} = \sqrt[n-1]{U_{к1}^{\,n-m} U_{кn}^{\,m-1}} \text{ или } U_{кm} = \frac{U_{k1}}{\sqrt[n-1]{d^{\,m-1}}}\ . \qquad (5.11)$$

По параметрам $d$ и $q$ можно найти число ступеней: $n = 1 + \ln d / \ln q$. При этом величину $n$ необходимо округлить до ближайшего целого числа.

На автомобилях, движущихся по дорогам с малым сопротивлением и при значительной удельной мощности двигателя, а также с учетом, что при переключении передач может произойти снижение скорости движения автомобиля, целесообразно сближать передаточные числа высших передач (лучшее использование мощность двигателя): $U_{к1}/ U_{к2} \geq U_{к2}/ U_{к3} \geq U_{к1}/ U_{к2} \geq \ldots. \geq U_{кn-1}/ U_{кn}$, т.е.

$$U_{кm} = \gamma \sqrt[n-1]{U_{к1}^{\,n-m} U_{кn}^{\,m-1}} \text{ или } U_{кm} = \gamma\ \frac{U_{k1}}{\sqrt[n-1]{d^{\,m-1}}}\ , \qquad (5.12)$$

где $\gamma = 0{,}8\ldots0{,}9$ [5.31].

Э.И. Наркевич в работе [5.15] считает, что плотность низших ступеней нужно принимать равной коэффициенту приспособляемости по частоте вращения, а плотность высших ступеней – из условия обеспечения работы двигателя в районе минимального удельного расхода топлива $g_{emin}$.

Однако в настоящее время достаточно много бензиновых двигателей (например, ЗМЗ-4062, ЗМЗ-4052, ЗМЗ-4053 и другие), у которых на внешней скоростной характеристики момента можно выделить два явно выраженных экстремума, при чем второй, максимальный из них, может находится при оборотах, близких к оборотам при максимальной мощности, поэтому коэффициент приспособляемости по частоте вращения становится чуть больше единицы, что существенно затрудняет выбор диапазона изменения угловых скоростей и плотности низших ступеней.

В основу второго метода положено построение передаточных чисел промежуточных ступеней по гармоническому ряду, т.е. таким образом, чтобы интервалы максимальных

скоростей $V_{amaxi}$ автомобилей были бы одинаковыми при движении на соседних передачах (: $V_{amax2} - V_{amax1} = V_{amax3} - V_{amax4} = \ldots$

После подстановки в это выражение зависимости $V_{amaxi} = f(U_{кm})$ и упрощений получим гармонический ряд:

$$\frac{1}{U_{к2}} - \frac{1}{U_{к1}} = \frac{1}{U_{к3}} - \frac{1}{U_{к2}} = ... = \frac{1}{U_{кn}} - \frac{1}{U_{к(n-1)}} = Const\ . \qquad (5.13)$$

Обобщенное уравнение для определения $U_{кm}$ по данному методу может быть представлено в виде:

$$U_{кm} = \frac{U_{k1} \cdot (n-1)}{d(m-1) + n - m}\ . \qquad (5.14)$$

Передаточные числа $U_{кm}$ подобранные по второму методу способствуют сужению на высших передачах скоростного диапазона работы двигателя. Это вызывает повышение средней эффективной мощности двигателя, используемой при разгоне автомобиля.

А.А. Токарев в работе [5.12] этот ряд передаточных чисел называет гиперболическим, поскольку он основан на законе изменения передаточных чисел идеальной (бесступенчатой) трансмиссии по равносторонней гиперболе.

В основу третьего метода, т.е. выбора передаточных чисел по арифметическому ряду положено условие равенства разности максимальных тяговых сил $F_{Tmaxi}$ на соседних передачах:

$F_{Tmax1} - F_{Tmax2} = F_{Tmax2} - F_{Tmax3} = \ldots$

После замены $F_{Tmaxi} = f(U_{кm})$ и соответствующих преобразований получится:

$U_{к1} - U_{к2} = U_{к2} - U_{к3} = \ldots = U_{к(n-1)} - U_{кn} = Const.$ (5.15)

Для удобства выполнения расчетов используют формулу:

$$U_{km} = U_{k1} \cdot \frac{d(n-m) + m - 1}{d(n-1)}\ . \qquad (5.16)$$

При подборе по третьему методу скоростной диапазон двигателя на высших передачах будет расширяться, а средняя эффективная мощность во время разгона автомобиля уменьшаться.

Таким образом, на основании представленных выражений можно определить все передаточные числа моноприводного наземного транспортного средства. Наибольшей сложностью при использовании рассмотренных методик является определение знаменателя прогрессии, который связан с диапазоном передаточных чисел.

### 5.3 Выбор передаточных чисел раздаточной коробки для полноприводного транспортного средства

Раздаточные коробки применяют в трансмиссиях полноприводных автомобилей. Если в трансмиссии полноприводного автомобиля используют агрегаты базового полноприводного автомобиля, то раздаточную коробку оснащают дополнительной передачей (демультипликатором) с низшей и высшей передачами.

Передаточное число низшей передачи раздаточной коробки определяют из условия преодолевания максимального сопротивления дороги с коэффициентом $\psi'_{max}$= 0,6…0,8. Полученное значение проверяют по условию отсутствия буксования ведущих колес

$$u_{\text{д.н}\varphi} = \frac{\varphi_{max} m_a g r_{\text{д}}}{T_{e\,max} u_{kI} u_0 \eta_{\text{тр}}}, \tag{5.17}$$

где $m_a$ – полная масса автомобиля.

Также рекомендуют проверить выбранное значение передаточного числа низшей передачи по условию обеспечения минимальной устойчивой скорости движения, равной 0,5…0,7 м/с:

$$u_{\text{д.н}V} = \frac{\omega_{e\,min} r_k}{u_{kI} u_0 V_{min}}, \tag{5.18}$$

Передаточное число высшей передачи раздаточной коробки выбирают из условия получения максимальной скорости движения.

Рассчитанные передаточные числа агрегатов трансмиссии являются предварительными. Их корректируют с учетом статистических данных по передаточным числам агрегатов трансмиссий других однотипных автомобилей, опыта и интуиции конструктора, других теоретических более точных методов расчета. Окончательные передаточные числа агрегатов трансмиссии определяют при выборе параметров зубчатых зацеплений в процессе их проектирования

.

### 5.4 Выбор передаточных чисел делителя многоступенчатых коробок передач

На рисунке 5.2 представлены кинематические схемы многоступенчатых коробок передач, состоящих из основного редуктора, делителя и демультипликатора.

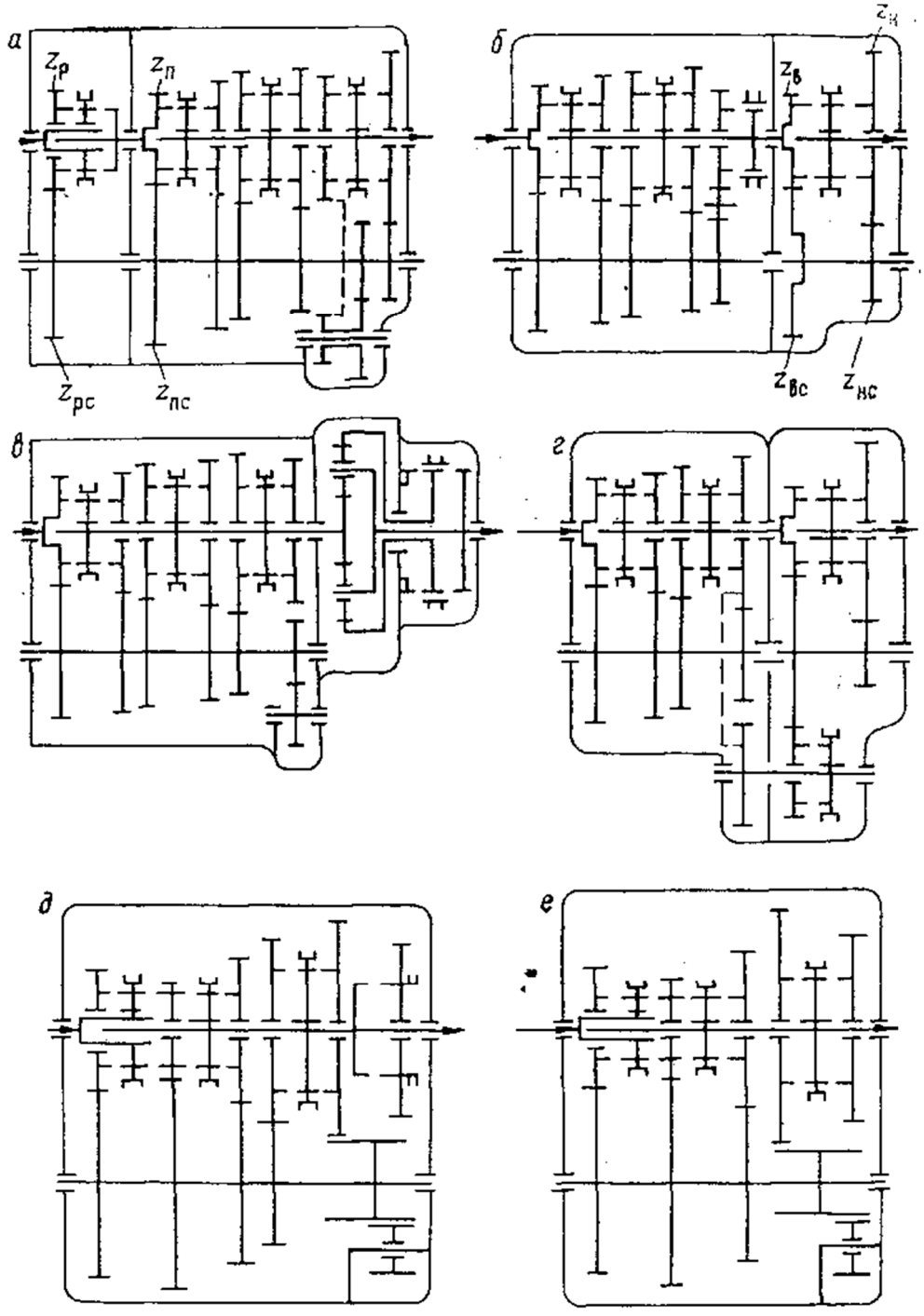



Рисунок 5.2 – Кинематические схемы соосных многоступенчатых коробок передач с тремя степенями свободы: *а)* КП автопоезда КамАЗ, десять передач (2х5); *б)* КП автомобиля МАЗ-514, восемь передач (4Х2); *в)* КП фирмы ZF (ФРГ), мод. 5S110GP, девять передач (/5х2/-1); *г )* КП фирмы «Вольво» (Швеция), мод. R61, восемь передач (4х2); *д)* КП фирмы ZF, мод. S8-45/2, восемь передач (2х4); *е)* КП КЗ (ВНР), шесть передач (2х3)

Обычно делитель устанавливается перед основным редуктором для того, чтобы увеличить число передач автомобиля без расширения диапазона передаточных чисел (рисунок 5.2, а).

Увеличение числа передач необходимо для лучшего использования мощности двигателя и улучшения топливной экономичности транспортного средства. Поэтому, выбору передаточного числа делителя должно быть уделено существенно значение.

Поскольку при использовании делителя не должен увеличиваться диапазон в коробке передач, то наиболее часто высшая передача делителя близка к единице.

Наиболее рационально связать передаточные числа делителя с передаточными числами коробки передач, поскольку ими их делитель должен «делить», т.е. увеличивать в соответствующее число раз, зависящее от конструкции делителя. Наибольшее распространение в автомобилестроении нашли двухступенчатые делители, которые удваивают диапазон передаточных чисел.

Диапазон передаточных чисел делителя связан с кинематическим интервалом передач базовой коробки и определяет кинематический интервал передач в делителе.

Для двухступенчатого делителя:

$$d_{дел} = q_{дел} = \sqrt{q}\,. \qquad (5.19).$$

Выражение (5.19) удобно использовать, если кинематический интервал передаточных чисел на каждой передачи одинаковый, как например, при выборе передаточных чисел по геометрической прогрессии, когда $q$ – является знаменателем прогрессии.

Если кинематический интервал на соседних передачах меняется, то следует выбрать усредненное значение диапазона делителя для всех передач:

$$d_{дел} = q_{дел} = \frac{\sum \sqrt{q}_i}{n}\,. \qquad (5.20).$$

где $q_i$ – величина, характеризующая интервал передаточных чисел на i-й передаче, $n$ – число передач основного редуктора.

### 5.5 Выбор передаточных чисел демультипликатора многоступенчатых коробок передач

Демультипликаторы применяют при необходимости получения большого диапазона передаточных чисел коробки. Это требуется, чтобы расширить возможности движения транспортного средства на низших передачах при низких скоростях (ползучие передачи) или для преодоления заданного максимального дорожного сопротивления. Поскольку происходит увеличения диапазона передаточных чисел трансмиссии, а, следовательно, и нагрузки (крутящего момента) на все последующие за демультипликатором узлы и агрегаты

трансмиссии. Поэтому, обычно демультипликаторы устанавливают после основного редуктора коробки (рисунок 5.2, *б-е*).

Демультипликатор может иметь ступенчатую или планетарную конструкцию. Планетарная конструкция позволяет существенно уменьшить осевые габариты многоступенчатой коробки передач, поэтому в настоящее время нашла более широкое применение. Следует отметить, что раздаточная коробка полноприводного автомобиля тоже выполняет функцию демультипликатора, поэтому низшее передаточное число можно определять по выражениям (5.19-5.20).

Обычно диапазон передаточных чисел демультипликатора $d_{демул}$ шире диапазона базовой коробки передач:

$$d_{демул} = (k-1)\cdot q^{n}, \qquad (5.21)$$

где $k$ – число ступеней демультипликатора, $n$ – число передач базовой коробки.

### 5.6 Анализ влияния передаточного числа зубчатой пары на контактную несущую способность шестерен

В настоящее время для большинства грузовых автомобилей и тягачей автопоездов производства зарубежных фирм широко применяются многоступенчатые коробки передач, использование которых позволяет обеспечить высокие тягово-скоростные качества, снизить расход топлива и повысить экологические свойства. Буквально за 15-лет крутящие моменты двигателей на автопоездах и тяжелых самосвалах возросли с 1200-1400 Н.м до 1800-2700 Н.м [5.24, 5.25, 5.26], а требования по ресурсу для коробок передач автопоездов практически возросли на порядок. Создание гарантированно надежного, долговечного агрегата требует весьма большого объема экспериментальных работ, связанных с предельной оптимизацией каждого из элементов коробки передач.

Требования к обеспечению надлежащего ресурса по долговечности шестерен являются более жесткими по отношению к подшипникам, вследствие этого решение проблемы обеспечения надлежащей долговечности каждой шестерни коробки передач требует более обоснованного и аргументированного подхода при выборе основных параметров, особенно, принимая во внимание весьма широкий спектр условий эксплуатации и назначения автотранспортных средств. В соответствии с этим была разработана специальная методика для оценки сравнительной несущей способности шестерен, которая дает возможность быстрого и объективного прогнозирования по ожидаемой долговечности как каждой пары шестерен, так и всего агрегата.

Аналитическая зависимость для передач с внешним зацеплением по определению показателя контактной несущей способности шестерен, полученная авторами [5.26, 5.27] на основе зависимостей для контактных напряжений зубьев [5.29, 5.30]:

$$H_к = \frac{A^2 \cdot b \cdot n \cdot I \cdot \sqrt[3]{I_ш}}{M(I+1)^3 \cdot \sqrt[3]{n}}, мм^3 / Н.м,$$

(5.22)

где $H_{из}$ – показатель несущей способности по изгибу;

$H_к$ – показатель контактной несущей способности;

$A$ – межосевое расстояние, мм;

$b$ – ширина зубчатого венца шестерни, мм;

$M$ – крутящий момент на шестерни, Н.м;

$n$ – число промежуточных валов;

$I$ – передаточное число расчетной пары (при расчете показателя контактной несущей способности при $I > 1$ в формулу (5.22) подставляется $I$=1);

$I_ш$ - передаточное число от входного вала до шестерни.

Расчетная зависимость (5.22) учитывает геометрические ($A$ и $b$), силовые ($M$), кинематические ($I$) и циклические факторы (число нагружений за один оборот, $n$) работы.

Относительное увеличение или уменьшение долговечности (относительная, сравнительная долговечность) по отношению к сравниваемому аналогу (той или иной пары шестерен или целиком редуктора), будет определяться:

$$Д_{из} = \left(\frac{H_к}{H_{к.анал}}\right)^3, \qquad (5.23)$$

где $H_{к.анал}$ – значение показателя контактной несущей способности для сравниваемого аналога.

Оценка по сравнительной несущей способности и сравнительной долговечности дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя, в частности, в сторону его повышения или при корректировке каких-либо параметров коробки передач, например, изменению передаточных чисел. Простота изложенного метода сравнительной оценки по несущей способности или относительной долговечности заключается в том, что максимально быстро, без необходимости закупки агрегатов и геометрической расшифровки их параметров, имея только графическое изображение агрегата и кинематические параметры, можно получить достоверное представление о новом агрегате, поступившем на рынок, или агрегате, широко используемом в автомобильном парке той или иной страны. Позитивным фактором показателей несущей способности является то, что они включают в себя число

нагружений за один оборот шестерни или зубчатого колеса (циклический фактор), равное числу промежуточных валов *n* коробки передач, что не учитывается при оценке по изгибной или контактной напряженности в классическом виде [5.29, 5.30].

По аналогии получены аналитические расчетные зависимости показателей несущей способности для планетарного механизма:

$$H_к = \frac{4 \cdot \rho \cdot A^2 \cdot b \cdot (I_n - 2)}{M \cdot I_n^3} \sqrt[3]{\frac{I_ш \cdot I_n}{p \cdot (I_n - 1)}} \qquad (5.24)$$

где $p$ – число сателлитов;

$I_n$ – передаточное число планетарного механизма;

$I_ш$ – передаточное число от первичного вала к солнечной шестерне;

$M$ – крутящий момент на солнечной шестерни, Н.м;

$A$ – межосевое расстояние планетарного ряда;

$b$ – ширина солнечной шестерни или сателлита.

Аналитические зависимости (5.23) – (5.24) позволяют достаточно быстро сравнить несущие способности коробок передач, выполненных по различным кинематическим схемам, например коробки передач с двумя или тремя промежуточными валами (коробки передач фирм «Итон», «Спэйсер», «Мак») с коробками передач, имеющими трехвальный основной редуктор, в том числе со встроенным делителем в сочетании с задним планетарным демультипликатором (коробки передач фирм «Цанрад Фабрик», «Мерседес-Бенц», «Вольво», «Рено», ЯМЗ и т.д.), и на основе только конструктивных особенностей (при прочих равных условиях) дать оценку их сравнительной долговечности [5.27, 5.28].

Следует отметить, что член уравнения (2) $\sqrt[3]{i_ш}$ существует при $i_ш < 1$.

Для определения оптимального передаточного числа с точки зрения показателя сравнительной контактной долговечности определим производную от функции $\frac{dH_k}{di}$ и приравняем ее к нулю.

Тогда, после простейших преобразований будем иметь:

$$(1+i)^3 \cdot \frac{4}{3} \cdot i^{\frac{1}{3}} - 3 \cdot (1+i)^2 \cdot i \cdot i^{\frac{1}{3}} = 0$$

$$\frac{4}{3} \cdot (1+i) = 3 \cdot i .$$

Откуда: $i = \frac{4}{5} = 0{,}8$ Таким образом, получаем, что наиболее рациональное передаточное число с точки зрения наибольшей контактной несущей способности $i$=0,8.

### 5.7 Методика выбора передаточных чисел многоступенчатых трансмиссий наземных транспортных средств

Таким образом, на основании п.5.2.-5.6 разработаем методику выбора передаточных чисел многоступенчатых трансмиссий наземных транспортных средств.

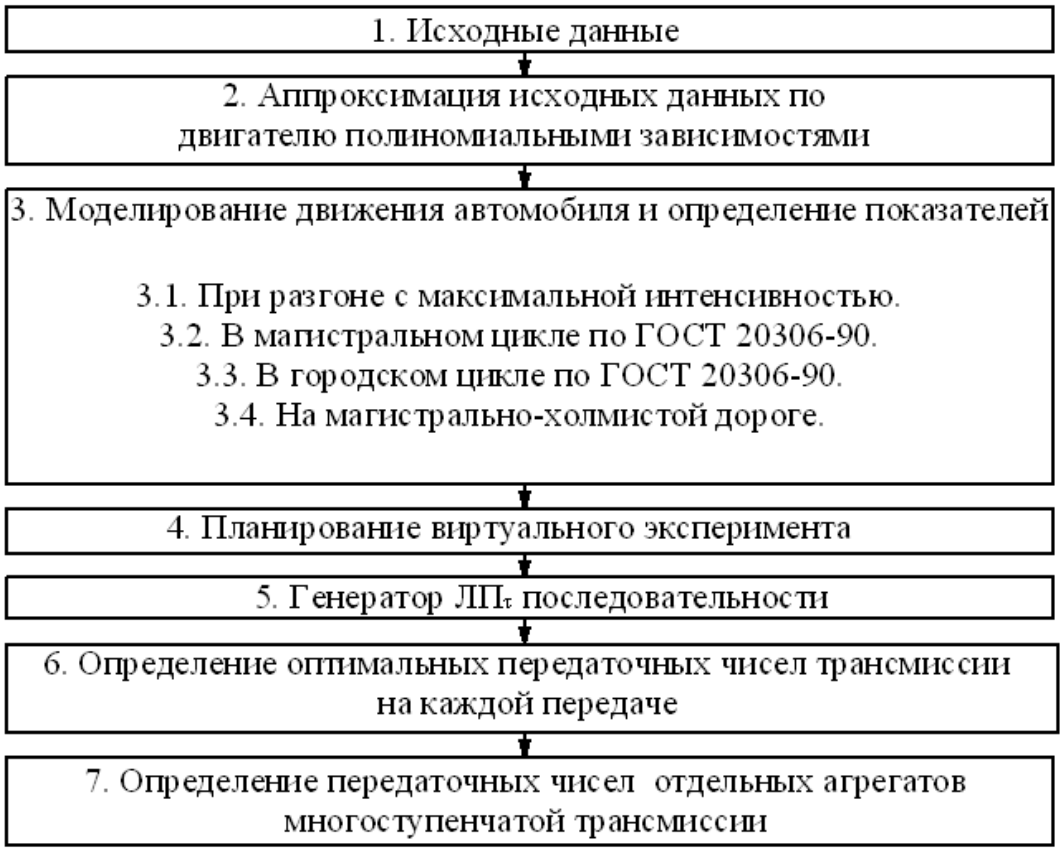



Рисунок 5.3 – Методика выбора передаточных чисел многоступенчатой трансмиссии

Отличительной особенностью подхода, представленного на рисунке 5.3 к выбору передаточных чисел многоступенчатых трансмиссий, включающих коробку передач с делителем и демультипликатором, является учет кроме показателей эксплуатационных свойств также показатели несущей способности конструкции, что позволит инженерам-конструкторам более аргументировано подходить к вопросу проектирования коробок передач.

Рассмотрим наиболее важные моменты предложенной методики выбора передаточных чисел.

Первоначально, исходные данные по двигателю аппроксимация внешней скоростной и нагрузочных характеристик двигателя полиномиальными зависимостями вида:

$$\Phi_e(\omega_e,\alpha_н)=A_{00}+A_{10}\cdot\omega_{eотн}+A_{01}\cdot\alpha_н+A_{20}\cdot\omega_{eотн}^2+A_{11}\cdot\alpha_н\cdot\omega_{eотн}+A_{02}\cdot\alpha_н^2+\ldots+A_{n0}\cdot\omega_{eотн}^n+$$
$$+A_{(n-1)1}\cdot\omega_{eотн}^{(n-1)}\cdot\alpha_н+A_{(n-2)2}\cdot\omega_{eотн}^{(n-2)}\cdot\alpha_н^2+\ldots+A_{1(n-1)}\cdot\omega_{eотн}\cdot\alpha_н^{(n-1)}+A_{0n}\cdot\alpha_н^n, \quad (5.25)$$

где $\omega_{eотн}$ – величина, пропорциональная угловой скорости двигателя, $\omega_{eотн}$= $\omega_e$/1000, рад/с; $\alpha_н$ - нагрузка на двигатель (от 0 до 1); $n$ – максимальная степень; $A_{ij}$ – коэффициент регрессии, соответствующий $i$-й степени оборотов, $j$-й степени нагрузки, определяемый на основе метода наименьших квадратов.

Функцией $\Phi_e(\omega_e,\alpha_н)$ аппроксимируются мощность $P_e$ и часовой расход топлива $G_t$, что позволяет в дальнейшей работе использовать не дискретные значения данных величин, а непрерывные, существенно повышающие точность расчетов. Для примера, на рисунках 5.4 и 5.5 представлены характеристики двигателя Iveco Sofim 8140.27.

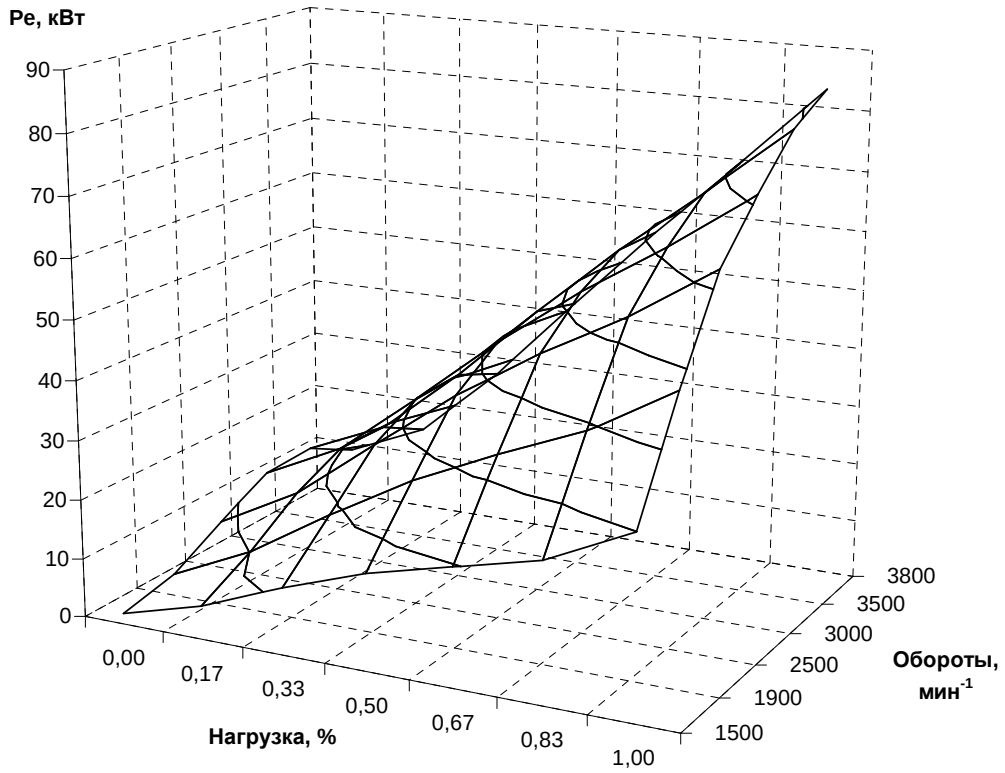



Рисунок 5.4 Мощность двигателя (кВт) Iveco Sofim 8140.27

Для выбора передаточных чисел первоначально нужно осуществить комплексный анализ показателей эксплуатационных свойств, в первую очередь, тягово-скоростных свойств и топливной экономичности, путем моделирования движения автомобиля в циклах по ГОСТ 20306-90, на магистрально-холмистой дороге, при разгоне и установившихся режимах движения с постоянной скоростью.

В соответствии с Правилами ЕЭК ООН №№ 68, 83, ГОСТ 22576-90, ГОСТ 20306-90 и другими законодательными документами можно выделить не менее 25 оценочных показателей исследуемых эксплуатационных свойств. Использовать их все одновременно для нахождения рациональных передаточных чисел не целесообразно. Поэтому необходимо из оценочных показателей выделить комплексные, количественно

учитывающие влияние скорости и расхода топлива на эффективность работы автомобиля. На основании обзора ранее выполненных работ в качестве комплексных показателей тягово-скоростных и топливно-экономических свойств выбраны (в соотвествии с разделом 3.2 данного отчета о НИР):

1. Наибольшая скорость на магистрально-холмистой дороге, определяемая по выражению (3.2.1).

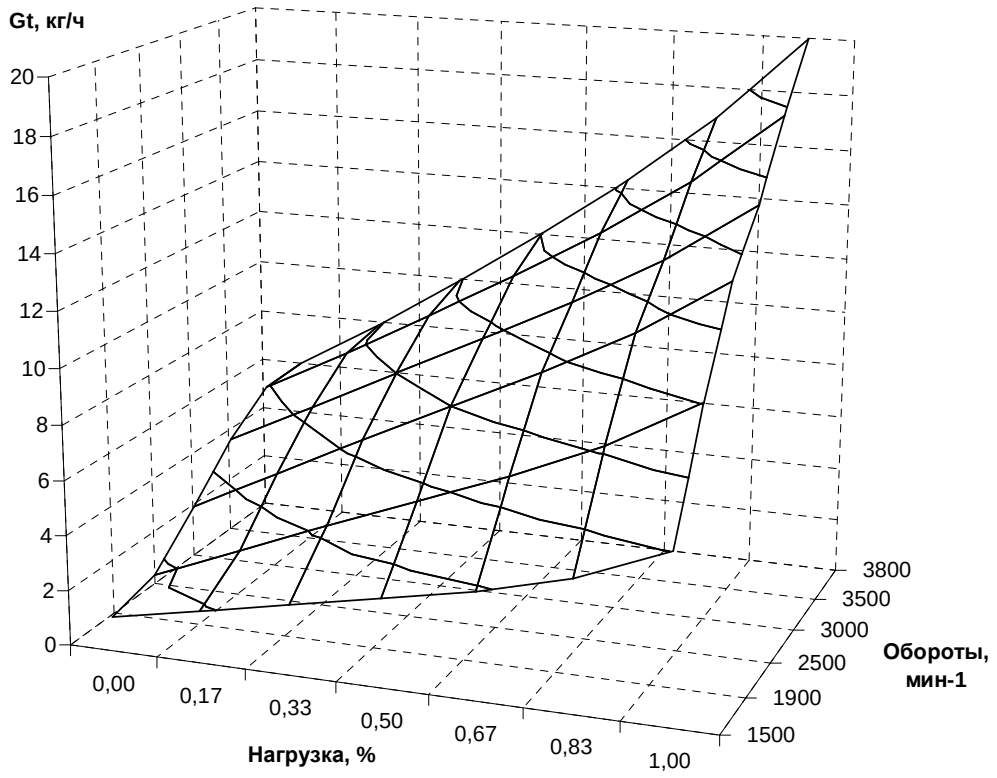



Рисунок 5.5 – Часовой расход топлива (кг/ч) двигателя Iveco Sofim 8140.27

2. Показатель разгона в соответствии с формулой (3.2.2)

3. Суммарный коэффициент эффективности работы автомобиля в циклах по выражению (3.2.3), а коэффициенты эффективности работы автомобиля (%) определяются по выражению (3.2.4)

4. Расход топлива при разгоне по выражению (3.2.5).

5. Суммарный расход топлива на магистрально-холмистой дороге и при регламентированных скоростях движения $V_1$ и $V_2$ (формула 3.2.6)

Для определения выбранных комплексных показателей разработаны алгоритмы и на ЭВМ моделируются следующие режимы движения: в городском цикле на дороге по ГОСТ 20306-90; в магистральном цикле на дороге по ГОСТ 203060-90; на магистрально-холмистой дороге с твердым покрытием и с распределением уклонов ±6 % по закону Коши, характерных для холмистого рельефа местности (рисунок 3.2-3.5 данного отчета о НИР).

Уравнения движения автомобиля, необходимые для моделирования, получаются на основе уравнения Даламбера – Лагранжа:

$$\sum_{j=1}^{n}\left[\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}-\frac{\partial T}{\partial q_j}-Q_j-\sum_{i=1}^{m}\left(\frac{\partial \Pi_k}{\partial \eta_i}\frac{\partial y_j}{\partial q_j}+\frac{\partial \Pi_k}{\partial \eta_{1i}}\frac{\partial \eta_{1j}}{\partial q_j}-\frac{\partial \Pi_k}{\partial \psi_i}\frac{\partial \psi_j}{\partial q_j}\right)\right]\delta q_j=0, \qquad (5.26)$$

где $T$ – кинетическая энергия автомобиля; $Q_j$ – обобщенные силы, действующие на автомобиль; $\Pi_k$ – потенциальная энергия деформации шины; $\eta_i$ – величина бокового смещения точки контакта колеса с дорогой; $\eta_{1i}$ – угол скручивания шины при повороте обода колеса вокруг вертикальной оси; $\psi$ - угол наклона колеса относительно вертикального положения;

$n$ – число обобщенных координат без учета деформации колес; $m$ – число колес.

Так, например, уравнения движения для грузового автомобиля с колесной формулой 4х2 и приводом на задние колеса при его малых отклонениях от прямолинейного движения на ровной дороге с учетом шести силовых факторов, возникающих в контакте колес с дорогой, полученных на основе феноменологической теории качения и динамики неголономных систем представлены системой 5.9

$$\left.\begin{aligned}
&\ddot{\varphi}_e=(M_e-M_m)/I_e\\
&\ddot{\varphi}_a=(M_m-c_{mp}\varphi_{mp})/I_{mp}\\
&M_m=\operatorname{sign}(\dot{\varphi}_e-\dot{\varphi}_a)F_m(t)\\
&\ddot{X}=(c_{2X}\xi_{02}-c_{1X}\xi_{01}-F_в-F_{mp}-G_a\sin\gamma)/m_a\\
&\dot{\varphi}_{mp}=\dot{\varphi}_a-U_kU_0\cdot\dot{\varphi}_{k2}\\
&\ddot{\varphi}_{k1}=(-\nu_1\cdot R_{z1}\cdot\xi_{01}-M_{f1}+c_{1X}\xi_{01}r_д)/\sum_{p=1}^{l}I_p\\
&\ddot{\varphi}_{k2}=(U_kU_0c_{mp}\varphi_{mp}-\nu_2\cdot R_{z2}\cdot\xi_{02}-M_{f2}-c_{2X}\xi_{02}r_д)/\sum_{p=1}^{m}I_p\\
&\dot{\xi}_{02}=r_0\dot{\varphi}_{k2}-\dot{X}(1+\lambda_1^0\xi_{02}-\lambda_2^0(z-r_д))\\
&\dot{\xi}_{01}=r_0\dot{\varphi}_{k1}-\dot{X}(1+\lambda_1^0\xi_{01}+\lambda_2^0(z-r_д))\\
&F_m(t)=M_{m\max}(1-e^{-2t/Tm})\\
&c_{2X}\xi_{02}\le(\varphi_X+f)K_\varphi G_a m_R+\ddot{X}\cdot\sum_{p=1}^{m}I_p/r_k^2
\end{aligned}\right\} \qquad (5.27)$$

где $M_e$ – крутящий момент двигателя; $M_m$ – момент трения в сцеплении; $M_{fi}$ –момент сопротивления качению колес $i$-й оси, связанный с сухим внутренним трением элементов деформируемых колес ($i$ =1,2); $I_e$ , $I_{mp}$ $I_p$ – соответственно момент инерции вращающихся масс двигателя, суммарный приведенный момент инерции деталей трансмиссии, момент инерции одного колеса; $\varphi_e$, $\varphi_a$, $\varphi_{ki}$ – угол поворота коленчатого вала двигателя, ведомой

части сцепления и $i$-й оси колес ($i$ =1,2); $F_m(t)$ – функция, характеризующая закон изменения передаваемого через муфту сцепления момента трения; $M_{mmax}$ – максимальное значение момента трения муфты сцепления; $T_m$ – параметр, характеризующий быстроту включения сцепления; $F_в$ – сила сопротивления воздуха; $F_{mp}$ – сила трения в трансмиссии, приведенная к колесам; $m_a$ и $G_a$ – соответственно масса и вес автомобиля; $c_{iX}$ – коэффициент тангенциальной жесткости шин $i$-й оси ($i$=1,2); $\xi_{0i}$ – продольная деформация шин $i$-й оси колес в контакте их с дорогой ($i$=1,2); $U_k$ – передаточное число $k$ – й передачи коробки; $U_0$ – передаточное число главной передачи; $c_{mp}$ – жесткость трансмиссии, приведенная к первичному валу коробки; $\nu_{1,2}$ – силовой коэффициент упругости колес; $R_{z2}$ – нормальная реакция на ведущих колесах; $r_d$ – динамический радиус колеса; $\gamma$– угол продольного уклона дороги; $\varphi_x$ – коэффициент сцепления колес с дорогой; $r_k$ – радиус качения колес; $f$ – коэффициент сопротивления качению; $K_\varphi$ - коэффициент сцепного веса; $m_r$ – коэффициент перераспределения нормальных реакций; $r_0$ – радиус колеса в свободном стационарном режиме качения; $z$ - дополнительная деформация шин, возникающая из-за перераспределения нормальных реакций на колесах; $\lambda_1^0$ и $\lambda_2^0$ соответственно продольный и радиальный коэффициенты крипа (псевдоскольжения), определяемые по формулам, предложенным автором совместно с А.В. Князевым:

$$\lambda_1^0 = \left(1 - \frac{r_k^m}{r_{k0}^m}\right)\frac{c_x}{c_z \cdot \varphi_{\max} \cdot h_{\max}};\ \lambda_2^0 = \frac{1}{h_{\max}}\left(\frac{r_{св}}{r_{k0}^m} - 1\right), \qquad (5.28)$$

где $r_{св}$ – свободный радиус колеса; $h_{max}$ – максимальная вертикальная деформация шины;

$r_{k0}^m$ - минимальный радиус качения колеса в свободном стационарном режиме; $\varphi_{max}$ – максимальный коэффициент сцепления шины с дорогой; $\xi_{0max}$ – максимальная продольная деформация в точке контакта.

При установившемся движении с постоянной скоростью уравнения (5.27) сводятся к выражению

$$\frac{U_k U_0 M_e}{r_д} - F_f - F_в - F_{mp} - G_a \sin\gamma = 0, \qquad (5.29)$$

где $F_f$ – суммарная сила сопротивлению качения всех колес автомобиля, $F_f = F_{f1} + F_{f2}$, здесь $F_{f1}$, $F_{f2}$ – соответственно силы сопротивлению качению передних и задних колес;

$$F_{f1} = \frac{\nu_1 \cdot \xi_{01} \cdot R_{z1}}{r_д} + \frac{M_{f1}}{r_д},\ F_{f2} = \frac{\nu_2 \cdot \xi_{02} \cdot R_{z2}}{r_д} + \frac{M_{f2}}{r_д}.$$

Путевой расход топлива автомобиля определяется следующим образом:

$$\left.\begin{aligned} Q_s &= \frac{100 \cdot G_t(\omega_e, \alpha_н)}{36 \cdot V \cdot \rho_m} \\ \omega_{ei} &= \frac{V \cdot U_k \cdot U_0}{r_k} \\ r_k &= r_0 - r_{k0}^m \cdot (\lambda_1^0 \cdot \xi_0 + \lambda_2^0 \cdot h) \\ P_e(\omega_e, \alpha_н) &= (P_f \pm P_i + P_в + P_a + P_{mp}) \cdot r_d / (r_k \cdot K_c) \end{aligned}\right\}, \quad (5.30)$$

где $Q_s$ – путевой расход топлива; $G_t\ (\omega_e, \alpha_н)$ – часовой расход топлива двигателя на данном режиме; $\omega_e, \alpha_н$ – параметры нагрузочного режима работы двигателя по угловой скорости вращения $\omega_e$ и по нагрузке $\alpha_н$; $\rho_m$ – плотность топлива; $P_f$, $P_i$, $P_в$, $P_a$, $P_{mp}$ – соответственно мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, преодоление подъема, сопротивления воздуха, сопротивление разгону и сопротивления трансмиссии; $K_c$ – коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя; $h$ – радиальная деформация шины.

Таким образом, определяются все необходимые оценочные и комплексные показатели и выбросы отработавших газов в циклах при заданных передаточных числах трансмиссии.

4) *На четвертом этапе методики* определяются регрессионные зависимости комплексных показателей и выбросов отработавших газов от передаточных чисел трансмиссии.

В качестве факторов принимаются передаточные числа коробки передач $U_{к1}$, $U_{к2}$, $U_{к3}$, $U_{к4}$ , низшая передача делителя $U_{делН}$, низший диапазон демультипликатора $U_{демН}$, главной передачи $U_0$.

В работе рассматривается квадратичная регрессионная модель, в качестве плана вычислительного эксперимента – центральный композиционный ортогональный план второго порядка, построенный на основе двухуровнего полного факторного эксперимента. Математическое уравнение модели (уравнение регрессии) второго порядка имеет вид:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^{n} b_i x_i + \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n}\sum_{k=1}^{n} b_{ijk} x_i x_j x_k + \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=2}^{n}\sum_{k=3}^{n}\sum_{l=1}^{n} b_{ijkl} x_i x_j x_k x_l + \\ + \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n}\sum_{k=1}^{n}\sum_{l=1}^{n}\sum_{m=1}^{n} b_{ijklm} x_i x_j x_k x_l x_m + \sum_{ii=1}^{n} b_{ii} x_{ii}^2, \ (i \neq j \neq k \neq l \neq m), \quad (5.31)$$

где $y$ – комплексный показатель оптимизации или выбросов отработавших газов; $n$ – число факторов, $n$ = 5; $x_1$ – соответствует натуральному передаточному числу коробки $U_{k1}$; $x_2 - U_{k2}$; $x_3 - U_{k3}$; $x_4 - U_0$; $x_5 - U_{k5}$; $b_i$, $b_{ij}$, $b_{ijk}$, $b_{ijkl}$, $b_{ijklm}$, $b_{ii}$ – коэффициенты регрессии, учитывающие соответствующие взаимодействия факторов и квадратичные члены модели.

Математические уравнения моделей первого порядка с учетом парных взаимодействий и без их учета получаются из уравнения (5.31) при условии, что коэффициенты регрессии при других взаимодействиях и квадратичных эффектах будут равны нулю.

Коэффициенты регрессии определяются по следующим формулам:

$$b_i = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j x_{ij}}{\sum_{j=1}^{N} x_{ij}^2};\ b_{lm} = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j (x_l x_m)_j}{\sum_{j=1}^{N} (x_l x_m)_j^2}\ (l \neq m);\ b_{ii} = \frac{\sum_{j=1}^{N} y_j (x_i')_j}{\sum_{j=1}^{N} (x_i')_j^2};\ b_0 = \frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N} y_j - \sum_{i=1}^{k} b_{ii}\bar{x}_i^2 \quad (5.15)$$

где $x_i' = x_i^2 - \bar{x}_i^2$ – нормализованный фактор, характеризующей влияние квадратичного члена модели; $\bar{x}_i^2$ - среднее значение, *N*- число опытов в плане.

Коэффициент регрессии считается значимым, если его абсолютная величина получалась больше доверительного интервала, принимаемого равным ±1% размаха комплексного параметра оптимизации: $\Delta b_j = 2 \cdot 10^{-2}(y_{\max} - y_{\min})$.

Пределы варьирования передаточных чисел выбирались в зонах обеспечения переключения передач, чтобы каждая последующая передача имела передаточное число меньше, чем предыдущая. Это основывается на условии совместной работы передач. Поэтому для анализа принят 5% диапазон варьирования передаточных чисел коробки и 20% диапазон варьирования главной передачи, в котором можно использовать линейные и квадратичные зависимости. В качестве первоначальных значений передаточных чисел, от которых отсчитывается интервал варьирования, принимаются существующие заводские значения.

5) *На пятом этапе методики* определяются декартовы координаты каждой *i*-й пробной точки равномерно распределенной ЛП$_\tau$- последовательности *j*-го показателя с учетом направляющих чисел $r_j$ по формуле

$$q_{i,j} = \sum_{k=1}^{m} 2^{-k+1}\left\{\frac{1}{2}\sum_{l=k}^{m}[2\{i2^{-l}\}][2\{r_j^{(l)}2^{k-1-l}\}]\right\},\ \text{где}\ m = 1 + [\ln i / \ln 2] \quad (5.32)$$

6) *На шестом этапе методики* определяется множество оптимальных по Парето передаточных чисел трансмиссии в результате решения следующей задачи оптимизации:

$$\left.\begin{aligned} &\Phi(X^*) = \min \Phi(X), X \in D \\ &\Phi(X) = \{\Phi_1(X), \Phi_2(X), \ldots \Phi_m(X)\} \\ &D = \{X : g_j \le 0,\ j = 1, l; \Phi_\kappa^- \le \Phi(K) \le \Phi_\kappa^+, \kappa = 1, m; a_i \le X_i \le b_i, i = 1, n\} \end{aligned}\right\} \quad (5.33)$$

где $\Phi_к(X)$ – целевая функция; $\Phi_к^-$ и $\Phi_к^+$ нижнее и верхнее допустимое значение $к$-й целевой функции; $a_i$, $b_i$ – нижняя и верхняя границы изменения $i$-го фактора; $n$ – число факторов; $m$ – число целевых функций; $l$ – число функциональных ограничений; $D$ – область допустимых значений; $g_j$ – функциональные ограничения.

7) *На седьмом этапе методики* определяются рациональные передаточные числа многоступенчатой трансмиссии с учетом конструктивных ограничений и показателей сравнительной несущей способности.

Таким образом, определяются рациональные передаточные числа многоступенчатой трансмиссии, включающей коробку передач с делителем и демультипликатором.

### 5.8 Выбор передаточных чисел 16-ступенчатой коробки передач на основе разработанной методики

Произведем выбор передаточных чисел перспективной 16-ти ступенчатой коробки передач, продольный разрез и кинематическая схема которой представлены на рисунках 5.6 и 5.7 соответственно. Коробка передач имеет основной редуктор с межосевым расстоянием $A_w$ =170 мм, входной момент $M$ = 2200 Н.м, осевой габарит по торцам картера коробки передач $L$ = 570 мм., демультипликатор планетарного типа с межосевым расстоянием $A_w$ = 80 мм, числом сателлитов $p$ = 5 и двухступенчатый делитель.

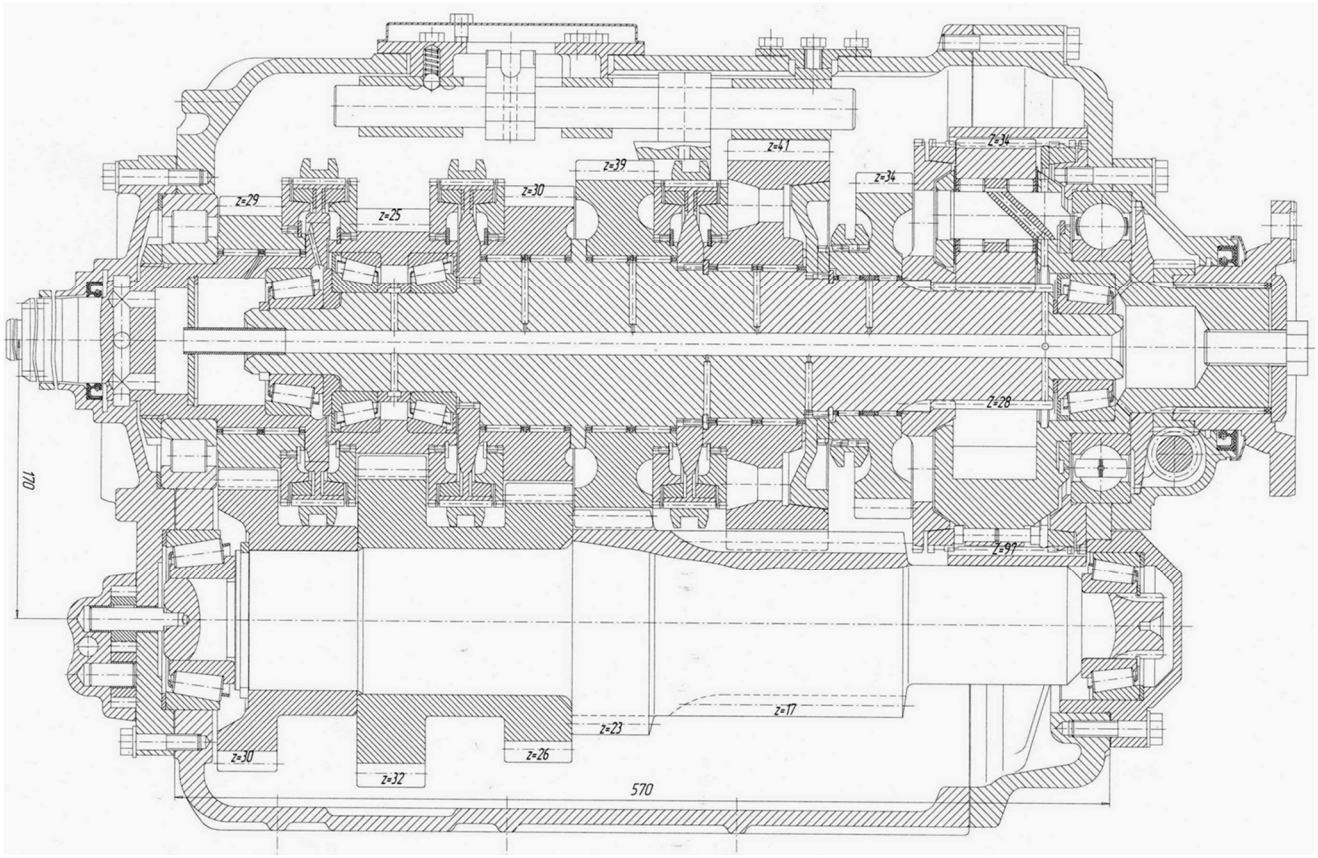



Рисунок 5.6 – Шестнадцати ступенчатая коробка передач (продольный разрез)

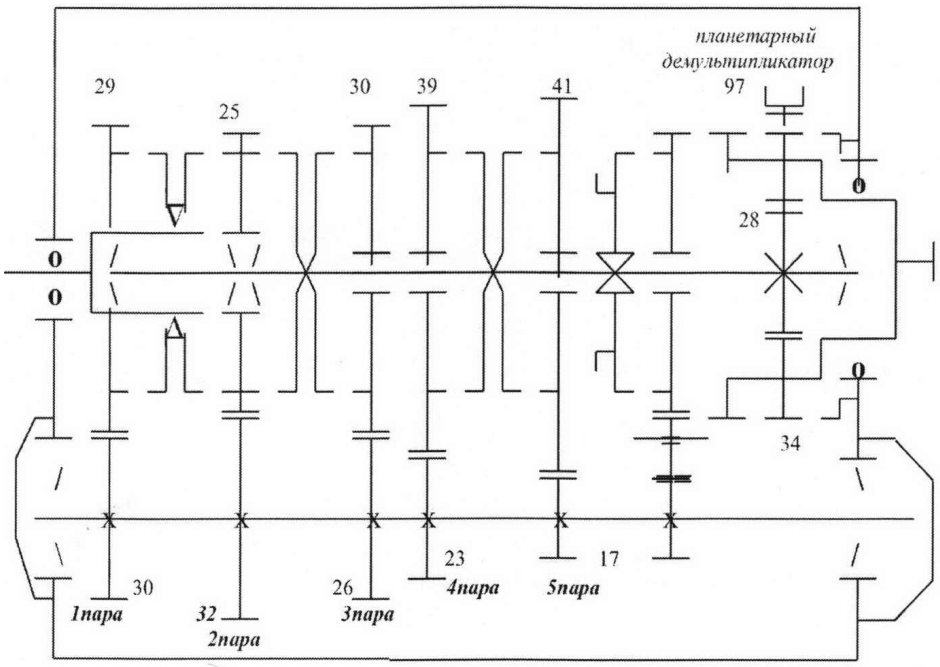



Рисунок 5.7 – Кинематическая схема многоступенчатой коробки передач

В таблицах 5.1 и 5.2 представлены ширины зубчатых венцов шестерен каждой пары многоступенчатой коробки передач (в соответствии с рисунком 5.7).

Таблица 5.1 - Ширина зубчатых венцов шестерен

| Индекс пары | | 1-я пара | 2-я пара | 3-я пара | 4-я пара | 5-я пара |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм | | 38,3 | 44,5 | 42,5 | 47,5 | 62 |
| Ширина шестерен промежуточного вала, мм | | 36,5 | 41,5 | 40,5 | 51 | 76 |
| ширина, мм | на изгиб $B_и$, | 37,4 | 43 | 41,5 | 49,25 | 69 |
| | на контакт $B_к$„ | 36,5 | 41,5 | 40,5 | 47,5 | 62 |

Таблица 5.2 – Ширина зубчатых венцов шестерен планетарного демультипликатора

| Ширина шестерен, мм | | Расчетная ширина, мм | |
|---|---|---|---|
| солнечной шестерни | сателлита | на изгиб, $B_{ср}$ | на контакт, $B_к$ |
| 59 | 49 | 54 | 49 |

Для выбора передаточных чисел многоступенчатой коробки передач необходимо определить показатели сравнительной несущей способности. Для этого рассмотрим геометрические и кинематические параметры наиболее близких аналогов коробок передач ZF 16S220, ZF 16S181, Mercedes-Benz G180-11,9, Volvo SR-2000.

На рисунке 5.8 представлена 16-ти ступенчатая коробка передач ZF 16S220.

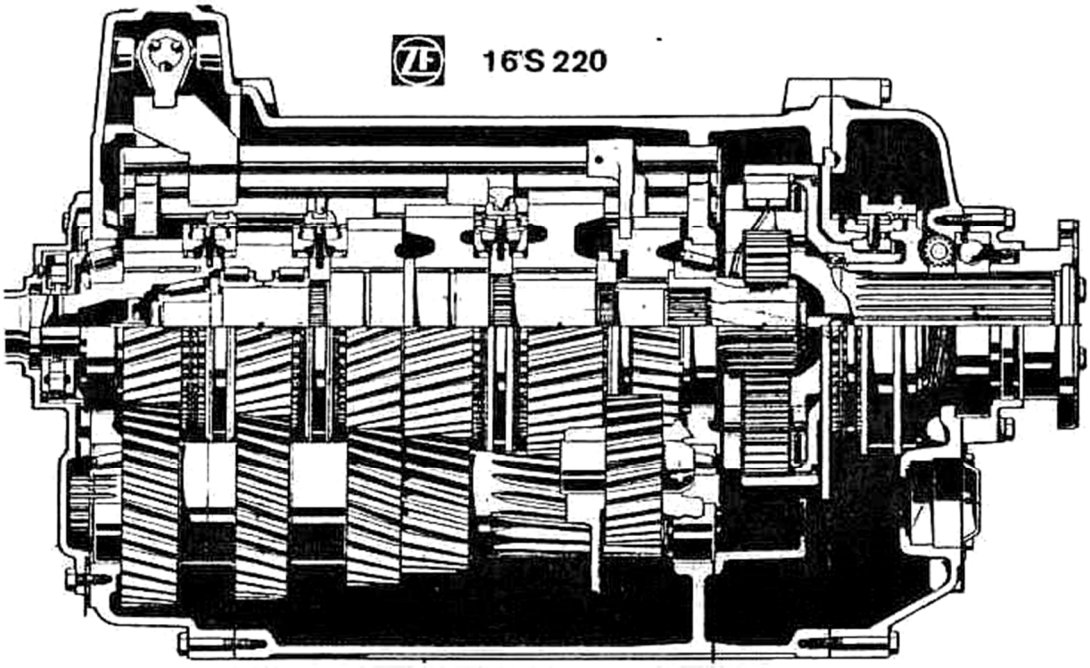



Рисунок 5.8 – Коробка передач ZF 16S220

В таблицах 5.3-5.7 представлены параметры геометрические и кинематические параметры коробки передач ZF 16S-220.

Таблица 5.3 – Передаточные числа пар шестерен модификаций коробок передач ZF 16S220 с высшей повышающей и высшей прямой передачами

| номер передачи | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| с повыш. передачей | 13,8 | 11,55 | 9,53 | 8,02 | 6,81 | 5,70 | 4,58 | 3,84 | 3,01 |
| с прямой передачей | 16,47 | 13,79 | 11,32 | 9,48 | 7,79 | 6,52 | 5,48 | 4,58 | 3,59 |
| | | | | | | | | | |
| номер передачи | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | Zxl | Zx2 |
| с повыш. передачей | 2,52 | 2,09 | 1,75 | 1,49 | 1,24 | 1 | 0,84 | 12,23 | 10,24 |
| с прямой передачей | 3,01 | 2,47 | 2,07 | 1,7 | 1,4 | 1,2 | 1 | 13,32 | 11,15 |

Таблица 5.4 – Передаточные числа пар шестерен коробки передач ZF 16S220 с высшей повышающей передачей

| Индекс пары | 1-я пара | 2-я пара | | 3-я пара | 4-я пара | 5-я пара |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Характеристика функций пары | | | | |
| | | привод | 16-я передача | | | |
| Передаточное число пары | 0,912 | 1,09 | 0,917 | 1,364 | 1,91 | 2,76 |

Таблица 5.5 – Передаточные числа пар шестерен коробки передач ZF 16S220 с высшей прямой передачей

| Индекс пары | 1- пара | 2 пара | | 3-я пара | 4-я пара | 5-я пара |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Характеристика функций пары | | | | |
| | | привод | 16-я передача | | | |
| Передаточное число пары | 1,3 | 1,09 | 0,917 | 1,3 | 1,91 | 2,76 |

Таблица 5.6 – Ширина зубчатых венцов шестерен для модификации коробки передач ZF 16S220 с высшей повышающей и высшей прямой передачей

| Индекс пары | | 1-я пара | 2-я пара | 3-я пара | 4-я пара | 5- пара |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм | | 47 | 43,5 | 45 | 58 | 64 |
| Ширина шестерен промежуточного вала, мм | | 47 | 40,5 | 45 | 58 | 78 |
| Расчетная ширина, мм | на изгиб $B_u$, | 47 | 45 | 45 | 58 | 71 |
| | на контакт $B_к$ | 47 | 40,5 | 44 | 58 | 64 |

Таблица 5.7 – Ширина зубчатых венцов шестерен планетарного демультипликатора коробки передач ZF 16S220

| Ширина шестерен, мм | | Расчетная ширина, мм | |
|---|---|---|---|
| солнечной шестерни | сателлита | на изгиб, $B_{ср}$ | на контакт, $B_к$ |
| 36 | 36 | 36 | 36 |

В таблицах 5.8-5.11 представлены параметры коробки передач ZF 16S181.

Таблица 5.8 – Передаточные числа $I_k$ коробки передач ZF 16S181

| номер передачи | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $I_k$ | 13,8 | 11,55 | 9,59 | 8,02 | 6,81 | 5,70 | 4,58 | 3,84 | 3,01 |
| | | | | | | | | | |
| номер передачи | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | Zx1 | Zx2 |
| $I_k$ | 2,52 | 2,09 | 1,75 | 1,49 | 1,24 | 1 | 0,84 | 13,17 | 11,03 |

Таблица 5.9- Передаточные числа пар шестерен коробки ZF 16S181

| Индекс пары | 1-я пара | 2-я пара | | 3-я пара | 4-я пара | 5-я пара |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Характеристика функций пары | | | | |
| | | привод | 16-я передача | | | |
| Передаточное число пары | 1,088 | 1,3 | 0,77 | 1,143 | 1,6 | 2,136 |

Таблица 5.10 – Ширина зубчатых венцов шестерен в коробке ZF 16S181

| Индекс пары | | 1-я пара | 2-я пара | 3-я пара | 4-я пара | 5- пара |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм | | 47 | 46 | 46 | 58 | 64 |
| Ширина шестерен промежуточного вала, мм | | 47 | 44 | 45 | 56 | 70 |
| Расчетная ширина, мм | на изгиб $B_{из}$ | 47 | 45 | 45,5 | 57 | 67 |
| | на контакт $B_к$ | 47 | 44 | 44 | 56 | 64 |

Таблица 5.11 – Ширина зубчатых венцов шестерен демультипликатора ZF 16S181

| Ширина шестерен, мм | | Расчетная ширина, мм | |
|---|---|---|---|
| солнечной шестерни | сателлита | на изгиб $B_{ср}$ | на контакт $B_к$ |
| 36 | 36 | 36 | 36 |

В таблицах 5.12-5.15 представлены данные 16-ти ступенчатой коробки передач Mercedes-Benz G180-11,9.

Таблица 5.12 – Передаточные числа $I_k$ коробки передач G180-11,9

| номер передачи | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $I_k$ | 11,9 | 10,09 | 8,24 | 6,99 | 5,83 | 4,95 | 4,2 | 3,57 |
| | | | | | | | | |
| номер передачи | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| $I_k$ | 2,83 | 2,4 | 1,96 | 1,66 | 1,39 | 1,18 | 1 | 0,85 |

Таблица 5.13 – Передаточные числа пар шестерен коробки G180-11,9

| Индекс пары | 1-я пара | 2-я пара | | 3-я пара | 4-я пара | 5-я пара |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | характеристика функций пары | | | | |
| | | привод | 16-я передача | | | |
| Передаточное число пары | 1,172 | 1,38 | 0,725 | 1,18 | 1,66 | 2,41 |

Таблица 5.14 – Ширина зубчатых венцов шестерен коробки G180-11,9

| Индекс пары | | 1-я пара | 2-я пара | 3-я пара | 4-я пара | 5-я пара |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм | | 35 | 30 | 35 | 40 | 53 |
| Ширина шестерен промежуточного вала, мм | | 31,5 | 27 | 32 | 37 | 58 |
| Расчетна ширина, | на изгиб $B_и$, | 33,25 | 28,5 | 33,5 | 38,5 | 55,5 |
| | на контакт | 31,5 | 27 | 32 | 37 | 53 |

Таблица 5.15 – Ширина зубчатых венцов шестерен демультипликатора G180-11,9

| Ширина шестерен, мм | | Расчетная ширина, мм | |
|---|---|---|---|
| солнечной шестерни | сателлита | на изгиб $B_{ср}$ | на контакт $B_к$ |
| 32 | 28 | 30 | 28 |

Продольное сечение 14-ступенчатой коробки передач Volvo SR 2000 представлено на рисунке 5.9

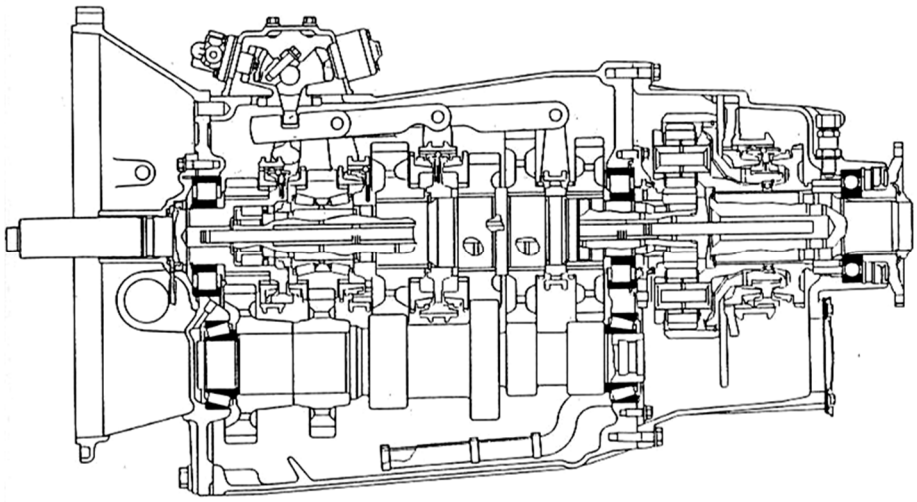


Рисунок 5.9 – Коробка передач Volvo SR 2000

В таблицах 5.16-5.19 представлены данные коробки передач Volvo SR-2000.

Таблица 5.16 – Передаточные числа $I_k$ коробки передач Volvo SR-2000

| номер передачи | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $I_k$ | 15,04 | 12,04 | 10,4 | 8,4 | 6,84 | 5,5 | 4,4 | 3,57 |
| | | | | | | | | |
| номер передачи | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| $I_k$ | 29 | 2,35 | 1,92 | 1,55 | 1,24 | 1 | 17,12 | 13,8 |

Таблица 5.17 – Передаточные числа пар шестерен коробки передач Volvo SR-2000

| Индекс пары | 1-я пара | 2-я пара | | 3-я пара | 4-я пара | 5-я пара |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | характеристика функций пары | | | | |
| | | привод | 16-я передача | | | |
| Передаточное число пары | 1,56 | 1,25 | 0,8 | 1,23 | 1,87 | 2,7 |

Таблица 5.18 – Ширина зубчатых венцов шестерен коробки передач Volvo SR-2000

| Индекс пары | | 1-я пара | 2-я пара | 3-я пара | 4-я пара |
|---|---|---|---|---|---|
| Ширина шестерен первичного и вторичного валов, мм | | 31,5 | 33,5 | 34 | 35 |
| Ширина шестерен промежуточного вала, мм | | 31,5 | 30 | 38 | 35 |
| Расчетная ширина, мм | на изгиб $B_{из}$ | 33,55 | 31,75 | 36 | 35 |
| | на контакт $B_к$ | 31,5 | 30 | 34 | 33,5 |

Таблица 5.19 – Ширина зубчатых венцов шестерен демультипликатора SR-2000

| Ширина шестерен, мм | | Расчетная ширина, мм | |
|---|---|---|---|
| солнечной шестерни | сателлита | на изгиб, $B_{ср}$ | на контакт, $B_к$ |
| 39 | 24 | 36,5 | 34 |

Результаты расчетов показателей сравнительной несущей способности коробок передач представлены в таблице 5.20

Таблица 5.20 – Расчетные величины показателя сравнительной несущей способности коробок передач ZF 16S220,ZF 16S181, Mercedes-Benz G180-11,9, Volvo SR-2000

| Фирма, модель коробки передач | Показатели несущей способности, мм³/Н.м | 1-я пара | 2-я пара | | | 3-я пара | | 4-я пара | | 5-я пара | | Демультипликатор | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Режим привода | Режим передачи | | Диапазон делителя | | | | | | Диапазон | |
| | | | | прямая | повышающая | высший | низший | высший | низший | высший | низший | высший | низший |
| ZF 16S220, высшая передача прямая; | $H_к$ | 0,054 | 0,052 | 0,048 | — | 0,048 | 0,044 | 0,046 | 0,041 | 0,034 | 0,030 | 0,018 | 0,016 |
| ZF 16S220, высшая передача повышающая | $H_к$ | 0,063* | 0,050 | — | 0,058 | 0,050 | 0,044 | 0,049 | 0,044 | 0,036 | 0,032 | 0,0195 | 0,017 |
| ZF 16S181, высшая передача повышающая | $H_к$ | 0,161 | 0,051 | — | 0,070 | 0,052 | 0,046 | 0,052 | 0,046 | 0,038 | 0,033 | 0,0205 | 0,018 |
| Mercedes-Benz G180-16/11,9 | $H_к$ | 0,042 | 0,032 | — | 0,040 | 0,038 | 0,034 | 0,034 | 0,030 | 0,033 | 0,030 | 0,0215 | 0,019 |
| Volvo SR-2000 | $H_к$ | 0,042 | 0,0476 | 0,044 | — | 0,047 | 0,040 | 0,033 | 0,028 | — | — | 0,0235 | 0,020 |

Таблица 5.21 – Показатель сравнительной несущей способности для рассматриваемой 16-ти ступенчатой коробки передач

| Фирма, модель коробки передач | Показатели несущей способности, мм³/Н.м | 1-я пара | 2-я пара | | | 3-я пара | | 4-я пара | | 5-я пара | | Демультипликатор | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Режим привода | Режим передачи | | Диапазон делителя | | | | | | Диапазон | |
| | | | | прямая | повышающая | высший | низший | высший | низший | высший | низший | высший | низший |
| Анализируемая 16-ти ступенчатая коробка передач | $H_к$ | 0,059 | 0,059 | — | 0,074 | 0,060 | 0.052 | 0,053 | 0,046 | 0,048 | 0,042 | 0,0275 | 0,0235 |

Необходимо особо подчеркнуть значительные преимущества коробки передач с высшей повышающей передачей, так как, несущая способность всех шестерен коробки передач по сравнению с коробкой передач с высшей прямой передачей повышается в среднем на 20 %,

Принимая во внимание то, что удельные мощности для автопоездов относительно невелики и находятся в пределах 5,9-7,4 кВт/т (8-10 л.с/т), а также в связи с малой величиной интервала 1,18-1,22 между 16-й и 15-й передачами, время работы на этих передачах практически одинаково, в соответствии с чем для коробок передач с широким диапазоном $d$ = 14-17 и плотным рядом передаточных чисел $q$ =1,18-1,22 наиболее экономически рациональным для данной кинематической схемы является выполнение коробки передач с высшей повышающей передачей.

Учитывая конструктивные особенности коробки передач (межосевое расстояние, число промежуточный валов, ширину шестерен) и показатели сравнительной несущей способности лучших зарубежных аналогов, были окончательно определены передаточные числа многоступенчатой коробки передач, представленные в таблице 5.22.

Передаточные числа коробки передач ТМ16-2000 представлены в таблице 5.2

Таблица 5.22 – Передаточные числа $I_к$ коробки передач ТМ16-2000

| номер передачи | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $I_k$ | 13,77 | 11,13 | 9,68 | 7,82 | 6,59 | 5,32 | 4,46 | 3,6 | 3,09 |
| | | | | | | | | | |
| номер передачи | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | Zx1 | Zx2 |
| $I_k$ | 2,49 | 2,17 | 1,75 | 1,47 | 1,19 | 1 | 0,81 | 11,42 | 9,23 |

Таким образом, полученные передаточные числа трансмиссии позволяют не только иметь транспортному средству оптимальные показатели разгона и топливной экономичности, но и высокую несущую способность коробки передач, определяемую долговечностью и прочностью шестерен коробки передач.

### 5.9 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

В результате выполнения НИР были получены значимые научные результаты мирового уровня, позволяющие предоставить организациям (ООО «КОМ») новые и эффективные методы и средства для исследования и создания коробок передач с автоматическим управлением, использующих энергоэффективные технологии и способствующих развитию экспортного потенциала и замещению импорта, необходимых для решения комплекса технико-экономических.

Теоретические разработки, методики расчетов, результаты и технические предложения по созданию коробок передач внедрены в организациях группы компаний «КОМ» (ООО «КОМ», ООО «КОМ-Проект») при создании семейства многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматическим управлением.

Результаты исследований, а именно методика выбора передаточных чисел трансмиссии реализована в программном комплексе «Расчет параметров движения автомобиля», и используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ в курсах лекций «Компьютерные технологии в науке и производстве», «САПР в автомобилестроении», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

### 5.10 Обобщение и оценка результатов исследований

1. Проведенный анализ научно-технической литературы и нормативно-технической документации позволил систематизировать сведения об методиках расчета и выбора передаточных чисел трансмиссии. Существенным недостатком рассматриваемых методик является: однонаправленность расчета, поскольку он ведется с ориентацией либо на топливную экономичность, либо на тягово-скоростные свойства без учета показателей других свойств; в этих методиках рассматривается узкий набор показателей (1-2 показателя) тех или иных свойств, поэтому даже в рамках одной группы свойств, трудно в целом сказать, улучшаться эти свойства или нет; неопределенность с выбором передаточного числа первой передачи, т.к. оно зависит от сопротивления дороги, и высшей передачи; неопределенность в выборе показателя геометрической прогрессии для двигателей, имеющих два явно выраженных экстремума на внешней скоростной характеристики момента двигателя; рассматриваемые методики не усчитывают законодательные требования, предъявляемые к автомобилям.

2. Рассмотрены методики выбора передаточных чисел коробки передач моноприводных автомобилей по геометрическому ряду, гармоническому и арифмическому ряду. Наибольшей сложностью при использовании рассмотренных методик является определение знаменателя прогрессии, который связан с диапазоном передаточных чисел. Кроме этого рассмотрены методики выбора передаточных чисел раздаточной коробки полноприводных автомобилей, а также передаточных чисел многоступенчатых коробок передач.

3. Установлено, что при выборе передаточных чисел трансмиссии помимо показателей эксплуатационных свойств нужно учитывать также конструктивные особенности коробки передач, влияющие на ее несущую способность.

4. Получены аналитические зависимости для передач с внешним зацеплением для показателя сравнительной контактной несущей способности шестерен, а также выражения показателя несущей способности для планетарного механизма.

5. Оценка по сравнительной несущей способности дает возможность быстрого прогнозирования по применению агрегата и его ожидаемой надежности при изменении крутящего момента двигателя, в частности, в сторону его повышения или при корректировке каких-либо параметров коробки передач, например, изменению передаточных чисел.. Позитивным фактором показателей несущей способности является то, что они включают в себя число нагружений за один оборот шестерни или зубчатого колеса (циклический фактор), равное числу промежуточных валов *n* коробки передач, что не учитывается при оценке по изгибной или контактной напряженности в классическом виде.

6. Разработана методика выбора рациональных передаточных чисел многоступенчатых трансмиссий наземных транспортных средств с учетом комплексных показателей эксплуатационных свойств автомобиля и параметров несущей способности зубчатых передач. В качестве комплексных показателей эксплуатационных свойств используются наибольшая скорость на магистрально-холмистой дороге, расход топлива при разгоне, расход топлива при установившемся движении, а также коэффициент эффективности работы транспортного средства в ездовых циклах по ГОСТ20306-90.

7. Для определения выбранных комплексных показателей разработаны алгоритмы и на ЭВМ моделируются следующие режимы движения: в городском цикле на дороге по ГОСТ 20306-90; в магистральном цикле на дороге по ГОСТ 203060-90; на магистрально-холмистой дороге с твердым покрытием и с распределением уклонов ±6 % по закону Коши, характерных для холмистого рельефа местности

8. Для выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии определяются регрессионные зависимости комплексных показателей эксплуатационных свойств на основе планов второго порядка, затем решается задача оптимизации методом просмотра многомерных областей пробными точками ЛПτ последовательности (методом сканирования) с выбором наилучших решений по Парето.

9. Определены значения показателя сравнительной несущей способности для наиболее близких аналогов рассматриваемой перспективной 16-ступенчатой коробки передач: ZF 16S220, ZF 16S181, Mercedes-Benz G180-11,9, Volvo SR-2000. Установлено, что наилучшие

значения по несущей способности имеет многоступенчатая коробка ZF 16S181 с высшей повышающей передачей.

10 Определены рациональные передаточные числа перспективной 16-ти ступенчатой коробки передач, обеспечивающие наилучшее соотношение динамики разгона транспортного средства, топливной экономичности и несущей способности зубчатых передач коробки, соответствующей уровню лучших зарубежных аналогов.

11. Теоретические разработки, методики расчетов, результаты и технические предложения по созданию коробок передач внедрены в организациях группы компаний «КОМ» (ООО «КОМ», ООО «КОМ-Проект») при создании семейства многоступенчатых синхронизированных малогабаритных коробок передач с автоматическим управлением.

12. Результаты исследований, а именно методика выбора передаточных чисел трансмиссии реализована в программном комплексе «Расчет параметров движения автомобиля» и используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ в курсах лекций «Компьютерные технологии в науке и производстве», «САПР в автомобилестроении», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании

# 6 Концепция создания инновационной конструкции коммерческого электромобиля

## 6.1 Анализ конструкций и технических характеристик серийных коммерческих электромобилей

Разрабатываемые в настоящее время электромобили должны соответствовать не только современным требованиям, но и требованиям перспективы. Технические характеристики лучших мировых аналогов транспортных средств с электроприводом, планируемых к серийному выпуску в 2012 г. представлены в таблице 6.1.

Их внешний вид - на рисунке 6.1.

Максимальная скорость большинства рассмотренных электромобилей составляет менее 100 км/ч. Современные коммерческие автомобили с ДВС, имеют 120-150 км/ч. Следовательно, по данному параметру электромобили пока проигрывают автомобилям с ДВС.

Анализ представленных в таблице 6 технических характеристик автомобилей с электроприводом позволил определить перспективные значения показателей эксплуатационных свойств электромобилей и выработать соответствующие технические решения для их достижения, описанные в данном техническом отчете по НИР.

**а) Modec**

**б) Edison**

**в) Newton**

**г) Boulder Electric**

**д) EVI WI**

**е) ZeroTruck**

**ж) Miles ZX40ST**

**з) Balqon Mule M150**

**и) Peugeot eBoxer**

**к) EcoDaily Electric**

**л) Ford Transit Connect Electric**

**м) Mitsubishi Fuso Canter E-CELL**

Рисунок 6.1 - Серийные грузовые электромобили

Таблица 6.1– Технические характеристики серийно выпускаемых коммерческих грузовых электромобилей

| | Modec | Edison | Newton | Boulder Electric Delivery Truck | Boulder Electric Cargo Van or WUV | ZeroTruck | EVI MD 60, 80,115 WI 60, 80, 115 | Miles ZX40ST |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.) | 76,1 (102) | 90 (120,6) | 120 (160) | 80 (107) | 80 (107) | 100 (134) | 100 (134) | 26 (35) |
| Масса:<br>Полная масса, т<br>Грузоподъемность, т | 5,49<br>2,0 | 3,5 или 4,6<br>1,22 или 2,3 | 7,5; 10; 12<br>3,36; 5,86; 7,4 | 5,0<br>2,7 | 3,85<br>2,0 | 5,4…8.1<br>2,3…4,9 | 6,8 | 1,36<br>0,49 |
| Максимальная скорость, км/ч | 80 | 80 | 80 | 96 | 130 | 96 | 96 | 40 |
| Тип аккумуляторных батарей | Устанавливается по заказу потребителя | Lithium Ion Iron Phosphate (Li Fe $PH_4$) | Lithium Ion Iron Phosphate (Li Fe $PH_4$) или Sodium Nickel Choloride Zebra Z5 | Lithium Iron Phosphate | Lithium Iron Phosphate | Lithium polymer | Valence Lithium Iron Magnesium phosphate ($LiFeMgPO_4$) | — |
| Емкость Аккумуляторных батарей | 60 кВтЧ | 40 кВтЧ | 85 кВтЧ (7,5…10 т.); 130 кВтЧ (12 т.) | — | — | 50КВтч | 50…100 кВт | 150 Ач |
| Трансмиссия | Бесступенчатая | Двух или трех ступенчатая, автомат. | шести ступенчатая, автомат. | Бесступенчатая | | | | |
| Пробег на одной зарядке, км | 160 | 160 | 240 | 160 | 320 | 100…120 | 100…185 | 65 |

Продолжение таблицы 6.1

| | EcoDaily Electric 35S | Mitsubishi Fuso Canter E-CELL | Ford Transit Connect Electric | Peugeot eBoxer (electric van) |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 10 | 11 | 12 | 13 |
| Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.) | 30 кВт - номинальная<br>60 кВт - пиковая | 70<br>(300) | 55<br>(280) | 60 (80) пиковая<br>30(40) номинальн. |
| Масса:<br>Полная масса, т<br>Грузоподъемность, т | 3,5 | 3,5 | 3,0…3,5<br>0,5-0,7 | 3,5<br>0,895 |
| Максимальная скорость, км/ч | 70<br>ограничена | 80<br>ограничена | 120 | 100 |
| Тип аккумуляторных батарей | Натрий-никельхлоридные Номинальное напряжение 278 В | Литий-ионные | Литий-ионные | Lithium Ion,<br>268 V, 210 шт. |
| Емкость Аккумуляторных батарей | | 40 | 28 | 56 |
| Трансмиссия | Бесступенчатая | | | |
| Пробег на одной зарядке, км | 2 батареи -90<br>3 батареи – 120 | 120 | 130 | 130 |

### 6.2 Разработка требований к узлам и агрегатам электромобилей

6.2.1 Требования к конструкции транспортного средства:

6.2.1.1 Тяговая батарея

Установка тяговой батареи на транспортном средстве исключает любую потенциальную опасность образования газовых пузырей;

Аккумуляторные контейнеры, содержащие аккумуляторные блоки, из которых может произойти утечка опасных газов, надлежащим образом проветриваются;

Тяговая батарея и электропривод защищаются соответствующими по всем параметрам предохранителями и выключателями. Предприятие-изготовитель предоставляет лаборатории данные, позволяющие убедиться в том, что их калибровка при необходимости, обеспечивает размыкание.

6.2.1.2 Тяговый электропривод

масса тягового электропривода не должна превышать $5-6$ % от полной массы электромобиля;

узлы и агрегаты тягового электропривода должны выполняться в виде конструктивно законченных модулей, легко заменяемых в условиях эксплуатации;

агрегаты тягового электропривода должны иметь защиту от проникновения посторонних тел и воды, соответствующую месту их установки;

должна быть предусмотрена защита от попадания потенциала на кузов электромобиля, защита электрических цепей от недопустимых перегрузок и коротких замыканий, а при движении электромобиля – от нарушений и сбоев при кратковременных перерывах в питании;

должна быть предусмотрена защита от недопустимых последствий ошибочных действий водителя, например типа блокировки при нарушении предписанной последовательности операций управления.

6.2.1.3 Защита от электрического удара

Защита от прямого контакта с частями электропривода, находящимися под напряжением:

Если напряжение в электрической цепи составляет менее 60 В при постоянном токе и 25 В при переменном токе, то не требуется соблюдать никаких конкретных предписаний;

Прямой контакт с находящимися под напряжением частями электропривода, максимальное напряжение в которых составляет по меньшей мере 60 В при постоянном токе или 25 В при переменном токе, предотвращается посредством или изоляции, либо использованием кожухов, защитных решеток, перфорированных металлических пластин и т.д. Эти защитные средства надежным образом закрепляются и обладают механической

устойчивостью. Они должны быть устроены так, чтобы их нельзя было открыть, разобрать или снять без соответствующих инструментов;

В пассажирском и грузовом отделениях части под напряжением во всех случаях изолируются кожухами степень защиты которых составляет по меньшей мере IPXXD или степень защиты кожухов в других частях транспортного средства составляет по меньшей мере IPXXB;

В моторном отделении доступ к частям под напряжением возможен лишь в случае целенаправленных действий;

На случай открытия кожуха степень защиты частей соединительного устройства должна составлять IPXXB;

Степени защиты IPXXD, IPXXB соответствуют контакту шарнирного испытательного штыря и исполнительного провода с опасными частями (Приложение 3 ГОСТ Р41.100-99);

Маркировка на транспортном средстве.

На средство защиты частей под напряжением должен быть нанесен соответствующий знак (Приложение 5 ГОСТ Р41.100-99).

Защита от непрямого контакта с незащищенными токопроводящими частями электропривода:

Если напряжение в электрической цепи составляет менее 60 В при постоянном токе и 25 В при переменном токе, то не требуется соблюдать никаких конкретных предписаний.

Электрооборудование проектируется, изготавливается и устанавливается таким образом, чтобы исключить возможность повреждения изоляции;

Защита от непрямых контактов обеспечивается посредством изоляции, и кроме этого, не защищенные токопроводящие части бортового оборудования должны быть гальванически связаны. Это выравнивание потенциалов достигается посредством соединения незащищенных токопроводящих частей, либо непосредственно с металлическими элементами шасси транспортного средства. Считается, что две сваренные незащищенные токопроводящие части не имеют разрывов. Если в какой либо имеется разрыв, то в целях уравновешивания потенциалов проводиться шунтирование.

Сопротивление изоляции:

Измерение сопротивления изоляции осуществляется после выдерживания транспортного средства в течение 8 часов при следующих условиях: температура 23 ± 5 °С, влажность $90^{-10}_{-3}\%$ .

При использовании в целях измерения напряжения при постоянном токе, значение которого равно номинальному напряжению тяговой батареи, сопротивление изоляции между

любой незащищенной токопроводящей частью и каждым полюсом батареи составляет 500 Ом/В номинального напряжения.

Сопротивление защищенного проводника:

Сопротивление при выравнивании потенциалов между любыми двумя незащищенными токопроводящими частями составляет не менее 0,1 Ом. Это испытание проводиться при силе тока не менее 0,2 А.

Соединение транспортного средства с магистральной электрической сетью:

Исключается любая возможность самостоятельного перемещения транспортного средства, когда оно гальванически подсоединено к источнику энергоснабжения или к внешнему зарядному устройству;

Элементы, используемые для подзарядки батареи от внешнего источника, допускают отключение зарядного тока в случае разъединения без нанесения какого-либо материального ущерба;

Элементы соединительного устройства, которые могут находиться под напряжением, защищены от любых прямых контактов в обычных условиях эксплуатации;

Во время подзарядки все не защищенные токопроводящие части подсоединяются друг к другу электрически посредством заземленного провода.

**6.2.1.4 Карданная передача**

Карданная передача должна передавать крутящий момент между соединяемыми агрегатами равномерно (синхронно);

Иметь высокий КПД;

Быть долговечной;

Вибрационные нагрузки и шум при работе карданной передачи должны быть минимальными.

**6.2.1.5 Ведущий мост и дополнительная коробка передач**

Должна обеспечивать оптимальные тягово-динамические и топливно-экономические характеристики автомобиля при соответствующем выборе передаточных чисел;

Иметь высокий КПД;

Обеспечивать требуемый дорожный просвет;

Работать плавно и бесшумно;

Иметь высокую жесткость корпуса, опор и валов.

**6.2.1.6 Рулевое управление**

Легкость управления, должна быть обеспечена усилием на рулевом колесе, которое регламентируется Правилами №79 ЕЭК ООН при движении по круговой траектории;

Качение управляемых колес должно происходить с минимальными боковым уводом и скольжением при повороте автомобиля. Несоблюдение этого требования приводит к ускорению изнашивания шин и снижению устойчивости автомобиля при движении;

Должна быть обеспечена стабилизация повернутых управляемых колес, обеспечивающая их возвращение в положение, соответствующее прямолинейному движению, при отпущенном рулевом колесе;

Должно обеспечиваться предотвращение передачи ударов на рулевое колесо при наезде управляемых колес на препятствия;

Минимальные зазоры в соединениях должны быть оценены углом свободного поворота рулевого колеса автомобиля, стоящего на сухой, твердой и ровной поверхности в положении, соответствующем прямолинейному движению.

Должно обеспечиваться отсутствие автоколебаний управляемых колес при работе автомобиля в любых условиях и на любых режимах движения.

**6.2.1.7 Тормозное управление**

Должна обеспечиваться требуемая эффективность торможения каждой из систем; сохраняться устойчивость движения автомобиля при торможении; сохранять стабильные тормозные свойства; высокую эксплуатационную надежность; удобство и легкость управления, определяемые усилием, прикладываемым к органу управления, и его ходом.

Механизмы автомобилей должны обеспечивать эффективность действия, т. е. создание большого тормозного момента; стабильность эффективности торможения при изменении скорости автомобиля, количества торможений, температуры трущихся элементов и т. д.; долговечность трущихся пар; высокий и стабильный механический КПД; плавность действия, отсутствие при торможении вибраций; автоматическое восстановление номинального зазора между трущимися парами.

Привод рабочей тормозной системы с целью повышения надежности действия должен иметь не менее двух независимых контуров.

**6.2.1.8 Кузов автомобиля**

Должен обеспечить необходимую прочность и жесткость конструкции, и удовлетворять требованиям пассивной безопасности регламентированным Правилами №29 ЕЭК ООН.

**6.2.1.9 Подвеска автомобиля**

Конструкция подвески должна обеспечивать требуемую плавность хода; иметь кинематические характеристики, отвечающие требованиям устойчивости и управляемости автомобиля.

### 6.2.2 Требования функциональной безопасности

#### 6.2.2.1 Включение под напряжение

Включение под напряжение осуществляется при помощи контактного ключа;

Исключается возможность вынимания этого ключа в любом положении, в котором включается электрическая трансмиссия или существует возможность движения.

#### 6.2.2.2 Условия движения и остановки

Водителю подается, по крайней мере, один непродолжительный сигнал, свидетельствующий о том, что транспортное средство находиться в «режиме, допускающем движение»;

Когда уровень батареи достигает минимального значения, определенного предприятием-изготовителем, пользователь транспортного средства предупреждается об этом заблаговременно, чтобы он мог выехать на своем транспортном средстве, по меньшей мере, из зоны движения;

Исключается возможность непреднамеренного ускорения, замедления и реверсирования электрической трансмиссии. В частности, в случае неисправности (например, в электроприводе) неподвижно стоящее транспортное средство не должно перемещаться более 0,1 м без воздействия на тормоз;

При выходе из транспортного средства водитель четко информируется соответствующим сигналом (например, оптическим или звуковым), если электрическая трансмиссия все еще находиться в режиме, допускающем движение;

Пределы плавного изменения скорости движения от 3 до 70 км/ч;

Стабильность автоматического поддержания установленной водителем скорости от 20 до 60 км/ч не ниже 10 %, что позволяет энергетически выгодно двигаться в колонне или потоке городского движения;

Плавное управление тяговым моментом при трогании и разгоне;

Плавное управление тормозным моментом при скорости выше 15 – 20 км/ч и его автоматическая стабилизация в любом тормозном режиме;

Максимальное использование возможностей рекуперации энергии при торможении или движении под уклон;

Возможность движения в режиме выбега (наката) с плавным переходом в режимы тяги или электрического торможения;

#### 6.2.2.3 Изменение направления движения на обратное

Возможность изменения направления на обратное обеспечивается лишь после срабатывания специального регулирующего устройства. Для этого требуется: сочетание двух различных действий или использование электрического переключателя, допускающего

включение заднего хода лишь в случае, если транспортное средств не движется вперед со скоростью более 5 км/ч. Если эта скорость является более высокой, то транспортное средство не реагирует ни на какие команды, подаваемые данным приспособлением. Это приспособление имеет только одно стабильное положение;

Положение регулятора направления движения без труда определяется водителем;

**6.2.2.4 Аварийное ограничение мощности**

Транспортное средство должно быть оснащено приспособлением для ограничения мощности в аварийной ситуации (например, при перегреве какой-либо детали), то пользователь информируется от включении этого приспособления четким сигналом;

Ограничение зарядного тока батареи при рекуперативном торможении на максимально допустимом для данного состояния батареи уровне;

6.2.3 Эксплуатационные требования

Работоспособность тягового электропривода должна обеспечиваться при температуре окружающей среды в пределах от –40 °С до +40 °С;

Бортовая система диагностики должна информировать водителя о месте и общем характере неисправности в тяговой системе в целях прежде всего распознавания следующих возможных ситуаций: отказа в тяговой системе; разряда тяговой батареи и его последствий; частичного нарушения работоспособности; последствий неправильных действий водителя;

Восстановление тягового электрооборудования должно заключаться в основном в замене неисправных узлов и агрегатов;

Периодичность основного технического обслуживания тягового электропривода: в объеме ТО-1 – через 1000 – 1500 км пробега, в объеме ТО-2 – через 10 – 15 тыс. км.

**6.2.4 Экономические требования:**

Начальная стоимость тягового электропривода не должна превышать 15 – 20 % стоимости электромобиля в целом;

Трудоемкость технического обслуживания тягового электропривода не должна превышать 30 – 40 % от общей трудоемкости технического обслуживания электромобиля в целом.

С развитием электротранспорта европейские и американские производители электротехнического оборудования приступили к производству устройств, необходимых для зарядки электромобилей. Для унификации и создания стандартизованных разъемов и режимов зарядки аккумуляторных ячеек было принято решение разработать ряд стандартов, характеризующих режим и способ зарядки электромобиля.

В создании таких стандартов приняла участие Международная электротехническая комиссия (International Electrotechnical Commission, IEC). Результатом работы комиссии стал

перечень международных стандартов, систематизирующих и регулирующих способы подключения зарядных устройств к электромобилю (виды коннекторов), а также описывающий допустимые режимы зарядки электромобилей.

Стандарт IEC 62196-1 определяет тип кабелей, розеток, коннекторов, допустимых к использованию в зарядных станциях для электромобилей:

690В переменного тока, 50 – 60 Гц, с силой тока не более 250А;

600В постоянного тока, с силой тока не более 400А.

Допустимые режимы зарядки описаны в стандарте IEC 61851-1, который определяет следующие возможные варианты:

Mode 1 – медленная зарядка переменным током от бытовой сети;

Mode 2 – медленная зарядка переменным током от бытовой сети с использованием системы защиты внутри кабеля;

Mode 3 – медленная или быстрая зарядка переменным током с использованием специального разъема, в котором реализована система защиты и контроля за ходом зарядки электромобиля;

Mode 4 – быстрая зарядка постоянным током с использованием внешнего источника питания.

Рассмотрим стандарты на виды розеток, разъёмов и кабелей, устанавливаемых на электромобили (рисунок 6.2-6.4).

Стандарт IEC 62196-2 содержит подробный перечень и описание типов кабелей и разъемов, используемых в процессе зарядки электромобилей. В настоящее время процесс выбора типа подключения к зарядным станциям общего пользования находится в активной стадии.

Следующая редакция стандарта IEC 62196-2 будет включать в себя 3 модификации для режима зарядки Mode 3, включая такие типы, как разъем Yazaki/SAE, разъем VDE/Mennekes и разъем Scame/EVPlug. Стандартизация типов подключения является частью процесса, включающего в себя элементы интеллектуальной сети в виде зарядных станций. В настоящее время стандарт IEC 62196-2 включает в себя следующие типы разъемов, используемых в электромобилях:

Type1–однофазное подключение.

Рисунок 6.2 - Типы зарядочных разъемов для электромобилей

Все американские и японские автомобили (или другие, которые используют свои технологии) поставляются с этим разъёмом. Это такие автомобили, как Nissan Leaf, Mitsubishi I-MiEV, Peugeot Ion, Citroen C0, Opel Ampera и Renault ZE.

Type2 – однофазное/трехфазное подключение.

Европейские автопроизводители оснащают свои автомобили таким разъемом, например Smart ED.

Рисунок 6.3 – Соединительный кабель для зарядки электромобиля

Рисунок 6.4 – Общий вид установки розеток в электромобиле

**6.2.5 Технические требования, предъявляемые к блоку управления (БУ)**

БУ должен иметь не менее шести дискретных выходов для управления зарядно-разрядными цепями, устройствами подогрева и вентиляции.

**6.2.5.1** БУ должен иметь следующие входы:

для связи с БКВН – разъём соединительный, низковольтный, цилиндрический (СНЦ 23-10);

для датчика тока – разъём СНЦ 23-4.

**6.2.5.2**. БУ должен иметь следующие выходы:

для связи с контроллером системы управления транспортного средства – разъём СНЦ 23 -4;

для связи с контроллером зарядного устройства или с компьютером технического обслуживания – разъём СНЦ 23-4;

дискретный канал для питания коммутатора замыкания-размыкания цепи разряда батареи – разъём СНЦ 23-4 или его эквивалент.

дискретный канал для выдачи сигнала на отключение зарядного устройства– разъём СНЦ 23-4 или его эквивалент .

для управления устройством подогрева и вентиляции, а также другими дополнительными функциями – разъём СНЦ 23-10 или его эквивалент.

**6.2.5.3**. БУ должен передавать на верхний уровень управления значение напряжения на каждом в отдельности элементе батареи, с указанием адреса максимально заряженной и минимально заряженной ячейки, температуру ячеек с указанием адреса ячейки с максимальной температурой со всех БКВН, а также дополнительно:

общее напряжение батареи;

ток батареи;

остаточная емкость батареи в ампер-часах; параметр принимает значение «0» при напряжении на любом аккумуляторе равном минимально допустимому;

**6.2.5.4.** БУ должен выдавать команду на контроллер зарядного устройства «Перейти в режим ограничения напряжения заряда» при достижении напряжения на любом аккумуляторе, равном максимально допустимому при заряде.

**6.2.5.5.** БУ должен получать электропитание от батареи, в состав которой он входит. Электропотребление БУ должно быть - не более 12. Вт.

**6.2.5.6** БУ должен поддерживать стандарт зарядных станций постоянного тока (CHAdeMO 1.0.0 или его эквивалент).

**6.2.5.7** Габаритные размеры БУ не более 200х200х70, масса не более 250гр.

**6.2.6 Технические требования, предъявляемые к БКВН и датчикам**

**6.2.6.1**. Диапазон измерения напряжения каждого аккумулятора должен быть – от 0 до 5 В.

**6.2.6.2.** Диапазон измерения температуры каждого аккумулятора должен быть – от минус 40 до 90 ºС.

**6.2.6.3.** Ошибка измерения напряжения каждого аккумулятора должна быть не более 0,05 В, температуры – не более 2 ºС.

**6.2.6.4.** Связь между собой БКВН и БУ должна осуществляться по шине CAN.

**6.2.6.5.** БКВН по запросу должен передавать в БУ следующие параметры:

напряжения всех аккумуляторов ЛИА;

температуры всех аккумуляторов ЛИА;

температура БКВН.

**6.2.6.6.** БКВН и датчики должны получать электропитание от БУ.

**6.2.6.7** БКВН должен иметь функцию подогрева элемента батареи, на котором он установлен, мощность не менее 10 Вт.

**6.2.6.8** БКВН должен иметь функцию работы без БУ и индикацию элемента батареи, вышедшего из строя, а так же накопление статистики об элементе.

**6.2.6.9** Габаритные размеры БКВН не более 700х50х40, масса не более 50гр.

**6.2.7 Конструктивные требования к приборам СКУ АБ**

**6.2.7.1.** БКВН и БУ должны быть установлены в защитных оболочках (корпусах). Степень защиты БКВ и БУ от попадания внутрь их оболочек твердых тел и воды по ГОСТ 14254-96 IP55.

**6.2.7.2.** Конструкция БКВН и БУ должны обеспечивать охлаждение тепловыделяющих элементов с помощью, корпусов приборов, которые, при необходимости, могут охлаждаться воздухом с помощью встроенных вентиляторов.

**6.2.8 Требования по устойчивости к внешним воздействиям**

**6.2.8.1**. По стойкости к воздействию климатических факторов приборы СКУ АБ должны функционировать в диапазоне рабочих температур от минус 25 до 40 $^0$С.

**6.2.8.2.** По стойкости к воздействию механических нагрузок приборы СКУ АБ сохраняют работоспособность при и после воздействия:

синусоидальных вибраций с амплитудой 0,5мм в диапазоне частот от 20 до 50Гц и ускорением 5g в диапазоне частот от 50 до 2000Гц.

Ударных нагрузок полусинусоидальной формы с длительностью удара 6мс с ускорением 25g.

**6.2.8.3**. Приборы СКУ АБ выдерживают влияние электромагнитных помех в соответствии с требованиями ГОСТ Р 50656: микросекундных импульсных помех по ГОСТ Р 51317.4.5, электростатических разрядов по ГОСТ Р 51317.4.2, радиочастотного электромагнитного поля по ГОСТ Р 51317.4.3, влияния кондуктивных помех на выходные цепи электропитания по ГОСТ Р 51317.4.16. Классы по устойчивости к помехам уточняются на этапе разработки конструкторской документации на ТАБ.

**6.2.9 Технические требования, предъявляемые к инвертеру тяговому (ИТ)**

ИТ должен иметь функцию поддержания заданного момента на валу электродвигателя и заданной частоты вращения, иметь векторное управление, иметь защиту от короткого замыкания выходной части и перегрева силовой части инвертора, иметь функцию измерения температуры электродвигателя, выходного тока, частоты вращения ротора (таблица 1.19).

Таблица 6.2 – Основные технические требования к инвертору тяговому

| | Параметр | Значение |
|---|---|---|
| | Рабочее напряжение | от 100 до 820 В |
| | Максимальное напряжение | не менее 900 В |
| | Максимальный выходной ток (3-х фазный) | не менее 350 А |
| | Непрерывный постоянный выходной ток при следующих параметрах:<br>Напряжение питания постоянным током с напряжением 700 В, частотой 4 кГц, выходное напряжение переменного тока 495 В, косинус фи 0,85 | не менее 275 А |

Продолжение таблицы 6.2

| | | |
|---|---|---|
| | Силовая часть ИТ | IGBT модули |
| | Напряжение питания платы управления ИТ | от 8 до 30 В |
| | Интерфейс управления ИТ | шина CAN (или ее эквивалент) |
| | Габаритные размеры (длина, высота, ширина) | не более 625х255х155 мм |
| 0 | Масса ИТ | не более 20 кг |
| 1 | Система охлаждения ИТ | Жидкостная или воздушная |
| 2 | Диапазон рабочих температур | -25…70˚С |

**6.2.10 Технические требования, предъявляемые к бортовой информационно-управляющей системе (БИУС)**

**6.2.10.1** БИУС должна отображать рабочие параметры по току, напряжению и температуре, удельному расходу электроэнергии, элементов, входящих в СЭПТ и прогнозировать запас хода;

**6.2.10.2** БИУС должна накапливать статистику, выдавать предупреждение об аварии и предупреждать аварийные ситуации. БИУС должна информировать водителя о месте и общем характере неисправности в тяговой системе и распознавать следующие возможные ситуации: отказ в тяговой системе; разряд тяговой батареи и его последствия; частичного нарушения работоспособности; последствий неправильных действий водителя;

**6.2.10.3** БИУС должен иметь функцию введения пользовательских настроек.

**6.2.11 Технические требования, предъявляемые к зарядному устройству (ЗУ)**

**6.2.11.1** ЗУ должно быть стационарного исполнения;

**6.2.11.2** ЗУ должно поддерживать стандарт CHAdeMO 1.0.0 (или его эквивалент) для литий-железо-фосфатных батарей.

**6.2.11.3.** Мощность зарядного устройства должна быть не менее 70 кВт.

**6.2.11.4** Диапазон зарядного напряжения, В 440…650

**6.2.11.5** Максимальный зарядный ток, А 300

**6.2.11.6** Напряжение питания (переменное 3-х фазное), В 380

**6.2.11.7** Протокол взаимодействия с системой управления батареей: CAN (или его эквивалент) и "сухой контакт".

**6.2.11.8** Диапазон рабочих температур внешней среды - -40…+60 °С.

**6.2.12 Технические требования к комплекту силовых и управляющих проводов**

**6.2.12.1** Измерительные кабели от ЛИА в ТАБ к БКВН должны иметь сечение провода не менее 0,35 мм.

**6.2.12.2** Кабели должны иметь изоляцию, рассчитанную на напряжение не менее 500 В.

**6.2.12.3** Силовые кабели должны иметь сечение не менее 50 мм$^2$ .

**6.2.12.4** Напряжение пробоя изоляции не ниже 3кВ.

**6.2.12.5** Силовые провода должны соединять аккумуляторные ящики, ящики с инвертором, инвертор с электродвигателем, преобразователь и зарядное устройство.

**6.2.12.6** Измерительные провода должны соединять аккумуляторные ячейки, входящие в батарею, с СКУ АБ.

**6.3 Выбор кинематической схемы трансмиссии**

Для обеспечения конкурентоспособной цены, следует стремиться использовать максимально возможное количество серийных агрегатов и узлов – детали рулевого механизма, тормозные механизмы, элементы подвески и другие.

На первоначальных этапах нецелесообразно ограничиваться только одним вариантом конструкции. На стадиях виртуального проектирования целесообразно проработать несколько различных вариантов создать виртуальные математические модели прототипов и сравнить их характеристики и выбрать наиболее подходящий вариант.

Рассмотрим более подробно конструкцию базового шасси. Автомобиль «Газель» рамной конструкции, классической компоновки, с зависимыми рессорными подвесками передней и задней оси, данные особенности конструкции предполагают достаточно большую снаряженную массу. При создании электромобиля эта проблема усугубляется тяжелым блоком аккумуляторных батарей. Имея жесткое значение величины полной массы (3500кг) увеличение снаряженной массы автоматически ведет к снижению грузоподъемности, что резко снижает привлекательность электромобиля для потребителей. Исходя из выше сказанного, становится очевидно, что при рассмотрении возможных вариантов конструкции следует обращать первостепенное значение массе конструкции и отдавать предпочтение наиболее легким вариантам.

Все современные аналоги обеспечивают возможность экспересс-зарядки высоким напряжением за время от 20 мин до 4 часов на 80% от номинальной емкости, а так же

предоставляют возможность быстрой замены блоков АКБ. Наличие данных опций накладывает дополнительные конструктивные ограничения на возможные компоновочные схемы.

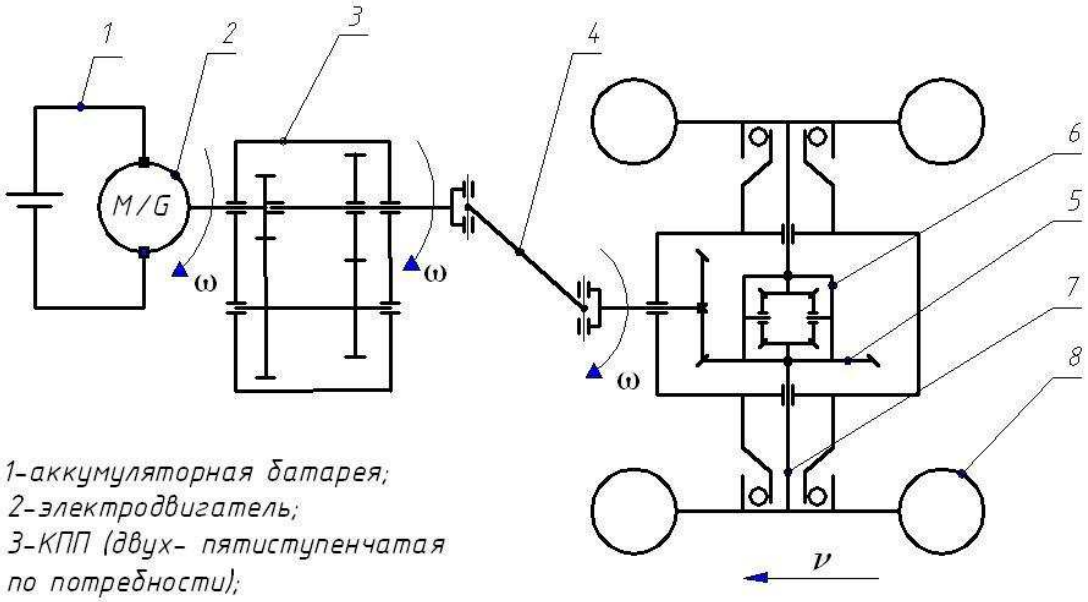
При проектировании электромобиля чрезвычайно важным является рациональный подбор двигателя, от характеристик которого зависят все эксплуатационные характеристики и стоимость электромобиля.

Учитывая достаточно большую массу и стоимость блоков АКБ крайне важным является нахождение баланса между стремлением к увеличению пробегам на одной зарядке и снижением количества и следовательно массы блока АКБ.

Необходимость максимальной унификации создаваемого электромобиля с бензиновым прототипом. Предпочтительным является сохранение заднеприводной компоновки с сохранением базового заднего моста, ввиду дороговизны технологической подготовки производства новой гипойдной пары главной передачи.

Наиболее перспективными для дальнейшей проработки являются три различных схемы, показанные на рисунках 6.5-6.77.

1. «Консервативная»




1-аккумуляторная батарея;
2-электродвигатель;
3-КПП (двух- пятиступенчатая по потребности);
4-карданная передача;
5-главная передача;
6-дифференциал;
7-полуось;
8-колесо.

Рисунок 6.5 - «Консервативная» кинематическая схема трансмиссии

Показанная на рисунке 6.5 схема практически повторяет схему бензинового прототипа, с сохранением КПП с серийным картером, при возможном изменении количества передач (2-5 ступеней), карданный вал и задний мост остаются серийными.

При этом достигаются следующие преимущества :

- Высокая степень унификации с серийными прототипами , т.е максимальное количество серийных деталей

- удобство компоновки электродвигателя

- обеспечение работы двигателя в районе оборотов наилучших по значению КПД

однако данная схема предопределяет следующие недостатки:

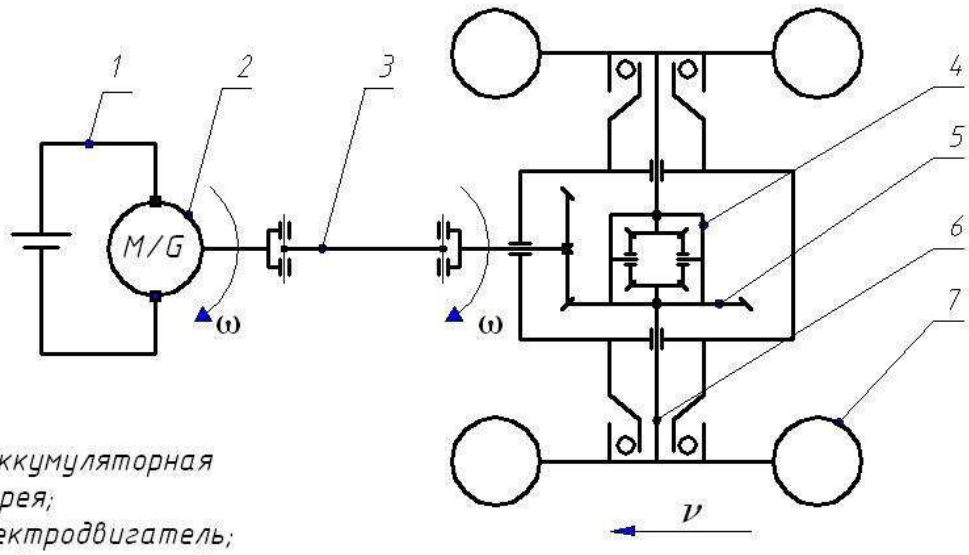
- сложность компоновки блоков АКБ в следствии наличия длинных карданных валов между КПП и ведущим мостом

Минусы:

- Наибольшая масса трансмиссии

- Необходимость механизма переключения передач, желательно автоматизированного, что потребует разработки системы управления КПП

2. «Безредукторная »




1 - аккумуляторная батарея;
2-электродвигатель;
3-карданная передача;
4-дифференциал;
5-главная передача;
6-полуось;
7-колесо.

Рисунок 6.6 - «Безредукторная » кинематическая схема трансмиссии

Данная схема, представленная на рисунке 6.6 обладает следующими преимуществами:

- Отсутствие редуктора, т.е уменьшение количества кинематических пар

- Наиболее простой вариант трансмиссии

Недостатки данной схемы:

- Требует двигателя с повышенными значениями крутящего момента, а значит и обладающего большой массой.

- Трудность сохранения параметров серийной главной пары

3. «Редукторная»

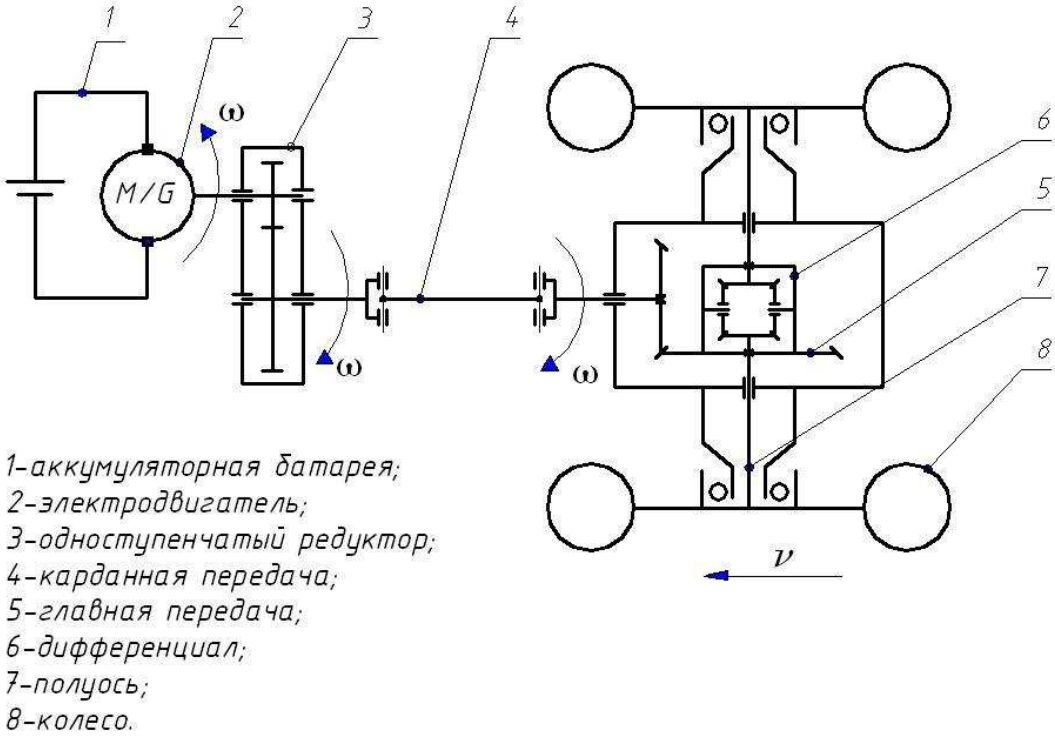



Рисунок 6.7 - «Редукторная » кинематическая схема трансмиссии

Данный вариант, рисунок 6.7, частично сочетает преимущества предыдущих вариантов и имеет свои положительные особенности:

- Возможность установки электродвигателя выходным валом против движения, что позволит спроектировать компактный вариант трансмиссии.

- Возможность установки двигателя ближе к одному из бортов автомобиля.

- Сохранение серийной главной пары за счет подбора необходимого передаточного отношения в редукторе.

- при компоновке двигателя по одному из бортов возможна установка блоков АКБ по другому борту

Данный вариант также не обходится без недостатков:

- Нестандартный редуктор

- Требует детальной проверки параметров развесовки автомобиля

По результатам анализа виртуального моделирования будет выбран наиболее перспективный вариант для дальнейшей проработки и создания реального прототипа.

### 6.4 Разработка схемы соединения комплекта электрооборудования

Система электропривода тягового (СЭПТ) предназначена для обеспечения электропитания транспортного средства, его электроприводов и электрооборудования, управления тяговым электродвигателем, тяговым инвертером, бортовой информационно-управляющей системой, тяговыми аккумуляторными батареями и зарядным устройством. В таблице 6.3 представлены основные компоненты системы тягового электропривода электромобиля.

Таблица 6.3 – Основные компоненты системы тягового электропривода

| № | Наименование |
|---|---|
| 1 | Тяговые литий-ионные аккумуляторы |
| 2 | Система управления тяговыми литий-ионными батареями, включая<br>- блок контроля и выравнивания напряжений<br>- блок управления |
| 3 | Инвертер тяговый |
| 4 | Бортовая информационно-управляющая система |
| 5 | Комплект силовых и управляющих проводов |
| 6 | Система шин данных (CAN) |
| 7 | Зарядное устройство для тяговых литий-ионных батарей |

На рисунке 6.8 представлена структурная схема тягового электропривода, на которой показана взаимосвязь основных компонентов тягового электропривода.

Для того, чтобы провести обоснованный выбор основных компонентов системы дополнительно к общим нормативным (техническим) требованиям, предъявляемым к электромобилю рассмотрим дополнительные технические требования к указанным компонентам электропривода.

Требуемые технические характеристики к тяговой литий ионным аккумуляторам представлены в таблице 6.4

Использование литий-ионных аккумуляторов возможно только с системой BMS (battery managements system) или системой управления аккумулятором. Поэтому, также рассмотрим технические требования, которые предъявляют системой управления аккумулятором.

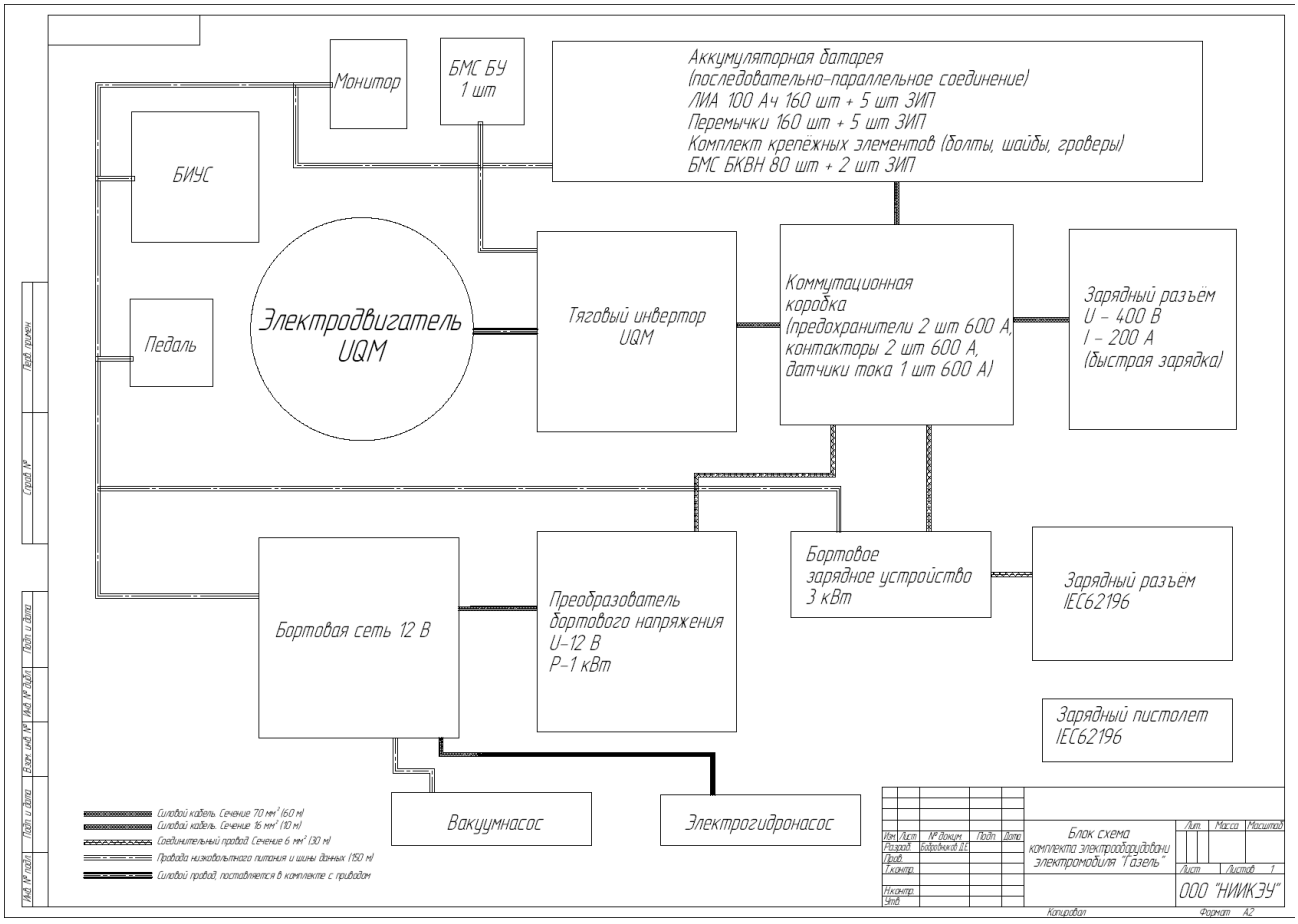



Рисунок 6.8 – Структурная схема системы тягового электропривода

Таблица 6.4 – Требования к тяговым литий-ионнным аккумуляторам

| № | Параметр | Значение |
|---|---|---|
| 1 | Тип батареи | Литий-железо-фосфатные (или их эквивалент) |
| 2 | Номинальная ёмкость | Не менее 100 А*ч |
| 3 | Максимальный зарядный ток | Не более 300 А |
| 4 | Максимальный разрядный ток<br>- Постоянный<br>-Импульсный | <br>не более 300 А<br>не более 2000 А |
| 5 | Максимальное число циклов заряда/разряда<br>-при 80% потери ёмкости<br>-при 70% потери ёмкости | <br>не менее 3000<br>не менее 5000 |
| 6 | Максимальная температура | не более 200˚С |

Продолжение таблицы 6.4

| | | |
|---|---|---|
| 7 | Рабочий температурный диапазон<br>-заряда<br>-разряда | <br>-45˚С….85˚С<br>-45˚С….85˚С |
| 8 | Саморазряд | не более 3% в месяц |
| 9 | Масса | не более 3,6 кг |
| 10 | Габаритные размеры | не более 220х180х65 |
| 11 | Расстояние между клеммами | не более 110 мм |

I. Комплект приборов системы управления (СКУ АБ) тяговой аккумуляторной батареи (ТАБ) должен являться основным источником питания электронакопительного транспортного средства, обеспечивающей электропитание ее электроприводов и электрооборудования.

II. ТАБ должен выполняться в виде единого конструктива – литий-ионных аккумуляторов (ЛИА) (или их эквивалента) на основе электрически последовательно или параллельно соединенных аккумуляторов.

III. В состав ЛИА должны входить блоки контроля и выравнивания напряжения (БКВН) и блок управления (БУ).

IV. ТАБ должен выполняться в виде электрически последовательно или последовательно-параллельно соединенных ЛИА. Причем каждый БКВН должен контролировать один последовательно соединенный элемент схемы, т.е. два ЛИА.

V. Комплект приборов СКУ АБ должен выполнять следующие основные функции:

1) поэлементный контроль напряжения и температуры ЛИА в ТАБ,

2) аппаратное выравнивание напряжений ЛИА в ТАБ в процессе заряда и разряда (разбаланс напряжений не более 50 мВ),

3) контроль тока и напряжения ТАБ при заряде и разряде,

4) контроль уровня заряженности (фактической емкости ТАБ), температуры ЛИА,

5) формирование команды на отключение ТАБ от зарядного устройства при следующих условиях:

- полный заряд ТАБ;
- перегрев любого ЛИА до температуры 55 $^0$С;
- напряжение любого ЛИА выше 4,0 В.

6) формирование команды на отключение ТАБ от нагрузки при следующих условиях:

- перегрев любого ЛИА до температуры 60 $^0$С;
- напряжение любого ЛИА выше 4,0 В;

- напряжение любого ЛИА ниже 2,8 В.

7) вывод на дисплей системы управления транспортного средства информации: напряжение ТАБ;

- минимальное напряжение ЛИА;
- максимальное напряжение ЛИА;
- ток ТАБ;
- уровень заряженности ТАБ;
- максимальная температура ЛИА;
- сформированные аварийные и предупредительные сигналы.

8) запись параметров в память и передачу их на сервисный компьютер при техническом обслуживании.

На основании изложенного, в **состав комплектов приборов СКУ АБ** должны входить:

1) блок управления (BMS БУ);

2) блок контроля и выравнивания напряжений (BMS БКВН), включающий:

2.1) датчики напряжения с диапазоном измерения 0…5 В - указано;

2.2) датчики температуры с диапазоном измерения -50…+150°С; - указано

2.3) комплект кабелей БКВН;

3) датчик тока (HASS100 (датчик холла, ток до 100А, напряжение питания 5В) или его эквивалент);

4) Запасные части и принадлежности (ЗИП) – запасной блок – БКВН – 1шт;

С учетом изложенных технических требований в пункте 6.2 данной НИР были выбраны компоненты системы тягового электропривода электромобиля (таблица 1.20):

Таблица 6.5 – Перечень основных компонентов тягового электропривода

| № | Наименование компонента | Кол-во (шт.) или длина (м) |
|---|---|---|
| 1 | Аккумулятор WB-LYP100AHA | 165 |
| 2 | Бортовое ЗУ 3 кВт | 1 |
| 3 | Электродвигатель UQM PP200 | 1 |
| 4 | Инвертор тяговый UQM PP200 | 1 |
| 5 | BMS БКВН | 82 |

Продолжение таблицы 6.5

| | | |
|---|---|---|
| 6 | BMS БУ | 1 |
| 7 | БИУС UQM | 1 |
| 8 | Преобразователь DCDC 12V | 1 |
| 9 | Вакуумный насос MES DEA | 1 |
| 10 | Электрогидронасос Canadian | 1 |
| 11 | Зарядный разъем Dostar | 1 |
| 12 | Педаль КДБА | 1 |
| 13 | Блок сопряжения педали | 1 |
| 14 | Монитор SK-ATM0700D4-Plug | 1 |
| 15 | Датчик тока HASS200 | 1 |
| 16 | Датчик температуры TMP37 | 90 |
| 17 | Разъемы СНЦ 23-10/Р(В) | 11 |
| 18 | Разъем СНЦ 23-32/Р(В) | 2 |
| 19 | Кабель Olflex Servo 709 | 30 |
| 20 | Разъем датчика температуры MF-3 | 90 |
| 21 | Провод МГВШ 0,5 | 150 |
| 22 | Провод МГВШ 1,5 | 30 |
| 23 | Шлейф RC10 | 30 |
| 24 | Разъем IDC10 | 120 |
| 25 | Разъем датчика тока HU4 | 2 |
| 26 | Корпус БМС | 1 |
| 27 | Ферритовые кольца | 6 |
| 28 | Плата под распределительный источник питания | 6 |
| 29 | Наконечник КВТ70-10 | 130 |
| 30 | Наконечник КВТ16-6 | 100 |
| 31 | Наконечник КВТ6-6 | 20 |
| 32 | Гофра диаметром 8 мм | 30 |
| 33 | Стяжки 200 мм | 200 |
| 34 | Изолента красная | 1 |
| 35 | Изолента черная | 1 |
| 36 | Трубка термоусаживаемая красная 16 мм | 5 |
| 37 | Трубка термоусаживаемая черная 16 мм | 5 |
| 38 | Коробка для коммутационной коробки | 1 |

Продолжение таблицы 6.5

| | | |
|---|---|---|
| 39 | Гермовводы PG20 | 20 |
| 40 | Предохранитель ПН-2 | 4 |
| 41 | Держатели предохранителей ПН-2 | 4 |
| 42 | Шина медная 2х20 (для перемычек) | 30 |
| 43 | Силовой кабель ППСРВМ 70 мм2 | 200 |
| 44 | Силовой кабель ППСРВМ 16 мм2 | 125 |
| 45 | Соединительный провод ППСРВМ 6 мм2 | 30 |
| 46 | Контактор EV200 | 2 |
| 47 | Преобразователь 24-12V TRACOPOWER - TEP 75-2415WI | 1 |

### 6.5 Выбор конструкции рулевого управления электромобиля

На электромобиле предполагается установка рулевого управления с гидравлическим усилителем. При этом принцип работы и сам рулевой механизм с усилителем остается штатным, но ввиду того, что стандартный насос гидравлического усилителя приводится в движение по средствам передачи крутящего момента от шкива коленчатого вала через ременную передачу, что невозможно в связи с отсутствием двигателя внутреннего сгорания. На данном транспортном средстве используется насос гидроусилителя с электрическим приводом. Схема рулевого управления представлена на рисунке 6.9.

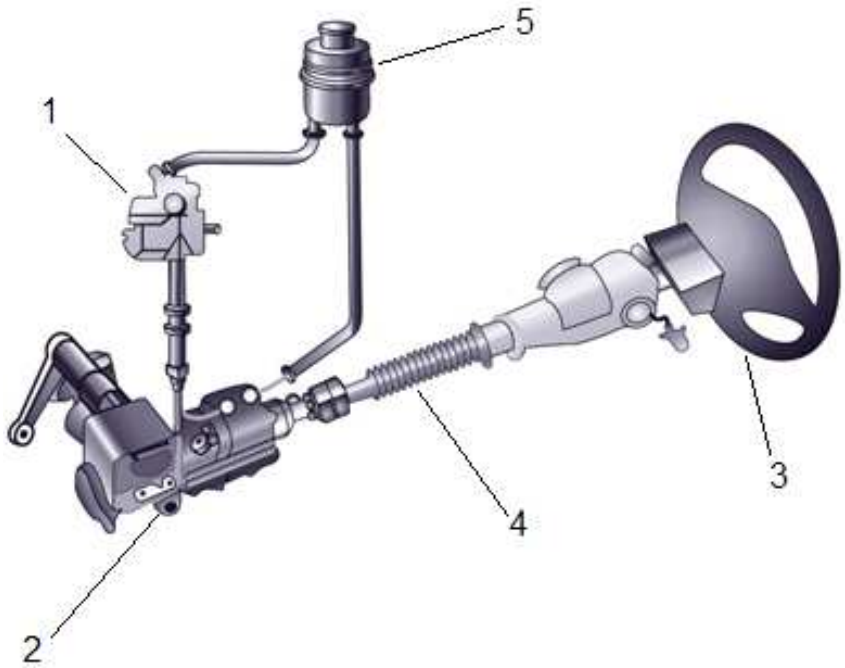



Рисунок 6.9 – Схема рулевого управления
1 - насос; 2 – механизм рулевого управления; 3 – рулевое колесо; 4 – рулевой вал; 5 – бачок;

Для осуществления проекта можно использовать монтажный комплект фирмы «Canadian Electric Vehicles Ltd.»представлен на рисунке 6.10.

Принципиальная схема подключения гидравлического усилителя рулевого управления, основные требования и сопрягаемые размеры показаны на рисунке 6.11.

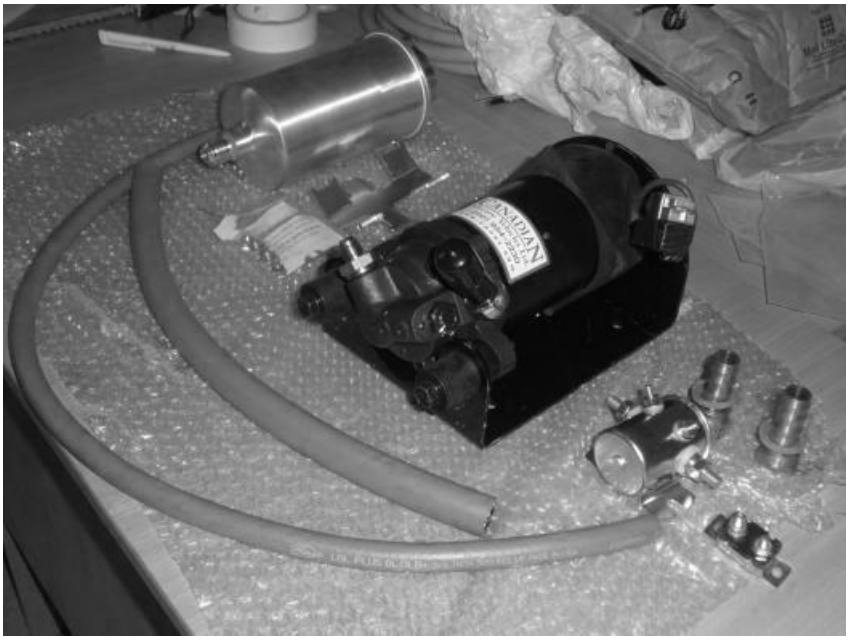


Рисунок 6.10 – Монтажный комплект насоса гидравлического усилителя рулевого управления

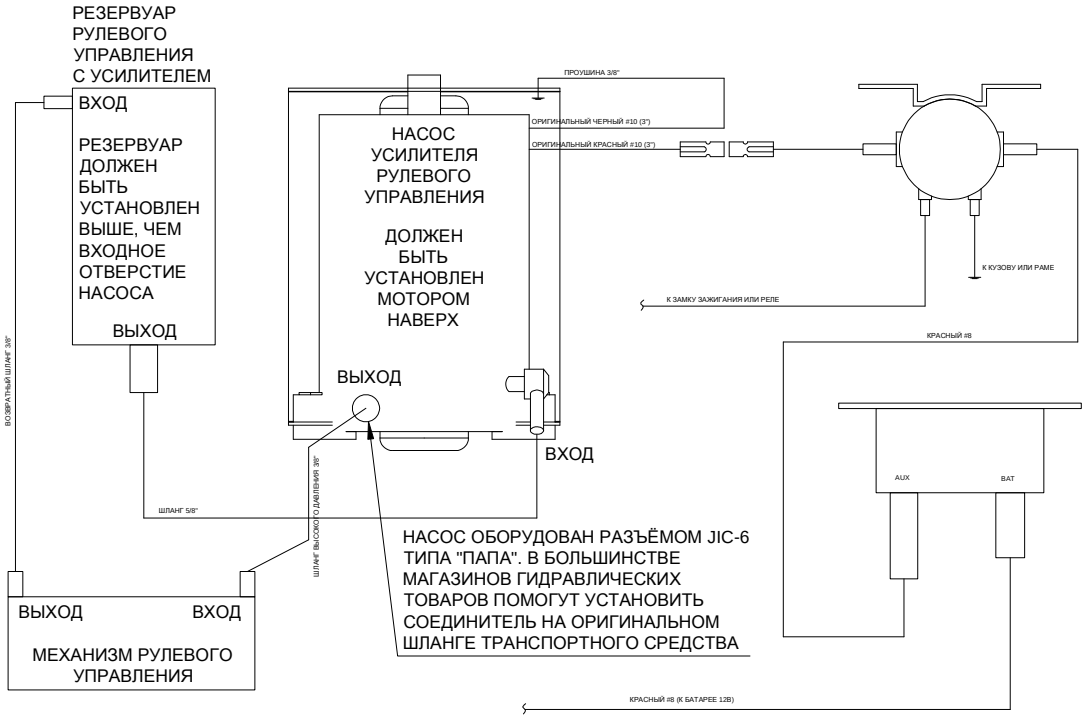



Рисунок 6.11 – Схема соединения элементов усилителя рулевого управления

### 6.6 Выбор конструкции тормозного управления электромобиля

В связи с тем, что электрический силовой агрегат имеет иной принцип работы и не создает разрежение воздуха, которое использовалось для осуществления работы вакуумного усилителя системы тормозного управления, предполагается установка вакуумного насоса, который будет создавать пониженное давление воздуха и тем самым позволит обеспечить все условия для работы вакуумного усилителя (рисунок 6.12).

Рисунок 6.12 – Вакуумный насос системы тормозного управления фирмы MES DEA

Тормозная система разрабатываемого транспортного средства работает на принципе вакуума, поэтому она должна быть оснащена резервуарами (аккумуляторами энергии), отвечающими, с точки зрения вместимости. Тем не менее, никакие правила в отношении вместимости резервуаров не предписываются, если тормозная система устроена таким образом, что в случае отсутствия всякого запаса энергии можно достигнуть эффективности торможения, по меньшей мере, равной эффективности, предписанной для аварийного тормоза. При этом резервуары (аккумуляторы энергии) транспортного средства должны быть сконструированы таким образом, чтобы можно было обеспечить эффективность, предписанную для аварийного тормоза, т.е. после восьмикратного нажатия до отказа на орган управления системой рабочего тормоза, т.к. источником энергии является вакуумный насос.

Согласно ГОСТ Р 41.13-99 (Правила ЕЭК ООН N 13) должны быть соблюдены следующие условия:

- начальный уровень давления в резервуаре или резервуарах должен быть равен значению, указанному предприятием-изготовителем, а именно 20-30 кПа. Это значение должно обеспечивать эффективность, предписанную для рабочего тормоза, и соответствовать вакууму, не превышающему 90 % предельного вакуума, обеспечиваемого источником энергии,

- подпитка резервуара или резервуаров не допускается. Во время испытания вспомогательный рабочий резервуар или резервуары должны быть изолированы,

- для механических транспортных средств, которым разрешается буксировать прицеп, питающий трубопровод, если таковой предусмотрен, должен быть перекрыт, а к приводному трубопроводу должна быть подведена емкость вместимостью 0,5л. После испытания, уровень вакуума, создаваемого в приводном трубопроводе, не должен опускаться ниже половины значения, достигнутого во время первого резкого включения тормоза.

Общая схема тормозного управления представлена на рисунках 6.13-6.14

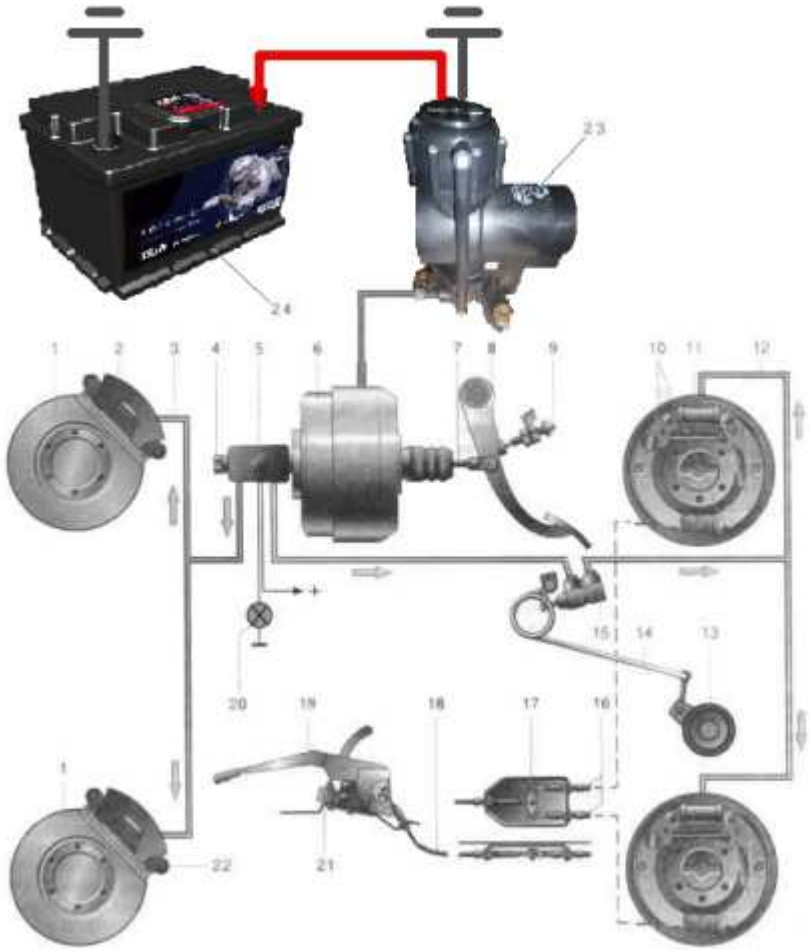



Рисунок 6.13 – Общая схема тормозного управления (без АБС)

1 - тормозной диск; 2 - скоба тормозного механизма передних колес; 3 - передний контур; 4 - главный тормозной цилиндр; 5 - бачок с датчиком аварийного падения уровня тормозной жидкости; 6 - вакуумный усилитель; 7 - толкатель; 8 - педаль тормоза; 9 - выключатель сигнала торможения; 10 - тормозные колодки задних колес; 11 - тормозной цилиндр задних колес; 12 - задний контур; 13 - кожух полуоси заднего моста; 14 - нагрузочная пружина; 15 - регулятор давления; 16 - задние тросы; 17 - уравнитель; 18 - передний (центральный) трос; 19 - рычаг стояночного тормоза; 20 - сигнализатор аварийного падения уровня тормозной жидкости; 21 - выключатель сигнализатора стояночного тормоза; 22 - тормозная колодка передних колес; 23 - электровакуумный насос; 24 – аккумуляторная батарея (12В).

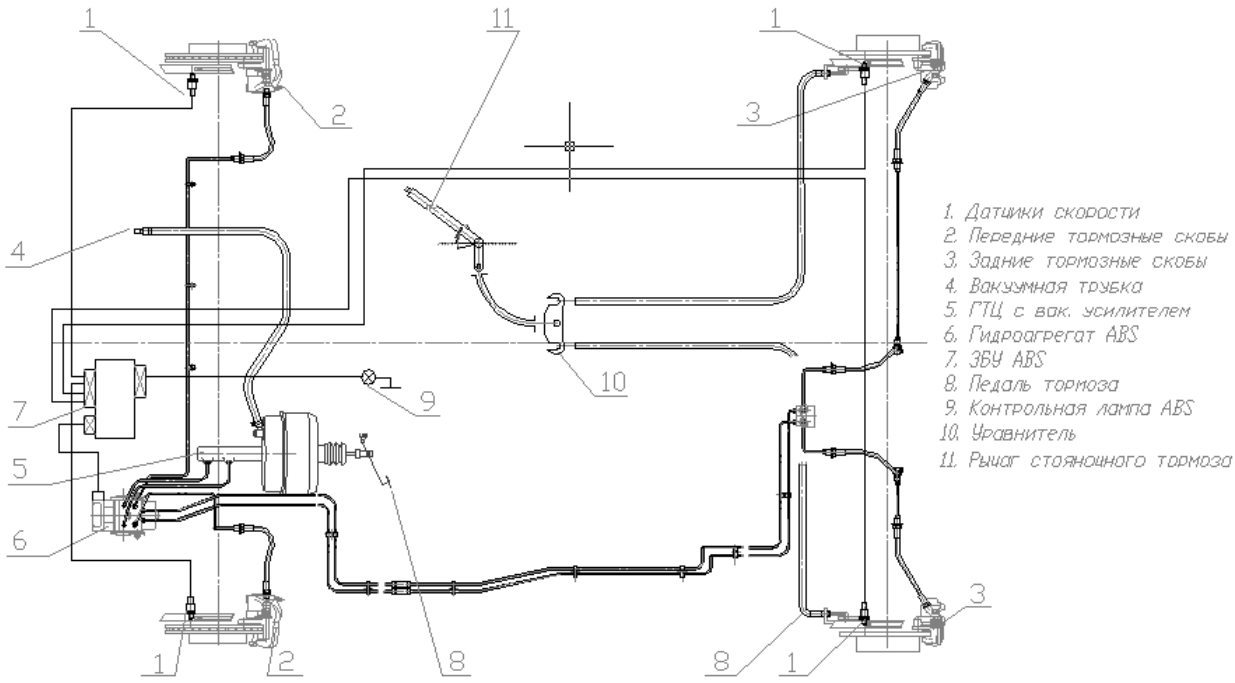



Рисунок 6.14 – Тормозная система с АБС

На рисунках 6.15-6.16 представлены тормозные механизмы передней и задней осей.

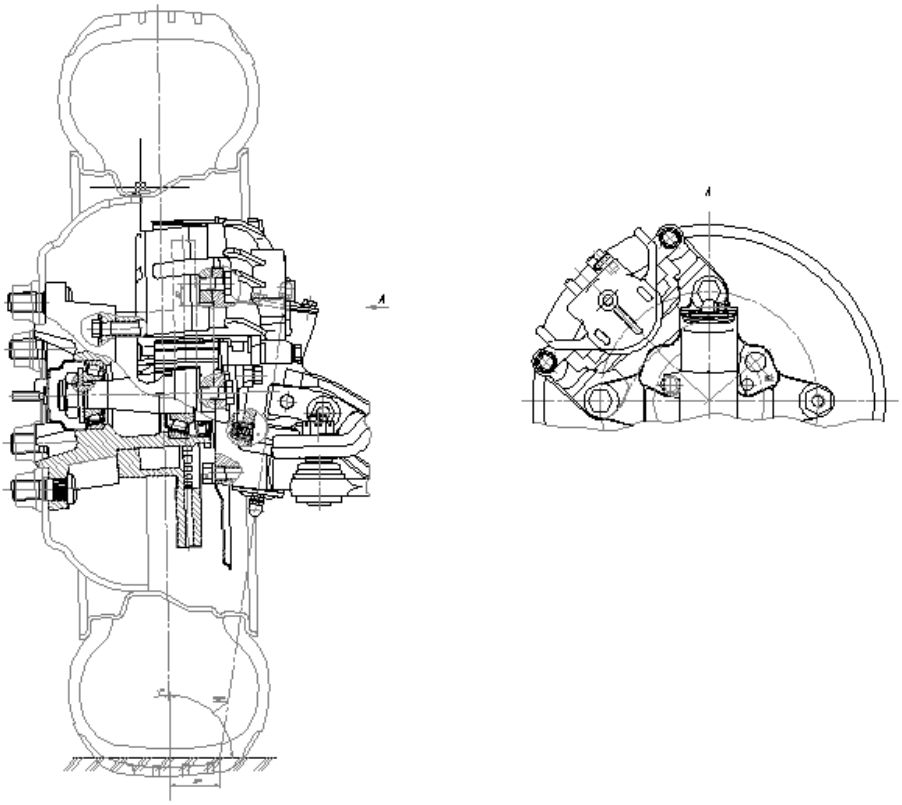


Рисунок 6.15 – Тормозной механизм передних колес

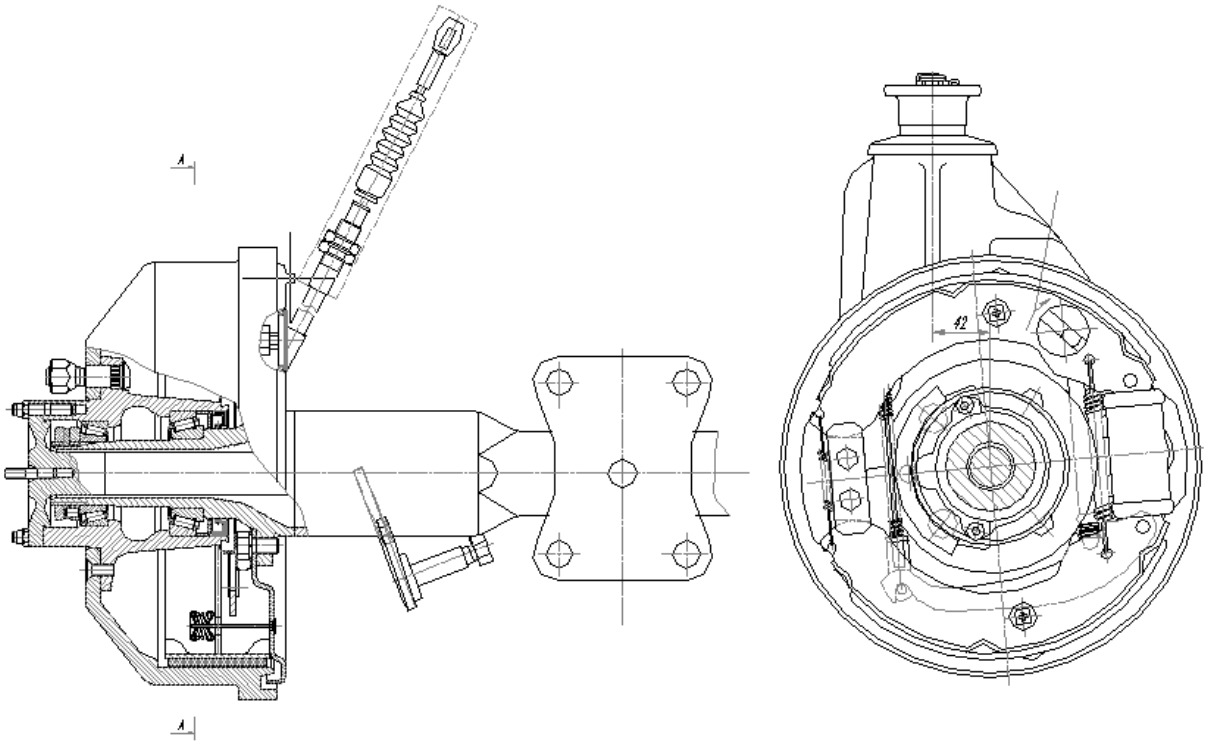


Рисунок 6.16 – Тормозной механизм задних колес

### 6.7 Разработка контейнеров для хранения аккумуляторных батарей

Наиболее оптимальными энергоносителями на электромобиле могли бы быть аккумуляторы фирмы Winston Battery (Китай), относящейся к лидерам продаж литий ионных аккумуляторов с широким диапазоном емкостей (до 800 Ач) и средним рабочим напряжением 3,2 В (рисунок 6.17).

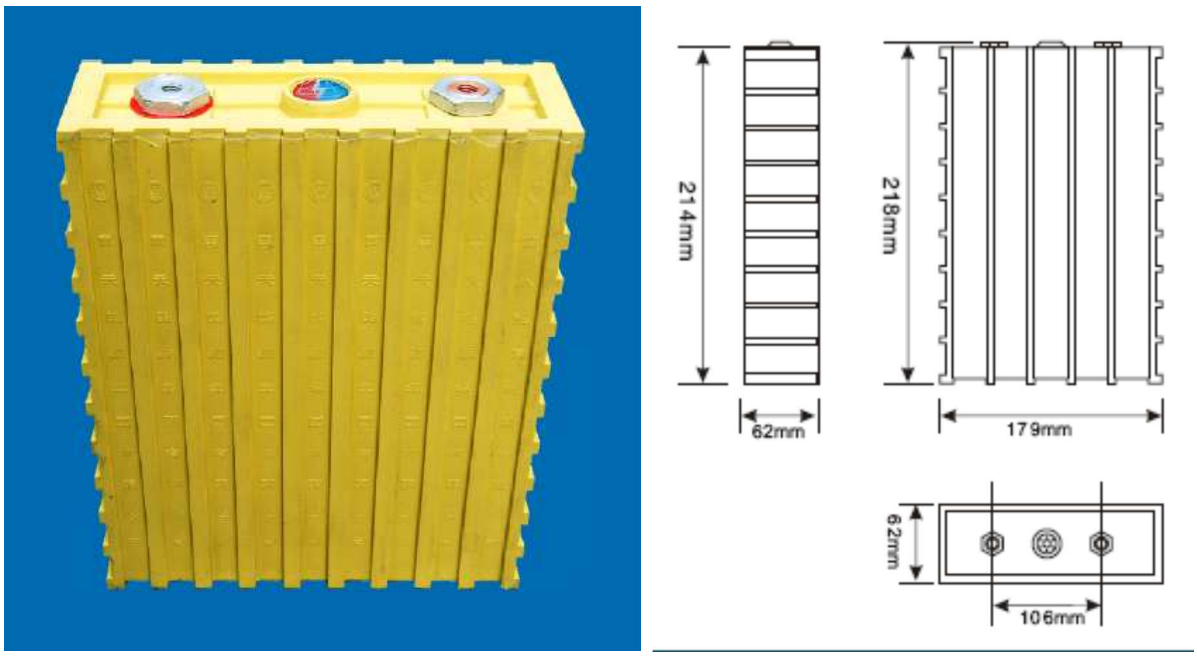



Рисунок 6.17 – Литиево-ионный аккумулятор WB-LYP100AHA

Исходя из размеров аккумулятора и того, что на электромобиле, для обеспечения требуемого пробега, планируется установить 160 последовательно-параллельно соединенных аккумуляторных батарей, разработаны блоки аккумуляторных батарей, необходимые для их хранения (контейнеры).

На рисунках 6.18 – 6.24 представлены чертежи для создания контейнеров под аккумуляторные батареи и их крышек.

Рисунок 6.18 – Эскизный чертеж для изготовления крышки блока АКБ-30Л

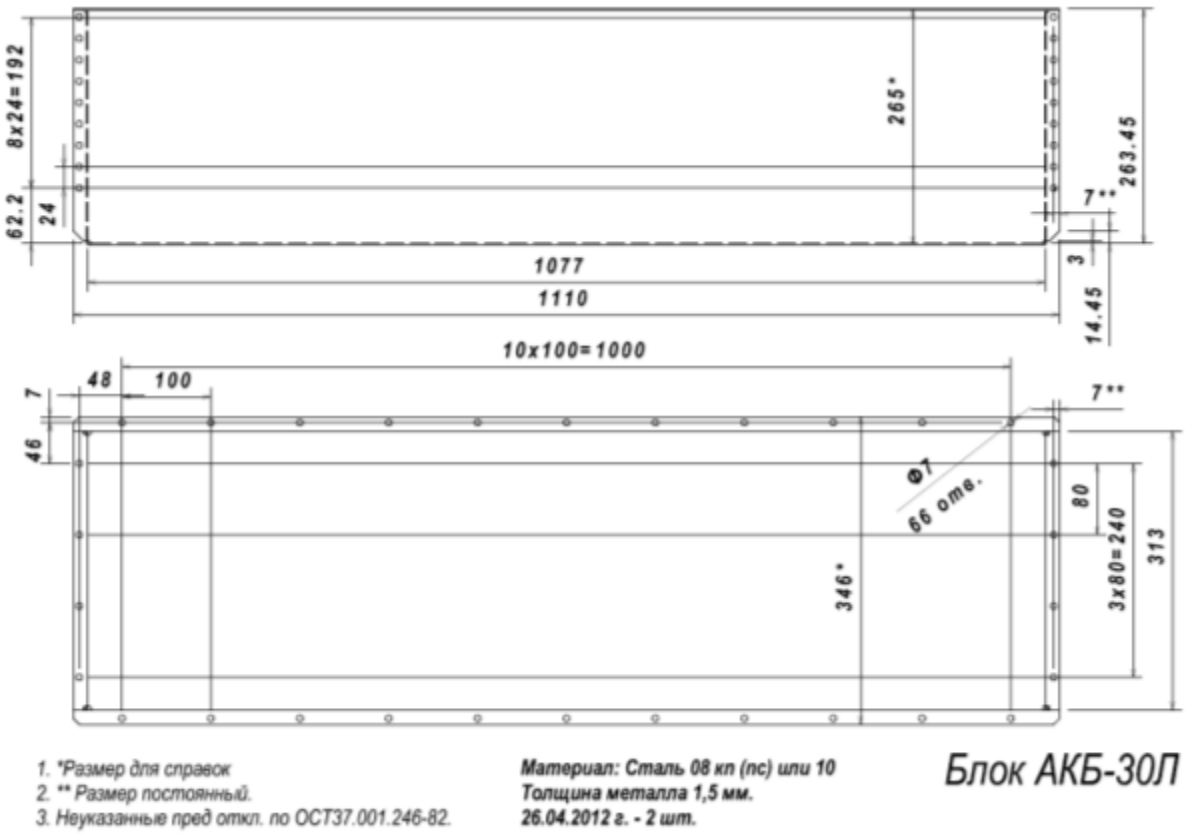



Рисунок 6.19 – Блок тридцати аккумуляторных батарей левого борта

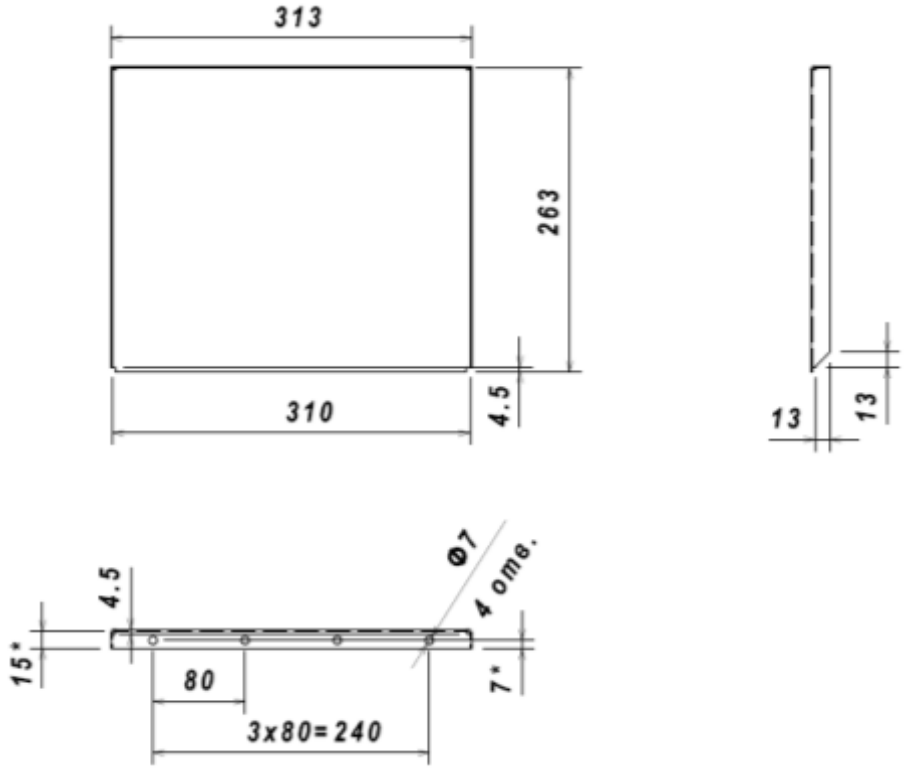



Рисунок 6.20 – Стенка блока тридцати аккумуляторных батарей левого борта

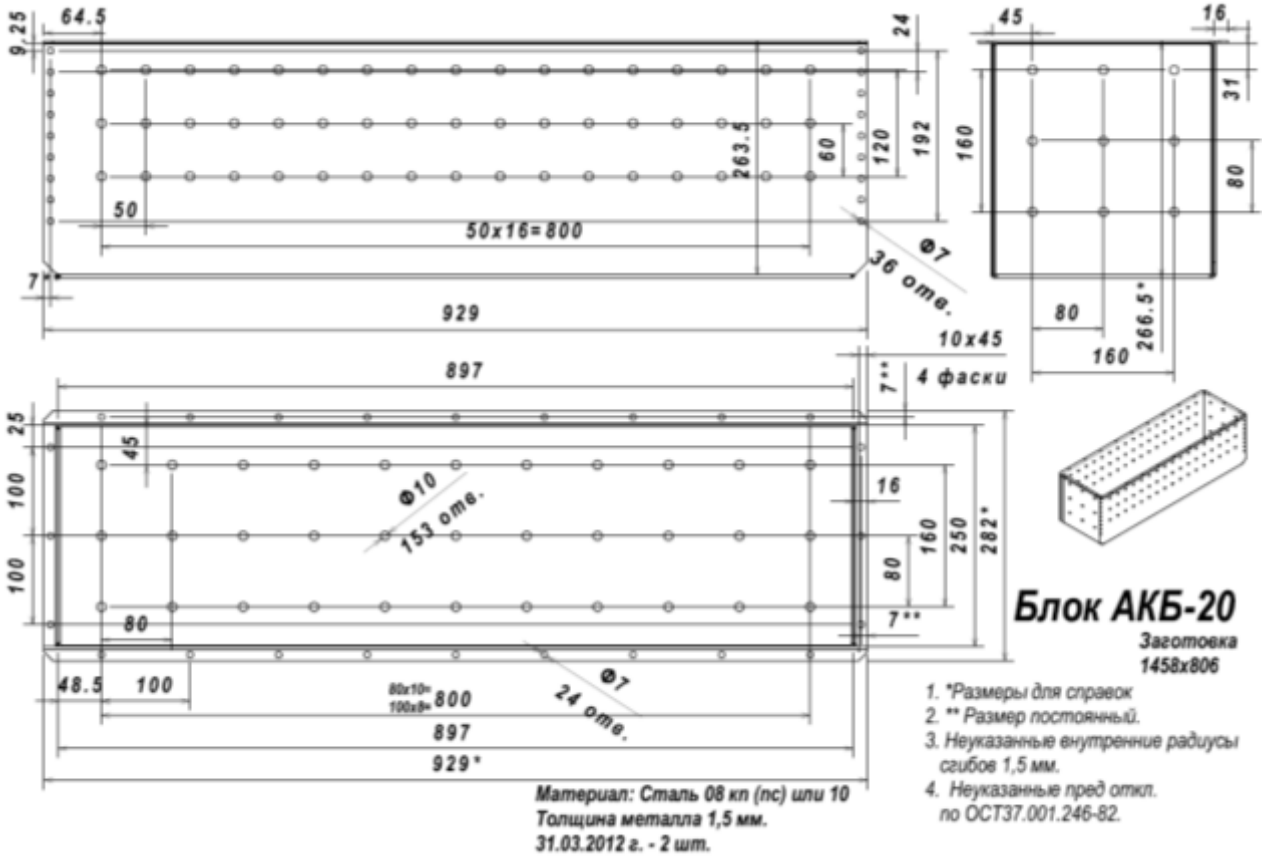



Рисунок 6.21 – Блок двадцати аккумуляторных батарей

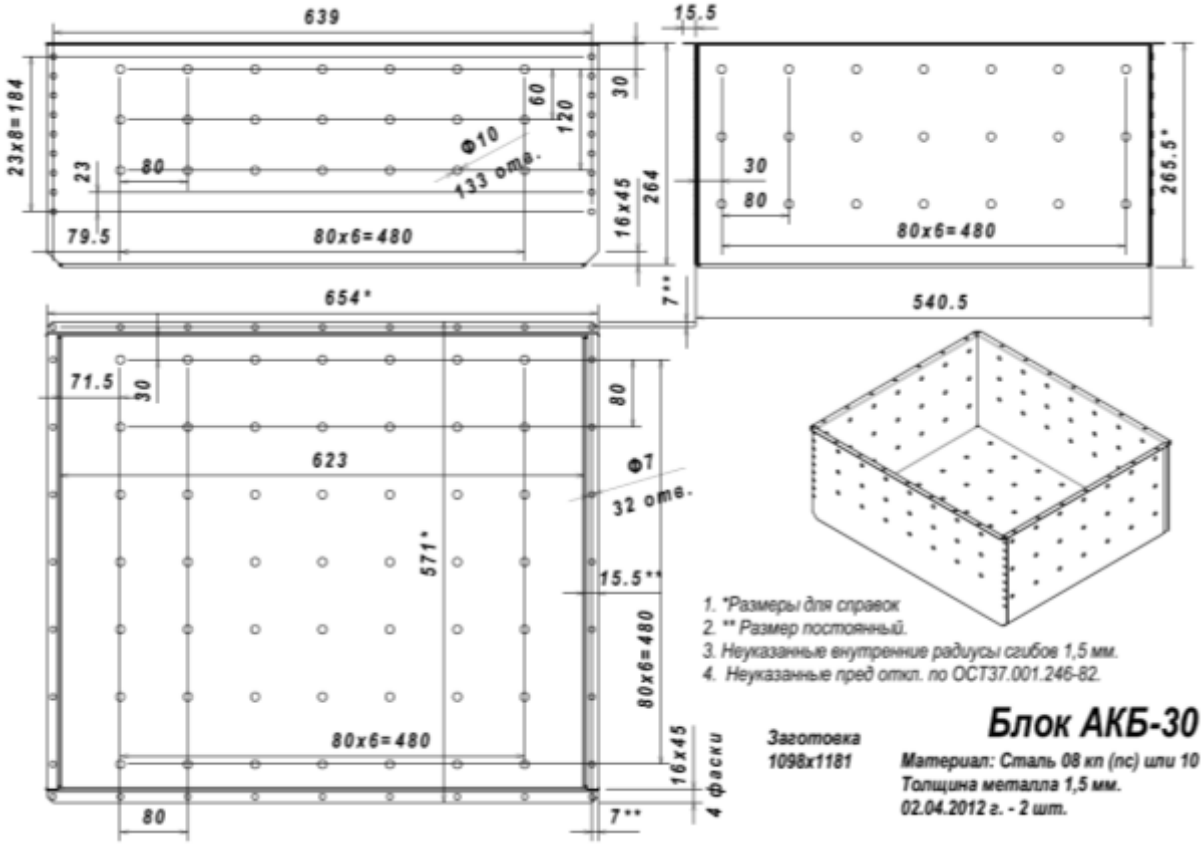



Рисунок 6.22 – Межлонжеронный блок тридцати аккумуляторных батарей

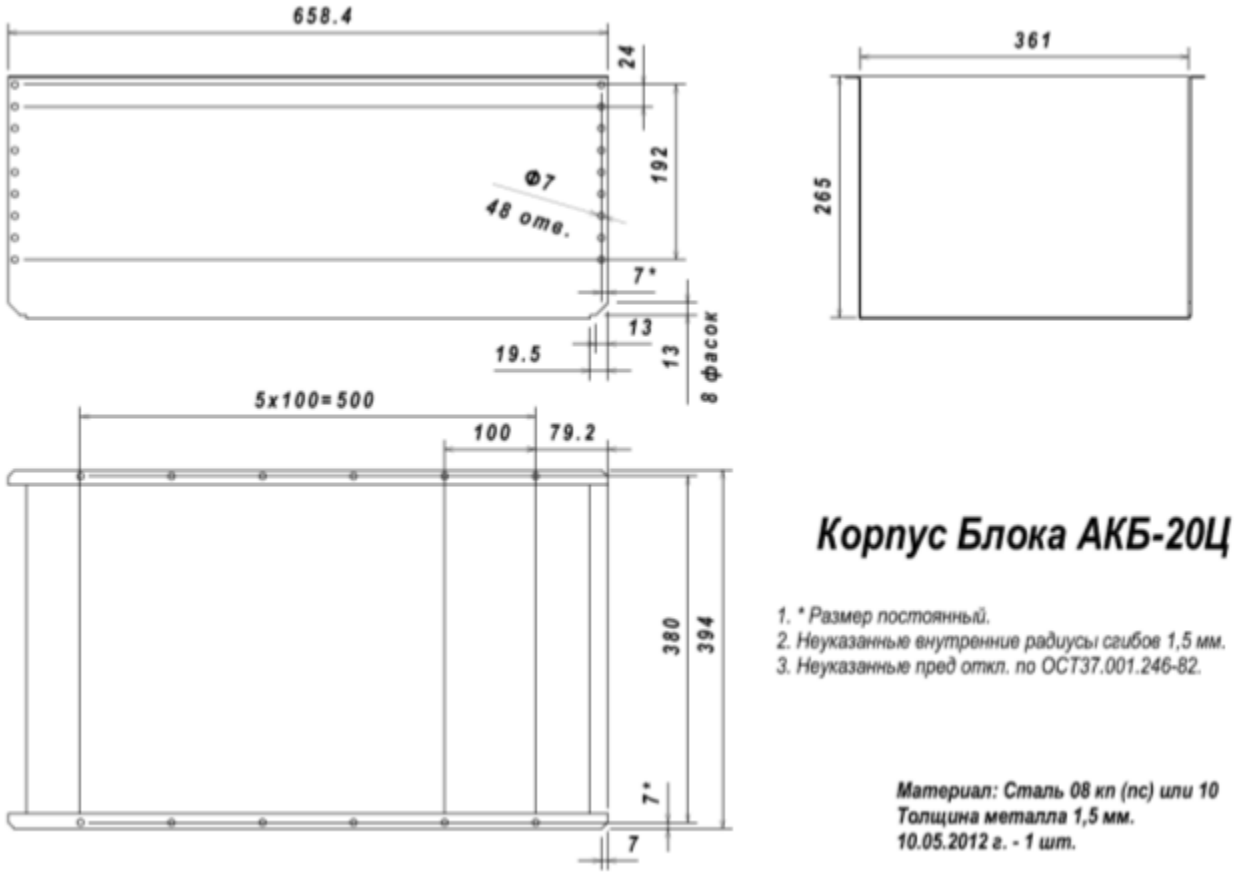



Рисунок 6.23– Межлонжеронный блок двадцати аккумуляторных батарей

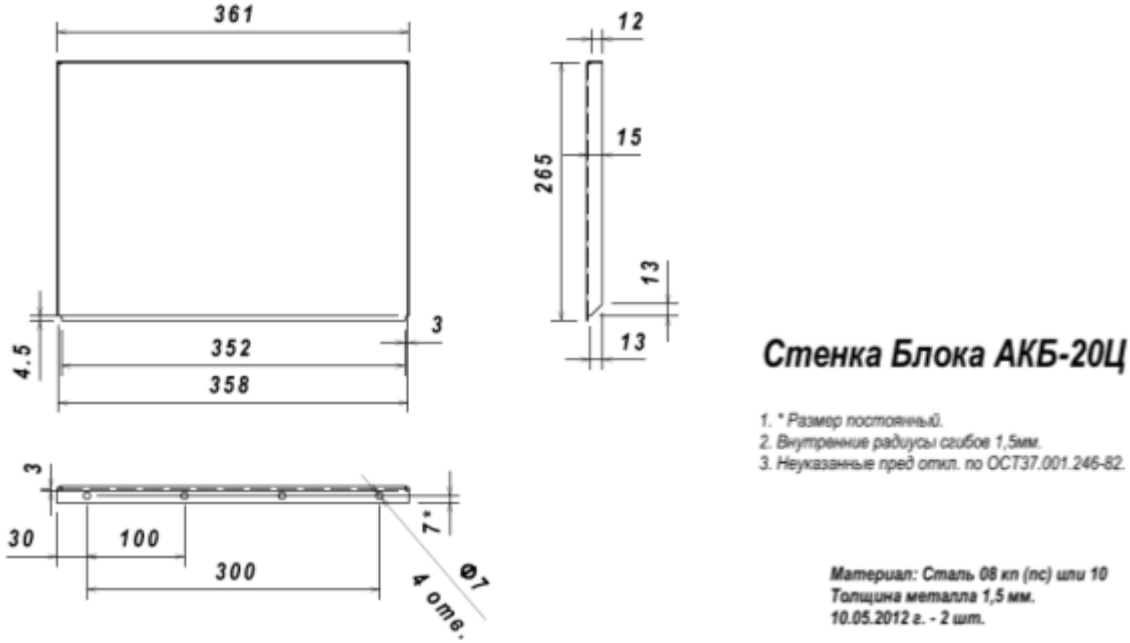
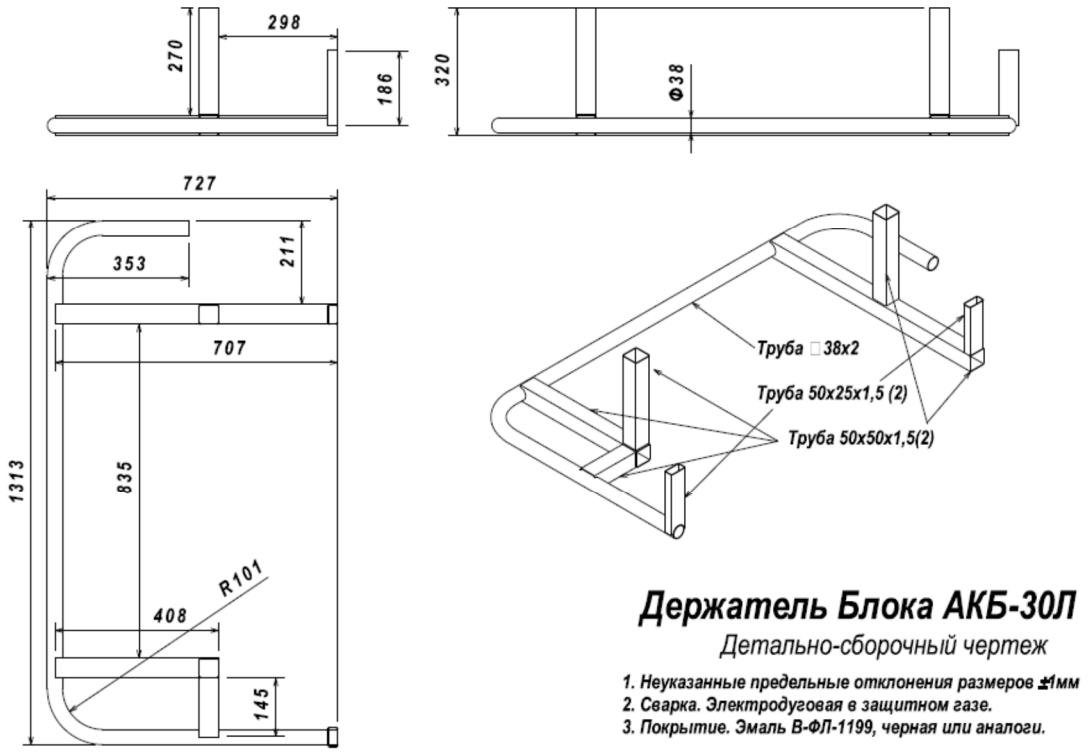


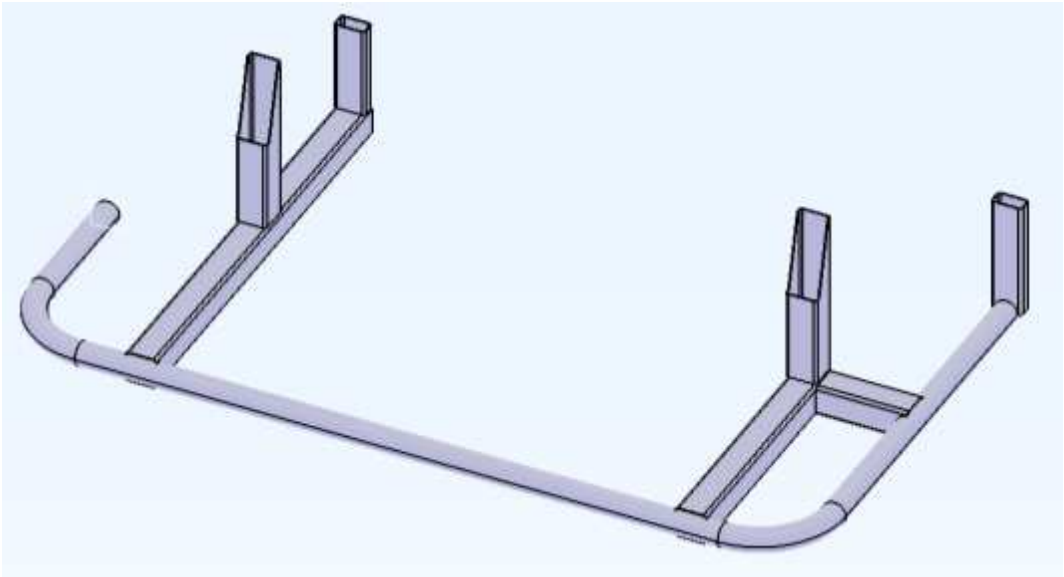

Рисунок 6.24– Стенка межлонжеронного блока двадцати аккумуляторных батарей

**6.8 Разработка элементов крепления контейнеров аккумуляторных батарей к раме электромобиля**

Для установки контейнеров батарей на автомобиле предполагается использовать подрамные держатели, который при монтаже будет закреплен с основной рамой автомобиля. На рисунках 6.25-6.29 представлены конструкции подрамников.




а)



б)

Рисунок 6.25 – Держатель блока аккумуляторный батарей (30 шт.), расположенных слевой

стороны автомобиля (Подрамник для АКБ-30Л)

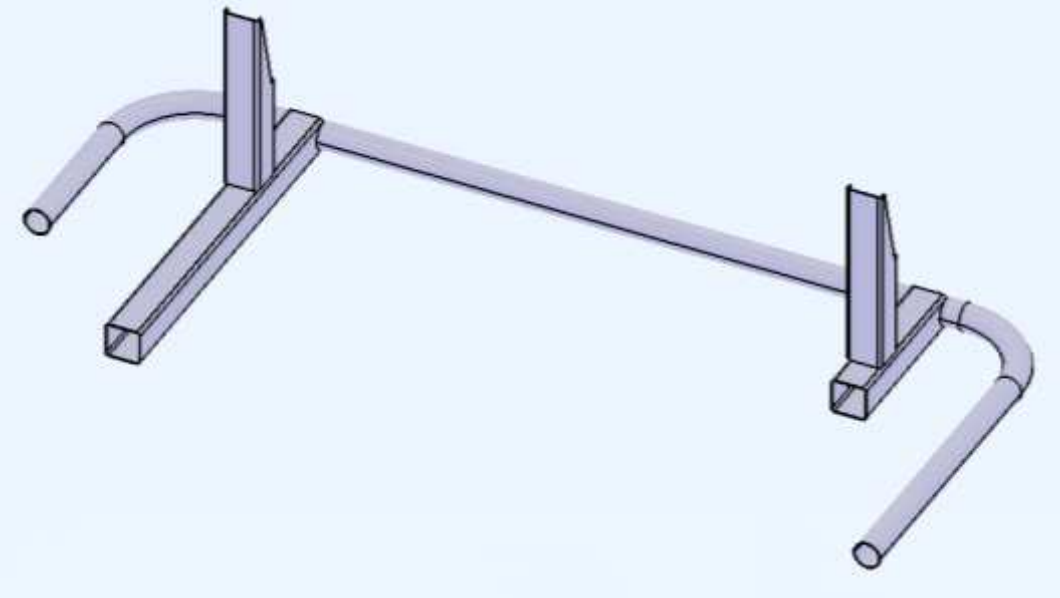


Рисунок 6.26– Подрамник для АКБ-10

Для установки контейнеров батарей АКБ-20, АКБ-20Ц, АКБ-30 предполагается использовать поперечины рамы как места крепления, причем таким образом, чтобы был осуществим демонтаж контейнеров на подъемнике.

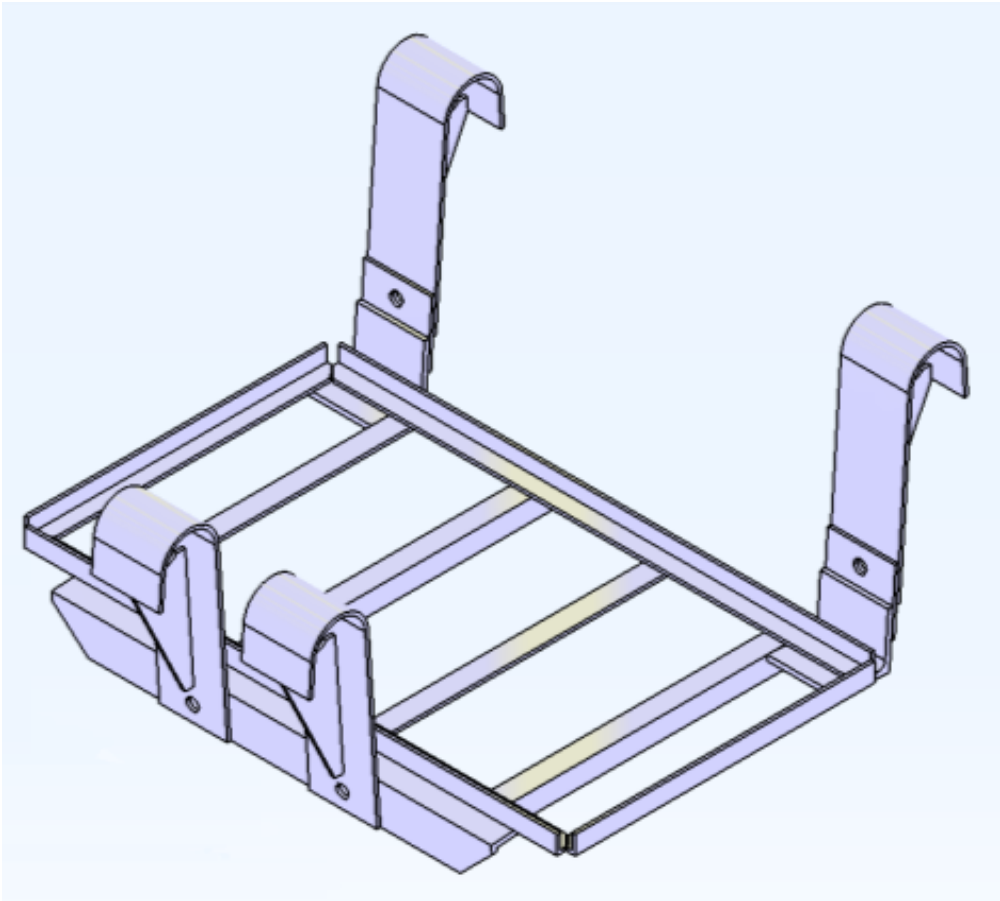


Рисунок 6.27– Подвес для АКБ-20Ц

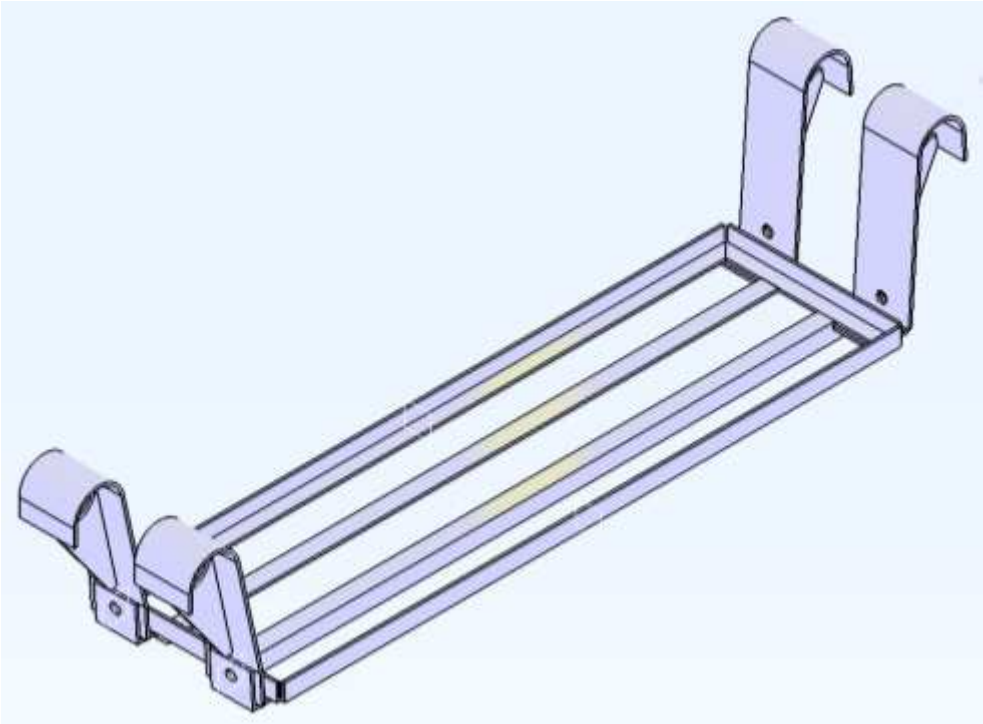


Рисунок 6.28– Подвес для АКБ-20

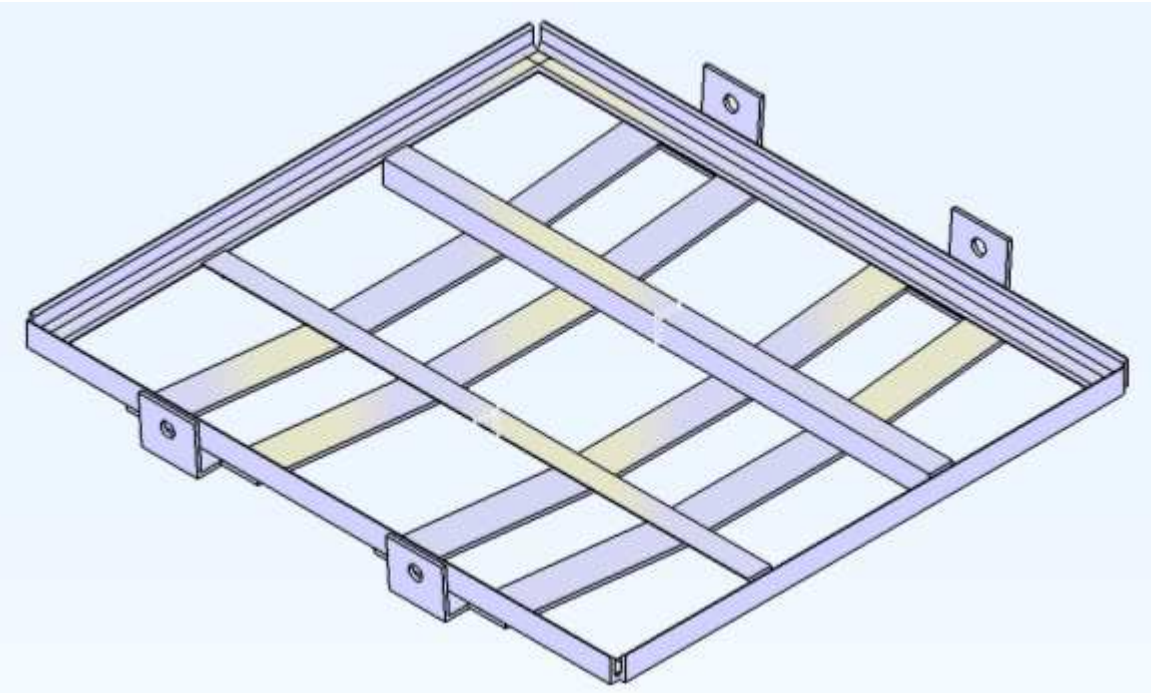
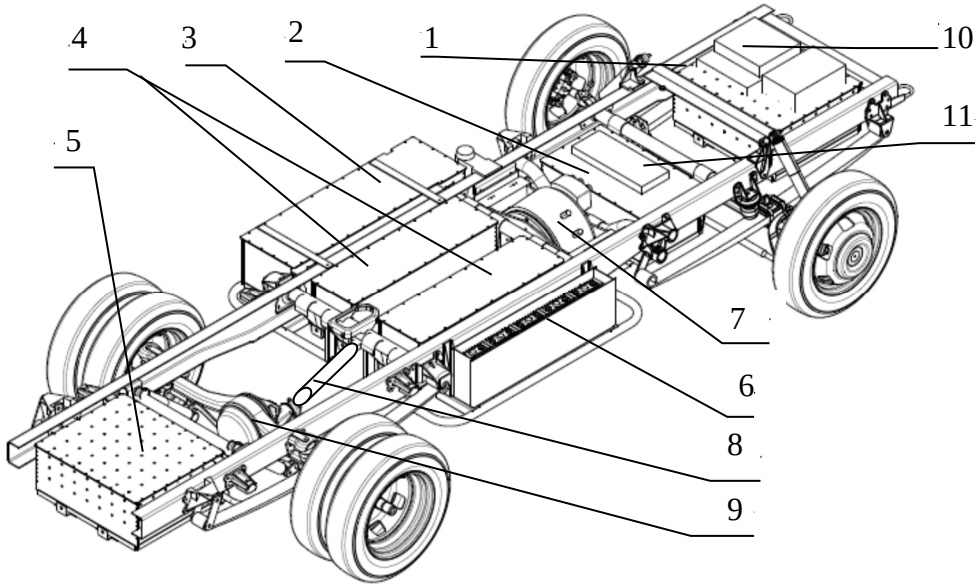


Рисунок 6.29– Подвес для АКБ-30

### 6.9 Разработка компоновочной схемы шасси электромобиля

Основными критериями при разработке компоновки шасси электромобиля: оптимальная развесовка по осям, минимальная масса, возможность создания гаммы

модификаций грузовых автомобилей с различными кузовами (цельнометаллические, бортовые) и микроавтобусов, максимальный запас энергии, унификация с базовым автомобилем.




Рисунки 6.30 – Компоновочные решения для шасси НГТУ-Электро

1,5 – АКБ 30; 2 – АКБ 20Ц; 3 – АКБ 30Л; 4 – АКБ 20; 6 – АКБ 10; 7 – электродвигатель; 8 – карданная передача; 9 – задний ведущий мост; 10 – инвертер; 11- зарядное устройство

Особенностями предлагаемой конструкции является то, что электродвигатель, блоки батарей и инвертор расположены в базе транспортного средства между лонжеронами рамы.

В шасси транспортного средства с электродвигателем (рисунок 6.30), включающем обратимую электрическую машину 7, выходной вал которой соединен с задним ведущим мостом 9 с помощью карданной передачи 8, накопители электрической энергии с блоками контроля и датчиками состояния, зарядным устройством 11. Обратимая электрическая машина, расположенные в базе шасси, накопители электрической энергии 1,5 с инвертером 10 и датчиками состояния, находятся за пределами базы шасси, накопители энергии 3,4,6 расположены в базе шасси. Накопители электрической энергии расположенные в базе шасси и в заднем свесе шасси установлены ниже или на уровне верхней полки лонжерона рамы. Расположение обратимой электрической машины в базе шасси, накопителей энергии в передней и задней части шасси улучшает развесовку автомобиля и в целом обеспечивает более рациональную компоновку привода.

Предложенная компоновка позволяет сохранить стояночную тормозную систему базового автомобиля

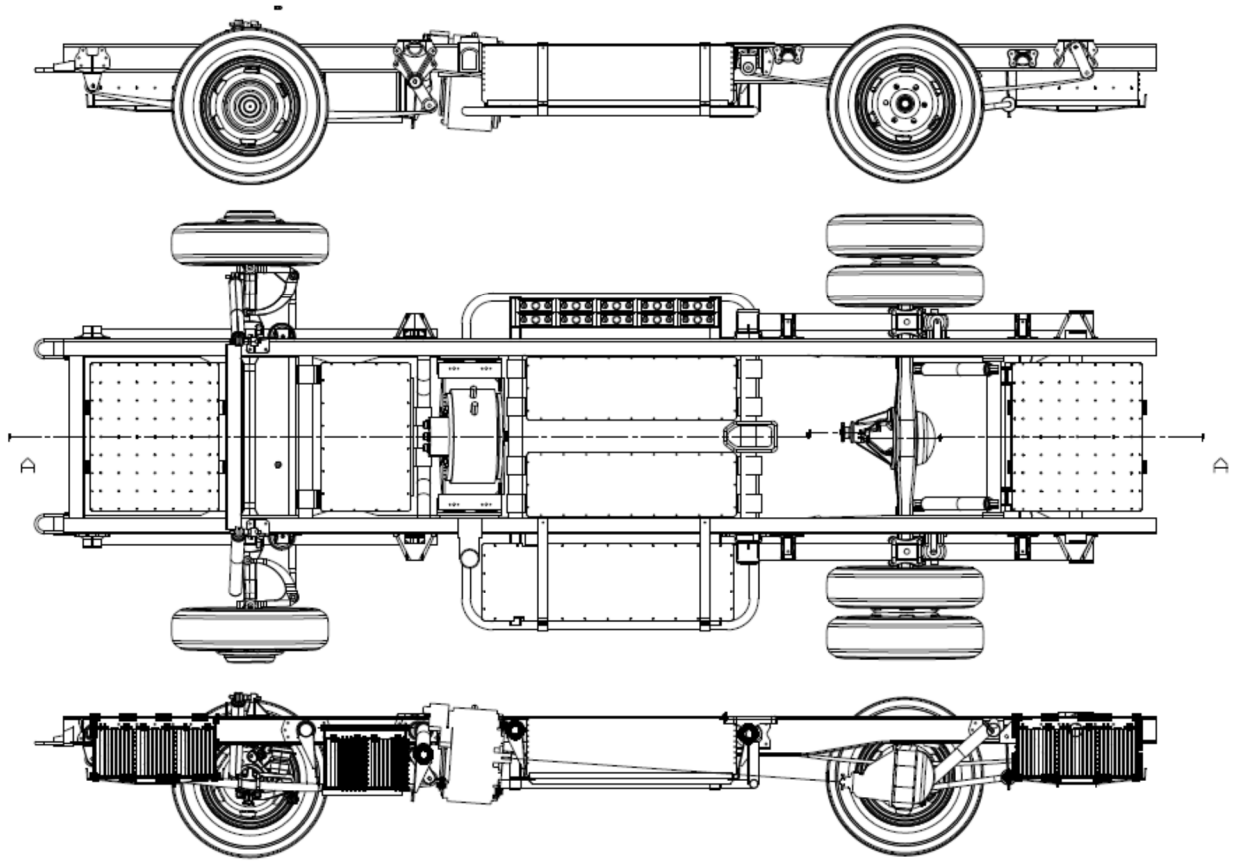


Рисунок 6.31 – Шасси электромобиля (продольный разрез)

На рисунке 6.31 показано, что нижняя точка автомобиля принадлежит картеру заднего моста, поэтому все электрические компоненты находятся значительно выше, что снижает вероятность повреждения данных деталей при эксплуатации.

Основные технические параметры создаваемого концептуального коммерческого электромобиля в 6.6.

Таблица 6.6 – Основные технические параметры разрабатываемого электромобиля

| | |
|---|---|
| Полная масса, кг | 3500 |
| Грузоподъемность, не менее, кг | 1000 |
| Масса снаряженного автомобиля, не более | 2500 |
| Двигатель | UQM-PP200 |
| Максимальная мощность, кВт/об/мин | 115/3500 – 5000 |
| Максимальный крутящий момент, Нм/об/мин | 450/0—1250 |
| Максимальная частота вращения, об/мин | 5000 |
| Аккумуляторная батарея | WinstonBattery (Китай) литий-железо-фосфатные |
| Карданная передача | Одновальная с шарнирами неравных угловых скоростей |
| Ведущий мост | Задний с неразъемным картером «типа Банжо» с гипоидной главной передачей. Передаточное число -5,125 |

Продолжение таблицы 6.6

| | |
|---|---|
| Рама | Штампованная клепанная, с лонжеронами швеллерного сечения и трубчатыми поперечинами. |
| Передняя подвеска | Зависимая, из двух продольных полуэллиптических рессор с креплением в резинометаллических шарнирах, с гидравлическими телескопическими амортизаторами |
| Задняя подвеска | Зависимая, из двух продольных полуэллиптических рессор с креплением в резинометаллических шарнирах, с дополнительными рессорами, с гидравлическими телескопическими амортизаторами |
| Передняя ось | Штампованная балка двутаврового сечения |
| Шины | Радиальные бескамерные 225/75R16 110R |
| Рулевое управление | Рулевой механизм типа «винт-шариковая гайка» или червяк с «трехгребневым роликом». Рулевая колонка безопасного типа с двушарнирным рулевым валом, с механизмом регулировки положения рулевого колеса. |
| Рабочая тормозная система | |
| Передние тормозные механизмы | Дисковые |
| Задние тормозные механизмы | Барабанные |
| Привод тормозных механизмов | Ножной, гидравлический, двухконтурный с регулятором давления в заднем контуре. |
| Усилитель | Вакуумный с электрическим вакуумным насосом и рессивером, действует на главный тормозной цилиндр |
| Запасная тормозная система | Каждый контур рабочей тормозной системы |
| Стояночная тормозная система | С тросовым приводом на тормозные механизмы задних колес и сигнализатором включения тормоза |

### 6.10 Разработка концепции создания семейства коммерческих электромобилей на основе унифицированных основных элементов шасси

выпускается широкая гамма различных моделей автомобилей семейства ГАЗель, включающая шасси/бортовую модификацию с обычной трех местной кабиной, шасси с удлиненной пятиместной кабиной, грузовые и грузопассажирские модификации цельнометаллического фургона, а так же микроавтобус (рисунки 6.32-6.40). Автомобили «ГАЗель» удобны и исключительно маневренны, идеально приспособленные для непростых условий эксплуатации в России.

ГАЗ 3302 «ГАЗель» - серия бортовых автомобилей и шасси с кабиной 1,5-тонного класса грузоподъёмности. Погрузочная высота бортового грузовика составляет 1000 мм за

счёт применения низкопрофильных шин. Площадь кузова до 6 м$^2$. На шасси устанавливают различные кузова автолавки, изотермические фургоны и другие (рисунок 6.32)

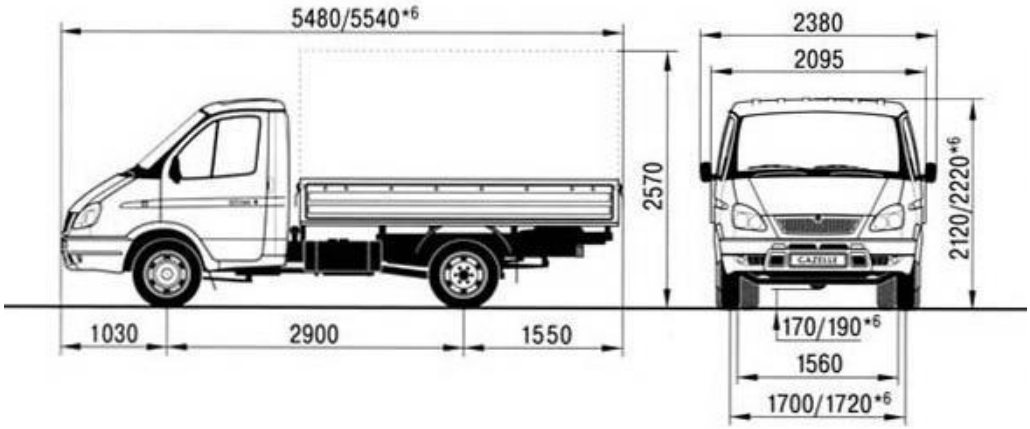



Рисунок 6.32 – автомобиль ГАЗ 3302

В производственной линейке имеется модификация шасси с удлиненной колесной базой 3500 мм. (ГАЗ 330202) (рисунок 6.33)

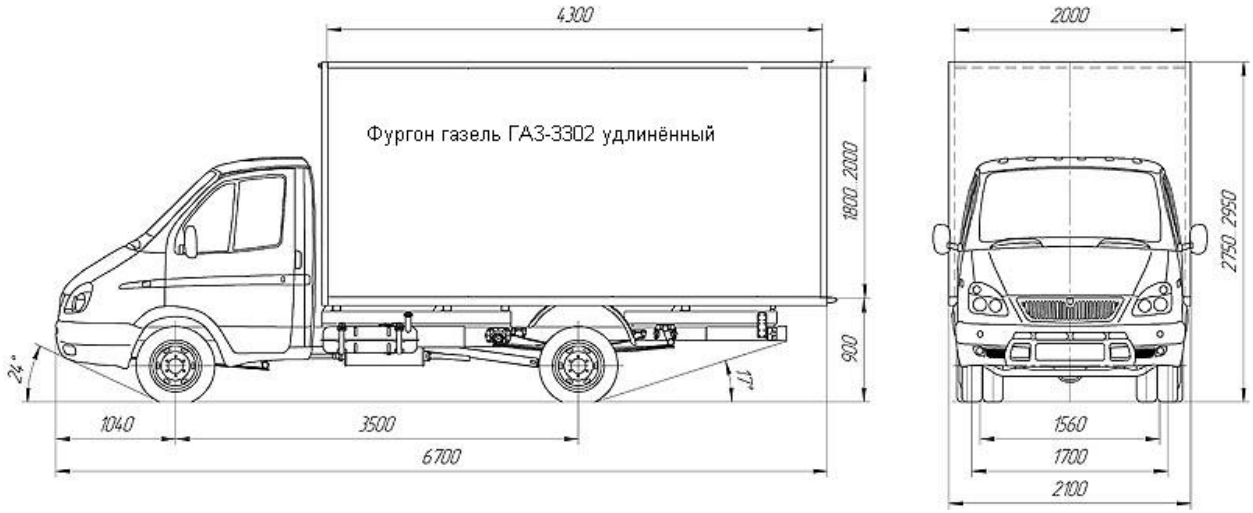



Рисунок 6.33 – Фургон на базе удлиненного шасси ГАЗ 330202

ГАЗ-33023 «ГАЗель-фермер» - грузопассажирский автомобиль для перевозки пяти пассажиров и до 1000 кг груза. Габаритные размеры «ГАЗель-фермер» указаны на рисунке 6.35. Эта модель используется как в условиях города, так и в сельской местности. Она нашла широкое применение в малом бизнесе и в качестве автомобиля для перевозки ремонтных бригад с оборудованием. Площадь кузова «фермера» 4,5 м$^2$ , переднее одноместное пассажирское сиденье сдвигается и обеспечивает доступ к заднему ряду сидений.

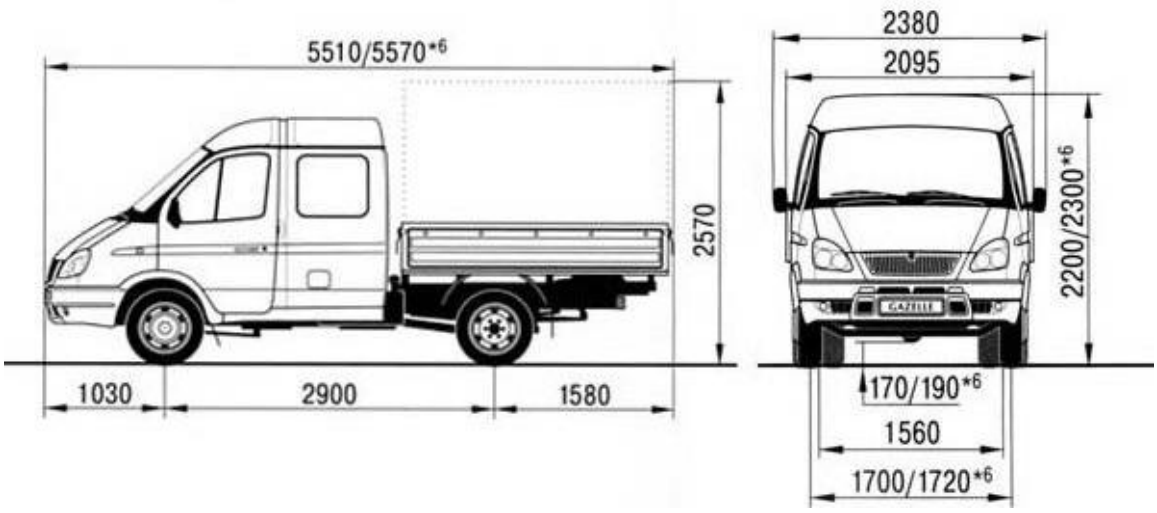



Рисунок 6.34- автомобиль ГАЗ-33023 «ГАЗель-фермер»

ГАЗ-2705 – серия грузовых и грузопассажирских автомобилей-фургонов с цельнометаллическим кузовом и рамным шасси (рисунок 6.35, 1.36, 6.39) Грузоподъемность фургона ГАЗ-2705 до 1350 кг при двух пассажирских местах, Комби — 6 пассажирских мест и 1 т груза. Автомобиль оснащен двумя грузовыми дверьми — боковой сдвижной и задней двухстворчатой распашной. Грузопассажирский вариант «Комби» оснащён дополнительным сиденьем для четверых пассажиров и сплошной перегородкой, отделяющей кабину от грузового отсека. С 2002 года под заказ производятся модификации 2705-90 и 27057-90 с надставной пластиковой крышей, увеличивающей внутреннюю высоту грузового отсека со 1515 до 1850 мм и полезный объём с 9 м³ до 11 м³. На базе фургонов 2705 сторонними фирмами выпускается ряд специализированных и специальных автомобилей, например, кареты скорой помощи, реанимобили.

Микроавтобус ГАЗ-3221 – серия восьмиместных микроавтобусов на базе фургона 2705. ГАЗ-32213 – микроавтобус на 13 пассажирских мест, отличается от базовой версии планировкой салона с высокими мягкими сиденьями. ГАЗ-322132— городское маршрутное такси со сдвижной дверью на базе микроавтобуса ГАЗ-32213; отличается от базовой модели планировкой салона, дополнительными усилителями в салоне (рисунок 6.39)

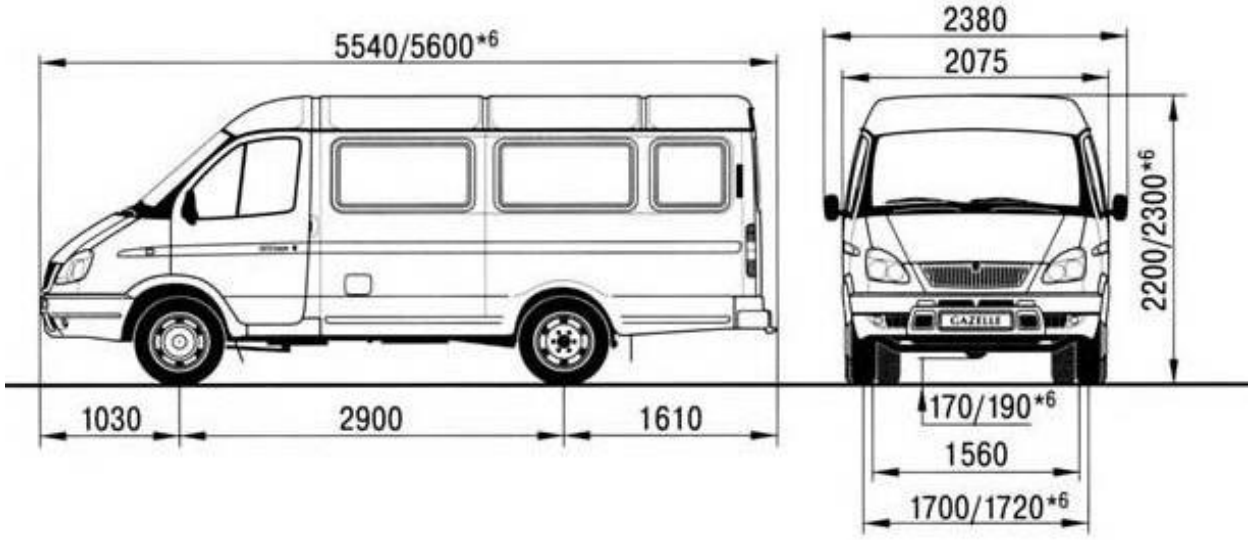



Рисунок 6.35 - Автомобиль «Газель» с цельнометаллическим кузовом

Все модификации имеют полноприводный вариант. Специальный автомобиль на базе полнопоприводной модификации для нужд МЧС представлен на рисунке 6.36.

Рисунок 6.36 – Полноприводная модификация автомобиля «Газель»

В настоящее время, специализированными компаниями производятся малыми сериями автомобили с увеличенной колесной базой 4000 мм и более (рисунок 6.37).

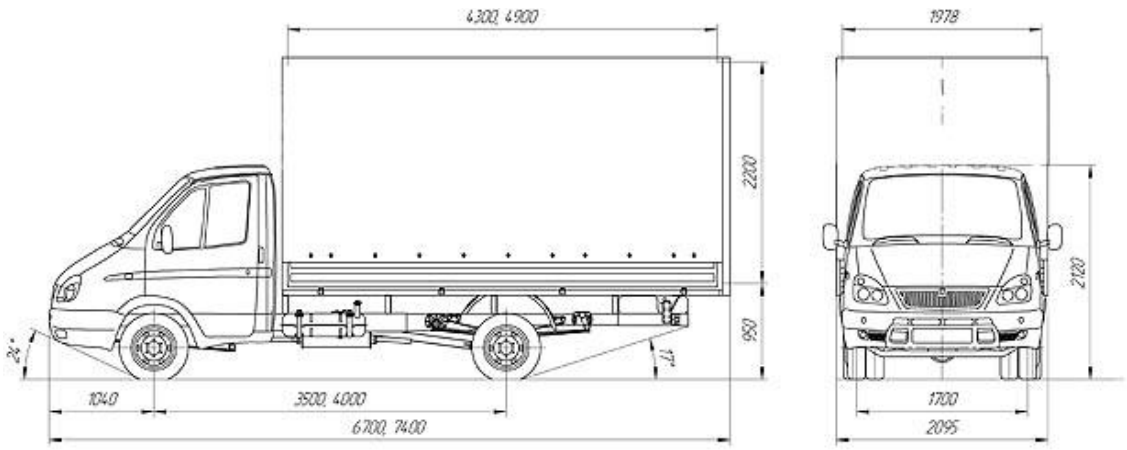



Рисунок 6.37 – Автомобиль «Газель» с удлиненной базой производства АЗ «Чайка-сервис»

а)

б)

в)

г)

д)

е)

Рисунок 6.38 – Семейство грузовых моделей «ГАЗель»:
а) ГАЗ 3302; б) ГАЗ 330202; в) ГАЗ 33023 «ГАЗель-фермер»; г) ГАЗ 2705; д) ГАЗ 27057;
е) промтоварный фургон на базе ГАЗ 3302

а)

б)

в)

Рисунок 6.39 – Семейство микроавтобусов «ГАЗель»:
а) ГАЗ 3221; б) ГАЗ 32213; в) ГАЗ 322132

В связи с повышенной маневренностью, отличными ходовыми качествами и хорошей управляемостью, существуют также модели специального назначения: скорая помощь, пожарная машина, машины МЧС, инкассатор, лабораторные станции, муниципальные перевозки школьников, инвалидов и пенсионеров (рисунок 6.40).

Автомобили «ГАЗель» имеют задний или полный привод, что очень важно для эксплуатации в условиях бездорожья и суровых русских зим.

Поскольку автомобиль «ГАЗель» является базовой моделью при создании электромобиля, то суммируя все вышесказанное и учитывая особенности проектирования и эксплуатации электромобиля, представляется возможным классифицировать по назначению и сформировать типоразмерный ряд автомобилей с электродвигателем по уровню технических параметров.

Предусматриваются следующие варианты: коммерческие автомобили, специальные автомобили для служб экстренного реагирования и специальные автомобили для перевозки определенных слоев населения.

а)

б)

в)

г)

Рисунок 6.40 – Специальные модели «ГАЗель»:
а) скорая помощь; б) передвижная лаборатория; в) автомобиль МЧС; г) пожарная машина.

К коммерческим автомобилям относятся все модели, установленные на шасси 3302, а именно ГАЗ 3302, ГАЗ 33023, ГАЗ 330202 и др., цельнометаллические фургоны ГАЗ 2705, выполняющие транспортировку грузов.

Под специальными автомобилями для служб экстренного реагирования понимаются: скорая помощь, различные лаборатории, автомобили МЧС, инкассаторы. Здесь предусмотрены различные варианты модификаций автомобилей «ГАЗель». Для данной категории транспортных средств должны обеспечиваться улучшенные эксплуатационные характеристики.

К определенным слоям населения относятся школьники, инвалиды и пенсионеры. Это отдельная категория людей заслуживающих особого внимания и как следствие создания специальных автомобилей для их перевозки, как правило на базе моделей ГАЗ 3221. В

данном случае не требуется высоких показателей эксплуатационных свойств, поэтому допускается использование менее мощных силовых установок.

Вышеперечисленное позволило создать типоразмерный ряд автомобилей с электродвигателем представленный на рисунке 6.41.

а)

б)

в)

Рисунок 6.41 – Типоразмерный ряд автомобилей с электродвигателем:
а) коммерческие; б) специальные автомобили для служб экстренного реагирования;
в) специальные автомобили для перевозки определенных слоев населения.

Технические параметры типоразмерного ряда автомобилей с электродвигателем представлены в таблице 6.7.

Таблица 6.7 – Параметры типоразмерного ряда автомобилей с электродвигателем

| № | Параметр | Вариант 1. – Коммерческий | Вариант 2. – специальные автомобили для служб экстренного реагирования (скорая помощь) | Вариант 3. – специальные автомобили для перевозки определенных слоев населения (детский) |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Максимальная скорость, Vmax, км/ч | 95 | 120 | 60 |
| 2 | Пробег на одной зарядке, км | 160 | 200 | 120 |
| 3 | Грузоподъемность, кг | 1000-1100 | 750-850 | 1150-1250 |
| 4 | Мощность для движения с максимальной скоростью на электродвигателе (на колесах), кВт | 60 (52,5) | 100 (88) | 18 (15,5) |
| 5 | Обороты электродвигателя (колес), при которых может быть достигнута соответствующая максимальная скорость, об/мин | 9 500 (770) | 9 500 (976) | 9000 (488) |
| 6 | Максимально преодолеваемый угол подъема (не менее) | 25% | 25% | 25% |
| 7 | Перегрузка двигателя при преодолении указанного значения угла подъема от номинальных | 50% | 88% | 39% |
| 8 | Момент двигателя при преодолении максимального подъема (не менее), Нм | 270 | 345 | 180 |
| 9 | Скорость на максимальном подъеме (не более), км/ч | 10 | 10 | 10 |
| 10 | Время движения на максимальном подъеме с максимальной для данных условий возможной скоростью (не менее), мин | 15 | 15 | 15 |

Таким образом, на основании базового автомобиля ГАЗель можно создать унифицированное семейство городских экологически безопасных электромобилей с перспективными источниками и накопителями энергии.

**6.11 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе**

В результате выполнения НИР были получены значимые научные результаты, позволяющие разработать типоразмерный ряд электромобилей из класса легких коммерческих, не уступающих лучшим серийным мировым аналогам.

Результаты исследований, а именно алгоритм и методика выбора электродвигателей, используются в образовательном процессе при подготовке студентов по специальностям 190100 «Наземные транспортно-технологические комплексы» и инженеров специальности 190109 «Наземные транспортно-технологические средства» на кафедре: «Автомобили и тракторы» НГТУ, в курсах лекций « «САПР в автомобилестроении», «Теория автомобиля», «Конструирование и расчет автомобиля», а также при курсовом и дипломном проектировании.

**6.12 Обобщение и оценка результатов**

1. Проведен анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о современном состоянии электромобилестроении.
2. На основании нормативные документов, регламентируемых Правилами ЕЭК ООН, SAE, IEC разработаны технические требования к электромобилю, его узлам и агрегатам, на основании которых создан экспериментальный образец транспортного средства.
3. Разработана кинематическая схема трансмиссии для создаваемого экологически безопасного электромобиля, которая включает синхронный привод, карданную передачу и ведущий мост.
4. Сформирована структурная схема электропривода шасси транспортного средства. Согласованы электрические параметры входных и выходных цепей структурных элементов (электродвигателя, преобразователя частотного управления электродвигателем, устройства сопряжения емкостных накопителей, аккумуляторных батарей).
5. Разработана конструкция на изменённые и оригинальные детали и узлы электромобиля в рулевом и тормозном управлении.
6. Разработана эскизная техническая документация на контейнера для хранения аккумуляторных батарей, являющихся одним из ответственных узлов

электромобиля, который во многом определяют компоновку, безопасность эксплуатации и сохранность аккумуляторных батарей.

7. Разработана эскизная техническая документация на элементы крепления контейнеров для хранения аккумуляторных батарей к раме (подрамные держатели), обладающих высокой жесткостью и надежно защищающих контейнера от механических воздействий с внешней стороны.
8. Разработана эскизная компоновка шасси электромобиля LCV сегмента, которая удовлетворяет требованиям, предъявляемым к модельному ряду транспортных средств. Предложенная компоновка выгодно отличается от компоновки прототипа возможностью создания широкой гаммы модификаций микроавтобусов и грузовых автомобилей с различными кузовами (цельнометаллические, бортовые) и улучшенной развесовкой.
9. Разработанная кинематическая схема позволяет реализовать широкий спектр компоновочных решений, на основе которой предложена концепция создания семейства коммерческих электромобилей с унифицированными основными элементами шасси.

# 7 Исследование путей создания и разработка технического облика автопилота для универсального многофункционального спасательного средства

## 7.1 Анализ природно-климатических условий, характерных для шельфовых территорий Арктики

Анализ природно-климатических условий выполняется с целью формирования предварительных требований к автопилоту специального транспортного средства. Некоторые из специфических условий представляются несущественными с точки зрения поставленной задачи, в то же время на следующих этапах работ перечень требований нужно дополнить. Ниже кратко рассмотрены результаты анализа требований по условиям применения, замечания по ним и дополнения.

Климатические условия, характерные для шельфовых территорий Арктики, определим в соответствии с ГОСТ 16350-80 «Районирование и статистические параметры климатических факторов для технических целей».

Указанный стандарт устанавливает климатическое районирование территории РФ и статистические параметры климатических факторов, которые должны использоваться при установлении технических требований, выборе режимов испытаний, правил эксплуатации, хранения, транспортирования всех видов машин, приборов и других технических изделий. В качестве основных климатических факторов при районировании территории для технических целей в ГОСТ 16350-80 приняты температура и относительная влажность воздуха.

Географическое положение интересующих нас климатических районов и их районирование по ГОСТ 16350-80 показано схематически на рисунке 7.1. Кроме шельфовых территорий Арктики, для общности приведены данные по шельфовым территориям умеренных широт, где также могут быть применены разрабатываемые транспортные спасательные средств.

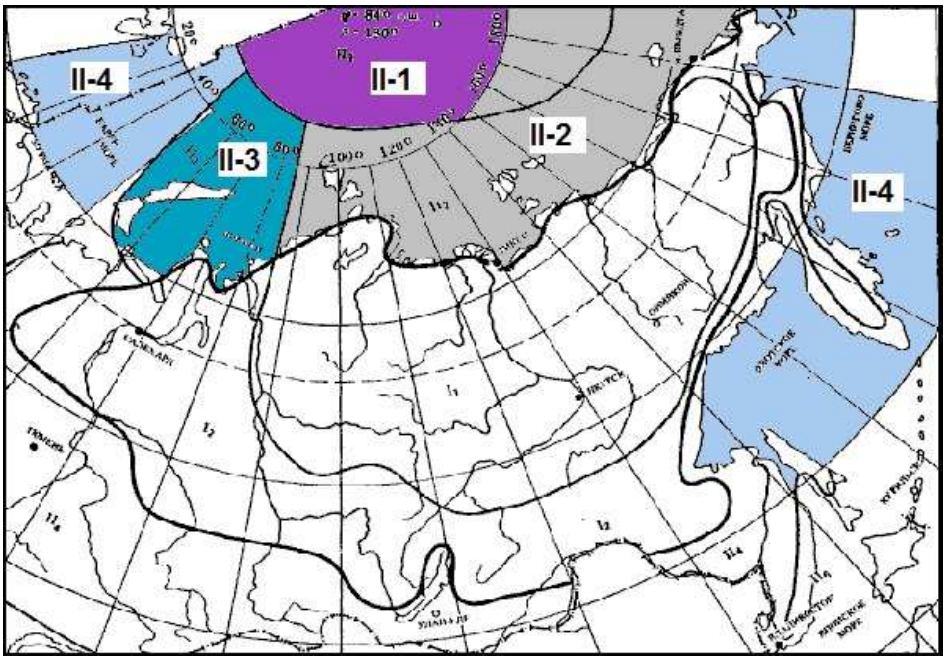



Рисунок 7.1 – Районирование шельфовых территорий по ГОСТ 16350-80

II-1 - Арктический приполюсный район

II-2 - Арктический восточный район

II-3 - Арктический западный район

II-4 - Умеренно холодный район

Условия эксплуатации существенно влияют на выбор комплектующих изделий, конструкционных материалов и других решений, принимаемых на этапе техно-рабочего проекта. На данной стадии работ указанное требование накладывает ограничения на рассматриваемые готовые (серийно выпускаемые) изделия, которые могут быть использованы для макетирования на последующих этапах.

Данные по основным воздействующим факторам приведены в таблицах 7.1-7.4.

Таблица 7.1 – Средние месячные температуры макроклиматического района

| Макроклиматический район | Климатический район | | Критерий района | |
|---|---|---|---|---|
| | Наименование | Обозначение | Средняя месячная температура воздуха, °С | |
| | | | январь | июль |
| Умеренный | Арктический приполюсный | II-1 | От -33 до -28 | От - 1 до 0 |
| | Арктический восточный | II-2 | От -28 до -18 | От 0 до 8 |
| | Арктический западный | II-3 | От -30 до -2 | От - 1 до 12 |
| | Умеренно холодный | II-4 | От -30 до -15 | От 6 до 25 |

Таблица 7.2 – Показатели климата макроклиматического района

| Макроклиматический район | Климатический район | | Критерий района | |
|---|---|---|---|---|
| | Наименование | Обозначение | Средняя месячная относительная влажность воздуха в июле в 13 ч, % | Число дней в году с минимальной температурой воздуха ниже минус 45 °С, сут |
| Умеренный | Арктический приполюсный | II-1 | Более 90 | От 0 до 2 |
| | Арктический восточный | II-2 | Более 80 | От 0 до 0,1 |
| | Арктический западный | II-3 | Более 80 | От 0 до 2 |
| | Умеренно холодный | II-4 | - | От 0,1 до 1,0 |

Таблица 7.3 – Показатели относительной влажности макроклиматического района

| Климатический район | Пункт | Параметры | |
|---|---|---|---|
| | | Средняя годовая относительная влажность, % | Стандартное отклонение |
| Арктический приполюсный | широта 84°с. ш. долгота 180° | 86 | |
| Арктический восточный | Тикси | 82 | 10,1 |
| Арктический западный | Амдерма | 87 | 9,3 |
| | Диксон | 88 | 8,4 |
| Умеренно холодный | Тюмень | 74 | 18,3 |

Таблица 7.4 – Показатели атмосферного давления макроклиматического района (ГПа)

| | | |
|---|---|---|
| Арктический приполюсный | широта 84° с.ш. долгота 180° | 1020 ГПа |
| Арктический восточный | Тикси | 1021 ГПа |
| | Ванкарем | 1019 ГПа |
| Арктический западный | Амдерма | 1005 ГПа |
| | Диксон | 1009 ГПа |
| Умеренно холодный | Тюмень | 1022 ГПа |

Перечисленные условия эксплуатации позволяют отнести зону применения СТС к районам с умеренно-холодным морским климатом, а климатическое исполнение СТС и его элементов – к группе М по ГОСТ 15150-69 (группа М или 6 по международной классификации). С учетом конкретного назначения автопилота и его предполагаемой установки в защищенной рубке СТС, условия его работы предлагается классифицировать одним из двух способов (уточняется на стадии технорабочего проекта):

– как эксплуатацию в закрытых помещениях (объемах) с естественной вентиляцией без искусственно регулируемых климатических условий, где колебания температуры и влажности воздуха существенно меньше, чем на открытом воздухе;

– как эксплуатацию в помещениях (объемах) с повышенной влажностью (например, в судовых, корабельных и других помещениях, где возможно длительное наличие воды или частая конденсация влаги на стенах и потолке.

В зависимости от уточненных условий размещения на СТС, предлагается отнести разрабатываемый автопилот к группе 3 или 5 вышеуказанного исполнения М.

К наиболее существенным для решаемой задачи природным факторам относятся [7.1-7.3]:

1. Наличие больших водных участков. На воде управление СТС будет аналогично управлению судном соответствующего водоизмещения.

2. Наличие льдов и торосов. На таких участках управление СТС ближе к управлению ТС, перемещающимся по твердой поверхности.

3. Наличие участков снежно-водяной смеси. В зависимости от плотности этой смеси, управление СТС будет представлять собой гибрид п. 1 и п.2.

Указанные природные условия создают очевидные проблемы для непрерывного автопилотирования СТС и заставляют рассматривать супервизорный режим, как основной автоматизированный режим управления СТС. Для реализации супервизорного режима, человек-оператор будет задавать обобщенную характеристику участков зоны прокладки маршрута из предопределенного перечня факторов и их количественных характеристик (подобным образом поступают в настоящее время при прокладке курса судна для автоматической системы судовождения).

Для уточнения перечня этих факторов на стадии эскизного проектирования необходимо провести дополнительные исследования с учетом следующих соображений:

1. По характеристике водных участков.

В настоящий момент по величине волнения указана максимальная высота волны 24 м. Это значение необходимо в дальнейшем уточнить, принимая во внимание Международную шкалу морского волнения в баллах, принятую и в отечественных ГОСТ на проведение работ в море (например, в ГОСТ 12.3.029-82). Соответствующие данные приведены в таблице 7.5.

Таблица 7.5 – Шкала морского волнения

| Волнение, баллы | Средняя высота волн, м | Английское наименование | Русское наименование |
|---|---|---|---|
| 0 | 0 | calm glassy | штиль |
| 1 | <0,1 | calm rippled | рябь |
| 2 | 0,1 – 0,5 | smooth wavelets | слабые волны |
| 3 | 0,5 – 1,25 | slight | легкое волнение |
| 4 | 1,25 – 2,5 | moderate | умеренное волнение |
| 5 | 2,5 – 4,0 | rough | бурное волнение (буря) |
| 6 | 4,0 – 6,0 | very rough | очень бурное (сильная буря) |
| 7 | 6,0 – 9,0 | high | сильное (сильный шторм) |

Также в баллах необходимо указать максимальную скорость ветра.

Такие факторы, как: глубина до дна моря, колебания уровня воды от +90 до -125 см, максимальные скорости течения (0,9 м/с на поверхности; 0,3 м/с – на дне) несущественны для задачи автопилотирования.

2. По характеристике участков льда и торосистого льда.

Перечислим основные характеристики ледовых полей, оказывающих существенное влияние на перемещение транспортных средств в Арктических морях и подлежащие нормированию в Техническом задании на СТС на стадии эскизного проектирования.

2.1. Сплоченность льда.

Сплоченностью называют соотношение площади, занятой льдом и площади, свободной ото льда, выраженное в баллах (0 - чистая вода, 10 - сплошной лёд). Среди многообразия характеристик ледовых условий Арктики показатель сплоченности льда важен в летний период. В этот период распределение сплоченности льда имеет решающее значение при прокладке оптимального варианта выхода СТС к базе. В зимних условиях сплоченность льда в Арктике близка к 10 баллам. Необходимо обосновать

необходимость движения амфибийного СТС при конкретных промежуточных значениях этого показателя, меньших 8-ми баллов (сочетание ледовых полей с чистой водой).

2.2. Толщина льда.

Поскольку СТС разрабатывается, как амфибийное средство, этот фактор не является критически важным. Тем не менее, наряду с максимальной толщиной льда (1,2 м) следует привести сведения о малых толщинах ледяных полей, которые выдерживают вес транспортного средства.

2.3. Высота снежного покрова.

В холодный период года важной навигационной характеристикой для СТС будет высота снежного покрова. Принято считать, что высота снежного покрова в Арктике невелика (не более 90-100 см), но для оценки влияния этого фактора на параметры системы управления необходимо провести расчетные работы на стадии эскизного проекта.

2.4. Торосистость льда.

В летний и ранний осенний период, когда сплоченность льда в арктических морях значительно меньше 10 баллов, большое значение для успеха спасательной операции будет иметь учет торосистых образований. Торосистые образования окажут очень большое влияние на движение СТС во льдах, являясь наиболее серьёзным препятствием для автопилотирования. Степень торосистости льда измеряется по пятибалльной шкале (0 баллов – гладкий лед, 5 баллов – сплошной торосистый лед) и должна быть задана в Техническом задании на стадии эскизного проектирования.

2.5. Разрушенность льда.

Разрушенность льда – характеристика изменений состояния ледяного покрова, связанных с процессами таяния. В результате таяния на поверхности льда образуются снежницы, проталины и промоины, нарушающие сплошность ледяного покрова. На таких участках в наибольшей степени будут проявляться амфибийные свойства СТС и будут востребованы гибридные свойства системы автопилотирования. Необходимо уточнить конкретные показатели разрушенности участков, на которых должно осуществляться автопилотирование.

2.6. Раздробленность ледяного покрова.

Под раздробленностью принято понимать соотношение льдин с малыми и большими горизонтальными размерами. В осенне-зимний и весенний периоды раздробленность льда является важной навигационной характеристикой, которая характеризует интенсивность динамических процессов, происходящих в ледяном покрове. Горизонтальные размеры льдин оказывают существенное влияние на скорость

движения судов. В отличие от обычного судна, для СТС движение по гигантским и обширным ледяным полям предпочтительнее, чем по мелкобитым и тертым льдам. Соответствующие количественные характеристики зон работы СТС должны быть уточнены на стадии эскизного проектирования.

2.7. Нарушения сплошности ледяного покрова (НСЛ).

Нарушениями сплошности называют пространственное распределение совокупностей трещин, каналов и разводий на определенной площади ледяного покрова в конкретный момент времени. Для плавсредств в зимне-весенний период навигации в замерзающих морях оптимальные пути плавания при движении по ледяному массиву проходят по зонам нарушений сплошности ледяного покрова (НСЛ). Одной из важнейших ледовых характеристик условий плавания (особенно в зимний период) является тип ориентации нарушений сплошности ледяного покрова относительно генерального курса движения. Выделено пять основных типов [7.3]:

Тип A – зона "ориентированных" НСЛ: преобладающая ориентация системы НСЛ и генеральный курс движения совпадают или различаются не более чем на 30°;

Тип B – зона "неориентированных" НСЛ: степень ориентированности НСЛ невелика или преобладающая ориентация НСЛ отличается от генерального курса движения более чем на 30°;

Тип C – зона повышенной раздробленности ледяного покрова: плавание носит устойчивый характер и осуществляется по зоне с преобладанием битых форм ледяного покрова;

Тип D – зона отсутствия НСЛ: движение осуществляется в сплошном льду сплоченностью 10 баллов, преобладающие формы которого ледяные поля;

Тип E – зона пониженной сплоченности ледяного покрова: четко выраженные НСЛ отсутствуют, движение происходит в равномерно распределенном по акватории льду сплоченностью 8 баллов и менее. Зоны этого типа характерны для летнего периода и для прикромочных районов в весенний период.

Распределение ширины НСЛ для каждой из типов зон имеет существенные различия. Зимой в Карском море, в зонах, где НСЛ имеют ориентацию, совпадающую с генеральным курсом движения (тип A), повторяемость НСЛ с шириной, превышающей, в среднем, ширину 25 метров, составляет 90%. В зонах типа B и C повторяемость таких НСЛ составляет 47% и 23%, соответственно. В летний период во льдах Арктического бассейна повторяемость НСЛ с шириной более 25 м более высока и составляет для: зон типа A – 98%, зон типа B – 89%, зон типа C – 50%. Кроме того значительно

увеличивается повторяемость крупных НСЛ, шириной более 100 м – 75% в зонах типа А, 31% в зонах типа В, 18% в зонах типа С.

Анализ имеющихся данных о распределении скорости движения плавсредств, показывает, что наиболее благоприятными зонами для плавания являются зоны с благоприятной ориентацией НСЛ (тип А), менее благоприятными – зоны с повышенной раздробленностью ледяного покрова (тип С), неблагоприятными – зоны с отсутствием НСЛ (тип D).

С учетом амфибийных свойств создаваемого СТС зависимость от степени НСЛ будет существенно меньше. С позиций оптимизации автопилотирования, будет более важным постоянство характера НСЛ для уменьшения частоты изменения коэффициентов регулирования автопилота.

2.8. Сжатия льда.

Сжатие льда является одной из проблем плавания и вообще перемещения в замерзающих морях, особенно в зимний период. Наиболее существенно они проявляются во льдах сплоченностью 9-10, 10 баллов и толщиной более 70 см. Для амфибийного СТС сжатия не имеют столь критического значения, как для надводного судна, но условия для автопилотирования при сильном сжатии ухудшаются из-за усиленного торошения льда. Необходимо определить количественные показатели сжатия, при которых должно осуществляться автопилотирование.

СТС должно обладать амфибийными качествами. Термин не общепринятый. Необходимо конкретизировать: на воде, по снегу, по льду, по твердому грунту или по болоту. Эти требования должны быть конкретизированы по показателям проходимости, используемым, например, при задании показателей гусеничных транспортных средств. Для перемещений по льду должна быть установлена максимальная преодолеваемая высота препятствий (размер торосов). Необходимо характеризовать возможности перемещения по тонкому ломающемуся льду, способность подниматься на льдины и спускаться с них в воду.

### 7.2 Анализ научно-технической литературы, нормативно-технической документации и систематизация сведений о применяемых автопилотах на транспортных средствах

В настоящей работе поставлена задача исследования возможности создания автопилота для амфибийного СТС. Кратко укажем основные характеристики таких транспортных средств, существенные для разработки системы автоматизированного управления и устройства-автопилота.

Как известно из литературы [7.4], автомобили-амфибии или вездеходы конструируются часто на колесных шасси грузовых автомобилей или военных вездеходов с традиционными автомобильными двигателями (преимущественно дизельными). Образцы подобной техники конструируются с подвеской, с трансмиссией и только с ручным автомобильным рулевым управлением, причем возможности и требуемые характеристики перемещения по воде (как правило, только при преодолении водных преград небольшой протяженности) обеспечиваются наличием водонепроницаемого снизу, но открытого сверху корпуса и привода гребного винта от того же двигателя. Эксплуатационные характеристики (грузоподъемность несколько тонн, мощность двигателя 400 л.с., максимальная скорость по суше 50 км/час, на воде 10 км/час, маневренность, расходы топлива, дальность хода порядка 500 км, высокая проходимость при увеличенных диаметрах колес) несколько хуже, чем у грузовых автомобилей на аналогичных колесных шасси.

Также в вездеходах-амфибиях применяются облегченные гусеничные шасси. Из гусеничных амфибий, по-видимому, наибольшее распространение получили плавающие танки, которые появились еще в тридцатых годах и в новых моделях находятся на вооружении и в наше время [7.5]. Они также имеют только ручное рычажное управление танкового типа (каждая гусеница имеет отдельный привод). Общая конфигурация корпуса и лишь удовлетворительно обтекаемые формы обводы заимствуются не от судов, а от понтонов или частично от военных транспортных самоходных барж-кораблей. Остойчивость на воде обеспечивается достаточными объемами полностью закрытых водонепроницаемых надводных частей увеличенных объемов и смещением вниз центра тяжести. По отношению к волнению, особенно выше трех баллов, может быть обеспечено лишь сохранение плавучести при минимально необходимой управляемости.

Имеются разработки подобных вездеходов на колесных и гусеничных шасси для крайнего севера по созданию автопоездов на вездеходах на длительные переходы по тундре, при этом основная энергетическая установка представляет собой дизель-генератор, а привод на колеса – электромеханический, от тяговых электродвигателей [7.6]. Специальные спасательные средства не предусматриваются, экипаж – 2 человека. Как и у автомобилей-вездеходов, управление направлением движения осуществляется с помощью рулевого управления (имеется гидравлический усилитель) и на земле и на воде, управление скоростью осуществляется преимущественно переключением передач. Средства автоматизации управления, кроме гидравлического усилителя руля не предусмотрены. Навигация в основном осуществляется по визуальному обзору. Но

обычно для движения в условиях плохой видимости (туман, дым) предусматривается возможность навигации методом счисления пути по скорости по гирокомпасу и спидометру (в воде – лагу) с контролем положения от спутниковой системы. Сведения об автовождении, об автоматической или автоматизированной координации перемещений или о групповом управлении отсутствуют.

В некоторых публикациях [7.7] упоминаются шнековые снего- и болотоходы. Это транспортные средства малого радиуса действия (до 50 км) и предназначаются для выполнения специальных разведочных и/или спасательных работ (в частности, спасения космонавтов, капсула которых попала в труднопроходимую, но с гладким рельефом местность: толстый слой снега, болота, непроходимая грязь, битый лед и шуга). Специфичным является движитель: пара цилиндров (шнеков) с винтовыми ребрами. При синхронном вращении в противоположные стороны создается продольная сила и продольное перемещение. Разностью угловых скоростей также в противоположные стороны осуществляется плавный разворот. При вращении роторов в одну сторону задаются боковые перемещения. Пустотелые цилиндры (шнеки) также создают дополнительные архимедовы силы, увеличивающие плавучесть основного водонепроницаемого корпуса. При плавании в воде вращением шнеков в одну сторону задается движение вперед или назад, разностью скоростей вращения можно задавать маневрирование. Таким образом, потенциально шнекоход имеет по проходимости более широкие возможности, чем подавляющее большинство наземных транспортных средств, относимых к снегоходам, однако получаемые при этом скорости в воде невелики. При испытаниях на реке зимой, в частности, проверялись возможности движения по льду, подъема с воды на лед и спуска в воду. Известно также, что на созданном за рубежом (в Канаде) шнекоходе в 2002 году зимой была предпринята окончившаяся неудачей попытка пересечь Берингов пролив (56 км), отличающийся сложнейшей ледовой обстановкой. Задача автоматизации управления этими машинами ранее не ставилась.

Важной особенностью всех перечисленных транспортных средств является то, что для систем ручного управления движением приходится сохранять преимущественную специализацию (автомобильную, танковую, судовую), каждая из которых первоначально была ориентирована на движение в одной среде. Эта специализация распространяется на все системы и подсистемы. При этом системы навигации и управления движением, как правило, не изменяют принципов организации, структуры и аппаратного состава управляющего комплекса. Таким образом, для создаваемой «гибридной» системы автопилотирования также необходимо определить наиболее близкий вариант (морской или автомобильный) и дальше вести разработку сообразно выбранному принципу.

Для проектирования автоматической и автоматизированной системы управления движений СТС, выбора алгоритмов управления и требований к аппаратной реализации системы автопилотирования необходима систематизация по следующим разделам:

1. Характеристики СТС, как объекта управления. Совокупность этих характеристик и полная математическая модель объекта управления должна давать представление о маневренности. Для рассматриваемого СТС нужно учитывать, что движения осуществляются в различных средах, и в различных режимах, поэтому свойства СТС должны задаваться по отношению к различным используемым типам движителей. Поскольку движение может происходить в различных средах, необходимо использовать опыт нормирования показателей, ориентируясь на средства транспорта для определенных сред. Особое внимание должно быть обращено на управляемость на воде при работе водометного движителя, и особенно на льду и снегу при работе шнекового движителя.

На стадии эскизного проектирования должен быть окончательно уточнен перечень параметров специального транспортного средства, необходимый для построения системы автоматического управления движением, включая следующие характеристики СТС:

– масса (водоизмещение) минимальная и максимальная и соответствующие моменты инерции вокруг трех осей;

– габаритные размеры;

– коэффициент лобового сопротивления и другие гидродинамические коэффициенты при движении по воде;

– аэродинамические коэффициенты на воде и на твердом основании;

– показатель управляемости руля на воде;

– показатели остойчивости на воде, в частности, метацентрическая высота и собственные частоты бортовой и килевой качки;

– мореходные качества, возможно, гашение качки;

– характеристики движителей;

– мощность основных двигателей;

– приборный состав навигационного комплекса и системы датчиков;

– длительность автономного плавания;

– скорость на свободной воде, на снегу, на льду (при движении по поверхности гладких ледяных поверхностей, по торосам или в ледокольном режиме или на жестком грунте);

– маневренность и управляемость в разных средах (радиус кривизны при разворотах, разгоне и торможении);

– прочность по отношению к ударам для программирования процессов швартования, выхода на лед, преодоления ледяных торосов и препятствий на суше;

– способность выдерживать курс, собственная курсовая устойчивость по рысканью.

2. При управлении в разных средах используются различные принципы, устройства и органы управления и приводы устройств управления. Так, при движении на суше, на грунте (безразлично, твердом, мягком, болотистом), если механизмы сдвоенных движителей гусеничные или шнековые, то управление по курсу (маневрирование) осуществляется заданием разностей угловых скоростей, и при этом или осуществляется изменение передаточных отношений (дискретно, переключением скоростей редуктора передач), или регулируются частоты вращения двух независимых двигателей. Однако при шнековых движителях наряду с поворотом возникает боковой снос, поэтому от системы управления требуется компенсация этого сноса. В режиме плавания, при движении в воде в принципе можно использовать те же движители, но они позволяют развивать только малые скорости. Поскольку предложено дополнительно использовать водометный движитель (поворотный, либо в комплекте с водяным рулем); соответствующие подходы и математические модели можно найти в хорошо разработанной теории автоматического судовождения.

3. Необходимо использовать опыт создания различных спасательных средств и учесть требования к ним предъявляемые. Показатели должны включаться в большой перечень мореходных качеств, которые ранее были конкретно определены стандартами преимущественно для шлюпок, катеров и малых судов. Очевидно, что остойчивость СТС должна быть такой, чтобы плавучее спасательное транспортное средство само по себе возвращалась в прямое положение, при любой загрузке, когда она нагружена полным или частичным комплектом людей и снабжения, а также когда все ее входы и отверстия водонепроницаемо закрыты, а люди пристегнуты привязными ремнями. Это требование выполняется конструктивными приемами, без участи системы управления и автопилотирования. Однако в то же время двигатель и относящиеся к нему устройства должны быть либо способны работать в любом положении во время опрокидывания СТС и продолжать работать после возвращения в нормальное положение, либо автоматически останавливаться при опрокидывании, а затем вновь легко запускаться после возвращения СТС в нормальное положение. Контроль углов крена и дифферента очевидно должен выполняться автопилотом.

По основным режимам управления, в которых задействован автопилот, целесообразна следующая систематизация:

– ручной, но с подсистемами облегчения ручного управления (при использовании усилителей и с разделением функций);

– автоматизированный, с чередованием ручного и автоматического управлений;

– автоматический, при котором предусматривается только стабилизация на скорости на постоянном заданном курсе;

– автоматический, при котором предусматривается задание маршрута с участками движения постоянным курсом и участки разворотов на заданные углы;

– автоматический адаптивный, при котором наряду с заданием маршрута предусматривается его коррекции в соответствии с изменениями условий движения, наличием препятствий, сообщениями, полученной по каналам связи, об изменении целей и пр.:

– автоматический интеллектуальный, при котором ко всему, перечисленному выше добавляются функции автоматического принятия решений.

Применительно к автопилотированию, следует выделить такие основные типы алгоритмов управления на тактическом уровне и соответствующих структур автоматов (авторулевых):

– формирование сигналов управления от датчиков в виде сумм с постоянными коэффициентами для режима стабилизации скорости и скорости относительно среды и/или путевой скорости направления движения на программных траекториях движения на прямых курсах, задаваемых «штурманской» прокладкой;

– формирование сигналов управления от датчиков в виде сумм с коэффициентами законов управления, устанавливаемые вручную в установленных диапазонах;

– алгоритмы с адаптивный самонастройкой, автоматически изменяющей настройки в зависимости от условий (на свободной воде – от волнения и ветра, на льду – от параметров неровностей), причем предусматривается возможность оперативного вмешательства в процесс управления;

– алгоритмы с использованием устройства управления в виде fuzzy (нечеткой) или нейросетевой структуры;

– алгоритмы, учитывающие дополнительные корректирующие сигналы от средств радио- и спутниковой связи.

### 7.3 Анализ известных конструкций автопилотов

При планировании технического оснащения системы автоматического управления движением специализированного транспортного средства в качестве прототипов для разработки следует рассмотреть серийно выпускаемые авторулевые. Все суда в настоящее время оборудуются системами автоматического управления (САУ) курсом [7.8-7.10].

В состав типовой САУ судна входит авторулевой, в котором несколько сигналов (отклонения курса от заданного, отклонения руля, угловой скорости рыскания) линейно преобразуются в сигналы управления, поступающие на привод руля. К основным техническим требованиям, предъявляемым к авторулевым, относятся следующие: они должны удерживать судно с определенной точностью (часто порядка 10) при скорости не менее определенной (например, 6 узлов) независимо от условий плавания и загрузки судна.

Однако подобное требование не является универсальным. Важно, что точность поддержания курса устанавливается в зависимости от волнения (на самом деле еще сильно влияет угол относительно направления распространения волн). Средняя амплитуда рыскания по курсу в заданном интервале скоростей для состояния моря до 3 баллов должна быть в пределах 1°, до 6 баллов – (2-3)°, свыше 6 баллов – (4-5)°. Основной рулевой привод должен обеспечивать перекладку руля с одного борта на другой за определенное время (например, не превышающие 28 секунд).

Авторулевые имеют обычно несколько режимов работы: ручной, следящий, автоматический. Электромеханические авторулевые разрабатывались как автономные устройства управления, вследствие чего при решении задач автоматического плавания по маршруту они не в полной мере отвечают требованиям взаимодействия с автоматизированными судовыми навигационными комплексами. Кроме того, они имеют и свои собственные недостатки, ниже перечислены некоторые из них. Во-первых, иногда это выработка частых неэффективных перекладок руля на волнении. Обычные авторулевые отвечают на любые, в том числе достаточно малые отклонения от курса, что приводит на волнении к появлению частых перекладок руля, на которые судно не успевает нужным образом реагировать из-за своей большой инерционности. В результате происходит затрата энергии на неэффективную работу рулевого привода и ускоряет его износ. Во-вторых, из-за ограничения возможностей или недостатка времени настройки авторулевые на судах в большинстве случаев работают в режимах, далеких от оптимальных, что вызывает рост (по сравнению с качественным регулированием)

сопротивления движению судна вследствие больших углов дрейфа, перекладок руля, торможения судна из-за воздействия сил инерционного происхождения.

В авторулевых реализуется принцип управления по ошибке. Таким образом, авторулевой по существу является ПИД-регулятором. Параметры (коэффициенты усиления по каждому из входных сигналов) могут задаваться или по рекомендациям инструкции по эксплуатации, или при начальной регулировке. Но обычно допускается их переустановка в зависимости от условий плавания или навыков персонала. Настройка авторулевого в процессе эксплуатации осуществляется подбором двух основных параметров: коэффициента усиления цепи обратной связи по углу рысканья (отклонения курса от заданного) от системы курсоуказания; от коэффициента датчика угловой скорости и начальной чувствительности. Большинство авторулевых допускает совместную работу со штурманом, который может вмешиваться, когда необходимо, в режим автоматического сохранения первоначально заданного курса. В большинстве авторулевых предусматривается режим отслеживания штурманской прокладки (для автоматического управления – заданной траектории), в этих случаях осуществляется введение корректирующих сигналов от навигационных средств.

Опыт показывает, что при правильной настройке авторулевой обеспечивает снижение потерь ходового времени на длинных участках движения прямым курсом до 3% за счет более точного удержания корабля на заданном курсе и уменьшения тормозящего действия бокового сноса корпуса при рыскании, в первую очередь вследствие волнения. При автоматическом управлении среднеквадратичные значения углов перекладки руля при автоматическом управлении получаются на 20-30% меньше, чем при ручном управлении. Во всех авторулевых предусматривается введение поправок на морские течения и воздействие ветра.

Качество работы системы автоматического управления курсом зависит прежде всего от динамических свойств корабля, как объекта регулирования; состояния погоды и выбора параметров настройки авторулевого. Поэтому одинаковые авторулевые, установленные на разнотипных кораблях и судах, будут иметь различные показатели эффективности. При выборе параметров настройки авторулевого следует учитывать конкретные условия плавания. Исследования и опыт эксплуатации показали, что настройку авторулевого следует менять в случаях: изменения нагрузки корабля, изменения скорости, изменения погоды. При этом следует руководствоваться следующими общими положениями: подбирать параметры настройки авторулевого необходимо так, чтобы корабль удерживался с допустимыми ошибками на заданном курсе при минимальных амплитудах углов перекладки руля. Не следует стремиться

уменьшать значение амплитуд рыскания корабля на волнении путем повышения чувствительности авторулевого; опыт показывает, что при большой частоте перекладок руля (более 400 в час) точность удержания корабля на курсе почти не повышается, так как при этом резко возрастают потери, напрасно расходуется полезная мощность энергетической установки судна из-за тормозящего действия руля и бокового сноса; кроме того, происходит ускоренный износ рулевого устройства.

Настройки авторулевых в процессе отладки и приемосдаточных испытаний эксплуатации предусматривают регулировку трех коэффициентов авторулевого, при этом может обеспечиваться стабильное качество работы системы при изменении условий плавания корабля. По отношению к конкретным коэффициентам соображения такие:

1. Коэффициент $k_1$ сигнала от средств курсоуказания выбирается для каждого конкретного судна во время приемосдаточных испытаний авторулевого. Как показал опыт эксплуатации, величина $k_1$ устанавливается в пределах (0,2-0,8), при увеличении загрузки корабля этот коэффициент следует уменьшать. Имеются рекомендации по этим изменениям.

2. Коэффициент $k_2$ сигнала датчика угловой скорости для повышения чувствительности авторулевого в тихую погоду $k_2$ следует увеличивать; при этом точность удержания на курсе повышается (рыскание уменьшается). При ветре и волнении моря следует уменьшать $k_2$, чтобы не перегружать привод руля. Если при введении градусной поправки в режиме «Автомат» судно медленно выходит на новый заданный курс, сигнал датчика угловой скорости следует уменьшить. При этом переход судном линии нового заданного значения курса не должен превышать значение угловой поправки более чем на 10%.

3. Общий коэффициент усиления $k_0$ тоже можно изменять. Для этого регулятор устанавливают в положение «Грубо» при свежей погоде, когда уменьшение чувствительности регулятором датчика угловой скорости оказывается недостаточным. Коэффициент $k_0$ определяет чувствительность авторулевого. Его значение устанавливается от 0,30 до до 0,60 и выбирается при ходовых испытаниях авторулевого на корабле. Если чувствительность установлена правильно, то в процессе эксплуатации менять ее нет необходимости. Коэффициент $k_0$ следует увеличивать в тихую погоду и уменьшать при волнении. В приборе предусмотрена возможность ступенчатого изменения коэффициента от 0,22 до 0,8. Меньшие значения устанавливаются при плавании корабля с полной загрузкой.

Новым элементом в настройке авторулевого является регулировка времени Т срабатывания выходных реле. Время задержки может быть установлено от 1,0 до 5 с. Минимальное значение Т устанавливается в тихую погоду и увеличивается в штормовую, что обеспечивает уменьшение количества перекладок руля до 30%.

Математическая модель САУ курсом судна состоит из нескольких блоков: прибора управления (ПУ), который обычно называется авторулевым, рулевого привода (РП) с управляющим органом – рулем, судна как объекта регулирования (ОР), а также внутренней ($ОС_1$) и внешней ($ОС_3$) обратных связей. В специальной литературе [7.11-7.13] приводятся сведения о результатах математического моделирования.

Современный прибор управления системы авторулевого представляет собой компьютерное устройство, вырабатывающее сигналы управления, пропорциональные по величине углу и угловой скорости отклонения судна от заданного курса. В отечественных авторулевых, кроме того, имеется интегрирующее устройство, вырабатывающее сигнал, устраняющий снос судна при несимметричном рыскании. На пульте управления авторулевого размещаются все необходимые органы настройки, контроля и управления системы.

На большинстве современных судов в качестве рулевого привода используются электрогидравлические рулевые машины, обеспечивающие перекладку руля со скоростью примерно 2,5-3 град/сек. Внутренняя обратная связь в системе осуществляется с помощью устройства, механически связанного с баллером руля и вырабатывающего электрический сигнал, пропорциональный углу поворота руля. Внешняя обратная связь обеспечивается средством курсоуказания, который преобразует изменение курса судна в угол поворота сельсина-датчика курса, связанного с сельсином-приемником в авторулевом.

Все существующие системы автоматического управления курсом судна, независимо от конструкции отдельных звеньев, работают по принципу отклонения, т. е. в авторулевом непрерывно сравниваются фактическое и заданное значения курса и вырабатывается сигнал управления. Под действием этого сигнала рулевой привод перекладывает руль и возвращает судно к заданному курсу. Сигнал внутренней отрицательной обратной связи останавливает перекладку руля, а затем возвращает руль в среднее положение. Сигнал, пропорциональный скорости поворота судна, повышает чувствительность авторулевого при отклонении судна от заданного курса и обеспечивает сдерживание при возвращении на заданный курс.

В настоящее время большинство транспортных судов оборудовано обычными бесконтактными авторулевыми отечественного производства типа АБР, АР, АТР и “Аист“, а также иностранного АЕГ (ФРГ), РФТ (ГДР), “Аркас” (Дания), “Декка” (Великобритания) и др.

Современные авторулевые обеспечивают:

– автоматическое ведение судна по заданному курсу в течение морских переходов любой продолжительности при любой погоде (авторулевой не рассчитан на работу при движении судна на заднем ходу);

– управление рулевым приводом в зависимости от угла и скорости ухода судна с курса;

– автоматическое устранение сноса судна, вызванного несимметричным рысканием под действием ветра, волнения и других причин (кроме АРМ-2);

– изменение курса судна на любую величину при автоматическом управлении;

– управление рулевым приводом вручную, пользуясь штурвалом следящего управления (кроме АРМ-2);

– изменение курса судна при помощи выносных постов управления в случае внезапного появления опасности (в некоторых комплектациях АБР и АР).

Автоматические авторулевые АБР и АР наиболее широко используются в настоящее время на транспортных судах. Принципиальные схемы этих приборов аналогичны. Авторулевые АБР предназначаются для установки на судах, находящихся в эксплуатации либо построенных за рубежом, тогда как авторулевой АР устанавливается на вновь строящихся отечественных судах. АР имеет комбинированный пульт управления, совмещающий в себе схемы автоматического, следящего и штатного ручного управления.

Такие рекомендации по изменению коэффициентов авторулевого используются в разработке алгоритмического, а затем программного обеспечения адаптивных (самонастраивающихся) авторулевых.

В соответствии с международными требованиями и требованиями российского Морского Регистра система автоматического управления курсом корабля должна обеспечивать:

– переход с ручного управления на автоматическое и наоборот с помощью не более чем двух органов управления за время не более трех секунд при любом положении пера руля;

– переход с автоматического на ручное управление при любых неисправностях в системе автоматического управления;

– фильтрацию (сглаживание сигналов управления для уменьшения числа кладок руля от рыскания при волнении;

– выход корабля на заданный курс при переходе с ручного управления на автоматическое.

Отечественные авторулевые, практически все, удовлетворяют полной совокупности перечисленных требований. Также автопилотом выполняются автоматические проверки основного и вспомогательного рулевых приводов, системы дистанционного управления рулевым приводом, постов управления рулем на ходовом мостике, аварийного энергопитания, указателей положения руля, аварийной сигнализации, работа автоматических ограничителей угла перекладки руля, а также работа средств связи.

При проектировании новых авторулевых должен учитываться и активно использоваться опыт создания и эксплуатации авторулевых, включая выбор структуры, алгоритмы формирования управляющих сигналов и техническую реализацию, вплоть до анализа состава, функций и расположения модулей материальной части.

Рассмотрим типичный пример авторулевого, который может рассматриваться, как прототип для настоящего исследования.

Авторулевой «Аист» предназначен для установки на кораблях и судах, имеющих электрогидравлические рулевые машины. Авторулевой подключается к репитерной передаче гирокомпаса или дистанционного магнитного компаса. В комплект авторулевого «Аист» входят следующие приборы: пульт управления (ПУ), пульт следящего управления (ПСУ), переключатель пультов (10-ПП), исполнительный механизм (ИМ-1 или ИМ-2), рулевой датчик (РД). В комплект также входит набор запасных частей и приспособлений (ЗИП) и инструменты.

Пульт управления является основным прибором авторулевого. В нем размещены электромеханические элементы, силовые трансформаторы, усилители и другие устройства, предназначенные для выработки сигналов управления. На лицевых панелях ПУ расположены основные органы управления. Прибор ПУ устанавливается в ходовой рубке. Он обеспечивает работу авторулевого в одном из трех видов управления: автоматическом, следящем, простом. Пульт следящего управления предназначен для управления кораблем только в двух режимах: следящем и простом. Прибор ПСУ устанавливается в ходовой рубке (при отсутствии в комплекте прибора ПУ) или на верхнем мостике. По своей конструкции ПСУ аналогичен прибору ПУ, но в нем отсутствуют те элементы, которые предназначены для автоматического вида управления. Переключатель пультов обеспечивает переключение электрических цепей,

если в комплектации авторулевого имеются два и более пульта управления (ПУ или ПСУ). Количество положений переключателя зависит от числа пультов.

Исполнительный механизм (ИМ) служит для управления электрогидравлической рулевой машиной. Прибор ИМ устанавливается в румпельном отделении. Рулевой датчик содержит электромеханические элементы для выработки сигнала обратной связи в схеме авторулевого. Помимо рассмотренных приборов в комплект авторулевого «Аист» могут дополнительно входить: соединительный ящик, предназначенный для разветвления электрических цепей, и станция электроэлементов, которая содержит ряд устройств, обеспечивающих работу системы. Все эти, а также, возможно, некоторые другие модули системы должны присутствовать также и во вновь разрабатываемой системе автоматического управления специальными транспортными средствами.

Особенности эксплуатации авторулевого «Аист» таковы:

1. В автоматическом варианте управления подается сигнал от гирокомпаса или дистанционного магнитного компаса. В следящем режиме курсоуказатель отключается от схемы авторулевого и кораблем управляет человек с помощью штурвала. При переходе на простой (резервный) вид управления схема авторулевого не используется. Управление рулем осуществляется нажатием одной из двух клавиш, обеспечивающих включение исполнительного механизма рулевой машины. Ручной вид управления является аварийным. Он применяется в случае отказа авторулевого. Управление рулем производится вручную рукояткой, находящейся непосредственно на ИМ.

2. Среднеквадратичные значения углов рыскания в автоматическом режиме (при оптимальных положениях регуляторов) составляет примерно $10^0$ при волнении моря до 3 баллов и не превышает $30^0$ при волнении в 5 баллов. Когда волнение выше 5 баллов, авторулевой обеспечивает надежное удержание корабля на курсе, но углы рыскания при этом могут быть более $30^0$.

3. При любом виде управления максимальный угол перекладки руля не превышает $350^0$. Это обеспечивается электрическими ограничителями.

### 7.4 Определение путей технической реализации специализированного автопилота для оптимального управления транспортным средством с роторно-винтовым движителем при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью

Как уже отмечалось выше, проектируемое СТС имеет существенные отличия по назначению и условиям применения от любого традиционного ТС. Кроме сложных и переменных условий движения, проектируемое СТС отличается отсутствием обученной команды, что повышает требования к объему автоматически выполняемых операций.

Требующийся уровень автоматизации может быть достигнут только за счет использования принципиально новых подходов к алгоритмическому обеспечению автопилотирования.

Результаты изучения опыта по целенаправленному рациональному изменению вручную коэффициентов авторулевого используются в разработке алгоритмического, а затем программного обеспечения адаптивных (самонастраивающихся) авторулевых, в которых предусматривается автоматическая настройка параметров коэффициентов усиления при изменении внешних условий движения или скорости. Идеалом является осуществление оптимальных по определенным критериям режимов работы системы без участия человека-оператора. Реально адаптация может осуществляться по отношению к различным изменяющимся факторам, которые могут быть или непосредственно измерены, или оценены косвенно.

Качество работы системы автоматического управления курсом зависит, прежде всего, от динамических свойств управляемости судна как объекта управления, от состояния погоды и выбора параметров настройки авторулевого. Поэтому однотипные авторулевые, установленные на разнотипных судах, проявляют себя по-разному. Этим в основном и объясняется тот факт, что до настоящего времени не существует каких-либо единых таблиц или графиков, позволяющих определять оптимальные значения параметров настройки авторулевого на разных суднах и при изменении условий плавания и эксплуатации.

Исследования и опыт эксплуатации показали, что настройку авторулевого следует изменять в случае изменения загрузки, изменения скорости хода (полный, средний, малый ход), изменения погоды. При этом необходимо подбирать параметры настройки авторулевого так, чтобы судно удерживалось на заданном курсе с разумно заданной точностью при минимальных углах перекладки руля. Как отмечалось выше, не следует стремиться значительно уменьшать амплитуды рыскания судна на волнении путем повышения чувствительности авторулевого, так как при этом резко возрастает количество перекладок руля.

Адаптивными называют авторулевые, которые самостоятельно и целенаправленно изменяют характер и параметры управляющих воздействий, приспосабливаясь к изменению внешних и внутренних условий работы системы для обеспечения высокого качества управления. Помимо этого адаптивные авторулевые должны отвечать в полной мере повышенным требованиям по обеспечению безопасности плавания, по точности движения на заданном маршруте, надежности, системности выделения и комплексной обработке информации от разнородных приборов.

Адаптивные системы разделяются на самонастраивающиеся, самоорганизующиеся и самообучающиеся. Более простые самонастраивающиеся системы – это системы с параметрической адаптацией. Оптимальный режим работы в них обеспечивается за счет изменения коэффициентов закона регулирования, сам алгоритм регулирования остается неизменным.

В самоорганизующихся системах адаптация производится за счет изменения как вида закона управления (структурной схемы регулятора), так и параметров этих законов. Самоорганизующиеся системы называются еще системами со структурной адаптацией. Самообучающиеся системы при обеспечении наилучшего качества управления совершенствуют свою структуру на основе опыта функционирования. Это наиболее сложные, но в тоже время гибкие автоматические системы. Самонастраивающиеся и самоорганизующиеся системы можно рассматривать как частный случай самообучающихся систем. В зависимости от реализуемых принципов адаптации выделяют два основных типа адаптивных авторулевых:

1) Адаптивные авторулевые с использованием эталонной математической модели объекта или всей системы управления в целом, тогда управляющий сигнал формируется в зависимости от критерия качества движения судна, являющегося функцией от разности между наблюдаемым и моделируемым курсом судна (Ракал-Декка ОР-780 – Великобритания).

2) Адаптивные авторулевые с самонастраивающейся системой, в которых оптимальное значение настраиваемых параметров определяется по математическому критерию качества, обеспечивающему минимум потерь полезной мощности судовой силовой установки. Такие авторулевые используют априорную информацию о динамике системы управления курсом судна для различных условий плавания, которая хранится в памяти бортовой ЭВМ. Получая информацию от судового гирокомпаса, лага, указателя положения пера руля, ЭВМ по специальной программе выбирает соответствующие оптимальные параметры настройки (Sperry autopilot ASCS, NAVIPILOT AD II – США).

Адаптивные авторулевые используются главным образом на крупнотоннажных кораблях (поскольку именно для них наиболее существенна экономия топлива) и речных судах для улучшения их управляемости, особенно при движении с малыми скоростями, на мелководье и в узостях, в стесненных условиях плавания. В системах адаптивных авторулевых требуется выполнение достаточно сложных вычислений в реальном времени, эти вычисления производятся на компьютерах.

Спроектированный и разработанный фирмой Navitron Systems Ltd адаптивный авторулевой (он называется также автопилотом) Navitron NT888G предназначен для

применения на судах любых типов до 3000 регистровых тонн, включая высокоскоростные суда. Этот автопилот считается технологически улучшенным. NT888G может использоваться как на строящихся судах, так и в качестве замены старого оборудования управления на различных типах судов (рыболовных, буксиров, землечерпалок, паромов, каботажных судов, и т. д.). В этом авторулевом NT888G применяется адаптивное управление. Он обеспечивает оптимальные режимы управления рулем, например, как на рыболовном судне при низкой скорости, так и на высокоскоростном пассажирском пароме. В стандартной комплектации автопилот NT888G включает блок управления, подходящий как для панельного так и палубного монтажа, блок данных положения руля и распределительный блок. Авторулевой совместим с широким диапазоном рулевых устройств, имеющих усилители с управлением по току (4-20 mA) или по напряжению (±10 V). В системе может быть установлено до трех блоков управления в разных местах. Каждый блок отображает рабочий режим, курс, угол перекладки руля, угловую скорость и данные о скорости. Для улучшения отображения данных введен графический трекинг. Вид индикации на дисплее (светлые символы на темном фоне или наоборот) может быть также установлен по желанию оператора. Режим слежения обеспечивает навигацию по заданным путевым точкам. Другие стандартные средства обеспечивают программирование различных методов циркуляции (поворотов) судна с шагом по курсу 1°, 5° или 10°. В стандартную конфигурацию включены выходы NMEA, Furuno и степперный для радиолокаторов, цифровых и аналоговых репитеров и других периферийных устройств.

Другим примером адаптивного авторулевого является серийно выпускаемый в различных модификациях авторулевой Navis AP 3000 также предназначенный для управления курсом судна. Этот авторулевой обеспечивает адаптацию к изменяющимся характеристикам управляемости судна при изменении скорости хода, степени загрузки судна и погодных условий. Фирма-производитель сообщает, что авторулевой Navis AP 3000 может быть установлен на суда самых различных типов, начиная от моторных яхт и заканчивая крупнотоннажными танкерами класса VLCC (супертанкеры). Предусматриваются следующие режимы управления: простое управление рулем, следящее управление рулем, управление курсом судна, управление движением по прямому участку траектории, работа в составе интегрированного навигационного комплекса, управление изменением курса судна вручную без переключения на режим ручного управления. Анализ эксплуатации вышеописанных адаптивных авторулевых показывает их более высокие характеристики качества управления и технико-

экономическую эффективность по сравнению с традиционными авторулевыми, представляющими собой ПИД-регуляторы.

В последнее десятилетие разрабатываются интеллектуальные авторулевые. Под интеллектуальным авторулевым понимается такой регулятор, который способен планировать действия и вырабатывать решения для эффективного выполнения судном своих задач. Решать указанную проблему имеется в виду путем разработки новых систем на основе использования технологий искусственного интеллекта, комплексной обработки навигационной информации. Известно сообщение о разработке ООО «НПФ Управляющие системы» [7.14], нового малогабаритного адаптивного авторулевого с элементами искусственного интеллекта, он предназначен для управления курсом судов различных классов.

Этот авторулевой обеспечивает следующие виды управления: простой, аварийный, следящий (полуавтоматический); адаптивный; навигационный по данным GPS («движение по заданной траектории»). Данный авторулевой выполняет следующие функции:

– индикацию текущего курса и индикацию заданного курса;

– автоматическое управление судном (стабилизация судна на заданном курсе) с амплитудой рыскания судна менее 1 градуса при состоянии моря от 1 до 3 баллов;

– амплитуда рыскания судна менее 3 градусов при состоянии моря от 3 до 6 баллов; амплитуда рыскания судна не регламентируется при состоянии моря свыше 6 баллов;

– среднеквадратическая ошибка стабилизации на заданном курсе не более 0,2 градуса;

– среднеквадратическая ошибка удержания судна на заданном маршруте не более 15 м.

– ручное управление от пульта прямого управления и пульта следящего управления;

– управление включением насосов автономной системы питания дублированной рулевой машины, индикацию работы насосов;

– индикацию истинного положения руля и программно задаваемого положения руля, индикацию режима работы рулевой машины;

– информацию о курсе судна в цифровом виде; задержку отображения информации на дисплее с малым периодом обновления (порядка 0,1 мс);

– автоматическую параметрическую оптимизацию авторулевого, обеспечивающую требуемое качество управления судна по разным вариантам выбора критерия

оптимизации по отношению к изменениям его загрузки, условий плавания (ветра, волнения), дифферента и обрастании корпуса и винта.

Описанные успехи в области создания адаптивных и интеллектуальных авторулевых не отменяют необходимости в разработке оригинального автопилота для СТС, поскольку задача автопилотирования в условиях мелкого льда, снежно-водяной смеси, периодического схода в воду и выхода из воды требует дополнительной теоретический проработки. С учетом неопределенности среды перемещения, следует рассмотреть перспективный класс fuzzy (нечетких) и нейросетевых систем управления. Эти системы, как самоорганизующиеся, способны управлять процессами в сложных условиях (нестационарных, нелинейных, со случайными внешними воздействиями), и объектами, математические модели которых нелинейны и неизвестны.

Главная проблема управления СТС заключается именно в нелинейностях, отличающих СТС от надводного судна и методически приближающие задачу управления к задаче управления подводным аппаратом. Это параметрические неопределенности (присоединенные массы, гидродинамические коэффициенты, динамика движения и реакции на возмущающее воздействие среды и управляющих устройств и т.п.) и неопределенность среды (неравномерность и неструктурируемость снежно-водяных и ледяных масс) [7.15].

В настоящий момент разработана для автономных подводных аппаратов методика синтеза нелинейной модели движения, основанная на теории нечёткой логики, и обеспечивающая безопасность функционирования при проведении технического мониторинга подводных гидротехнических сооружений в составе системы автоматического контроля [7.16]. На основе предложенной модели можно решать аналогичные задачи синтеза законов управления, учитывающие неточности и неопределенности динамических процессов движения. Для построения нелинейной модели объекта воспользуемся нечёткой моделью TS-типа, предложенной рядом авторов [7.17-7.18] и представляющей собой совокупность линейных уравнений-правил вида "ЕСЛИ, ТО". Главная идея проста и заключается в получении определенного линейного управляющего сигнала для каждого случая в нелинейной системе.

Другой перспективный подход – применение методов нейронных сетей [7.19]. В исходной постановке стандартной задачи управления система описывается дифференциальными уравнениями объекта, в состав которых входят координаты состояния x(t), а также некоторые внешние силы, состоящие из искомых управлений u(t), задающих q(t) и возмущающих (внешних и параметрических) M(t) воздействий. С целью перехода от схемы «объект – внешние силы» к формированию уравнений

самоорганизации необходимо эти силы соответствующим образом исключить. Для этого следует расширить исходные уравнения системы «объект – внешние силы», таким образом, чтобы включенные в уравнения системы внешние силы оказались для нее внутренними. Тогда для новой, расширенной, системы ее уравнения могут стать уравнениями самоорганизации, т.е. в результате указанного расширения можно перейти от организации системы к ее самоорганизации.

При решении задач нейроуправления вместо классического автоматического регулятора в общем случае будет находиться нейроконтроллер, вырабатывающий сигналы управления на сервоприводы. При этом на вход нейроконтроллера подается вектор X – набор контролируемых параметров управляемого объекта, а на выходе получаем вектор Y – код, определяющий управляющее воздействие, соответствующее текущим значениям контролируемых параметров. При этом также предоставляется возможность реализовывать концепцию ПИД-регулятора с автоматической подстройкой параметров (самонастраивающегося ПИД-регулятора): в этом случае нейронная сеть выступает в роле «эксперта», анализирует реальные значения выходных параметров X, а также действующих возмущений F, рассчитывает оптимальные значения параметров ПИД-регулятора, с выхода которого получаем требуемое корректирующее воздействие на динамический объект.

### 7.5 Разработка методики оценки и выбор критериев эффективности управления спасательным транспортным средством, выполняющим эвакуацию персонала нефтегазодобывающей платформы

Задача спасения персонала с морской платформы по сути близка к задаче спасения с аварийного судна. Типовая спасательная операция на аварийном судне состоит из следующих этапов: эвакуация в спасательном средстве на поверхность воды или льда, обеспечение выживания на маршруте и обеспечение обнаружения. Для второго этапа спасательной операции – выживания, критерием эффективности является минимальная продолжительность доставки пострадавших людей к месту оказания им помощи силами и средствами участников спасательной операции.

Таким образом, эффективность системы управления спасательным транспортным средством, выполняющим эвакуацию персонала нефтегазодобывающей платформы, очевидно, является определяющей для обеспечения выживания на маршруте и может оцениваться в терминах оптимизации маршрута ТС. В конечном итоге качество управления определяет достижение цели транспортной операции при условии обеспечения ее максимальной безопасности и, по возможности, минимума затрат на ее осуществление.

Методика оценки эффективности управления спасательным транспортным средством в этом случае сводится к сравнению рассчитанного оптимального маршрута с маршрутом, отрабатываемым системой управления движением и определении количественных отличий (относительных и абсолютных). Под отработкой может пониматься как реальное функционирование системы управления движением, так и имитационное моделирование. В первом случае сравнение маршрута с оптимальным служит для коррекции траектории движения, во втором – для коррекции оптимального маршрута с учетом реальных возможностей системы управления.

Целесообразно рассматривать два независимых метода расчета оптимального маршрута: локальную оптимизацию и глобальную оптимизацию.

Локальная эффективность управления СТС характеризуется следующими показателями качества управления на относительно небольшом участке маршрута:

– средняя скорость;

– коэффициент равномерности движения;

– равномерность разгона замедления и криволинейного движения;

– топливная экономичность.

Локальная равномерность движения (движение с заданной скоростью и как можно меньшими отклонениями от нее), является одним из условий безопасного и эффективного управления СТС, так как обеспечивает:

– оптимальную среднюю скорость и общее время движения по маршруту;

– своевременное парирование внезапно возникающих препятствий;

– комфортность перемещения пострадавших;

– минимальный износ узлов и агрегатов СТС;

– минимальный расход топлива.

С учетом того, что в СТС предполагается использовать электропривода, задача локальной оптимизации может быть частично решена на уровне привода ТС (например, обеспечение равномерности разгона/торможения).

Задача нахождения глобального оптимума маршрутов следования по критерию уровня транспортных затрат (планирования оптимального пути) в общей постановке формулируется следующим образом.

На карте местности необходимо определить маршрут движения от стартового множества точек к множеству конечных точек, обладающий минимальными транспортными затратами. В такой постановке начальные и конечные точки заведомо не известны и определяются в процедуре расчета. В частной постановке возможны следующие варианты задач:

– проложить оптимальный маршрут от множества стартовых точек к заданной конечной точке;

– проложить оптимальный маршрут от множества стартовых точек к заданному множеству конечных точек;

– проложить оптимальный маршрут от заданной стартовой точки к заданной конечной точке;

– построить фронт транспортной доступности с заданным уровнем затрат по отношению к множеству стартовых точек.

Целесообразно всегда рассматривать множество стартовых точек, например выбираемых по границе зоны определенного радиуса (50-250 метров) вокруг точки нахождения СТС. Такой подход позволяет повысить надежность отыскания глобального оптимума.

Известные базовые алгоритмы прокладки оптимальных маршрутов основаны на методе динамического планирования Форда-Беллмана на взвешенных графах [7.20-7.22]. В приложении к транспортной задаче на пересеченной местности вершинами графа являются центры элементарных участков карты, а дуги соответствуют переходам между центрами смежных участков. Множество алгоритмов, предложенных в последующие годы (алгоритмы Дейкстры, Калаба, А-звезда и др.), в основном являются вариациями базового алгоритма для частных постановок, благодаря чему достигается более высокая вычислительная эффективность данных алгоритмов по сравнению с базовым алгоритмом.

Алгоритм оптимального планирования маршрутов в общей постановке предложен в [7.23]. В отличие от алгоритма Форда-Беллмана маршрут строится в виде последовательно улучшаемых решений, причем на первом этапе для прокладки маршрута используется волновой алгоритм с вычислительной сложностью, пропорциональной числу узлов. На последующих этапах маршрут уточняется за счет последовательного ослабления дуг. Алгоритм завершается при стабилизации накопленных затрат для узлов графа. В целом вычислительная сложность алгоритма не превышает вычислительной сложности алгоритма Форда-Беллмана, однако возможность построения приближенных решений позволяет существенно сократить число вычислительных операций в тех случаях, когда в конкретной задаче требования к точности решений можно понизить.

Алгоритм выбора оптимального маршрута на пересеченной местности использует представление карты местности в виде матрицы:

$$Z= z(x,y),$$

где каждый элемент определяет максимальные затраты на преодоление участка с координатами (x,y).

Участок местности, соответствующий элементу матрицы, считается квадратом со стороной d , правильно ориентированным вдоль координатных осей. Под координатами участка понимаются матричные индексы: y – номер строки матрицы, x – номер столбца. Условные максимальные затраты соответствуют пересечению участка по диагонали. При переходе с данного участка на смежный участок будем считать, что переход осуществляется из центра одного участка в центр другого. Затраты на переход равны среднему значению затрат по двум смежным участкам:

$$z_{12} = (z_1 + z_2)/2 \tag{7.1}$$

Затраты на маршруте определяются суммой затрат по всем переходам между точками маршрута:

$$Q = \sum_{i=1}^{N-1} z_{i,j+1} \ , \tag{7.2}$$

где N – число точек маршрута.

При построении оптимального маршрута на каждом шаге необходимо выбирать направление дальнейшего движения. Результат выбора называется шаговым управлением и обозначается $c_k$. Управление всей операцией состоит из совокупности шаговых управлений:

$$C = (c_1, c_2, \ldots, c_m) \tag{7.3}$$

Маршруты задаются координатами элементарных участков карты, поэтому шаговые управления и накопленные затраты для множества маршрутов представляются в виде матриц C = c(y,x) и Q = q(y,x), а шаговое перемещение реализуется в пределах маски размером 3×3. Это позволяет интерпретировать матрицу накопленных затрат в виде полутонового изображения и использовать методы рекурсивной пространственной фильтрации для нахождения оптимальных маршрутов. Начальное заполнение матрицы накопленных затрат реализуется волновым алгоритмом с числом вычислительных операций, пропорциональным числу элементов матричной карты. Начальное заполнение дает первую оценку оптимальных маршрутов, которая в ряде случаев уже является удовлетворительной.

### 7.6 Выбор элементной базы для автопилота транспортного средства

Как было показано выше, по условиям применения создаваемый автопилот должен соответствовать исполнению М, группа 5. Эти требования не являются особо жесткими, им удовлетворяет большая часть электронных компонент в промышленном исполнении,

имеющихся на рынке. Наиболее чувствительным к внешним воздействиям элементом автопилота традиционно является вычислитель (центральный процессор).

На данном этапе исследований нужно рассматривать два перспективных варианта реализации вычислителя: на базе обычного процессора и на базе нейрочипов.

Вычислитель на базе обычного процессора может иметь архитектуру x86 или ARM. Для его реализации может быть использована одна из моделей готовых ПЭВМ в специальном исполнении («Эврика», «РАМЭК»), либо разработан оригинальный защищенный конструктив. Первый вариант обеспечит более высокую производительность, наименьшую стоимость разработки ПО. Второй вариант позволит снизить энергопотребление и тепловыделение.

Элементной базой перспективных нейровычислителей являются нейрочипы. Их производство ведется во многих странах мира, причем большинство из них на сегодня ориентированы на закрытое использование (т.е. создавались для конкретных специализированных управляющих систем).

Прежде чем перейти рассмотрению наиболее интересных нейрочипов остановимся на их классификации.

По типу логики их можно разделить на цифровые, аналоговые и гибридные.

По типу реализации нейроалгоритмов: с полностью аппаратной реализаций и с программно-аппаратной реализацией (когда нейроалгоритмы хранятся в ПЗУ).

По характеру реализации нелинейных преобразований: на нейрочипы с жесткой структурой нейронов (аппаратно реализованных) и нейрочипы с настраиваемой структурой нейронов (перепрограммируемые).

По возможностям построения нейросетей: нейрочипы с жесткой и переменной нейросетевой структурой (т.е. нейрочипы в которых топология нейросетей реализована жестко или гибко).

Процессорные матрицы (систолические процессоры) – это чипы, обычно близкие к обычным RISC процессорам и объединяющее в своем составе некоторое число процессорных элементов, вся же остальная логика, как правило, должна быть реализована на базе периферийных схем.

В отдельный класс следует выделить так называемые нейросигнальные процессоры, ядро которых представляет собой типовой сигнальный процессор, а реализованная на кристалле дополнительная логика обеспечивает выполнение нейросетевых операций (например, дополнительный векторный процессор и т.п.).

В таблице 7.6 приведены сводные данные по производительности некоторых, наиболее интересных, коммерчески доступных нейропроцессоров [7.24, 7.25].

Для оценки производительности нейровычислителей используются следующие показатели:

– CUPS (connections update per second) – число измененных значений весов в секунду (оценивает скорость обучения).

– CPS (connections per second) – число соединений (умножений с накоплением) в секунду (оценивает производительность).

– CPSPW = CPS/Nw, где Nw – число синапсов в нейроне.

– CPPS – число соединений примитивов в секунду, CPPS=CPS*Bw*Bs, где Bw, Bs – разрядность весов и синапсов.

Таблица 7.6 – Характеристики нейрочипов

| Наименование нейрочипа | Конфигурация | CPS | CPSPW | CPPS | CUPS |
|---|---|---|---|---|---|
| NLX420 | 32-16, 8 bit mode | 10M | 20K | 640M | - |
| 100 NAP | 4 chips, 2M wts, 16 bit mantissa | 250M | 125 | 256G | 64M |
| WSI (Hitachi) | 576 neuron Hopfield | 138M | 3.7 | 10G | - |
| N64000 (Inova) | 64-64-1, 8 bit mode | 871M | 128K | 56G | 220M |
| MA16 | 1 chip, 25MHz | 400M | 15M | 103G | - |
| ZISC036 | 64 8 bit element inp. Vector | - | - | - | - |
| MT19003 | 4-4-1-, 32 MHz | 32M | 32M | 6.8G | - |
| MD1220 | 8-8 | 9M | 1M | 142M | - |
| NI 1000 | 256 5 bit element inp. Vector | 40 000 vec in sec. | - | - | - |
| L-neuro-1 | 1-chip, 8 bit mode | 26M | 26K | 1.6G | 32M |
| NM6403 | 8 bit mode, 50MHz | 1200M | 150M | 77G | - |

## 7.7 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

Сфера применения планируемых результатов относится к следующим областям применения беспилотных технологий для наземного транспорта:

– создание средств повышения безопасности движения и снижения тяжести аварий за счет использования систем оперативного контроля взаимного положения транспортных средств, положения транспортных средств относительно препятствий и т.п.;

– создание средств автопилотирования, обеспечивающих снижение нагрузки на водителя при движении по шоссе и выполнении типовых маневров;

– создание средств управления согласованным движением группы или колонны беспилотных транспортных средств для автоматизированных складов, терминалов и других узлов логистических цепочек.

Исследования в области создания авторулевых на базе нейросетевых подходов позволят создать новые, более эффективные системы автоматического управления движением судна, обладающие повышенной эксплуатационной надежностью. Это позволит повысить безопасность мореплавания в условиях интенсивного судоходства, парировать рост цен на топливо для судовых силовых установок, улучшить экологические аспекты эксплуатации морского флота. Авторулевые нового типа могут быть особенно востребованы при строительстве крупнотоннажных и скоростных судов, автоматическое управление которыми при использовании обычных авторулевых не обеспечивается или обеспечивается неудовлетворительно. Очевидно, что автоматизация процессов и операций на таких судах приведет к уменьшению потерь ходового времени, снижению себестоимости перевозок, сокращению численности экипажей, повышению надежности оборудования, снижению аварийности. Особенностью авторулевых нового типа станет то, что в нейросетевых системах одна и та же обученная сеть может реализовать множество алгоритмов в реальном масштабе времени, что значительно эффективнее классических регуляторов.

В учебном процессе результаты НИР могут быть использованы для организации лабораторных работ для специальностей «Автоматизация промышленных систем и установок» по теме «Нечеткое и нейро-управление электрическим приводом».

### 7.8 Обобщение и оценка результатов исследований

На основе приведенного выше обзора и анализа по конкретным видам специализированных транспортных средств, применительно к автоматизации управления ими, необходима конкретизация сведений о задачах, условиях и конструктивных особенностей проектируемого СТС. Необходимо разработать алгоритмы управления движением в различных условиях, алгоритмы выполнения различных, в том числе сложных операций с возможной оптимизацией принципиальных, программных и аппаратных решений всех этих задач.

Для принятия обоснованных и правильных решений применительно ко всем видам управления проектируемого транспортного средства: к ручному, автоматизированному, автоматическому (в том числе адаптивному и интеллектуальному) необходимо

выполнить большой объем подготовительных работ, наиболее важные из которых перечислены и кратко охарактеризованы ниже.

1. Необходимо обозначить и количественно охарактеризовать требования по проходимости, в каких средах необходимо обеспечить требуемые параметры движения: на открытой воде, по снегу, по льду (толстому или ломающемуся при плавании), по воде с плавающими льдинами по твердому грунту, по зыбкой почве. Эти требования должны быть конкретизированы по показателям проходимости, используемым, например, при задании показателей гусеничных транспортных средств. Для перемещений по льду или твердому грунту должны быть установлены: максимальные уклоны максимальная преодолеваемая высота препятствий (размер камней, торосов). Необходимо характеризовать возможности перемещения по тонкому ломающемуся льду, способность подниматься на льдины и спускаться с них в воду. Для движения по воде в условиях волнения необходимо количественно задать требования к запасам плавучести и остойчивости в соответствии с нормами, установленными для судов по правилам Регистра. Особым является требование к способности преодолевать пятна горящей нефти на воде. Подобное требование выдвигается и раскрывается в нормах применительно к судам пожарной охраны и спасательные средства морских нефтяных вышек и нефтеналивных танкеров. Нормы устанавливают параметры дополнительной термозащиты и требования наличия специальных средств пожаротушения.

2. Требования по обеспечению длительной работы (несколько суток) в автономных режимах (в частности, автономного плавания по открытой воде) должны быть раскрыты подробно, исходя из радиуса действия относительно базы в плане определения запасов топлива (с учетом запасов на выполняемые операции и возвращения) и не только для основной энергетической установки и всех систем (связи, навигации и пр.) при определенных резервах мощности, но и регулируемого отопления, обеспечения запасов продуктов питания экипажа и забранных на борт спасенных, обеспечения их минимально необходимой медицинской помощью. Только с учетом этого могут быть обоснованы такие параметры, как габариты помещения и массы полезных грузов.

3. Необходимы подробные требования к обязательно резервированным энергетическим установкам. По-видимому, должно быть не менее двух дизель-генераторов, которые могут работать параллельно, но каждый из которых в случае возникновения внештатных ситуаций должен полностью обеспечивать нормальные режимы работы всех движителей, всех систем и подсистем.

4. Необходимы подробные требования к тяговым и иным характеристикам движителей (роторные шнеки, и водометные агрегаты), к механизмам передач, в

частности, к передаточным числам передач, к площади и углам поворота водяного руля, к остальному силовому электрооборудованию, к средствам связи и пр. По всем пунктам должны быть предусмотрены методы повышения надежности и сохранения работоспособности при отказах различных систем, подсистем и устройств. Может быть поставлена задача расширения маневренных возможностей на воде установкой винтов бокового подруливания.

5. Требованиям к средствам автоматизации вождения должны предшествовать требования к рулю, данные по маневренности транспортного средства при движении по различным средам и при использовании различных движителей, к наличию и характеристикам подсистем навигационного комплекса определенного состава, прожекторов, анализ возможностей ручного управления, перечень функций и возможных режимов авторулевого, в том числе адаптивного и интеллектуального.

Применительно к практическому решению перечисленных и ряда других первостепенных задач необходимо проведение комплекса научных исследований, включающих проведение определительных испытаний систем и компонентов и математическое моделирование. Ниже перечислены группы основных необходимых данных и сведений:

1. Описание рассматриваемого транспортного средства, как объекта управления в различных режимах и условиях, для чего необходимы определительные испытания по крайней мааре макетов.

2. Ограничения на параметры движения, обусловленные требованиями сохранения прочности элементов корпуса и движителей и плавучести.

3. Определение характеристик движителей, особенно водометных и шнековых, по развиваемым силам и затратам мощностей в зависимости от частоты вращения.

4. Исследование возможностей реализации ледокольного режима при ограниченности толщины льда.

5. Построение управления движением для специальных режимов: с суши на воду, по камням суши, с воды на лед (в частности, с разводий на поля, или из полыньи), движение по торосистому льду (преодоление торосов), ледокольный режим, швартование на плаву в условиях качки, при спасении подъем с воды или спуск с конструкций.

6. Отработка наряду с автопилотированием эргономичных органов ручного управления. Целесообразно по возможности использовать при ручном управлении в различных средах одни и те же органы управления (рулевое колесо или штурвал, задающий направление, как продольной оси, так и путевой скорости).

7. Отработка программного обеспечения автоматического управления на участках прямолинейного движения: обычного, с возможностями подстройки вручную при сохранении устойчивости и показателей качества, адаптивного, автоматически приспосабливающегося к условиям, с автоматическим выбором маршрутов, с элементами искусственного интеллекта.

8. Отработка программного обеспечения для планирования траекторий по данным ледовой разведки с учетом ледовой обстановки (предпочтительно по разводьям или по большим толстым ледяным полям). Необходимо знать, при какой толщине льда (предположительно более 400 мм) можно рассчитывать на движение без ломки проваливания. При малой толщине льда должен быть предусмотрен ледокольный режим.

9. Алгоритмизация и имитация на тренажерах тактики спасательных операций и выполнения функций спасения (в первую очередь, выход в зону спасения как можно ближе, но без опасности столкновения).

10. Разработка предложений по автоматизации с расширением возможностей маневрирования в узостях, при швартовании и вблизи непреодолимых препятствий, в том числе при волнении.

11. Алгоритмизация и имитация на тренажерах коллективных действий транспортных средств рассматриваемого типа друг с другом в группе и/или с большими судами (в частности, ледоколами), буксирование и на тросе, уклонение от столкновений.

12. Отработка и организация интерактивного контроля и тестирования систем и подсистем.

13. Отработка алгоритмов действий в собственных аварийных ситуациях СТС. Планирование движений в наиболее экономичных режимах при возможных отказах систем или подсистем. Исследование возможностей создания автоматизированных систем контроля ситуаций, и принятия экстренных решений. Формулирование требований к мерам повышения надежности: независимые источники питания и автоматические переключения, сохранение функций аварийной связи, автоматизация сообщений на базу.

# 8 Разработка технического облика системы автоматизированного безопасного спуска спасательного средства в условиях аварии на нефтегазодобывающих платформах.

## 8.1 Анализ существующих систем спуска спасательных средств

В настоящее время ведется непрерывный поиск более совершенных средств спасения при авариях морских судов. Этот процесс направлен с одной стороны, на модернизацию их традиционных типов, а с другой, – на разработку принципиально новых спасательных средств. Количество технических решений в обоих направлениях чрезвычайно велико, поэтому ниже рассмотрены перспективные конструкторские разработки, уже нашедшие применение или находящиеся на стадии внедрения.

Спасательная капсула типа «Виттекер».

Спасательные операции при авариях морских буровых платформ имеют существенные отличительные особенности:

– из-за высокой вероятности образования зоны горящей нефти на поверхности воды исключается использование надувных спасательных плотов;

– по этой же причине спасательные средства должны иметь механические средства движения;

– возможен вертикальный спуск спасательных средств на воду без дополнительных горизонтальных перемещений.

Идея создания спасательной капсулы не нова. Однако ее техническая реализация, осуществленная американским инженером Бракером и корпорацией «Виттекер», относится к концу 60-х годов [8.1]. В настоящее время капсула Бракера допущена Береговой охраной США и классификационными обществами ряда стран для использования на морских буровых платформах и других морских сооружениях.

Капсула в плане имеет круглую форму, что позволяет спускать ее на одном шкентеле. В конструктивном отношении это устройство мало отличается от закрытых спасательных шлюпок. Для успокоения качки капсула снабжена круговым скуловым килем. Он играет также роль демпфера при сбрасывании капсулы в воду. Люки со сдвижными крышками расположены с одной стороны корпуса, и этой же стороной капсула ориентирована к посадочной площадке. Система орошения позволяет этому спасательному средству преодолевать зону горящей на поверхности воды нефти. Система орошения имеет ручной привод. Сиденья расположены по периметру капсулы, а в средней части размещен двигатель, который закрыт кожухом.

Спасательная капсула обычно размещается в полукруглой выемке, образованной в посадочной площадке, и закрепляется талрепом. Над ней располагается рама спускового устройства с отводным блоком шкентеля. Разобщающее устройство автоматически освобождает шкентель при контакте капсулы с водой и соответствующем уменьшении нагрузки. Общий вид спасательной капсулы типа «Виттекер» показан на рисунке 8.1.

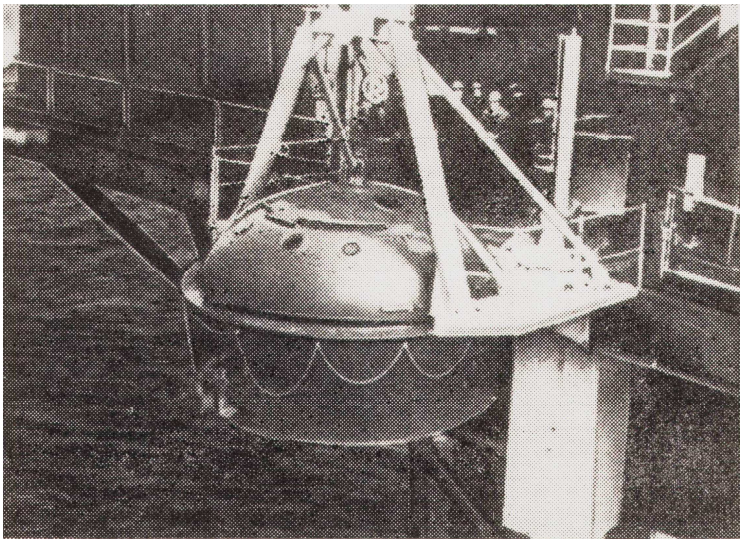


Рисунок 8.1 – Спасательная капсула типа «Виттекер»

Сбрасываемые шлюпки.

Идея сбрасывания шлюпок на воду была впервые использована в спасательном устройстве, разработанном конструктором П.Я. Васильевым (рисунок 8.2). Трудность проведения спасательных операций при крене и стремление сократить их продолжительность навели исследователя на мысль о возможности сбрасывания шлюпок в продольном направлении с кормового слипа. Посадка людей ведется со специальной платформы. При быстром погружении судна без значительного крена шлюпки должны остаться на плаву. Отсутствие традиционного спускового устройства позволяет увеличить вместимость шлюпок. Их конструкция должна допускать кратковременное погружение.

В дальнейшем эта идея нашла развитие в целом ряде спасательных средств [8.2], например, в конструкции разработанной компанией «Хардинг» совместно с норвежским Судовым исследовательским институтом. Предполагается, что на борту судна шлюпка будет располагаться на наклонном слипе. После того, как люди займут места в шлюпке, освобождаются стопоры и шлюпка соскальзывает в воду (рисунок 8.3). Для спасающихся предусмотрены специальные кресла, позволяющие воспринять динамические перегрузки при наиболее удобном положении тела. Корпус шлюпки имеет непроницаемую конструкцию, а посадка людей производится через вход в кормовой части.

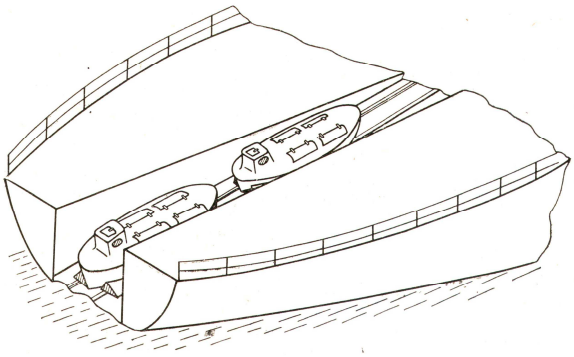


Рисунок 8.2 – Спасательное устройство, разработанное П.Я. Васильевым

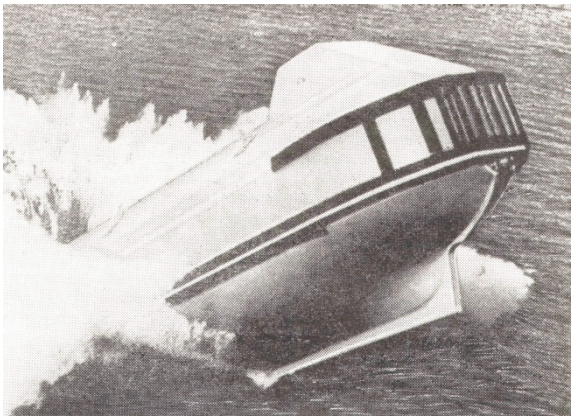


Рисунок 8.3 – Приводнение спасательной шлюпки сбрасываемого типа

Спасательный отсек.

Это принципиально новое спасательное средство разработанное Норвежским Бюро «Веритас» (рисунок 8.4). Спасательный отсек позволяет обеспечить:

– безопасное убежище для членов экипажа во время пожара;

– эвакуацию людей с гибнущего судна независимо от погодных условий, при любой посадке и высоте борта;

– свободное всплытие с полным количеством спасающихся при внезапном погружении судна.

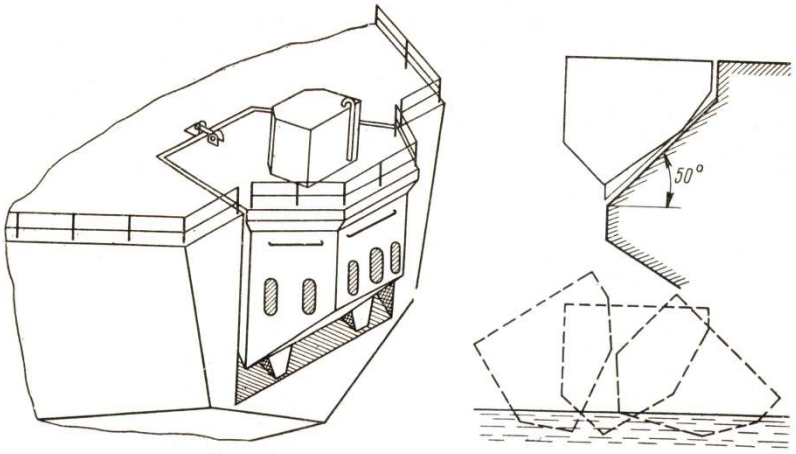



Рисунок 8.4 – Спасательный отсек и его возможные положения при падении в воду

Практика показала, что при пожарах в определенных условиях нецелесообразно подвергать находящихся на судне людей риску, связанному с эвакуацией, который особенно велик при спуске шлюпок и плотов с высокобортных судов и морских платформ. Корабль легче заметить и в последующем оказать помощь терпящим бедствие

людям. Кроме того, имеется вероятность потушить пожар. Наиболее безопасным местом для размещения отсека является кормовая часть. В этом же районе концентрируются основные рабочие и жилые помещения. При наличии изоляции отсек может служить убежищем во время тушения пожара [8.1, 8.2].

При использовании спасательного отсека для эвакуации спасающиеся должны занять предписанные места и находиться в лежачем положении, пристегнувшись ремнями. Отсек после отдачи креплений падает в воду. Эту операцию можно осуществлять при дифференте до 15° и крене до 30° на любой борт. Расположение спасательного отсека в корме не препятствует его свободному всплытию при погружении судна.

Сложные исследования были предприняты с целью определения оптимальной формы спасательного отсека. При достаточном объеме он должен органически вписываться в форму кормовой оконечности судна и надежно отделяться в тех случаях, когда жизнь находящихся внутри людей подвергается опасности. Даже если судно находится в балласте, динамические воздействия на людей при падении отсека в воду не должны превысить допустимых значений. Кроме этого, отсек должен обладать достаточной остойчивостью в плавучем состоянии.

Длина разработанного Бюро Веритас отсека составляет 6,8 м, ширина 6,2 м, высота 5,8 м. Экспериментально подобранная форма позволяет удовлетворить всем перечисленным выше требованиям. Нижняя часть отсека выполнена проницаемой, чтобы смягчить удар о воду. При сбрасывании с высоты более 15 м допускалось пластическое деформирование обшивки проницаемой части, воспринимающей основную нагрузку. Такая конструкция способствует также успокоению качки.

Большое внимание было уделено узлам крепления отсека, вес которого с обитателями составляет 35 т. Эти узлы должны обеспечивать быструю и надежную отдачу и вместе с тем воспринимать значительные нагрузки, вызываемые в основном килевой качкой. Естественно, что важнейшей проблемой являлось предохранение людей от динамических перегрузок. Кроме выбора формы отсека это достигалось за счет размещения всех пассажиров в горизонтальном положении на ложементах специальной конструкции.

Опираясь на приведенные выше данные, можно допустить, что человек в таком положении в течение 0,3-0,5с должен перенести до 20G. Замеры показали, что фактические ускорения, даже при неблагоприятном дифференте, не превышали 8-12G и продолжались от 0,15 до 0,3 с. Ложементы изготовлялись в форме желобов из пенопласта толщиной около 50 мм.

Помимо внутренней изоляции, обеспечивающей безопасность обитателей во время пожара на судне, отсек снабжен системой внешнего орошения с электроприводом, питаемым от аккумулятора. Предполагаемая продолжительность работы 7-8 ч. Это обусловлено тем фактором, что спасательный отсек не имеет средств движения и не может покинуть зону горящей нефти.

В отношении оборудования и снабжения спасательный отсек мало отличается от спасательных шлюпок и содержит все необходимые средства сигнализации, привлечения внимания и обеспечения жизнедеятельности обитателей.

Системы эвакуации персонала с аварийных нефтегазодобывающих платформ.

Основным документом, определяющим классификацию объектов разведки, добычи и морской транспортировки углеводородов, а также нормы снабжения их аварийно-спасательным имуществом, являются требования Российского морского регистра судоходства.

В Правилах классификации, постройки и оборудования плавучих буровых установок и морских стационарных платформ (Бюллетень изменений и дополнений № 3-2004 г.) Российского морского регистра судоходства, в части II «Спасательные средства плавучих буровых установок (ПБУ) и морских стационарных платформ (МСП)», приведены нормы снабжения аварийно-спасательным имуществом.

Выполнение указанных требований позволит произвести эвакуацию людей, находящихся на ПБУ (МСП) на коллективные средства спасения при угрозе человеческой жизни. Кроме того, весь персонал ПБУ (МСП) должен обеспечиваться индивидуальными средствами спасения, которые, что особенно важно для Арктического региона, должны позволить продержаться на воде до подхода спасателей в установленное время.

Методы эвакуации и спасения персонала.

Платформа должна быть оборудована первичной, вторичной и третичной системами эвакуации.

Система эвакуации должна обеспечить возможность персоналу покинуть платформу при любых метеорологических условиях.

Метод эвакуации должен определяться принятой оператором проекта стратегии (судами, вертолетами, коллективными и индивидуальными спасательными средствами).

Метод, применяемый для доставки и смены персонала платформы, должен быть предпочтительным (основным) методом эвакуации. Эвакуация вертолетом должна являться основным методом эвакуации. Этот метод особенно эффективен для эвакуации

при авариях систем жизнеобеспечения платформы (например, систем энергосбережения и отопления), а также для эвакуации по медицинским показаниям. Однако для платформ арктического и сахалинского шельфа основной метод эвакуации (вертолетный) при пожарах (задымлении) или из-за погодных условий (тумана, как следствие — низкая видимость) невозможен, поэтому такие платформы должны быть обеспечены другими методами эвакуации.

Анализ возможного развития событий при аварии показывает, что оптимальным средством эвакуации для арктических платформ является спасательное судно ледокольного класса, оборудованное в соответствии с требованиями IMO (Международной Морской Организации) и Российского морского регистра судоходства.

Эвакуация на вертолете.

Для объектов разведки и добычи углеводородов арктического региона российского континентального шельфа расстояние до ближайшего аэродрома базирования вертолетов, как правило, довольно значительное. Погодные условия (сильный ветер, туман и обледенение) также будут негативно влиять на использование вертолетов в Арктике.

Эвакуация на вертолете считается возможной в том случае, если вертолет есть в наличии на объекте или поблизости на обеспечивающем судне. Возможным вариантом решения проблемы удаленности может стать создание промежуточного аэродрома для базирования вертолетов. Оборудование взлетно-посадочной вертолетной площадки на объектах разведки, добычи и морской транспортировки углеводородов, а также на промежуточных аэродромах должно соответствовать «Общим авиационным требованиям к средствам обеспечения вертолетов на судах и приподнятых над водой платформах» (ОАТ ГА-90).

Эвакуация на спасательных лодках.

Спасательные средства и устройства, размещенные на платформах, должны проектироваться и оснащаться в соответствии с требованиями международных конвенций по безопасности мореплавания и правилам Российского морского регистра судоходства.

Вместимость спасательных лодок должна обеспечивать спасение 200% персонала платформы.

Число спасательных жилетов, имеющихся на платформе, должно как минимум вдвое превышать численность персонала. В местах посадки на шлюпки должны быть оборудованы шкафчики для хранения спасательных жилетов на 100% персонала. Другие

спасательные жилеты, также из расчета 100% персонала, должны храниться в жилом модуле и на объектах, обеспечивающих эвакуацию в море.

Метод эвакуации на спасательных лодках в арктических условиях будет отличаться от принципов эвакуации и спасения, применяемых в мировой практике. Некоторые отличительные особенности приведены ниже:

– нецелесообразно использование спасательных лодок, для доставки персонала на берег или на другие находящиеся поблизости буровые установки. В связи с удаленностью и суровыми климатическими условиями главная цель – достичь безопасного расстояния и ждать там спасателей;

– вследствие удаленности платформ от пунктов базирования спасательных сил время существования эвакуируемого персонала в спасательных лодках до прибытия спасателей будет достаточно продолжительным. Во избежание переохлаждения людей может потребоваться дополнительная одежда и специальные греющие одеяла;

– целесообразно использование моторов спасательных лодок в целях обогрева. Необходимо предусмотреть дублирующие системы для повышения надежности.

В настоящее время на морских нефтегазовых комплексах, как правило, применяются спасательные лодки (катера) свободно падающего типа.

Спасательные лодки такого типа пригодны как средство эвакуации с установок в Арктических морях только в конце лета и начале осени. В остальное время года свободно падающие лодки использовать нельзя из-за ледяного покрова дрейфующего льда.

Поэтому наиболее пригодными в качестве спасательных средств целесообразно рассматривать спасательные лодки (катера) оснащенные шлюпбалками. Данная конструкция является эффективным средством транспортировки людей с платформы на лед в периоды наличия льда на море.

Эвакуация с использованием спускных желобов, дорожек или лестниц.

В качестве вторичной системы эвакуации в арктических условиях может быть определен метод перехода персонала на спасательное судно (например, по желобу типа Skyscape) [8.1, 8.2]. Эта система состоит из сеточного рукава, в котором установлены направляющие перегородки, предназначенные для регулирования вертикальной скорости спуска человека. Лоток для спуска выходит на посадочную платформу, которая надувается при развертывании в море. В этот момент можно развернуть прикрепленные к платформе спасательные плоты.

Спускные желоба как средство эвакуации имеют преимущество в периоды, когда лед крепкий, т. е. с января по май. Помимо этого в указанный период в качестве

дополнительных средств спасения, возможно, рассматривать предварительно упакованные сани с едой, тентами, одеждой, обогревательными приборами, локаторными бакенами и т.д.

Следует отметить, что эффективными средствами для выживания персонала в суровых климатических условиях могут быть герметичные спасательные костюмы.

В периоды, когда прочность льда недостаточная, целесообразно использование спускных дорожек или лестниц. Спускать их можно вручную или с использованием системы аварийного электроснабжения на платформе. Применение данного метода возможно при наличии обеспечивающего судна.

При рассмотрении различных методов спасения должна предусматриваться необходимость эвакуации травмированного персонала, в том числе и на носилках.

В качестве вторичной системы эвакуации могут также использоваться лестницы, хранящиеся на портале/стреле, находящейся на боку платформы. Портал/стрела опускается под силой собственной тяжести и может создаваться индивидуально для каждой платформы.

Указанную систему возможно использовать для спуска с платформ на поверхность моря, дрейфующего льда или судна обеспечения. Аналогичные системы уже несколько лет используются на производственных объектах Северного моря, прошли морские испытания при ураганном ветре и высоте волны от 11 до 17 м, и показали себя как работоспособные средства эвакуации.

Другие системы эвакуации и спасения.

Сухая эвакуационная система типа гондолы.

Такая система была установлена на платформе Hibernia на юго-востоке Сент-Джонс, Ньюфаундленд, Канада. Система, называемая GEMEVAC, была разработана фирмой GEC Alsthom Engineering Systems Limited в Великобритании [8.3]. Она является продолжением системы Replenishment at Sea (RAS), сконструированной для военно-морских сил Великобритании. Поскольку военно-морской флот не использует ее для перевозки людей, она используется для транспортировки горючего и снаряжения. Система Hibernia состоит из терминалов на самой установке и на подкрепляющих ее судах.

Система GEMEVAC фактически представляет собой канатную дорогу, состоящий из канатов и гондолы для транспортировки 16 чел (рисунок 8.5).

При выборе данной концепции спасения надо внимательно оценивать герметичность и плавучесть контейнера системы.

Рисунок 8.5 – Испытания опытного образца GEMEVAC – системы эвакуации с буровой вышки на судно "сухим способом".

Аварийное спасательное транспортное средство (типа «Амфибия»).

Любая форма транспортного средства, используемого для аварийной перевозки людей с буровой установки в ледовых условиях, должна быть способной передвигаться по морю или по льду. Она должна иметь следующие свойства:

– быть полностью закрытой (включая внутреннее отопление), плавучей и вездеходной;

– самоуправляющейся на воде, на льду и на суше;

– способной передвигаться по тонкому и плотному льду;

– способной передвигаться со льда на воду и с воды на лед;

– способной передвигаться по осколкам льда.

В настоящее время к транспортным средствам, обладающим способностью передвигаться как по воде, так и по льду относятся спасательные мореходные вездеходы «Арктос» (Канада) [8.4]. Данный вездеход представлен на рисунке 8.6.

Рисунок 8.6 – Спасательный мореходный вездеход «Арктос».

В России специалистами НГТУ им. Р.Е. Алексеева разработаны машины с роторно-винтовым движителем (РВД) (рисунки 8.7 и 8.8) [8.5]. Они являются наиболее приемлемыми и отвечающими высоким требованиям по обеспечению безопасности, а также при меньшей ожидаемой стоимости по своим техническим характеристикам превосходят канадский аналог (стоимость канадского серийного образца составляет около 1 млн. долларов США).

Рисунок 8.7 – Выход на лед роторно-винтовой машины ГПИ-72

Рисунок 8.8 – Роторно-винтовая спасательная машина ЗИЛ-29061

На рисунке 8.9 представлен вариант дизайна универсального спасательного средства с роторно-винтовым движителем (УСС).

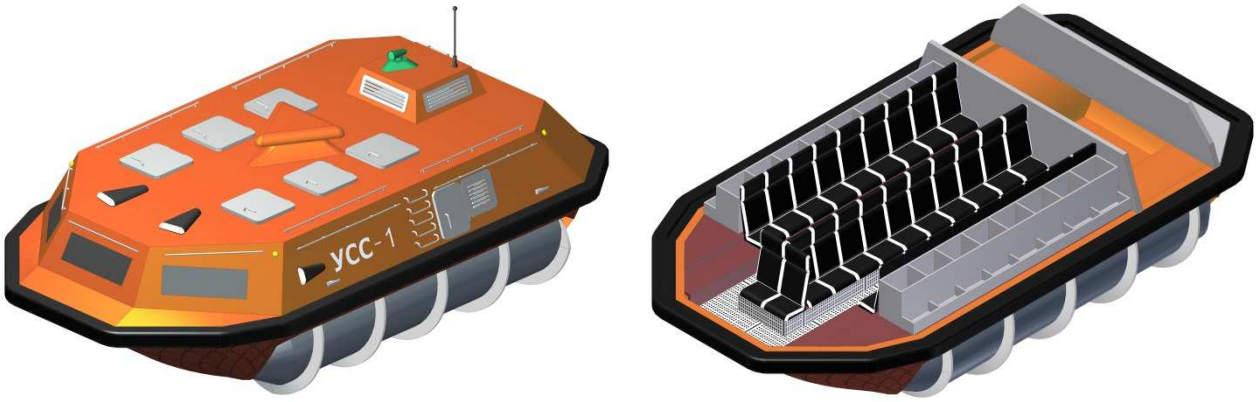



Рисунок 8.9 – Вариант дизайна УСС

Один из возможных вариантов размещения средств эвакуации типа «Арктос» и УСС на морских ледостойких стационарных платформах (МЛСП) приведен на рисунке 8.10.

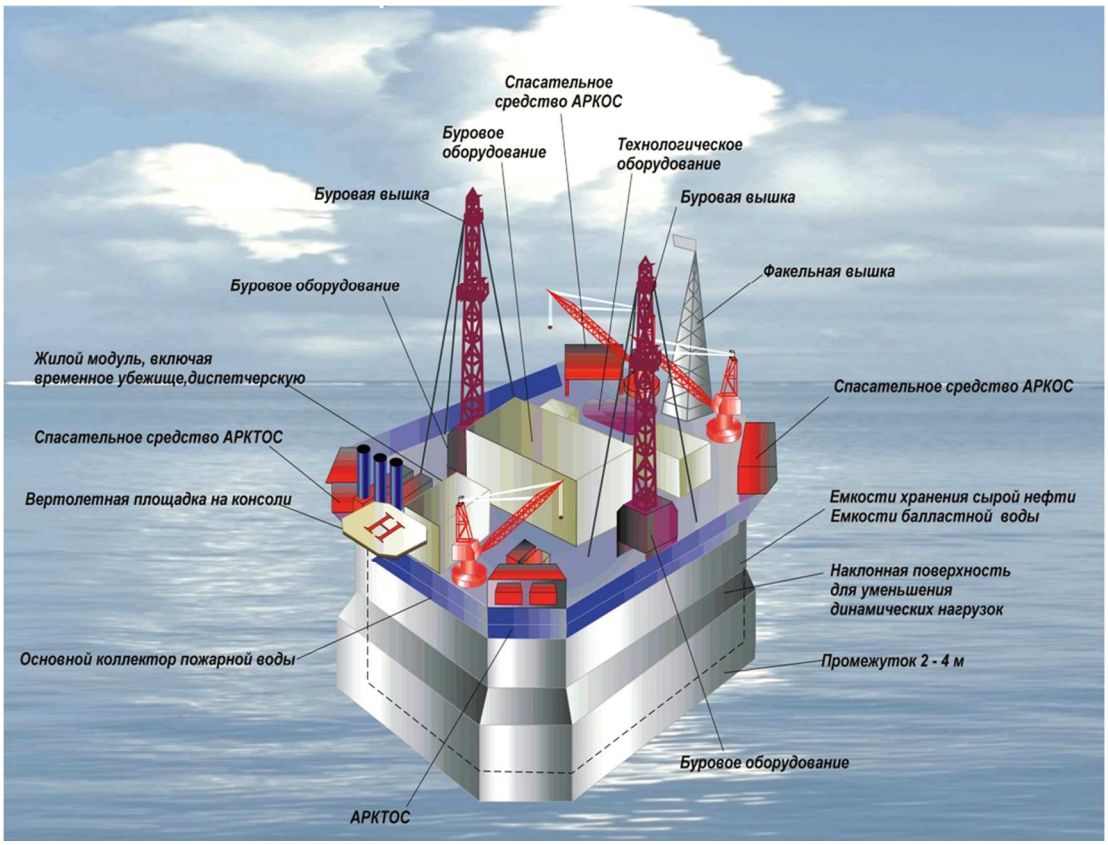



Рисунок 8.10 – Вариант размещения средств эвакуации на МЛСП

В качестве спусковой системы для спасения персонала МЛСП в отечественных УСС может быть применена система с телескопическими выдвижными балками аналогичная предлагаемой для спуска вездехода «Арктос».

### 8.2 Разработка вариантов комплектования техническими средствами

Отличительной особенностью такой системы спуска, является наличие интеллектуальной системы управления процессом спуска, обладающей развитыми информационными и алгоритмическими средствами, такими как:

– технические средства определения углов крена и дифферента платформы;

– телевизионный комплекс с обеспечением ночного видения;

– эхо- и радиолокация для анализа окружающей обстановки во время спуска;

– автоматическое определение траектории спускаемого объекта при эвакуации.

Зарубежных аналогов, обладающих сопоставимыми техническими возможностями на данный момент времени не существует. Рассмотрим основные компоненты технического облика системы автоматизированного безопасного спуска.

Выбор технических средств определения углов крена и дифферента платформы.

В качестве системы контроля крена и дифферента для морской буровой платформы может быть рекомендована система TSS/HT Control [8.6]. Она предназначена для измерения статических углов крена и дифферента и выдачи управляющих сигналов в систему контроля и управления (СКУ).

Система TSS/HT Control базируется на использовании высокоточных измерителей-инклинометров для измерения крена и дифферента, а также на использовании приборов индикации специального типа с возможностью регулирования установок, которые позволяют осуществлять включение соответствующей сигнализации при достижении предельных и аварийных уровней крена и дифферента.

Система TSS/HT Control соответствует требованиям «Правил классификации, постройки и оборудования плавучих буровых установок и морских стационарных платформ» и «Правил классификации и постройки морских судов» Морского Регистра РФ.

В состав системы входит следующее оборудование:

– Шкаф приборный (ШИСКД);

– Прибор измерения крена (инклинометр);

– Прибор измерения дифферента (инклинометр).

Шкаф измерения и сигнализации крена и дифферента ШИСКД устанавливается в месте, согласованном с проектантом. Данные с датчиков передаются по кабелю в шкаф индикации крена и дифферента ШИКД, расположенный в посту управления.

Шкаф индикации крена и дифферента ШИКД в составе:

– шкаф приборный ШИКД;

– модуль сигнализации;

– индикатор крена;

– индикатор дифферента;

– сигнализаторы крена и дифферента;

– зуммер сигнализации;

– кнопка квитирования;

– кнопка проверки ламп сигнализации;

– кнопка включения прибора с подсветкой.

Структурная схема системы контроля крена и дифферента (СККД) представлена на рисунке 8.11. Сигнал на светодиоды предупреждающего желтого цвета подается с релейной группы модуля сигнализации, переводя их в режим мигания по достижении креном или дифферентом предельного значения. При этом звучит зуммер, расположенный в шкафу ШИКД. Нажатие кнопки квитирования означает подтверждение приема сигнала

оператором, снимает звуковой сигнал и переводит мигающее свечение. Светодиод гаснет лишь после прихода параметра в нормальное состояние.

Если на фоне постоянно горящего светодиода крена появится мигание сигнализации дифферента, то вновь звучит зуммер, привлекая внимание к возникшему предупреждающему сигналу, и требуя квитирования и вмешательства оператора для исправления ситуации.

Аналогично СККД ведет себя при достижении креном и дифферентом аварийного значения. Но при этом загораются в мигающем режиме красные светодиоды аварийного значения параметра. Кнопка квитирования также служит подтверждением приема сигнала. Кнопка проверки светодиодов сигнализации служит для определения их работоспособности путем подачи соответствующего напряжения (без фиксации).

Рисунок 8.11 – Структурная схема системы контроля крена и дифферента (СККД)

Стационарный морской ледостойкий отгрузочный причал СМЛОП «Варандей» (рисунок 8.12), оснащенный СККД показал хорошие эксплуатационные характеристики [8.7].

Рисунок 8.12 – Стационарный морской ледостойкий отгрузочный причал СМЛОП «Варандей»

### 8.3 Разработка вариантов комплектования технических средств теленаблюдения и алгоритмов видеоаналитики, предназначенных для использования в системе спуска в тяжелых климатических условиях северных широт

Дальнометрическое изображение рабочей сцены одномоментно осуществляется стереосистемами и системами со структурированной подсветкой [8.8]. На рисунке 8.13 показаны слева стереотелевизионная система, содержащая две связанные между собой телекамеры, и справа – система со структурируемой подсветкой, содержащая телекамеры и блок структурируемой подсветки.

Рисунок 8.13 – Телевизионная стереосистема (слева) и система со структурируемой подсветкой (справа)

Стереосистемы являются пассивными, т.е. не содержащими источников излучения. В связи с этим, надежность их работы сильно зависит от условий внешнего освещения. Алгоритмы стереосопоставления основаны на локальных изменениях яркости изображений и работают неустойчиво с монотонно яркими поверхностями и при отсутствии на сцене контрастных объектов. Поэтому в стереосистемах ближнего действия часто применяют дополнительную подсветку с проецируемым структурным рисунком для облегчения идентификации соответствующих точек на изображениях стереопары. Алгоритмы обработки стереоизображений имеют высокую вычислительную сложность, что накладывает повышенные требования к мощности бортовых вычислителей и не позволяет достигать достаточного быстродействия для управления спуском СКС (УСС) при обработке изображений высокого разрешения.

Для СТЗ со структурированной подсветкой характерна сравнительно меньшая дальность, ограниченная мощностью источника опорной подсветки. Однако эти системы менее чувствительны к условиям внешнего освещения, они обеспечивают высокую скорость измерений с эффективными алгоритмами обработки данных.

Важными требованиями к СТЗ в составе системы эвакуации (СЭ) являются:

– возможность съемки во время движения (спуска) СКС;

– высокая скорость работы алгоритмов, достаточная для получения и анализа объемного описания сцены в масштабе реального времени;

– независимость от условий внешнего освещения;

– устойчивость работы алгоритмов в условиях неоднородного фона и сложного состава сцены.

Данным условиям полностью удовлетворяют системы со структурированной подсветкой (ССП). Вместе с тем им присущи и отрицательные свойства, к которым следует отнести возможную засветку ярким внешним освещением, сложность и не достаточно высокую надежность декодирования структурированной подсветки. Этих недостатков лишены стереоскопические телевизионные системы (СТС). Учитывая положительные и отрицательные свойства ССП и СТС, мы приходим к выводу о целесообразности использования в составе систем технического зрения (СТЗ) комбинированных на их основе систем.

В качестве видеокамеры для экстремального видеонаблюдения целесообразно применение в составе СТЗ тепловизоров компании Bosch. Тепловизоры MIC 412 TI (рисунок 8.14) представляют собой чрезвычайно надежную, прочную и высококачественную систему видеонаблюдения для систем безопасности, требующих высокой производительности [8.9]. Камеры изготовлены в точном соответствии с существующими стандартами и представляют собой наиболее надежную систему видеонаблюдения двойного спектра.

Рисунок 8.14 – Компактный тепловизор MIC 412 TI

Компактный тепловизор MIC 412 TI компании Bosch содержит высококачественный оптический модуль "день/ночь" и термический модуль FLIR, которые расположены в корпусе рядом друг с другом; устройство превращается из обзорной камеры с высоким разрешением в высокопроизводительную термическую камеру одним нажатием кнопки на панели управления.

Модули камеры "день/ночь" с 18- или 36-кратным увеличением объединены с 50-миллиметровым неохлаждаемым тепловизором FLIR и обеспечивают развитые возможности формирования изображений, например, на основании колебаний спектральных температур или выделении "горячих" и "холодных" точек на расстоянии до 780 м. Тепловизор FLIR оснащен встроенным солнцезащитным устройством, обеспечивающим самонастройку камеры при прямом попадании на нее солнечного света.

Бесщеточная технология обеспечивает сверхнадежную бесшумную работу, а революционный преобразователь позволяет осуществлять непрерывное панорамирование на 360° и наклон на 320°.

Тепловизоры MIC1-412 совместимы со всеми соединительными кабелями, кронштейнами, управляющим оборудованием и источниками питания серии MIC1, что обеспечивает удобство установки, интеграции и эксплуатации.

Автоматическое определение траектории спускаемого объекта при эвакуации методами трехмерного анализа сцен в системе технического зрения.

Типичная схема триангуляционного метода измерения расстояний представлена на рисунке 8.15.

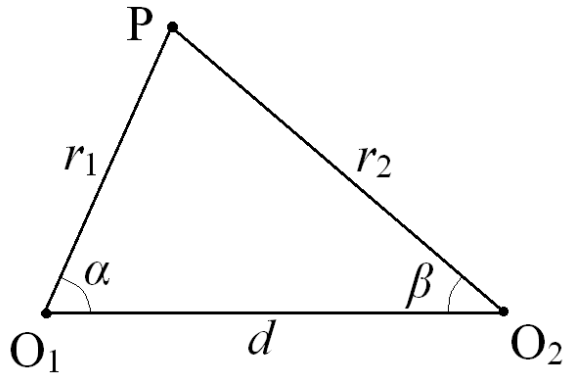



Рисунок 8.15 – Схема триангуляционного метода измерения расстояний

Триангуляционный метод измерения расстояния – метод, основанный на расчете искомого расстояния через соотношения треугольника с использованием известных параметров системы [8.8].

Здесь P – наблюдаемая точка рабочего пространства, точки $O_1$ и $O_2$ – реперные точки, от которых определяются направления на точку P, в них могут располагаться телекамеры стереопары или телекамера и прибор опорной подсветки. Расстояние $d$ между точками $O_1$ и $O_2$, называемое базой, известно, углы $\alpha$ и $\beta$ между прямой $O_1O_2$ и

направлениями на точку P от точек $O_1$ и $O_2$ измеряются. По параметрам треугольника $\Delta O_1PO_2$ вычисляются расстояния $r_1$ и $r_2$ от точек $O_1$ и $O_2$ до точки P, согласно формулам:

$$r_1 = \frac{d \sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)},$$
$$r_2 = \frac{d \sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta)}. \qquad (8.1)$$

В результате данной процедуры оказываются известными, в частности, угловые сферические координаты позиции точки P и расстояние до нее (т.е. полные сферические координаты) в системе координат (СК) с началом в точке $O_1$. Наша задача определить и исследовать погрешности оценок координат точки P, получаемых на основе триангуляционного метода, в зависимости от погрешностей задаваемых и измеряемых параметров, таких как база $d$, углы $\alpha$ и $\beta$, координаты относительной позиции СК оперативных приборов (например, телекамер), расположенных в точках $O_1$ и $O_2$.

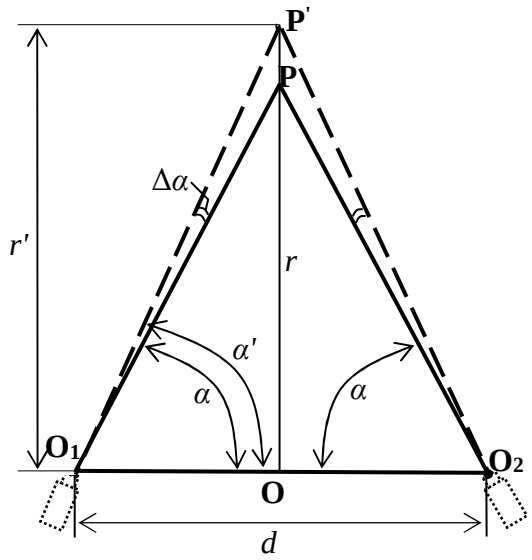



Рисунок 8.16 – Симметричная схема стереоизмерения расстояния

Для начала, представим простейшую триангуляционную схему измерения расстояния на осевой линии теле-стереосистемы и погрешность оценки данного расстояния; соответствующая схема показана на рисунке 8.16.

Пусть $r$ – истинное расстояние от центральной точки O стереосистемы до точки наблюдения P, $\alpha$ – истинное значение угла наблюдения точки P относительно базового отрезка $O_1O_2$, $\Delta\alpha$ – погрешность измерения данного угла. (Заметим, что в соответствии с

условием нахождения точки P на осевой линии теле-стереосистемы, измеренные значения ее углов наблюдения из точек $O_1$ и $O_2$ усредняются и таким образом погрешность $\Delta\alpha$ в данном случае считается одинаковой с обеих сторон). Погрешность измерения угла наблюдения точки P приводит к вычислению ошибочной позиции P' с ошибочным расстоянием $r'$ от точки O. Согласно представленной схеме имеем: $r = d/2tg\alpha$ или, с использованием значения «полубазы» $\bar{d} = d/2$,

$$r = \bar{d}tg\alpha. \tag{8.2}$$

Для значения r' соответственно будем иметь:

$$r' = \bar{d}tg(\alpha+\Delta\alpha) = \frac{\bar{d}(tg\alpha+tg\Delta\alpha)}{1-tg\alpha\cdot tg\Delta\alpha}. \tag{8.3}$$

Подставляя в (8.3) значение $tg\alpha = r/\bar{d}$ и учитывая, что при малых значениях $\Delta\alpha$ имеем $tg\alpha \approx \Delta\alpha$, получаем:

$$r' = \frac{\bar{d}r+\bar{d}^2\Delta\alpha}{\bar{d}-r\Delta\alpha}. \tag{8.4}$$

В таком случае для погрешности $\Delta r = r'-r$ измерения расстояния $r$ оказывается справедливым соотношение:

$$\Delta r = \frac{\Delta\alpha(r^2+\bar{d}^2)}{\bar{d}-r\Delta\alpha} \approx \Delta\alpha(r^2+\bar{d}^2)/\bar{d}. \tag{8.5}$$

Примечание. Заметим, что выражение (8.5) описывает алгебраическую величину погрешности $\Delta r$ (т.е. с учетом знака). В качестве абсолютной ошибки измерения следует рассматривать абсолютное значение $\Delta r$, поэтому при представлении ниже определенных выводов относительно погрешности $\Delta r$ предполагается ее абсолютное значение (например, если речь идет о минимальном значении $\Delta r$).

Согласно (8.5) имеем тривиальный результат:

$\Delta\alpha = 0 \Rightarrow \Delta r = 0$,

$\Delta\alpha \uparrow\downarrow \Rightarrow \Delta r \uparrow\downarrow$.

Здесь запись $z \uparrow\downarrow$ означает: “увеличение или уменьшение величины z”. Из (8.5) также следует:

$$r \uparrow\downarrow \Rightarrow \Delta r \uparrow\downarrow. \tag{8.6}$$

Анализ зависимости погрешности $\Delta r$ от величины $\bar{d}$ в соответствии с (8.5) приводит к выводу:

$$\min_{d} \Delta r = \Delta r\Big|_{\bar{d}=r} = 2r\Delta\alpha, \tag{8.7}$$

т.е. имеет место минимальное значение погрешности измерения расстояния $r$ при значении полубазы $\bar{d} = r$ и это минимальное значение пропорционально величине $r$. При уменьшении или увеличении полубазы относительно значения $r$ погрешность $\Delta r$ увеличивается, причем в первом случае гораздо значительнее, чем во втором.

Согласно (8.5), для относительной погрешности $\delta r = \Delta r/r$ измерения расстояния $r$ имеем:

$$\delta r = \frac{\Delta\alpha(r^2 + \bar{d}^2)}{\bar{d}/r - \Delta\alpha}. \tag{8.8}$$

Нетрудно видеть, для относительной погрешности $\delta r$ справедливы те же выводы поведенческого характера, что и для абсолютной погрешности $\Delta r$ (8.6) и (8.7). Однако само минимальное значение $\delta r$ оказывается уже независимым от расстояния $r$, в соответствии с (8.7) оно равно:

$$\min_{d} \delta r = 2\Delta\alpha. \tag{8.9}$$

Рассмотрим теперь более общую триангуляционную схему определения позиции точки P наблюдаемой сцены относительно некоторой базовой СК, последнюю удобнее связать с одной из телекамер наблюдения. Соответствующая схема показана на рисунке 8.17; для удобства представления рассматриваем задачу в двумерной плоскости. Позицию наблюдаемой точки P относительно базовой СК с началом в точке $O_1$ и осями $X_1$, $Y_1$

можно представлять углом $\alpha$ между направлением $O_1P$ и базовым отрезком $O_1O_2$ в направлении, противоположном оси Y, и расстоянием $r = |O_1O_2|$. Таким образом, погрешность оценочной позиции P' точки P будет представляться погрешностью $\Delta\alpha$ измерения угла $\alpha$ и погрешностью $\Delta r$ вычисления расстояния $r$ триангуляционным методом. Последний, согласно соотношениям (8.1), представляется формулой:

$$r = \frac{d \sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}, \tag{8.10}$$

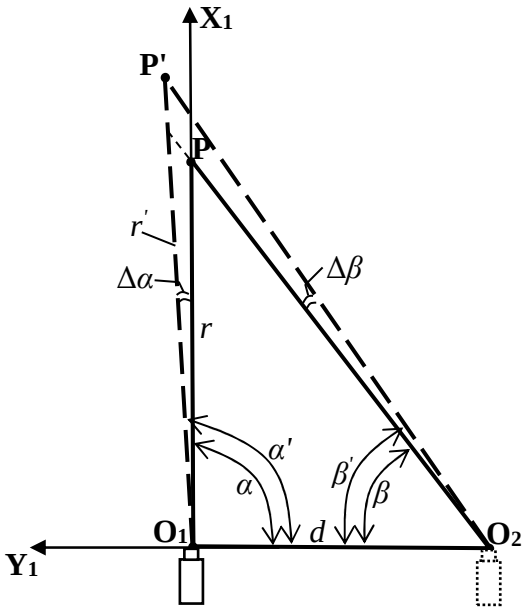



Рисунок 8.17 – Схема I триангуляционного метода определения позиции точки
$d$ – база триангуляционной схемы, $\alpha$ и $\beta$ – углы между базовым отрезком $O_1O_2$ и направлениями на точку P от точек $O_1$ и $O_2$.

Погрешность $\Delta\alpha$ оценочной позиции точки P определяется непосредственной погрешностью угла визирования данной точки с помощью телекамеры, которая, в свою очередь, зависит от точности выделения на телекадре изображения точки P и точности калибровки телекамеры. Погрешность $\Delta r$ вычисления расстояния $r$ по формуле (8.10) зависит от погрешностей $\Delta\alpha$ и $\Delta\beta$ измерения углов $\alpha$ и $\beta$ и параметров схемы: $d$, $\alpha$, $\beta$ и $r$ (например, (8.6) и (8.7)); погрешностью $\Delta d$ базового расстояния при данном рассмотрении мы пренебрегаем. Используя известный метод определения погрешности вычисления функции через ее полный дифференциал, в соответствии с (8.10), будем иметь:

$$\Delta r = \frac{\partial r}{\partial \alpha}\Delta\alpha + \frac{\partial r}{\partial \alpha}\Delta\beta = -\frac{d \sin\beta \cos(\alpha+\beta)}{\sin^2(\alpha+\beta)}\Delta\alpha + \frac{d \sin\alpha}{\sin^2(\alpha+\beta)}\Delta\beta\,. \tag{8.11}$$

Из данного выражения непосредственно следует:

$$\Delta\alpha = \Delta\beta = 0 \Rightarrow \Delta r = 0,$$

$$\Delta\beta \uparrow\downarrow \Rightarrow \Delta r \uparrow\downarrow.$$

Зависимость $\Delta r$ от $\Delta\alpha$ более сложная:

$$\alpha + \beta > \pi/2 \Rightarrow \{\Delta\alpha \uparrow\downarrow \Rightarrow \Delta r \uparrow\downarrow\}, \tag{8.12}$$

$$\alpha + \beta < \pi/2 \Rightarrow \{\Delta\alpha \uparrow\downarrow \Rightarrow \Delta r \downarrow\uparrow\}. \tag{8.13}$$

Для анализа влияния величин $d$ и $r$ на погрешность $\Delta r$ вычисления функции (8.10) следует учесть связь угла $\beta$ с параметрами $d$ и $r$. Из $\Delta O_1PO_2$ имеем:

$$tg\beta = \frac{r\sin\alpha}{d - r\cos\alpha}\ . \tag{8.14}$$

В соответствии с (8.10):

$$r' = \frac{d\sin(\beta + \Delta\beta)}{\sin(\alpha + \Delta\alpha + \beta + \Delta\beta)} = \frac{d(tg\beta\cos\Delta\beta + \sin\Delta\beta)}{\sin(\alpha + \Delta\alpha + \Delta\beta) + tg\beta\cos(\alpha + \Delta\alpha + \Delta\beta)}.$$

Подстановка в данное выражение формулы (8.14) дает:

$$r' = \frac{d(r\sin(\alpha - \Delta\beta) + d\sin\Delta\beta)}{d\sin(\alpha + \Delta\alpha + \Delta\beta) - r\sin(\Delta\alpha + \Delta\beta)}\ ,$$

откуда после ряда преобразований получаем:

$$\Delta r = r' - r = \frac{r[(\sin(\alpha - \Delta\beta) - \sin(\alpha + \Delta\alpha + \Delta\beta)] + r^2(\Delta\alpha + \Delta\beta)/d + d\Delta\beta}{\sin(\alpha + \Delta\alpha + \Delta\beta)}. \tag{8.15}$$

В частности, при $\alpha = \pi/2$ и $\Delta\alpha = 0$ рассматриваемая схема I адекватна представленной ранее симметричной триангуляционной схеме (рисунок 8.16) и выражение (8.15) при этом также приводит к соотношению (8.5). Из (8.15) также следует вывод (8.16):

$$\theta \uparrow\downarrow \Rightarrow \Delta r \uparrow\downarrow . \tag{8.16}$$

Зависимость погрешности $\Delta r$ от величины $d$ в общем случае неоднозначна. Например, при $\Delta\beta = 0$ и $\Delta\alpha > 0$ , согласно выражению (8.15), имеем обратную зависимость:

$$d \uparrow\downarrow \Rightarrow \Delta r \downarrow\uparrow . \tag{8.17}$$

Частная производная по $d$ величины $\Delta r$, согласно (8.15), оказывается равной:

$$\frac{\partial \Delta r}{\partial d} = \frac{d^2 \Delta\beta - r^2(\Delta\alpha + \Delta\beta)}{d^2 \sin(\alpha + \Delta\alpha + \Delta\beta)} . \tag{8.18}$$

Данное выражение дает полную информацию о зависимости погрешности $\Delta r$ от величины $d$:

$$d^2 \Delta\beta > r^2(\Delta\alpha + \Delta\beta) \Rightarrow \{d \uparrow\downarrow \Rightarrow \Delta r \uparrow\downarrow\} , \tag{8.19}$$

$$d^2 \Delta\beta < r^2(\Delta\alpha + \Delta\beta) \Rightarrow \{d \uparrow\downarrow \Rightarrow \Delta r \downarrow\uparrow\} , \tag{8.20}$$

$$d^2 \Delta\beta = r^2(\Delta\alpha + \Delta\beta) \Rightarrow \Delta r = \min_d \Delta r = \Delta r\big|_{d = r\sqrt{\Delta\alpha / \Delta\beta + 1}} \tag{8.21}$$

Заметим, что вывод (8.21) следует также из анализа второй производной по $d$ величины $\Delta r$, и в данном случае также следует иметь в виду сделанное ранее примечание.

Для относительной погрешности $\delta r = \Delta r / r$ измерения расстояния $r$, согласно (8.15), имеем:

$$\delta r = \frac{\sin(\alpha - \Delta\beta) - \sin(\alpha + \Delta\alpha + \Delta\beta) + r(\Delta\alpha + \Delta\beta)/d + d\Delta\beta / r}{\sin(\alpha + \Delta\alpha + \Delta\beta)} . \tag{8.22}$$

Анализ частных производных $\delta r$ по параметрам $r$ и $d$ приводит к следующим выводам. Относительно зависимости $\delta r$ от $r$ справедливо:

$$r = d\sqrt{\frac{\Delta\beta}{\Delta\alpha + \Delta\beta}} \Rightarrow \delta r = \min_r \delta r . \tag{8.23}$$

В частности, при $\Delta\alpha = 0$ имеет место минимальное значение $\delta r$ по параметру $r$ при равенстве $r = d$. При $\Delta\beta = 0$ минимум $\delta r$ отсутствует, в данном случае, как это видно непосредственно из выражения (8.22) имеется монотонная зависимость:

$$r \uparrow\downarrow \Rightarrow \delta r \uparrow\downarrow . \tag{8.24}$$

Касательно зависимости $\delta r$ от $d$ имеем:

$$d = r\sqrt{\frac{\Delta\alpha}{\Delta\beta}+1} \Rightarrow \delta r = \min_{d} \delta r . \tag{8.25}$$

В частности, при $\Delta\alpha = \Delta\beta$ минимальное значение $\delta r$ по параметру $d$ достигается при равенстве $d = r$.

Представим теперь модель триангуляционной схемы с учетом погрешностей параметров, задающих относительную позицию оперативных приборов, – либо двух телекамер, либо телекамеры и прибора опорной подсветки. Данная схема представлена на рисунке 8.18 (как и ранее, для удобства представления рассматриваем задачу в двумерной плоскости).

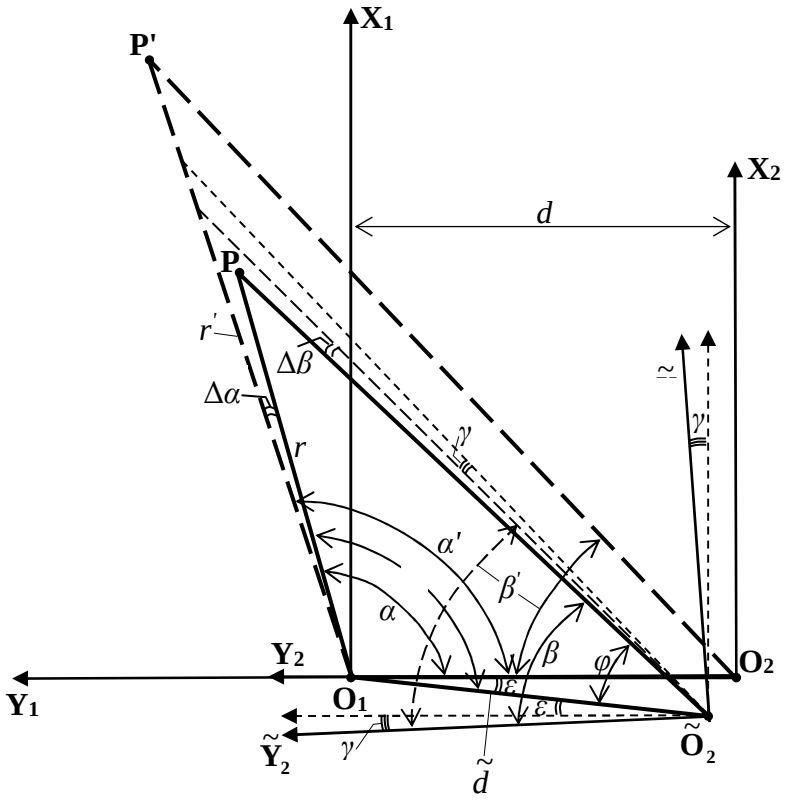



Рисунок 8.18 – Схема II триангуляционного метода определения позиции точки

На данной схеме в дополнение к схеме I, показанной на рисунке 8.17, представлена «проектная» СК оперативного прибора (например, второй телекамеры стереопары) с началом в точке $O_2$ и осями $X_2$, $Y_2$, и представлено истинное положение СК оперативного прибора в виде СК с началом в точке $\tilde{\mathbf{O}}_2$ и осями $\tilde{\mathbf{X}}_2$, $\tilde{\mathbf{Y}}_2$. Введем обозначения рассматриваемых СК: $S_1=\{O_1,X_1,Y_1\}$, $S_2=\{O_2,X_2,Y_2\}$, $\tilde{\mathbf{S}}_2=\{\tilde{\mathbf{O}}_2,\tilde{\mathbf{X}}_2,\tilde{\mathbf{Y}}_2\}$. Погрешность параметров позиции СК $S_2$ относительно СК $S_1$ будем представлять величиной $\Delta d=\tilde{d}-d$, где $d$ и $\tilde{d}$ соответственно проектное и истинное значения стереобазы, угловым смещением $\varepsilon$ между отрезками $O_1O_2$ и $\mathbf{O_1}\tilde{\mathbf{O}}_2$ и углом $\gamma$ между соответствующими осями $X_2$, $\tilde{\mathbf{X}}_2$ и $Y_2$, $\tilde{\mathbf{Y}}_2$ ($\gamma$ – погрешность ориентации СК $S_2$ относительно СК $S_1$). В результате наличия указанных погрешностей появляется дополнительное (и возможно весьма существенное) смещение расчетной позиции P' относительно истинной позиции P наблюдаемой точки. На рисунке 8.18 показаны: углы $\alpha$ и $\beta$ между направлениями на точку P и базовым отрезком соответственно в СК $S_1$ и $\tilde{\mathbf{S}}_2$, оценочные значения $\alpha'$ и $\beta'$ углов $\alpha$ и $\beta$ и их погрешности $\Delta\alpha$ и $\Delta\beta$, угол $\theta$ между прямой $O_1P$ и реальным базовым отрезком $\mathbf{O_1}\tilde{\mathbf{O}}_2$, угол $\varphi$ между отрезком $\mathbf{O_1}\tilde{\mathbf{O}}_2$ и прямой $\tilde{\mathbf{O}}_2\mathbf{P}$. При расчете оценочной позиции P' значение угла $\beta'$ присваивается углу между проектным базовым отрезком $O_1O_2$ и предполагаемым направлением $O_2P'$.

Погрешность оценочной позиции P' точки наблюдения P по-прежнему представляться погрешностью $\Delta\alpha$ измерения угла $\alpha$ и погрешностью $\Delta r$ вычисления расстояния $r$ триангуляционным методом на основе формулы (8.10). В соответствии с (8.10):

$$r'=\frac{d\sin(\beta+\Delta\beta)}{\sin(\alpha+\Delta\alpha+\beta+\Delta\beta)}=\frac{d(tg\beta\cos\Delta\beta+\sin\Delta\beta)}{\sin(\alpha+\Delta\alpha+\Delta\beta)+tg\beta\cos(\alpha+\Delta\alpha+\Delta\beta)}. \qquad (8.26)$$

Как уже было ранее отмечено, для анализа влияния величин $d$ и $r$ на погрешность $\Delta r = r'-r$ следует учесть связь угла $\beta$ с параметрами $d$ и $r$. В данном случае необходимо определить значение угла $\beta$ через величины $r$, $\alpha$, $d$, $\Delta d$, $\varepsilon$, $\gamma$. Из рисунка 8.18 легко видеть, что справедливы соотношения:

$$\theta=\alpha+\varepsilon,\ \tilde{d}=d+\Delta d,\ \varphi=arctg\frac{r\sin\theta}{\tilde{d}-r\cos\theta},\ \beta=\varphi+\varepsilon+\gamma. \qquad (8.27)$$

Полученное значение угла $\beta$ должно быть использовано в выражении (8.26), после чего вычисляется погрешность $\Delta r = r' - r$. Данные вычисления и соответствующие выводы (в том числе с графическими иллюстрациями) целесообразно выполнить на компьютере. Для получения конкретных численных результатов необходима дополнительная информация о конкретных способах реализации триангуляционного метода с калибровочными и юстировочными данными.

Получим примерную оценку погрешности $\Delta r$ триангуляционного метода определения расстояния $r$ до точки наблюдения при следующих условиях, отвечающих решаемой задаче по спуску СКС (УСС) с МЛСП:

– реальное расстояние $r$ = 20 м,

– значение базы наблюдения $d$ = 0.5 м,

– угол наблюдения $\alpha \approx 90°$.

Погрешность измерения углов наблюдения $\alpha$ и $\beta$ будем считать одинаково малой величиной: $\Delta\alpha = \Delta\beta \approx 0.001° \approx 0.00002$ рад.

В этом случае, в соответствии с выражением (8.15) получаем:

$\Delta r \approx r^2(\Delta\alpha + \Delta\beta)/d \approx 0.03$м.

Отметим, что данную оценку погрешности $\Delta r$ можно считать нижней границей значений возможных погрешностей, поскольку, во-первых, здесь не учитывается погрешность параметров, задающих относительную позицию оперативных приборов СТЗ, составляющих триангуляционную систему, и, во-вторых, мы использовали нижнее значение расстояния $r$ = 20 м при возможном диапазоне расстояний 20-50 м.

Полученная оценка погрешности ($\Delta r \approx 0.03$ м) лежит в рамках допустимой погрешности, что говорит о возможности использования в составе алгоритмов программных средств СТЗ триангуляционных методов измерения расстояний для автоматического определения траектории спускаемого объекта (УСС) при эвакуации.

### 8.4 Разработка обобщенной структуры и алгоритмов функционирования интеллектуальной системы управления спуском, включая аналитическое исследование и выбор алгоритмов

Высокая устойчивость к неисправностям элементов системы, автономность АСУ БС, снижение нагрузки на оператора достигаются за счет архитектурных решений системы. Иерархическая структура, используемая большинством производителей мобильных роботов и автоматических ТС (комплексная операция - технологические операции - управление исполнительными механизмами) должна быть дополнена супервизорным

уровнем, на котором выполняется комплексная оценка состояния окружающей среды. Таким образом, эффективное автономное управление ПСА БС, включая задачи планирования траектории спуска и торможения в реальном масштабе времени предлагается организовать на базе иерархической, многоуровневой системы управления с реализацией супервизорного управления на верхнем уровне.

Для модульной организации математического и программного обеспечения предлагается использовать архитектуру фреймов действий (типовых операций) [8.10]. Определяющим принципом организации архитектуры системы управления при этом будет представление действий, подлежащих выполнению, в виде совокупности типовых технологических операций (ТОП). ТОП являются «фреймами действий», включающими как движения, так и взаимодействия с объектами внешней среды.

Целесообразно выделить следующие типовые технологические операции: ТОП системы обеспечения безопасности ТС, расчетные ТОП и ТОП отработки команд:

1) ТОП системы обеспечения безопасности требуются для предотвращения столкновений с препятствиями и опрокидывания УСС;

2) Расчетные ТОП требуются для предварительного расчета параметров перемещений УСС, таких, как построение траекторий спуска, локализация объектов интереса, построение и коррекция локальной карты места приводнения (приледнения) МП.

3) ТОП отработки команд требуются для обеспечения выполнения заданных режимов функционирования ПСА БС. ТОП отработки отвечают за выполнение команд по программе, сформированной по результатам расчетных ТОП. Одновременно две ТОП отработки работать не могут.

Структурная схема интеллектуальной системы формирования управляющих воздействий для ПСА БС представлена на рисунке 8.19.

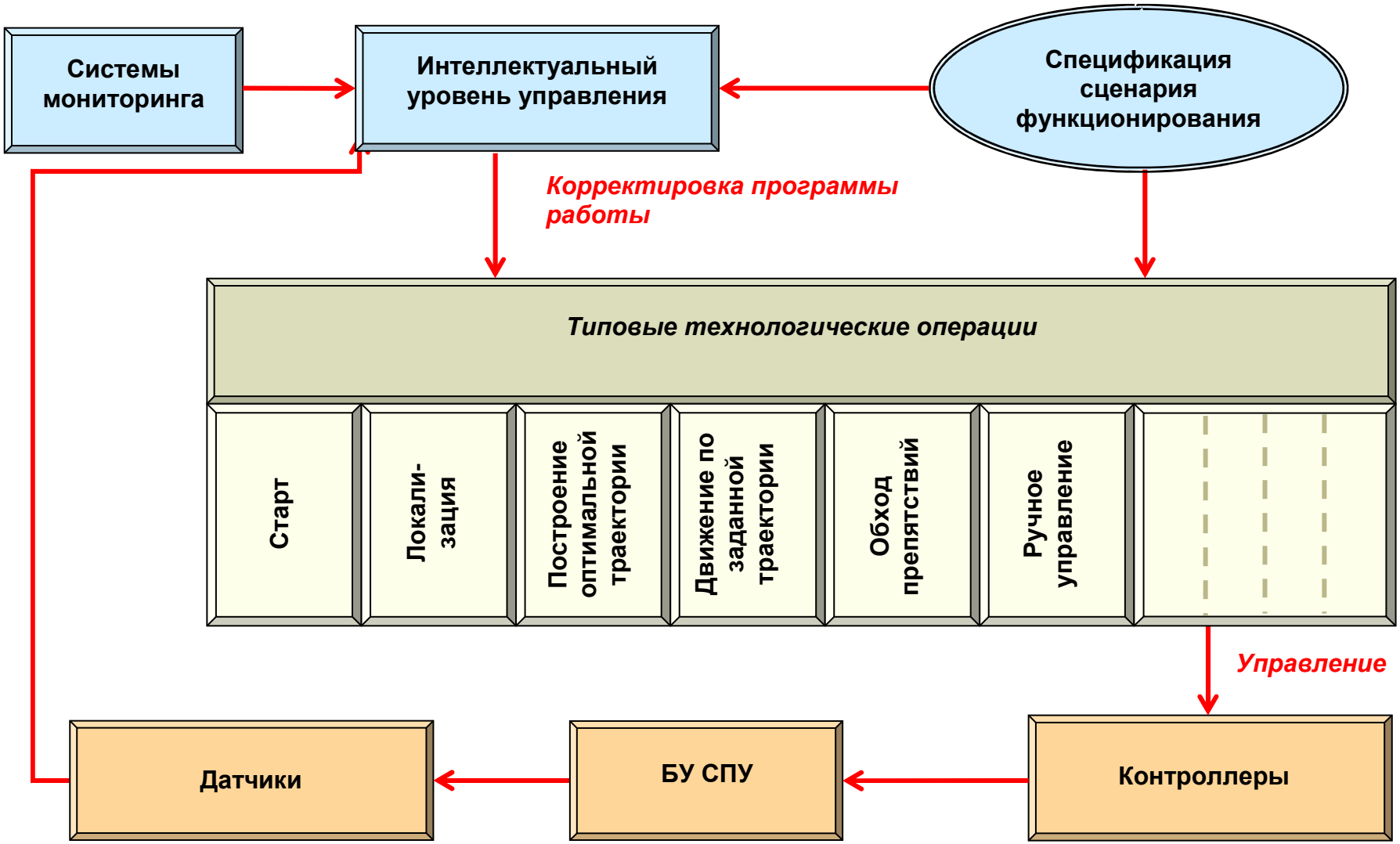



Рисунок 8.19 – Структурная схема интеллектуальной системы формирования управляющих воздействий для ПСА БС

Подсистема контроля и наблюдения обеспечивает обратную связь от датчиков к системе управления интеллектуального уровня и системе безопасности. К датчикам относятся: датчики системы контроля крена и дифферента (СККД), датчики параметров движения УСС при спуске (текущая скорость, вектор ускорения, и локальный радиус кривизны траектории спуска), датчики параметров окружающей среды (система мониторинга – ТК СТЗ, дальномеры, датчики расстояния – ДР), внутренние датчики технического состояния УСС, датчики безопасности – одометры (ОД) лебёдок тельферов СПУ.

Подсистема безопасности осуществляет непосредственную связь между системой контроля и наблюдения и исполнительными устройствами с целью экстренного предотвращения аварийных ситуаций.

Связь с УСС и местом сбора и посадки на него персонала МЛСП, а также дистанционное управление (при необходимости) спуском осуществляется при помощи пульта, телевизионного канала СТЗ и радиокомандного канала.

Пример обобщённой структуры распределенной бортовой интеллектуальной системы управления спуском УСС при помощи ПСА БС представлен на рисунке 8.20.

Для аппаратной реализации приведенных схем, оптимальной является сетевая структура, объединяющая разнородные системы: системы жесткого реального времени, системы мягкого реального времени и системы не связанные с временными параметрами конкретного объекта. Отдельные модули и подсистемы АСУ БС и УСС объединяются на информационном уровне посредством интеграции стандартных технологий обмена, хорошо себя зарекомендовавших в практическом использовании [8.11].

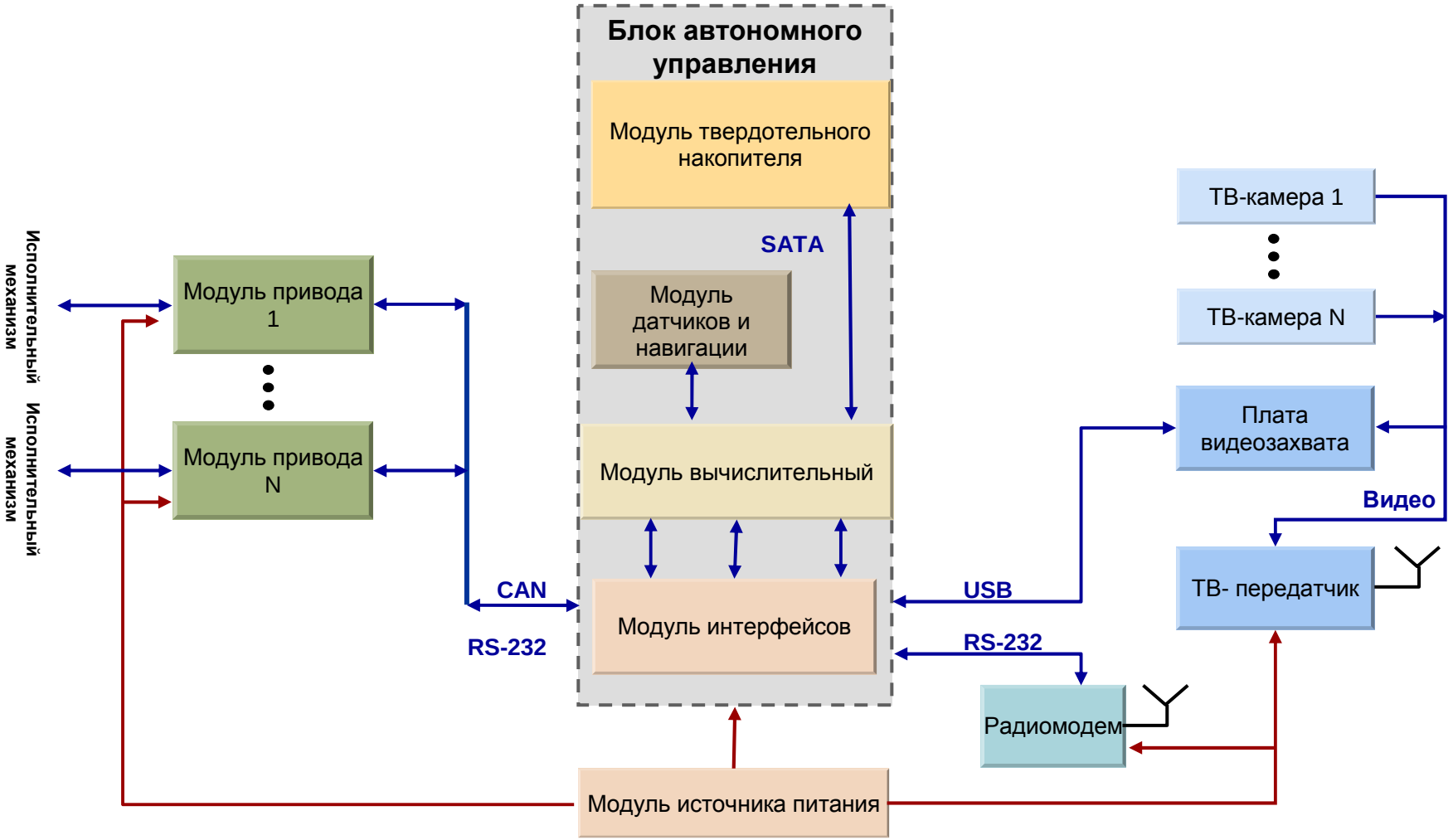



Рисунок 8.20 – Пример обобщённой структуры распределенной бортовой интеллектуальной системы управления безопасным спуском

Предлагаемая сетевая инфраструктура АСУ использует два независимых стандартных канала: один стандарта NMEA2000, другой – стандарта Ethernet. Прием и передачу данных осуществляет сеть NMEA2000, которая гарантирует работу в реальном времени и поддерживается навигационными устройствами. Передача и обработка картографической информации и оцифрованного видео осуществляется по каналу Ethernet.

Готовые изделия морского приборостроения, которые предполагается использовать на борту УСС и МЛСП должны поддерживать протокол NMEA0183. Для объединения в сеть каждая такая система/устройство подключается к шине через стандартные адаптеры NMEA0183/NMEA2000, обеспечивающие потоки в обоих направлениях. Устройства, имеющие выход NMEA2000, подключаются в сеть непосредственно.

Сеть NMEA2000 будучи разновидностью CANBus предоставляет возможность передачи информации со скоростью до 250кбит/с (при длине линии до 200м) в режиме жёсткого реального времени с учётом приоритета сообщений. К сети NMEA2000 подключаются первичные источники информации (датчики, средства навигации) и шлюзы NMEA2000/Ethernet.

Бортовая вычислительная сеть может быть расширена беспроводными точками доступа (например, WiFi), а также может быть использована как транспорт для средств связи посредством стандартов VoIP (например, SIP). Для этого к сети подключается VoIP-шлюз, обеспечивающий взаимодействие с бортовой радиостанцией или спутниковым телефоном. Кроме вышеперечисленного, сеть через шлюз может быть подключена к сети Интернет, доступ к которой может быть обеспечен бортовым комплексом связи, например средствами Инмарсат.

Таким образом, будет сформирована устойчивая масштабируемая межплатформенная вычислительная среда. Структура СУ является открытой и не регламентирует характеристик входящих в нее блоков: количества вычислительных модулей, их суммарной производительности и используемую операционную систему (любой клон UNIX, Windows или специальная).

Разработка алгоритмов функционирования интеллектуальной системы управления спуском, включая аналитическое исследование и выбор алгоритмов.

Анализ необходимых расчетных ТОП, перечисленных выше, позволяет сформулировать следующий общий перечень алгоритмов верхнего уровня управления ПСА БС:

– алгоритмы построения и корректировки карт зоны интереса (МП);

– алгоритмы оперативной локализации УСС в карте;

– алгоритмы поиска ориентиров и целеуказания на МП;

– алгоритмы построения траекторий спуска к МП.

Анализ функционирования ПСА БС при решении задач, описанных в предыдущих разделах, показывает, что можно выделить следующие основные задачи, которые должна решать система управления ПСА БС:

– обеспечение, как основного, супервизорного режима управления, когда человек-оператор ставит достаточно локальные, не слишком сложные для нее цели, которые она исполняет в автоматическом режиме, как правило, под контролем оператора. При этом автоматический режим может обладать адаптивными или даже интеллектуальными свойствами. Такая система управления обладает адаптацией благодаря использованию информации от разнообразных датчиков при исполнении операций;

– обеспечение функционирования подсистем отдельных датчиков (включая, систему технического зрения - СТЗ), системы комплексирования датчиков и их функционирование в составе ПСА БС. Должны осуществляться регистрация и анализ специальных радиотехнических сигналов (маяки, телеметрия), а также звуковых (сирена, голосовые команды), визуальных (состояние МП, наличие торосов и т.п.) и иных (например, инфракрасных) полезных образов;

– ведение локальной базы данных, содержащей координаты, параметры состояния и другие полезные характеристики объектов (прежде всего МЛСП, УСС и эвакуируемых);

– построение программных траекторий движения УСС при спуске к МП (например, параметризованные вертикали);

– построение программных маршрутов движения тельфера по направляющим кран-балки СПУ ПСА БС;

– осуществление операций захвата и отдачи спусковой оснастки УСС до и после спуска.

Отметим также следующие особенности функционирования создаваемой ПСА БС:

– алгоритмы комплексных операций по эвакуации, транспортировке и спуску на стационарное МП состоят из многих отдельных операций, с развитой логикой перехода между ними;

– для обеспечения максимальной безопасности эвакуируемых, а также надежности выполнения операций, вся работа в автоматическом режиме управления ПСА БС должна

совершатся с предварительным построением программной траектории спуска УСС с последующим ее отслеживанием, т.е. в так называемом контурном режиме управления;

– для эффективного выполнения ряда операций, а возможно даже в перспективе почти для всех, посредством ПСА БС, необходима разработка и серийное изготовление сложного специализированного оборудования (СПУ и т.п.);

– требует решения проблема распределения всевозможных дополнительных средств обеспечения живучести ПСА БС на небольшое количество СПУ для УСС (например, домкратов и т.п.), в виде сменного инструмента, закрепляемых на месте сбора эвакуируемого персонала.

Последовательность функционирования ПСА БС можно представить следующим образом:

– формирование задания, исходя из конкретной обстановки (крен и дифферент МЛСП, состояние её конструкций, эвакуируемого персонала и МП);

– отработка движения СПУ и УСС с учетом специфики сформированного задания;

– обеспечение оценки относительного положения УСС на гаке СПУ, борта (выступающих конструкций) МЛСП и неровностей (гребней волн) МП. Оценка проводится путем выведения манипулятора РТК с телекамерой в одно или несколько заданных положений и определение относительного положения характерных точек поверхностей. Далее системой управления осуществляется пересчет координат УСС в систему координат МП;

– оценка состояния эвакуируемых в УСС (с использованием специальных датчиков и/или речевой связи);

– выдача информации спасателям на оказание первой помощи с учетом особенностей состояния эвакуируемых в УСС;

– выдача задания на посадку в УСС (эвакуационный модуль);

– корректировка исходного задания с учетом состояния эвакуируемых.

Для достижения максимальной эффективности, выдаваемые ПСА БС задания должны быть сформулированы в максимально общей форме, не в ущерб надежности и безопасности. В тех случаях, когда автоматическое управление не может справиться с задачей, оператор перейдет к ее решению ручным или полуавтоматическим способом, используя, например, задающие рукоятки (ЗУ).

Требования к современным СУ охватывают широкий спектр их функциональных свойств. Основой точных контурных операций, являющейся их отличительным свойством от других операций, является наличие в составе СУ высококачественной системы

отслеживания движений (сервосистемы). Современные технологические требования к статической (точность позиционирования и повторяемость) и динамической ошибкам робота, наряду с теоретическими достижениями робототехники и современным уровнем развития вычислительной техники, делают обязательным использование учитывающих динамику робота алгоритмов управления. Это подтверждается как опытом практического применения роботов в других подобных сферах (на производстве и в экстремальных условиях), так и результатами математического моделирования.

Другим аспектом реализации точных контурных операций является построение качественных программных траекторий движения. В это понятие входят следующие свойства траекторий:

– субоптимальность по быстродействию, обеспечивающая высокую экономическую эффективность;

– гладкость и монотонность, непосредственно влияющие на устойчивость движения, динамическую точность, быстроту позиционирования и изнашиваемость ПСА БС;

– учет конструктивных ограничений на координаты, скорости и моменты в приводах СПУ;

– учет геометрических ограничений в рабочей зоне ПСА БС.

Наконец, неспецифическим но от этого не менее важным, является вопрос управления оператором или программирование ПСА БС. Легкость задания параметров функционирования или задания на выполнение новой операции в сильной степени определяет потребительские свойства ПСА БС, и, в конечном счете, полезность для целей спасания.

Задача управления ПСА БС оператором включает в себя несколько разнородных аспектов:

– эргономичный (дружественный) интерфейс пульта управления;

– удобный язык аналитического (или графического) программирования;

– универсальность и унифицированность математического и программного обеспечения АСУ, обеспечивающая его легкую адаптацию к разным типам конструкции ПСА БС.

Первый аспект относиться к подсистеме планирования действий и не является частью системы управления движением (СУД). Второй, косвенным образом связан с СУД, поскольку многие общепринятые функции языков программирования, на самом деле, не являются функциями языка, а обеспечивают общую для всех операций ПСА БС логику функционирования управления. В настоящей работе они выделены в подсистему СУД, названную технологические операции (ТОП), которая будет кратко описана ниже.

Наконец, третий аспект определяется универсальностью и унифицированностью базовых алгоритмов управления.

Рассмотрим подробнее систему управления движением ПСА БС. Исходя из анализа функций СУД и процесса ее функционирования, все требования можно разделить на 4 группы:

– требования к логике и параметрам функционирования СУД;

– требования к заданию целевых точек;

– требования к построению программных траекторий;

– требования к формированию управляющих сигналов на привод.

СУД с помощью подсистемы технологических операций (ТОП, обеспечивающая требования к логике и параметрам функционирования СУД – см. ниже) должна обеспечивать следующие возможности по управлению процессом функционирования ПСА БС во время движения СПУ и УСС:

– учитывать, обрабатывать, реагировать на все параметры, обеспечивающие управление движением (т.е. задание целевых точек, построение программных траекторий, формирование управляющих сигналов на привод СПУ);

– формировать сообщения о характере движения УСС, в том числе диагностические сообщения об отказах и аварийных ситуациях;

– адекватно реагировать на штатные (запланированные, ожидаемые) сигналы, появляющиеся в процессе функционирования ПСА БС;

– обеспечивать выполнение всех расчетов по алгоритмам управления;

– инициализировать параметры, управляющие протеканием процесса движения при операциях робота.

Заметим, что в стандартных СУ две последние функции возлагаются на общий диспетчер.

Целевые точки должны задаваться для разных видов координат (обобщенные координаты, декартовы координаты, углы Эйлера, координаты смещений и т.п.) и в разных системах координат (СК): СК оператора, базовая СК, связанная с основанием робота, инерциальная СК, СК схвата, СК раненого или иного объекта манипулирования, произвольная СК, заданная оператором). Необходимо иметь ручной режим управления от задающих рукояток или другого аналогичного устройства.

Траектории движения должны иметь различный геометрический тип:

– траектория в пространстве обобщенных координат (углов);

– траектория в декартовом пространстве;

– прямая в декартовом пространстве;

– дуга окружности в декартовом пространстве;

– сплайн, проходящий через заданную последовательность точек, в пространстве обобщенных координат или декартовом пространстве.

С учетом требований к не травматическому характеру движения УСС, функция прохождения траектории во времени (по существу ее скорость или профиль скорости) должна иметь следующий вид:

– не иметь перерегулирований;

– иметь трапецевидный гладкий профиль скорости;

– быть монотонной на участках разгона и торможения;

– быть субоптимальной по времени или другому критерию;

– допускать изменение величины скорости как при построении, в статике, так и при движении по траектории (иметь масштаб скорости).

Получаемое в процессе отслеживания траектории управление должно обладать следующими свойствами:

– учитывать динамику механической системы СПУ;

– обладать возможностями идентификации параметров УСС и адаптации к ним, т.е. использовать результаты работы системы идентификации и быть адаптивным (как минимум адаптации к коэффициентам трения в шарнирах СПУ);

– обладать оперативной (в режиме on-line) возможностью изменять коэффициенты регулятора системы управления привода;

– иметь частоту выдачи в систему управления приводом порядка 50-100 Гц.

Процесс построения траектории состоит из ряда этапов (часть из которых могут отсутствовать при различных способах задания траектории):

– определение вида траектории;

– сглаживание траектории;

– определение координат в узловых точках на траектории;

– построение и вычисление сплайна;

– решение прямых и обратных кинематических задач (для манипулятора);

– определение скорости на траектории;

– определение моментов в шарнирах на траектории;

– построение прямой в пространстве обобщенных или декартовых координат;

– проверка ограничений в обобщенных координатах и в декартовом пространстве.

Прежде всего, исходя из способа задания траектории, построение направляется по одной из веток алгоритма. В том случае, когда траектория задана конечной точкой, сначала определяется ее конечная конфигурация (значения обобщенных координат). А затем строится прямая в пространстве обобщенных или декартовых координат, которая в итоге работы алгоритма представляется в виде таблицы обобщенных координат и обобщенных скоростей.

Исходя из вышеприведенных требований к СУД, а именно, из требований к программным траекториям, можно предложить следующие состав и структуру системы построения траекторий (СПТ):

– головной модуль выбора способа задания траектории;

– модуль построения траектории в пространстве обобщенных координат;

– модуль построения траектории в пространстве декартовых координат;

– модуль планирования трапециевидного профиля скорости;

– модуль построения сплайнов;

– модуль аналитических кривых;

– модуль коррекции параметров трапециевидного профиля скорости с учетом ограничений и субоптимальности траектории по времени;

– модули решения прямой и обратной кинематической задачи для управления спуском;

– модули преобразования систем декартовых координат (инерциальной, связанных с корнем, схватом и звеньями робота, связанных с телекамерой и рабочей зоной и т.п.).

Вышеприведенный анализ выполняемых ПСА БС операций и требований к ним показывает, что основным элементом системы отслеживания является модуль расчета коэффициентов уравнений динамики для СПУ или модуль локализации - определения реального местоположения – УСС относительно МП и борта МЛСП в целом. Вторым основным модулем является модуль формирования управлений, непосредственно вычисляющий управляющие сигналы, поступающие далее на привода СПУ.

Сложность модулей расчета коэффициентов и локализации и относительная простота модуля формирования управлений, а также совершенно различные частоты их функционирования, приводит к необходимости производить вычисления управлений в режиме разделения времени для этих модулей. Таким образом, и возникает общая концепция построения СУД в целом, как сильно разделенной иерархической структуры, в

которой модуль ТОП является диспетчером и оперирует с различными вычислительными модулями по построению и отслеживанию траекторий, а также и другими вычислительными модулями, например модулем системы технического зрения (СТЗ) или системы безопасности движения (СБД).

Модуль формирования управлений включает следующие процедуры:

– декодирование показаний датчиков;

– масштабирование темпа исполнения траектории;

– вычисление рассогласований координат и проверка диапазонов рассогласований для определения событий: завершение программной траектории, завершение позиционирования в конце траектории, выход за допуск номинальной работы приводов, выход за допуск безопасности и т.п.;

– вычисление значений программных координат, скоростей, ускорений сплайна траектории;

– вычисление значений программных координат, скоростей, ускорений аналитической траектории;

– вычисление управления, согласно формуле алгоритма управления;

– кодирование управлений.

### 8.5 Разработка общей концепции создания нового поколения интеллектуальных систем управления спуском

Рассмотрим основные компоненты технического облика системы автоматизированного безопасного спуска – это прежде всего средства автоматической эвакуации, не требующие высокой концентрации и квалификации от оператора и персонала.

Автоматизированная система управления эвакуацией технологического персонала.

В климатически сложных зонах возрастает степень возникновения аварий, катастроф и других чрезвычайных ситуаций (ЧС), связанных со взрывами и пожарами на объектах добычи и предприятиях нефтегазового комплекса. Причинами этих ЧС могут быть:

– недостаточная квалификация технологического персонала;

– внедрение в производство неотработанных технологий;

– износ промышленного оборудования и т.д.

Анализ статистики показывает, что причиной примерно 85 % ЧС является так называемый "человеческий фактор". Поэтому для снижения риска возникновения ЧС, связанных с ошибками технологического персонала, на объектах добычи и

промышленных предприятиях внедряются автоматизированные системы управления безопасностью технологических процессов (АСУБТП), интегрированные в АСУТП предприятия, объекта добычи [8.12].

В АСУБТП, создаваемой по принципу открытой архитектуры, в качестве подсистемы необходимо интегрировать автоматизированную систему управления эвакуацией (АСУЭ) технологического персонала (рисунок 8.21).

АСУЭ технологического персонала в качестве составляющих нижнего уровня включает в себя инфракрасные датчики (ИК-датчики), расположенные по периметру производственных площадей и внутри технологических помещений. Они предназначены для измерения температуры в различных локальных участках территории объекта.

Контроллер системы ИК-датчиков обрабатывает поступающую первичную измерительную информацию и в режиме реального времени формирует на пульте управления оператора технологического процесса график распределения температуры на территории объекта [8.13].

Рисунок 8.21 – Вариант блок-схемы интегрированных АСУТП – АСУБТП – АСУЭ

В случае возникновения ЧС лица, принимающие решения (ЛПР), имеют перед собой полную картину, характеризующую возможность организации безопасной эвакуации персонала из производственных помещений к защищенным местам сбора для оставления МЛСП и спуска в УСС.

В этом случае АСУЭ, которая по сути является автоматизированной системой поддержки принятия решения по управлению безопасной эвакуацией, предлагает ЛПР на

выбор наиболее безопасные пути выхода из помещений технологической зоны и помещений жилого блока к местам сбора для посадки и спуска в УСС. Направления выбранных путей эвакуации указывается на специальных информационных табло, устанавливаемых в помещениях и коридорах. Видеоинформация также должна сопровождаться аудио сообщениями.

Процесс выбора оптимального решения опирается на информацию, содержащуюся в базе данных автоматизированной системы управления эвакуацией (БД АСУЭ) технологического персонала, которые включают в себя:

– возможные пути эвакуации, разработанные на основе прогностических моделей развития техногенной ЧС на объекте;

– расчётную динамику распределения температуры по отсекам МЛСП в реальных масштабах времени.

Выбор ЛПР путей эвакуации следует осуществлять с учётом реальной обстановки, которая отражается на информационной панели.

Таким образом, развитие данной автоматизированной системы позволит устранить ошибки и, как следствие, риск гибели персонала при возникновении ЧС на промышленном объекте добычи (МЛСП) нефтегазового комплекса.

Разработка технического облика перспективной системы автоматизированного безопасного спуска персонала в УСС.

Как выше показано, в качестве перспективной системы автоматизированного безопасного спуска (ПСА БС) для спасения персонала МЛСП в УСС может быть применена спусковая система с выдвижными телескопическими балками аналогичная предлагаемой для спуска персонала в вездеходах «Арктос». Эскиз конструкции ПСА БС персонала МЛСП в УСС представлен на рисунке 8.22.

Как видно, из эскиза на рисунке 8.22 в качестве основного силового конструктивного элемента технического облика ПСА БС персонала МЛСП в УСС выступают выдвижные телескопические балки.

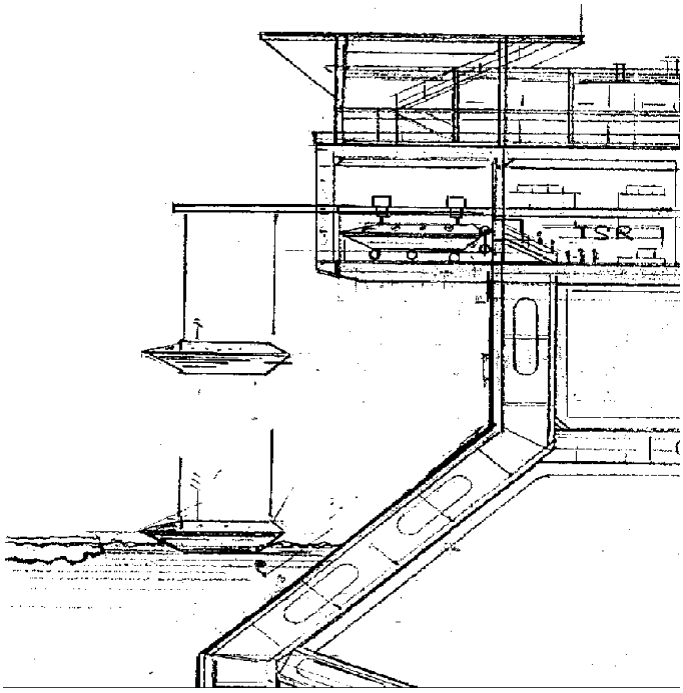



Рисунок 8.22 – Эскиз конструкции ПСА БС персонала МЛСП в УСС

Исходя из предлагаемого конструктивно-технического облика ПСА БС, можно прогнозировать следующую возможную схему его функционирования:

– в исходном состоянии ПСА БС выдвижные телескопические балки задвинуты в основания, а УСС находятся на штатных местах (с опорой килевой части днища на направляющие роллы) в закрытых лацпортами эллингах на спонсонах МЛСП;

– после безопасной эвакуации персонала из производственных помещений к защищенным местам сбора производится его загрузка по наклонному трапу в УСС, который закреплён на строповой оснастке к гакам спусковых тросов тельферов выдвижной телескопической балки;

– после загрузки и размещения штатного количества эвакуируемого персонала в УСС производится закрытие входного люка и вынос УСС на выдвижной телескопической балке за внешние габариты МЛСП с последующим спуском на тросах тельферов, как показано на рисунке 8.22.

Таким образом, общий дизайн конструктивно-технического облика ПСА БС в сочетании с УСС, размещенных на МЛСП, может быть представлен в виде показанном на рисунке 8.23.

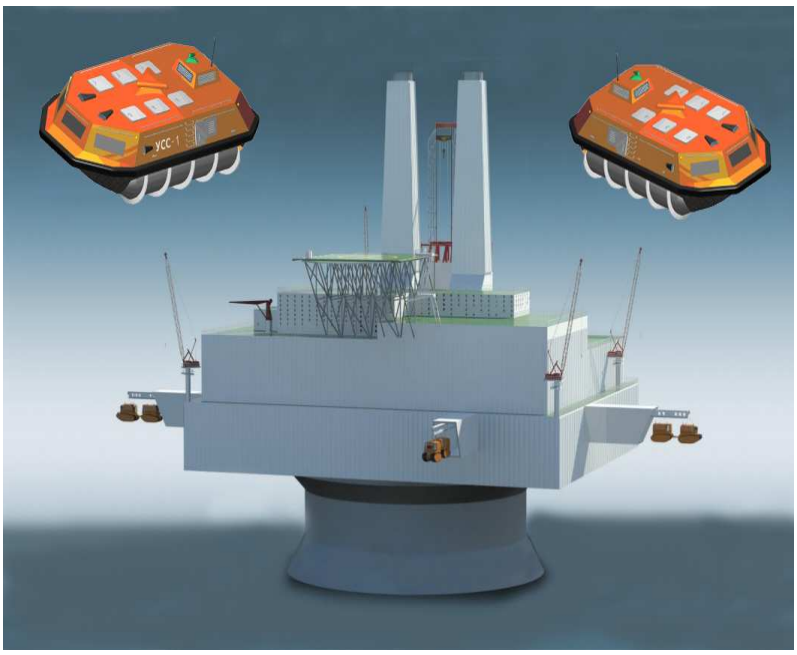


Рисунок 8.23 – Общий дизайн конструктивно-технического облика ПСА БС в сочетании с УСС при размещении на МЛСП

Разработка интеллектуальной системы управления процессом эвакуации и спуска.

В целом процесс спасения персонала промышленного объекта добычи (МЛСП) нефтегазового комплекса при возникновении ЧС может считаться успешно завершенным только после оставления аварийного объекта персоналом и удаления его из зоны повышенной опасности в УСС.

Интегрированные АСУТП – АСУБТП – АСУЭ обеспечивают возможность организации безопасной эвакуации персонала из производственных помещений к защищенным местам сбора для последующего оставления МЛСП сухим способом путём посадки и спуска в УСС.

Возможный вариант конструктивно-технического облика ПСА БС в сочетании с УСС, размещенных на МЛСП показывает, что для успешного завершения процесса спасения необходимо предусмотреть преемственность составляющих его подпроцессов эвакуации, посадки в УСС и спуска на поверхность за бортом с последующим отходом от аварийного объекта.

Для этого предлагается обеспечить интеграцию в АСУБТП, создаваемую по принципу открытой архитектуры, в качестве дополнительной подсистемы, автоматизированной системы управления безопасным спуском (АСУБС) технологического персонала. Вариант блок-схемы интегрированной АСУБС представлен на рисунке 8.24.

При этом, в качестве датчиков безопасности предусматривается применение датчиков расстояния (ДР) – лазерных модулей и одометра (ОД) для контроля вытравленной длины (по количеству оборотов барабана грузовой лебёдки тельфера) спускового троса с закреплённым УСС на конце. Положение УСС перед спуском (включая завершение посадки персонала на штатные места), а также перемещения УСС относительно ледового покрова (поверхности воды) и конструкций корпуса МЛСП при спуске контролируется при помощи СТЗ в автоматическом режиме.

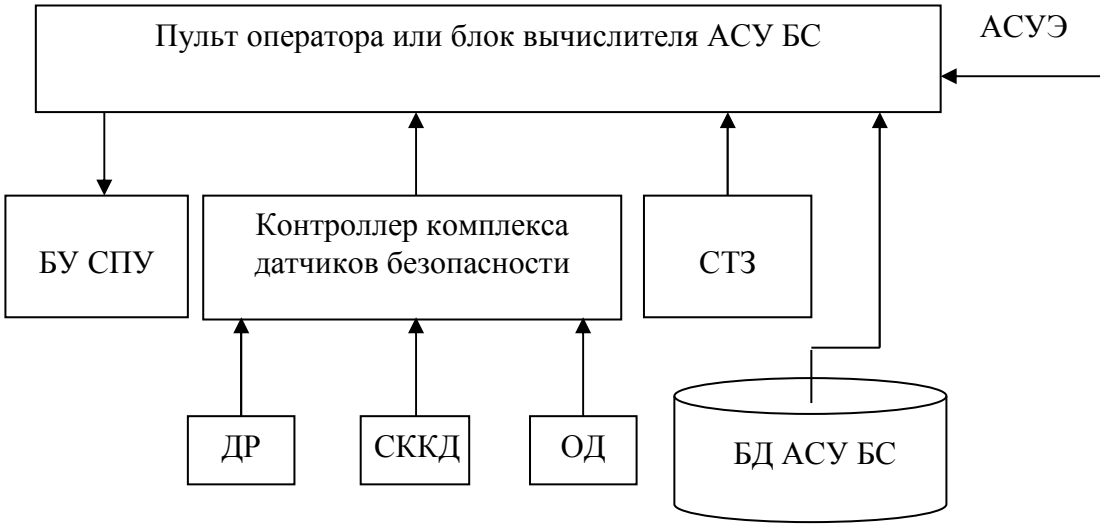



Рисунок 8.24 – Вариант блок-схемы интегрированной АСУ БС

Блок управления спускоподъёмным устройством (БУ СПУ) по команде с пульта оператора осуществляет управление спусковым механизмом тельфера. Процесс выбора оптимального решения на спуск опирается на информацию, содержащуюся в базе данных АСУ БС (БД АСУБС) технологического персонала, которые включают в себя информацию о безопасном коридоре спуска при тех или иных углах крена и дифферента МЛСП по данным СККД.

### 8.6 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики

В результате выполнения НИР на тему: «Разработка технического облика системы автоматизированного безопасного спуска спасательного средства в условиях аварии на нефтегазодобывающих платформах» в настоящей работе решены основные задачи создания нового поколения систем эвакуации, технологий и средств автоматизированного безопасного спуска СКС, предназначенных для проведения спасательных операций в

тяжелых природно-климатических условиях и сложной ледовой обстановке шельфовых территорий северных морей:

– предложены технические средства определения углов крена и дифферента платформы;

– проработано возможное техническое решение телевизионного комплекса с обеспечением ночного видения для обеспечения задач СТЗ;

– решена задача автоматического определения траектории спускаемого объекта при эвакуации при помощи СТЗ;

– разработан технический облик перспективной системы эвакуации и автоматизированного безопасного спуска.

Отличительной особенностью предложенных технических решений является наличие интеллектуальной системы управления процессом эвакуации и спуска, обладающей развитыми информационными и алгоритмическими средствами.

Проведенные работы позволят создать систему автоматизированного безопасного спуска не имеющую аналогов в мире и работающую в крайне тяжелых природно-климатических условиях.

Результаты работы могут быть внедрены в:

– решение проблем рационального природопользования, экологии и охраны природы;

– научно-исследовательские разработки, содействующие повышению эффективности реального сектора экономики, например, в область освоения и добычи полезных ископаемых с шельфовых территорий Арктики;

– в научно-технические исследования и разработки в интересах обороны и безопасности страны, результаты которых могут быть использованы при создании новой военной или специальной техники.

## 9 Разработка методики оценки работоспособности компонентов тормозной системы с пневматическим приводом по результатам стендовых испытаний

В разделе 9 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из Тольяттинского государственного университета (ТГУ) – Окунева А.П., к.т.н., доцента кафедры «Автомобили и тракторы».

### 9.1 Анализ конструкции исследуемой тормозной системы

Объектом исследования настоящей работы является тормозная система автобуса среднего класса. Конструкция тормозной системы включает в себя следующие подсистемы [9.1 – 9.2]:

- Система подготовки воздуха;
- Рабочая тормозная система;
- Стояночная тормозная система;
- Аварийная тормозная система;
- Антиблокировочная тормозная система;
- Тормозные механизмы колёс;
- Дополнительные пользователи - управление дверьми, управление замедлителем.

На рисунке 9.1 показана принципиальная схема тормозной системы автобуса с пневматическим приводом.

Компрессора (на схеме рисунка 9.1 не показан) обеспечивает систему сжатым воздухом, который поступает в остальные элементы системы подготовки воздуха, обеспечивая при этом:

- Заполнение системы сжатым воздухом за определенный период;
- Очистку сжатого воздуха;
- Регулировку рабочего давления;
- Защиту воздуха системы против замерзания;
- Удаление конденсата из системы;
- Защиту контуров при потере питания, либо при обрыве одного из трубопроводов;
- При выхода из строя любого контура, система должна оставаться заполняемой;
- Воздушный запас системы должен обеспечивать возможность нескольких торможений без дополнительной подачи сжатого воздуха: для одиночных ТС (в частности, автобусов) - после 8 торможений на 9-ом, система должна выполнять требования аварийного торможения.

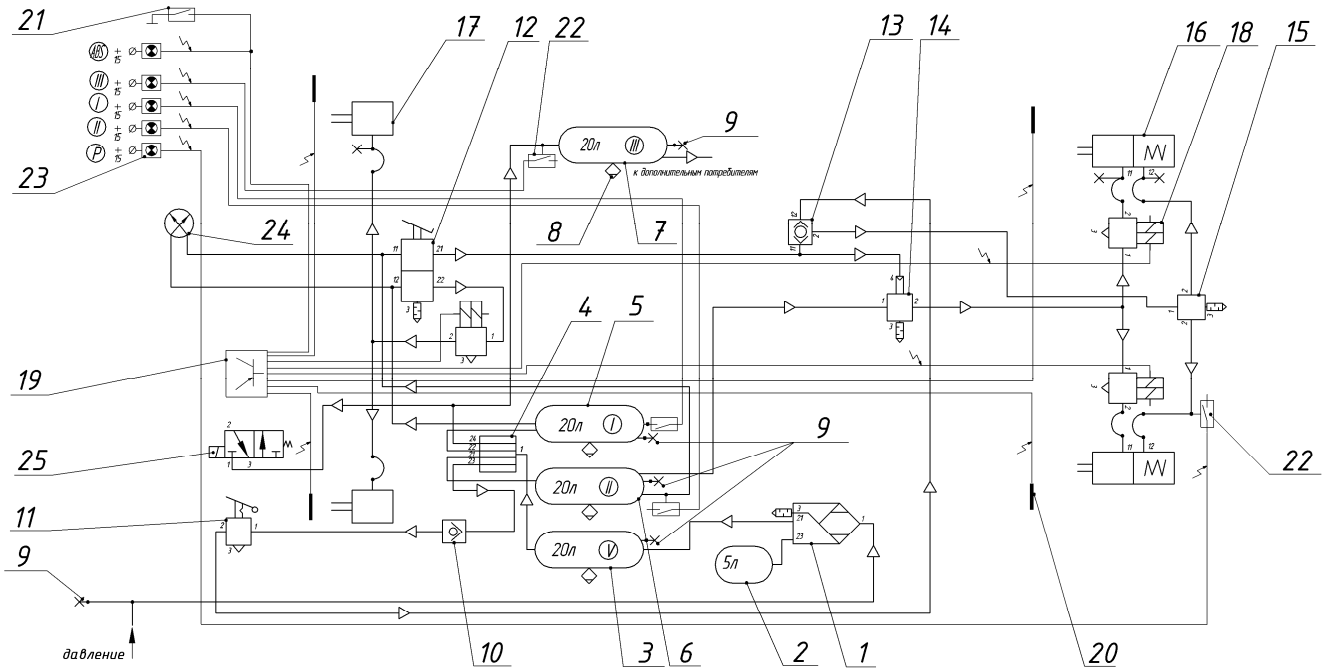



Рисунок 9.1 – Структурная схема тормозной системы автобуса среднего класса

1 – Осушитель с регулятором давления
2 – Баллон регенерационный
3 – Баллон накопительный
4 – Четырехконтурный защитный клапан
5 – Баллон переднего контура
6 – Баллон заднего контура
7 – Баллон дверной
8 – Клапан сброса конденсата
9 – Клапан контрольного вывода
10 – Клапан обратный
11 – Кран управления стояночным тормозом
12 – Кран тормозной двухсекционный
13 – Клапан перепускной двухмагистральный
14 – Клапан ускорительный
15 – Клапан быстрого оттормаживания
16 – Камера тормозная с энергоаккумулятором
17 - Камера тормозная передняя
18 – Модулятор АБС
19 – ЭБУ АБС
20 – Датчик вращения колеса
21 – Клавиша диагностики АБС
22 – Датчик аварийного давления воздуха
23 – Блок контрольных ламп
24 – Манометр
25 – Распределитель

Завод-изготовитель транспортного средства самостоятельно выбирает производительность компрессора, осуществляющего подачу сжатого воздуха в необходимых количествах, согласно предписаниям Приложения 7 Правил №13 ЕЭК ООН, которое определяет максимально-допустимое время заполнения тормозной системы при работе двигателя на максимальных оборотах [9.3 – 9.9].

Подбор производительности компрессора по времени заполнения является необходимым, но недостаточным условием, поскольку в реальной эксплуатации, для грузового автомобиля, 60% времени работы двигателя приходится на обороты 30-40% от максимальных. А для городского автобуса эта цифра может достигать 85-90% времени работы на оборотах составляющих 30-40% от максимальных.

На долговечность деталей цилиндропоршневой группы пневмокомпрессора оказывает влияние соотношение времени нагруженного состояния (времени нагнетания воздуха в

тормозную систему) к общему времени работы компрессора. По результатам исследований, проведенных ведущими автомобильными компаниями совместно с фирмой «Knorr-Bremse» [9.2], время нагруженного состояния пневмокомпрессора не должно превышать 30-40%. Работа под нагрузкой более 50% времени, приводит к перегреву масла и цилиндропоршневой группы, что влечет за собой повышенный износ рабочей кромки поршневых колец и стенки цилиндра. В свою очередь, это приводит к выбросу масла в пневмосистему привода тормозов, который в свою очередь приводит к:

- Нарушению работоспособности осушителя воздуха вследствие засорения фильтр-патрона.
- Необходимости вынужденной, частой смене фильтр-патрона осушителя воздуха.
- Отказу аппаратов тормозной системы, что может привести к ДТП.

Для ограничения количества масляной эмульсии, поступающей от изношенного компрессора, применяются маслоотделители.

В исследуемой тормозной системе автобуса в подсистеме подготовки воздуха важную роль играет осушитель воздуха с регулятором давления (рисунок 9.2).

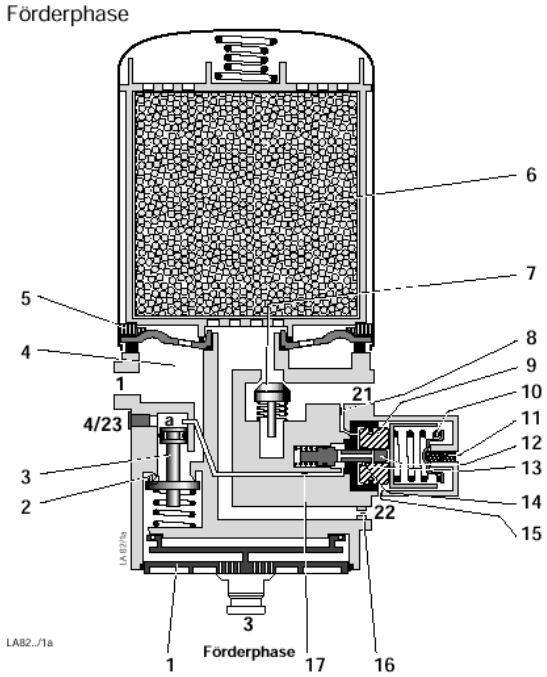



Рисунок 9.2 – Осушитель воздуха с регулятором давления

Данный аппарат подготовки воздуха уменьшает степень коррозии трубопроводов и клапанов от конденсата, отодвигает точку росы для пневмосистемы на 30-40 градусов, тем самым уменьшая возможность замерзания пневмолиний в холодный период, осуществляет регулировку давления в чистой среде, увеличивая надежность системы.

В современных конструкциях тормозных систем автобуса модернизация и улучшение свойств данного агрегата (осушителя) направлена на интеграцию нескольких компонентов и их объединения в модуль подготовки воздуха (рисунок 9.3).

Рисунок 9.3 – Интеграция компонентов в модуле подготовки воздуха

Указанное преобразование и модернизация дает следующие преимущества:

– Упрощение сборки и установки компонентов системе;
– Упрощение структуры пневмопривода тормозной системы;
– Улучшение свойств подсистемы подготовки воздуха;
– Повышение качества и надежности системы.

Особую роль в обеспечении работоспособности тормозной системы играет четырехконтурный защитный клапан, современные конструкции которого предусматривают наличие клапана безопасности (рисунок 9.4).

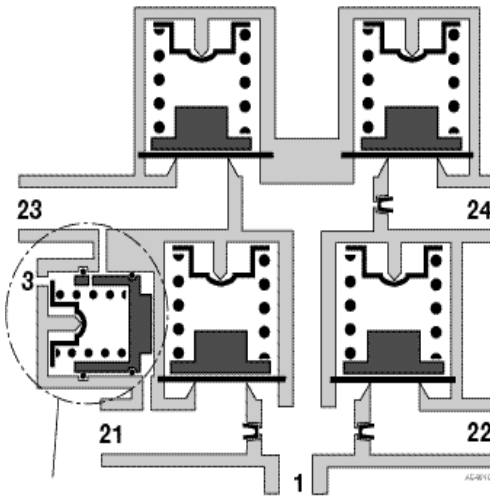



Рисунок 9.4 – Клапан безопасности в четырехконтурном защитном клапане

Положение клапана безопасности определяется силой пружины и давлением в 21-ом контуре рабочего контура тормозной системы. Клапан остается открытым до тех пор, пока

давление в 21-ом контуре рабочего тормоза не достигает значения, соответствующего 13% остаточного тормозного эффекта. Клапан спускает давление из рабочего контура через порт 3 в окружающую среду через дроссель со скоростью 32 л/мин. Условием срабатывания клапана является падение давления в рабочем контуре тормозной системы. Клапан может управляться как с контура 21 так и с контура 22.

Одним из основных органов управления тормозной системой является главный тормозной кран управления тормозами прицепа (поз. 12 рисунка 9.1), принципиальная схема которого показана на рисунке 9.5.

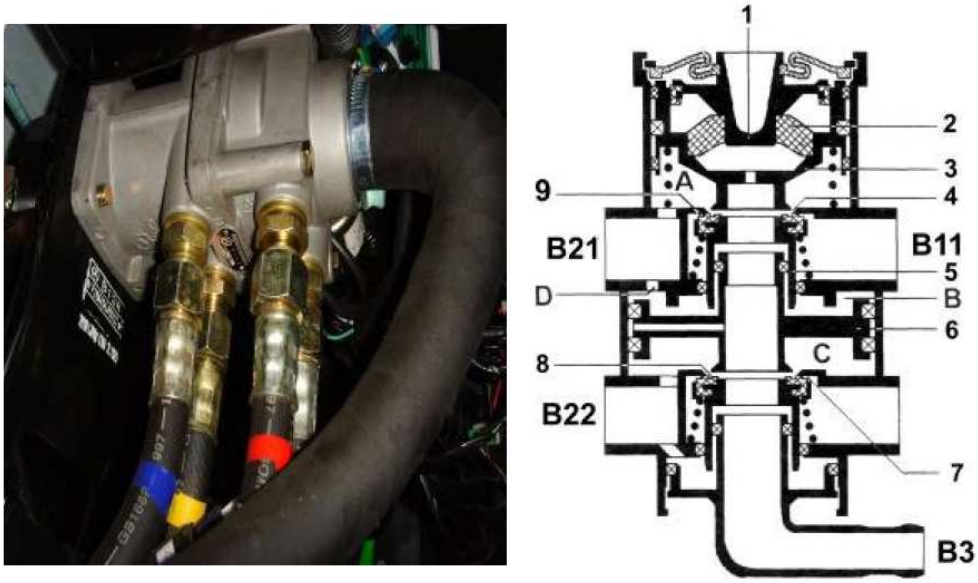



Рисунок 9.5 – Внешний вид и принципиальная схема главного тормозного крана

Основной функцией главного тормозного крана является регулирование подачи и сброса сжатого воздуха в рабочей двухконтурной тормозной системе транспортного средства.

При срабатывании толкателя, расположенного в тарельчатой пружине (1), поршень (3) перемещается вниз, закрывает выпускное отверстие (4) и открывает впуск (9). Имеющийся на входе B11 сжатый воздух проходит через камеру A и вывод B21 к подключенным далее тормозным приборам рабочего тормозного контура I. Одновременно сжатый воздух проходит через отверстие D в камеру B и нагружает поршень (6). Поршень перемещается вниз, закрывает выпускное отверстие (8) и открывает впускное отверстие (7). Сжатый воздух подается от вывода B12 через камеру C и вывод B22 к подключенным далее тормозным приборам рабочего тормозного контура II. Возникшее в камере A давление воздействует на поршень (3). Последний, преодолевая сопротивление упругого элемента (2), перемещается вверх до тех пор, пока усилие не выровняется на обеих сторонах поршня (3). В этом положении впускное отверстие (9), а также выпускное (4) закрыты, и достигается положение равновесия.

Увеличивающееся в камере С давление перемещает поршень (6) вверх до тех пор, пока здесь тоже не возникнет положение равновесия. Впускное отверстие (7) и выпускное (8) закрыты. При полном торможении поршень (3) перемещается в крайнее нижнее положение, и вход (9) остается постоянно открытым. Воздействующее через отверстие D в камере В давление перемещает также поршень (6) в крайнее нижнее положение и удерживает открытым впуск (7). Сжатый воздух, не снижая своего давления, проходит в оба рабочих тормозных контура. Выпуск сжатого воздуха из обоих рабочих тормозных контуров осуществляется в обратной последовательности и при необходимости может быть проведен ступенчато. Возникающее в камерах А и С тормозное давление перемещает поршни (3 и 6) вверх. Через открывшиеся выпускные отверстия (4 и 8) и выход В3 в соответствии с положением толкателя осуществляется частичный или полный сброс воздуха из обоих контуров рабочей тормозной системы.

При выходе из строя одного контура, например II, контур I продолжает работать дальше по вышеописанному принципу. Если из строя выходит контур I, то при торможении поршень (6) перемещается вниз под воздействием клапана (5). Выпускное отверстие (8) закрывается, а впускное (7) открывается. Достигается положение равновесия, как уже описывалось выше.

В качестве тормозных механизмов используются два распространенных типа конструкции: барабанные и дисковые, при этом дисковые тормозные механизмы являются более перспективными и эффективными.

Принципиальная схема передачи усилия прижатия в пневматическом дисковом тормозном механизме представлена на рисунке 9.6.

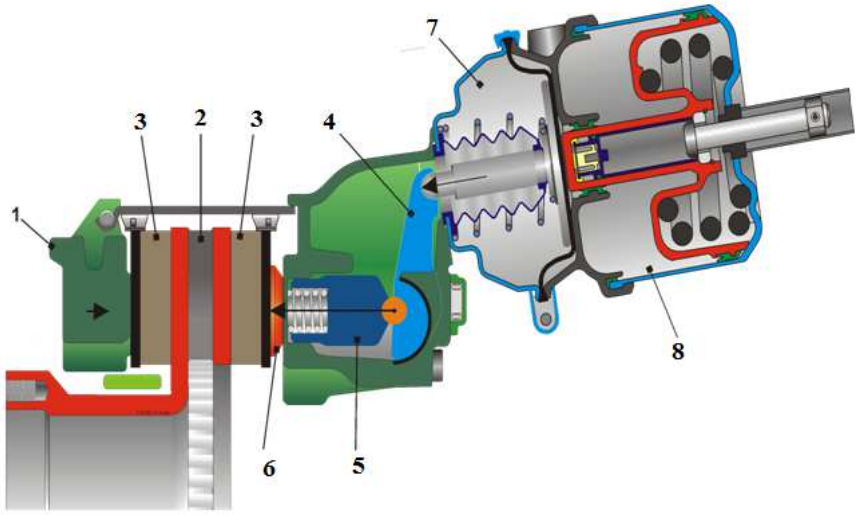



Рисунок 9.6 – Схема передачи усилия в дисковом тормозном механизме

1 - скоба тормоза; 2 - тормозной диск; 3 - тормозные колодки; 4 - эксцентриковый рычаг; 5 - толкатель; 6 - поршень; 7 - тормозная камера; 8 - энергоаккумулятор

В качестве детального исследования в настоящей работе приведены результаты испытаний нескольких компонентов тормозной системы:

– главного тормозного крана;
– осушителя воздуха системы подготовки воздуха.

### 9.2 Составление программы стендовых испытаний

Программа стендовых испытаний главного тормозного крана должна позволить получить характеристику крана, описываемая зависимостью давления на выходе из портов крана от перемещения штока (пути срабатывания крана). Типовая характеристика главного тормозного крана показана на рисунке 9.7.

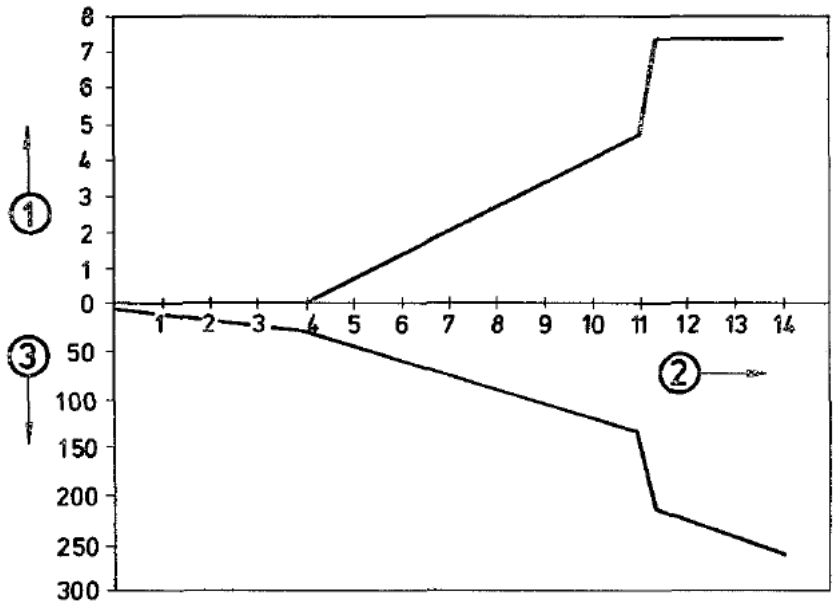



Рисунок 9.7 – Типовая характеристика главного тормозного крана

1 – тормозное давление (бар); 2 – путь срабатывания (мм); 3 – усилие срабатывания (кгс)

Программа стендовых испытаний осушителя воздуха должна предполагать получение нескольких ключевых характеристик: давление срабатывания ограничительного клапана, время регенерации осушителя, утечка воздуха через клапан, давление срабатывания предохранительного клапана.

Более подробное описание последовательности проведения испытаний для указанных компонентов тормозной системы представлено в разделе 9.5 настоящего отчета.

### 9.3 Исследование работоспособности тормозной системы на стенде

Испытания работоспособности тормозной системы проводились на специальном стенде, разработанном сотрудниками кафедры «Автомобили и тракторы» НГТУ [9.10].

Стенд включает в себя несколько компонентов:

- Стационарный компрессор (давление до 25Бар);
- Ресивер вертикальный;
- Рама стенда с установленной тормозной системой автобуса;
- Датчики абсолютного давления (измерительный диапазон до 16 бар) – 4 шт.;
- Оптические датчики перемещений (измерительный диапазон 200 мм) – 4 шт.;
- 4-х канальная многофункциональная система сбора данных DC-204R.

Стенд состоит из стальной рамы, на которой закреплены агрегаты тормозной системы автобуса с пневматическим приводом (рисунок 9.8). Схема соединения компонентов и длина соединительных трубок полностью соответствуют реальной тормозной системе автобуса (за основу взята тормозная схема автобуса ПАЗ). К стенду (к осушителю) от стационарного компрессора подается сжатый воздух, с давлением до 12 Бар (при необходимости, для испытания осушителя воздуха, к стенду может быть подано критическое давление, достигающее 25Бар). Стенд приводится в действие за счет манипулирования рычагом стояночного тормоза, а также с помощью нажатия на педаль тормоза (рисунок 9.9) при этом, для наглядности, загораются стоп сигналы, установленные в верхней части стенда. Визуально процесс срабатывания тормозной системы можно оценить по стрелочным манометрам, показывающим уровень давления в отдельных магистралях, а также по перемещениям штоков тормозных камер. Тормозные механизмы на стенде заменены пружинами и упругими буферами, позволяющими сымитировать нелинейную характеристику тормозных механизмов (нелинейную зависимость усилия на штоке от продольного перемещения штока).

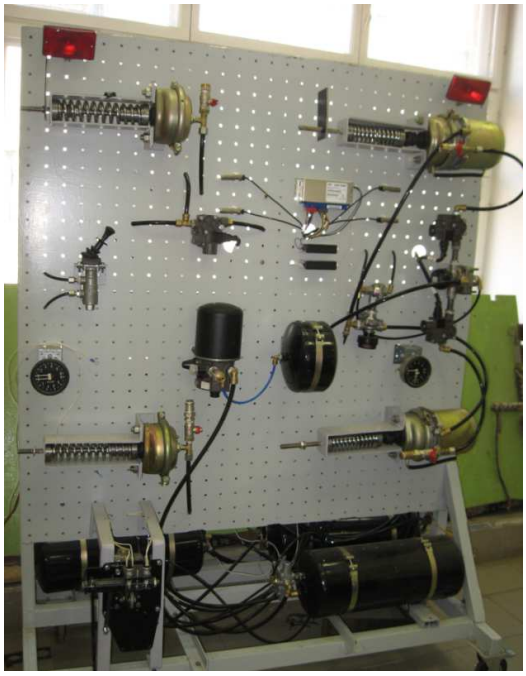


Рисунок 9.8 – Внешний вид испытательного стенда

Рисунок 9.9 – Педальный узел стенда

К питающим магистралям каждой тормозной камеры подключены датчики давления:

- DMP 331 110-1602-3-B-100-100-1-00R-ГП
- Диапазон измерения: 0…16 Бар
- Основная погрешность: 0,2% (max 0,032 Бар)

На штоках тормозных камер, установлены отражающие экраны (рисунок 9.10), позволяющие оптическим (лазерным) датчикам перемещений определять ход штока. Параметры установленных на стенде лазерных триангуляционных датчиков положения следующие:

- LS5-100/200 (диапазон измерений до 200мм)
- Погрешность: 0,1% (max 0,2мм)

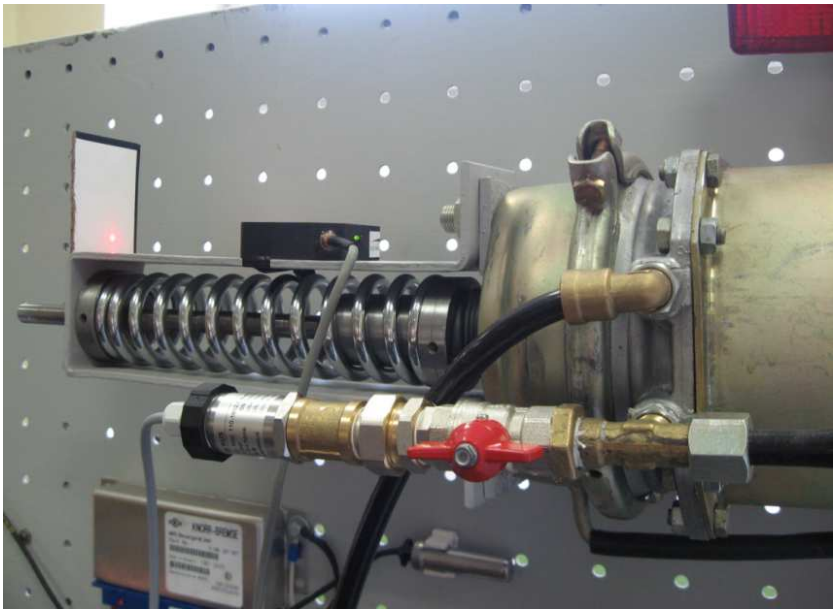


Рисунок 9.10 – Оптический датчик перемещения и отражающий экран

Датчики стенда подключены к 4-х канальной системе сбора данных DC-204R (рисунок 9.11). Блок системы обеспечивает обработку сигналов с дискретизацией до 5мкс в режиме реального времени, осуществляет запись сигналов, а также их передачу на ноутбук. Специальное программное обеспечение позволяет вести обработку сигналов и выводить данные измерений в виде дискретных чисел, либо графиков. Подключение дополнительной системы сбора данных обеспечивает увеличение обрабатываемых каналов до 8, дающих возможность одновременного снятия показаний с 4-х датчиков давления и 4-х датчиков перемещения.

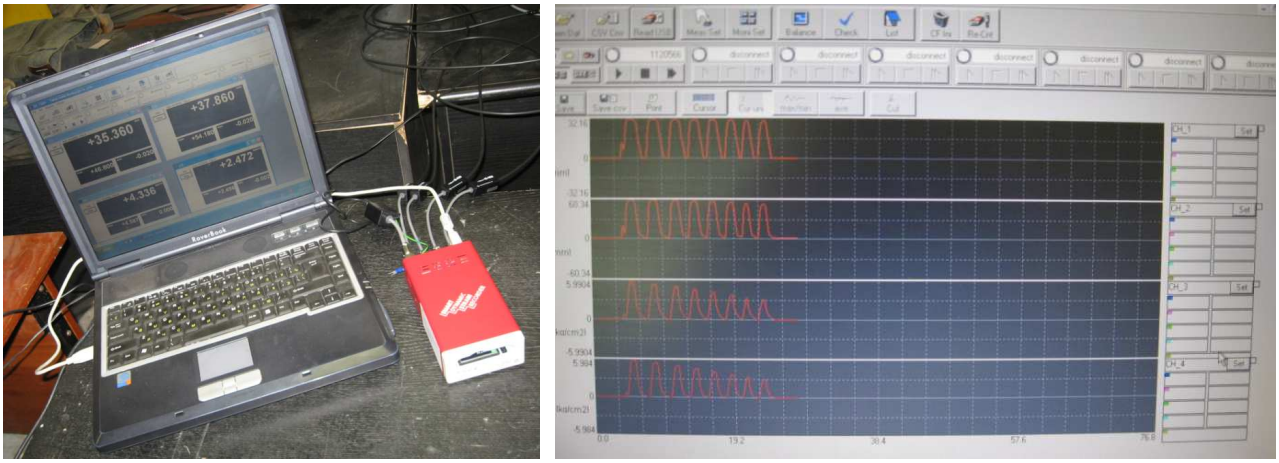


Рисунок 9.11 – Система сбора данных DC-204R

**9.4 Выбор отдельного компонента тормозной системы. Доработка стенда для проведения исследований выбранного компонента**

Стенд, представленный в разделе 9.3, является быстро-налаживаемым и может быть легко адаптирован под любой вид испытаний. На рисунке 9.12 показана схема стенда, приспособленного под испытания главного тормозного крана.

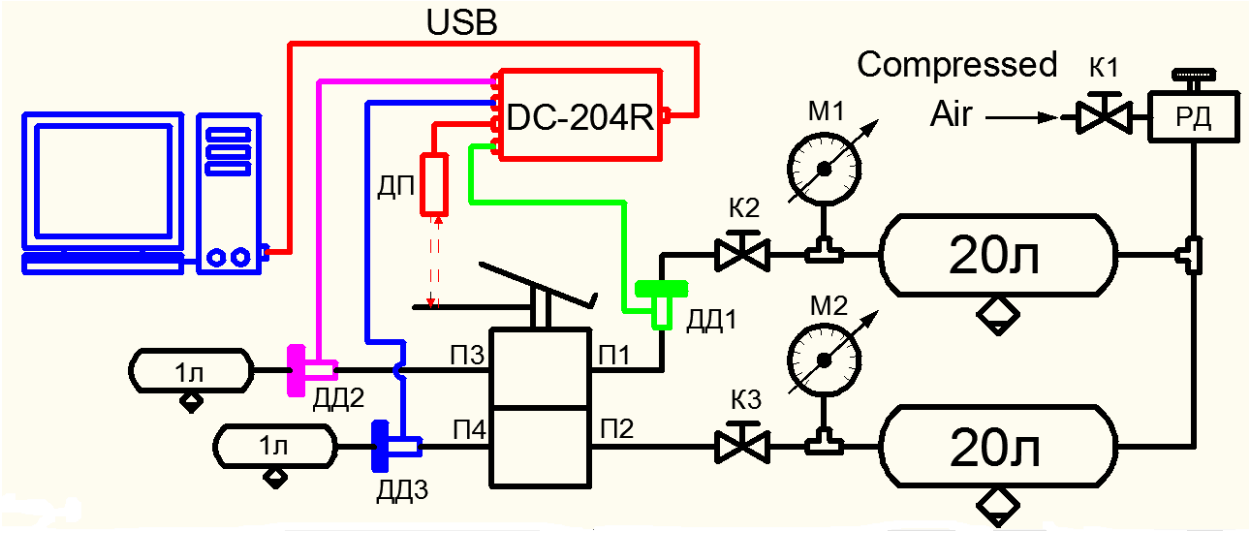



Рисунок 9.12 – Схема стенда, адаптированная под испытание главного тормозного крана

Испытательный стенд включает в себя следующие элементы:

- 2 воздушных ресивера объемом 20 л;
- 2 воздушных ресивера объемом 1 л;
- Регулятор давления (РД);
- 3 датчика давления (ДД) типа dmp330I;
- Датчик перемещения (ДП) типа LS-5;
- 3 крана (К);
- 2 манометра (М);
- Система сбора данных DC-204R;
- Соединительные трубки;
- Каналы передачи сигналов с датчиков и системы сбора данных.

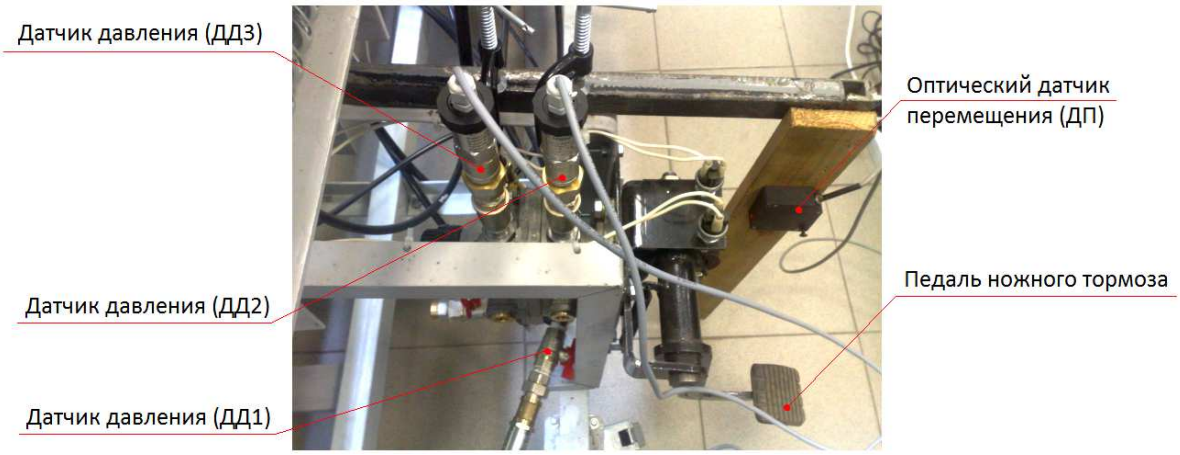



Рисунок 9.13 – Фрагмент стенда, адаптированного под испытание главного тормозного крана

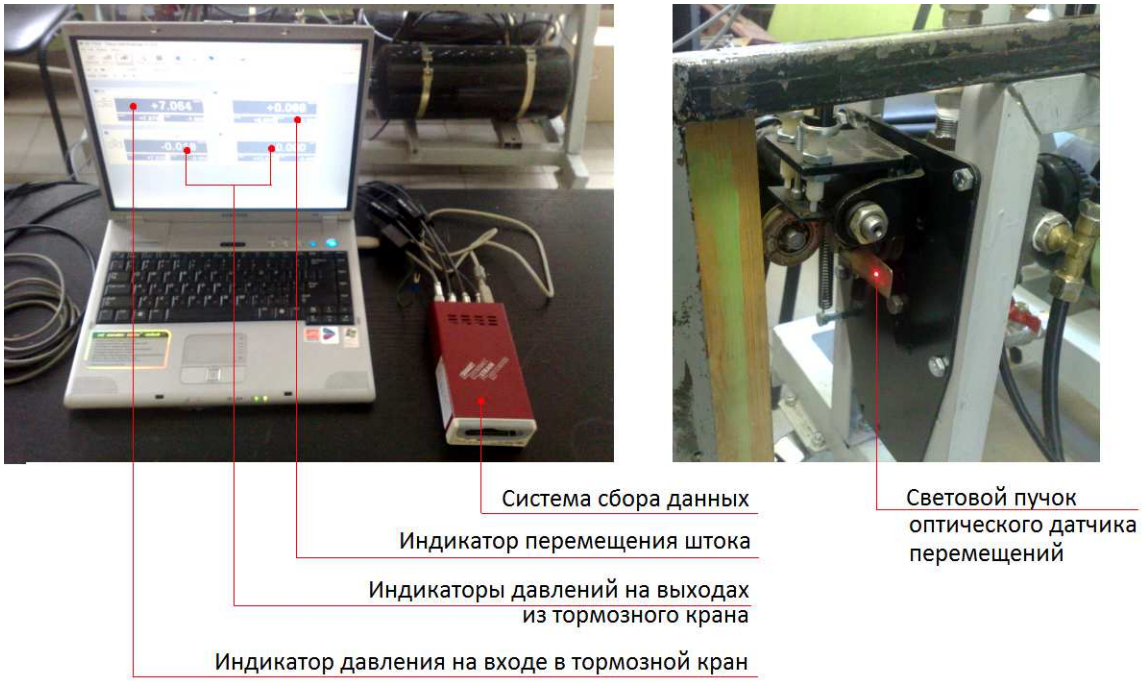



Рисунок 9.14 – Измерительная аппаратура стенда

### 9.5 Имитация режимов работы компонента в лабораторных условиях

При исследовании режимов работы главного тормозного крана проводилось два типа испытаний:

1 Торможение и растормаживание с подсоединенным компрессором;

2 Торможение и растормаживание с отсоединенным компрессором.

Последовательность действий при первом виде испытаний следующая:

1.1 Перекрыть все краны;

1.2 Открыть кран К1;

1.3 Ориентируясь на показания манометров (М1 и М2), создать давление в ресиверах объемом 20 л (примерно 8 кг/см$^2$), при помощи регулятора давления (РД);

1.4 Открыть краны К2 и К3;

1.5 Запустить программу записи показаний системы сбора данных;

1.6 Плавно нажать на педаль управления тормозным краном, переместив шток до упора;

1.7 Плавно отпустить педаль управления;

1.8 Удалить воздух из испытательной магистрали.

Последовательность действий при втором виде испытаний аналогична предыдущей, при условии, что компрессор стенда отключается (подача воздуха отсутствует):

2.1 Перекрыть все краны;

2.2 Открыть кран К1;

2.3 Ориентируясь на показания манометров (М1 и М2), создать давление в ресиверах объемом 20 л (примерно 8 кг/см$^2$), при помощи регулятора давления (РД);

2.4 Открыть краны К2 и К3;

2.5 Запустить программу записи показаний системы сбора данных;

2.6 Плавно нажать на педаль управления тормозным краном, переместив шток до упора;

2.7 Плавно отпустить педаль управления;

2.8 Повторить последние две операции еще 4 раза без подсоединения компрессора и восстановления давления в ресиверах;

2.9 Удалить воздух из испытательной магистрали.

На рисунках 9.15 – 9.18 показаны результаты испытаний.

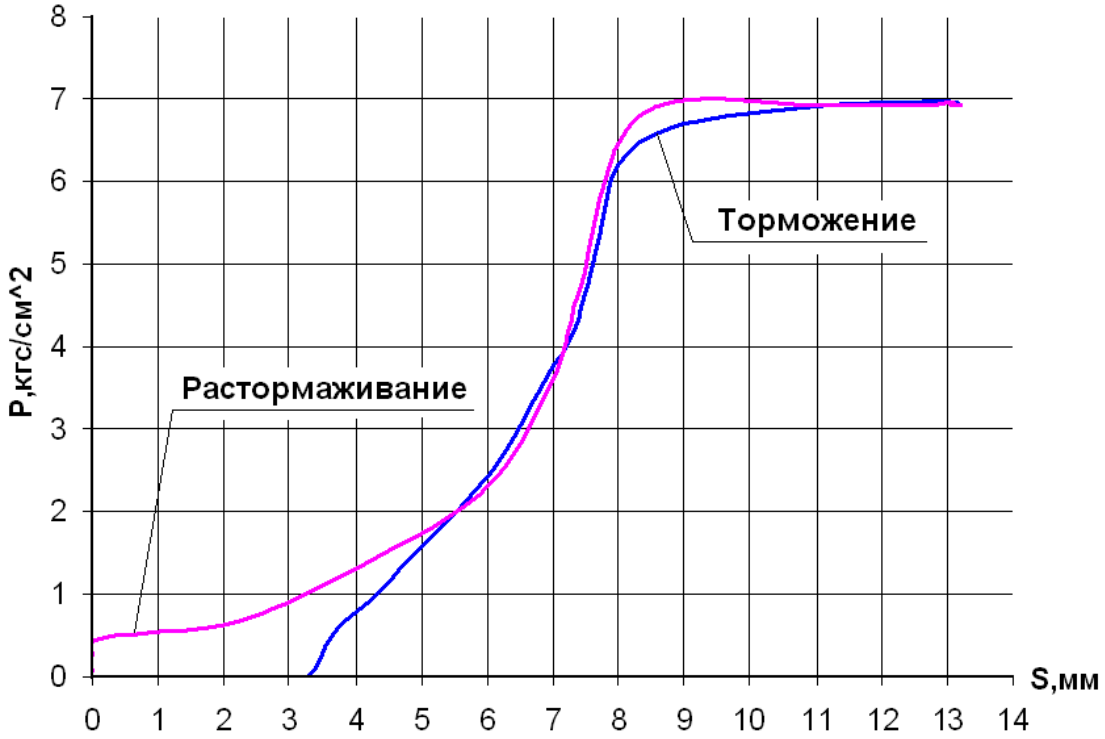



Рисунок 9.15 – График изменения давления в переднем контуре тормозной системы (порт 3 рисунок 9.12) – компрессор подсоединен

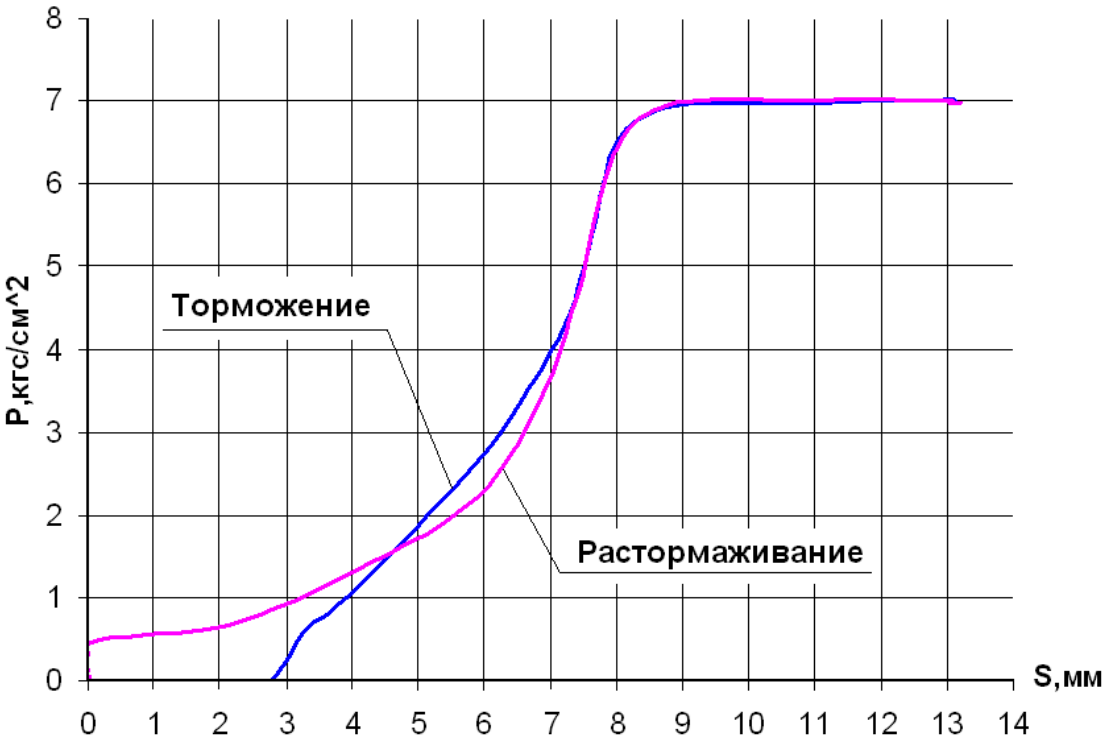



Рисунок 9.16 – График изменения давления в заднем контуре тормозной системы (порт 4 рисунок 9.12) – компрессор подсоединен

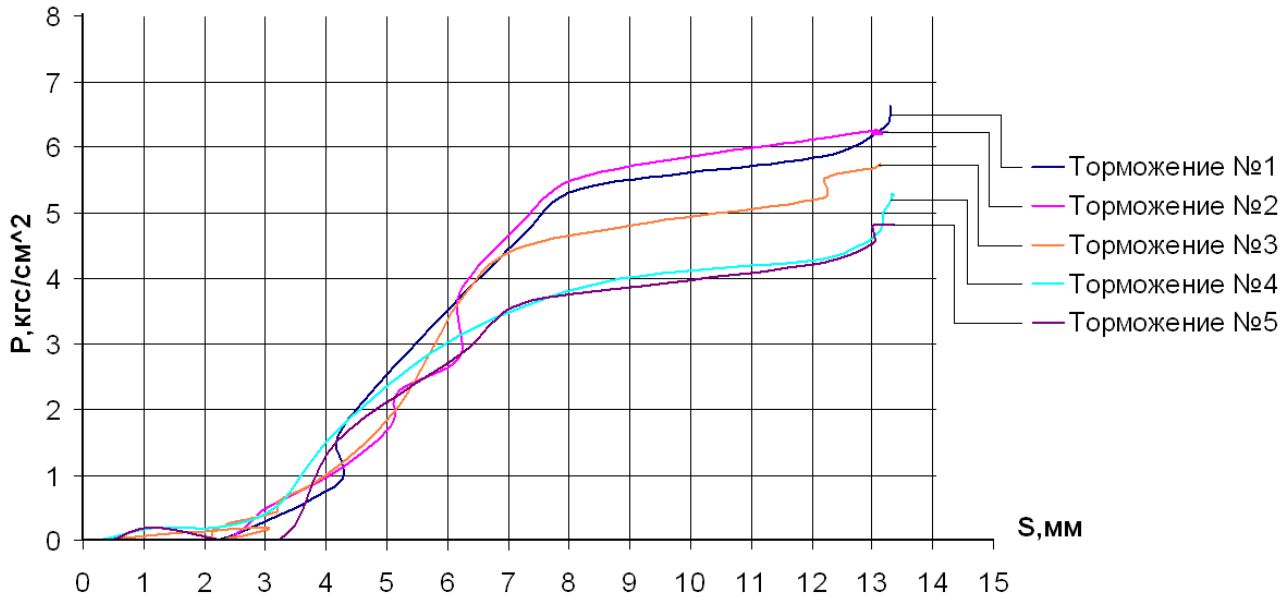



Рисунок 9.17 – График изменения давления в переднем контуре тормозной системы (порт 3 рисунок 9.12) – компрессор отключен

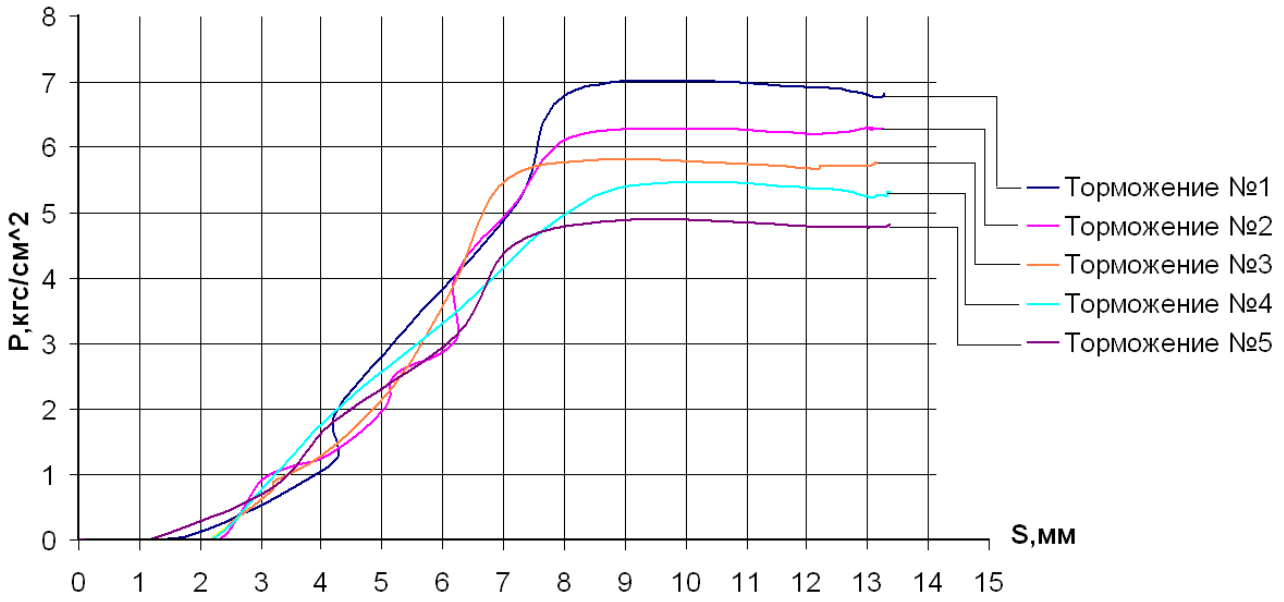



Рисунок 9.18 – График изменения давления в заднем контуре тормозной системы (порт 4 рисунок 9.12) – компрессор отключен

Анализ графиков показывает, что исследуемый главный тормозной кран имеет удовлетворительные технические характеристики. Параметры срабатывания являются стабильными и имеют удовлетворительную повторяемость при многократных испытаниях.

### 9.6 Оценка работоспособности компонента тормозной системы по результатам стендовых испытаний

В ходе проведения исследовательских работ были выполнены также экспериментальные исследования работоспособности осушителя воздуха (Кнорр-Бремзе LA82). На рисунке 9.19 показан специализированный стенд, предназначенный для испытания осушителей. Стенд имеет систему автоматизированного соединения питающей магистрали и выхода в атмосферу с различными портами компонента, при этом обеспечивается плавное регулирование давления, подаваемого в питающую магистраль.

Рисунок 9.19 – Испытательный стенд

Стенд позволяет сымитировать режимы работы осушителя, которые соответствуют режимам эксплуатации тормозной системы коммерческого транспортного средства.

Осушитель имеет несколько режимов работы. На рисунке 9.20 показана фаза нагнетания давления, когда воздух от компрессора попадает в многоконтурный защитный клапан. В этом случае воздух проходит через картридж осушителя и попадает в порты 21 (к многоконтурному защитному клапану) и 22 (к регенерационному баллону).

На рисунке 9.21 показана фаза регенерации, при которой обратный клапан порта 21 закрывается, и воздух, проходя через картридж и очищая его, попадает в порт 3 (выход в атмосферу).

Особенностью изображенного на рисунках 9.20 и 9.21 осушителя является встроенный регулятор давления, который предотвращает подачу избыточного давления в контуры пневматической тормозной системы. При этом, в случае поступления к осушителю избыточного давления, регулятор позволяет в автоматическом режиме перейти от фазы нагнетания давления к фазе регенерации.

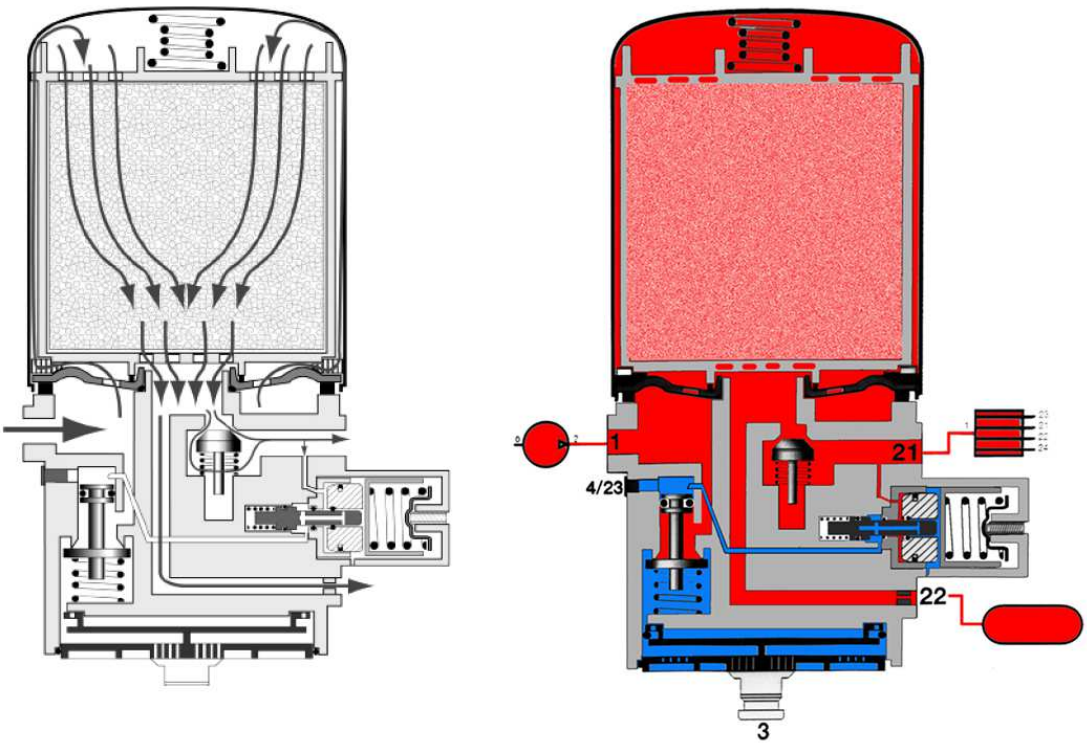



Рисунок 9.20 – Фаза нагнетания давления
(стрелками показаны направления движения потоков воздуха, красным цветом выделены зоны повышенного давления, синим цветом показаны зоны с атмосферным давлением)

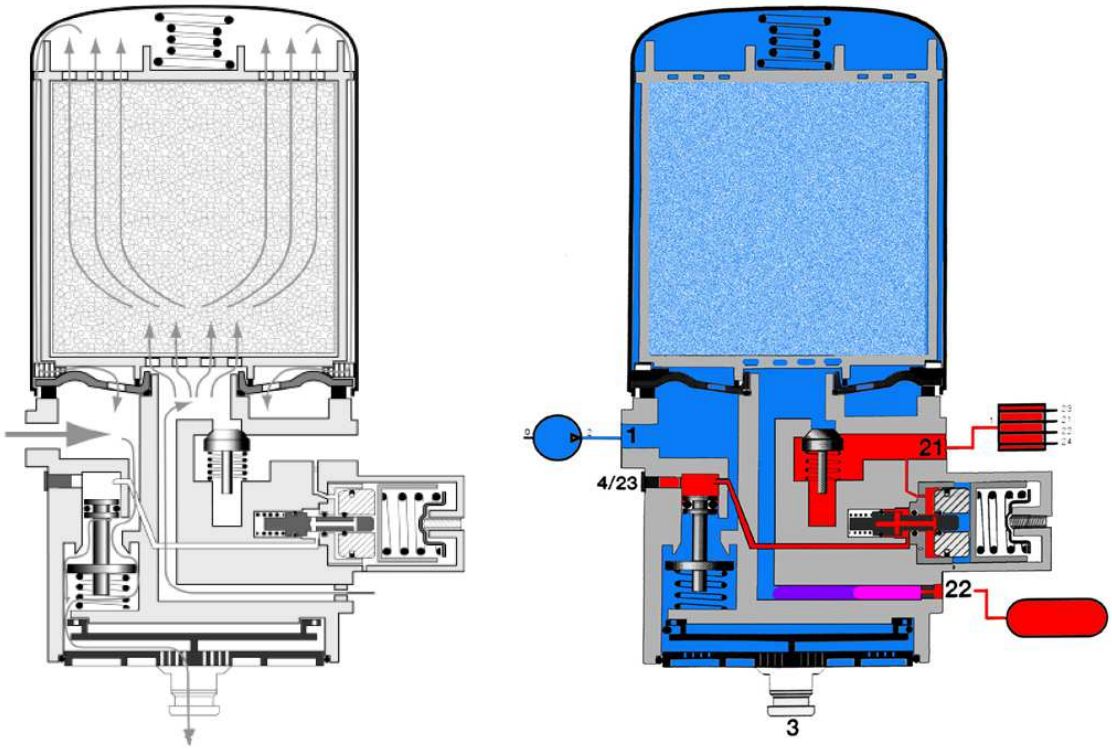



Рисунок 9.21 – Фаза регенерации

(стрелками показаны направления движения потоков воздуха, красным цветом выделены зоны повышенного давления, синим цветом показаны зоны с атмосферным давлением)

В процессе испытаний проводились следующие исследования:

1 Определение давления, при котором срабатывает встроенный регулятор и происходит переход от фазы нагнетания давления к фазе регенерации;

2 Определение времени регенерации;

3 Определение давления, необходимого для срабатывания обратного клапана порта 21;

4 Определение утечек осушителя воздуха;

5 Определение давления срабатывания предохранительного клапана.

При проведении первого испытания (определение давления срабатывания встроенного регулятора) в порт 1 осушителя подается постоянно нарастающее давление. В определенный момент времени срабатывает регулятор, при этом происходит соединение порта 22 с портом 3 (т.е. с выходом в атмосферу). Давление порта 1 резко падает, давление порта 21 снижается не значительно. На рисунке 9.22 показаны результаты испытаний. Давление срабатывания регулятора испытываемого клапана составило 8,84 Бар.

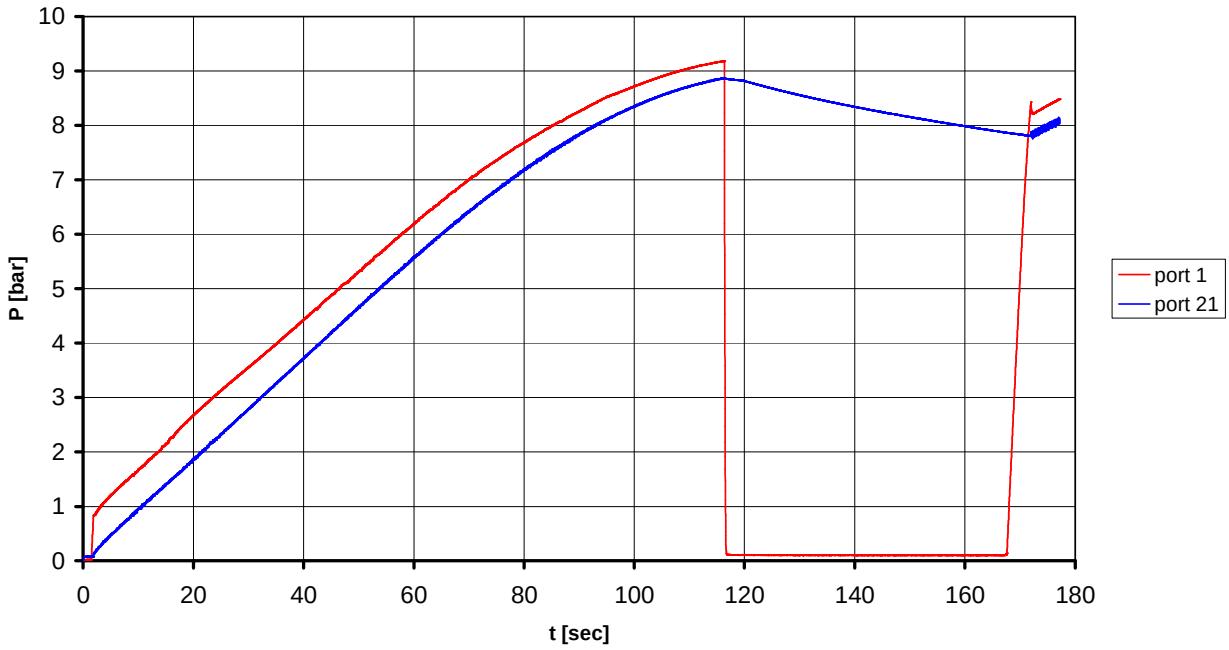



Рисунок 9.22 – Графики изменения давления в портах 1 и 21 при испытании №1 (определение давления срабатывания встроенного регулятора)

При проведении второго испытания (определение времени регенерации) повторяется процедура испытания №1, однако отслеживается изменение давления не только в портах 1 и 21, но также давление порта 22. Временем регенерации считается интервал, в течение которого происходит падение давления порта 22. Результаты испытаний показаны на рисунке 9.23. Время регенерации составило 13,3с, что является вполне приемлемым, поскольку для осушителей рекомендованным является время регенерации в диапазоне 2…30 с.

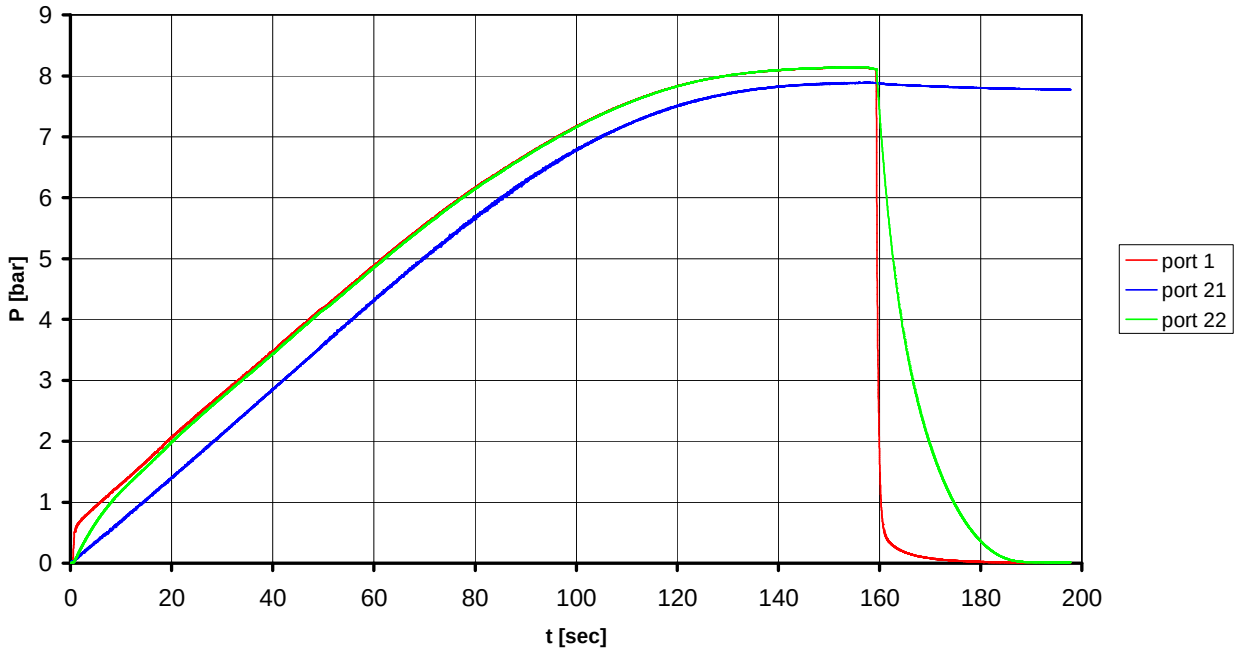



Рисунок 9.23 – Графики изменения давления в портах осушителя при испытании №2 (определение времени регенерации)

При проведении третьего испытания (определение давления, необходимого для срабатывания обратного клапана) в порт 1 подается рабочее давление, значение которого не должно превышать давления срабатывания регулятора. После этого порт 1 перекрывают, но поскольку регулятор не срабатывает, то соединения порта 1 с атмосферой не происходит. В результате воздух в осушитель не подается, но также и не сбрасывается из него. Разница между давлением портов 1 и 21 является давлением срабатывания обратного клапана (по результатам испытаний его значение для осушителя LA82 составляет 0,21 Бар). Результаты испытаний показаны на рисунке 9.24.

При проведении четвертого испытания (определение утечек осушителя) в порт 1 подается рабочее давление, значение которого не должно превышать давления срабатывания регулятора. После этого порты 1 и 21 перекрывают. При этом порт 1 отсоединяют от питающей магистрали. В результате воздух в осушитель не подается, но возможны некоторые утечки, обусловленные несовершенством конструкции осушителя. Результаты испытаний показаны на рисунке 9.25. Максимальное значение утечки составило $11{,}16 \cdot 10^{-9}$ см$^3$/мин, что является вполне допустимым, поскольку для данного класса осушителей утечки не должны превышать $30 \cdot 10^{-9}$ см$^3$/мин.

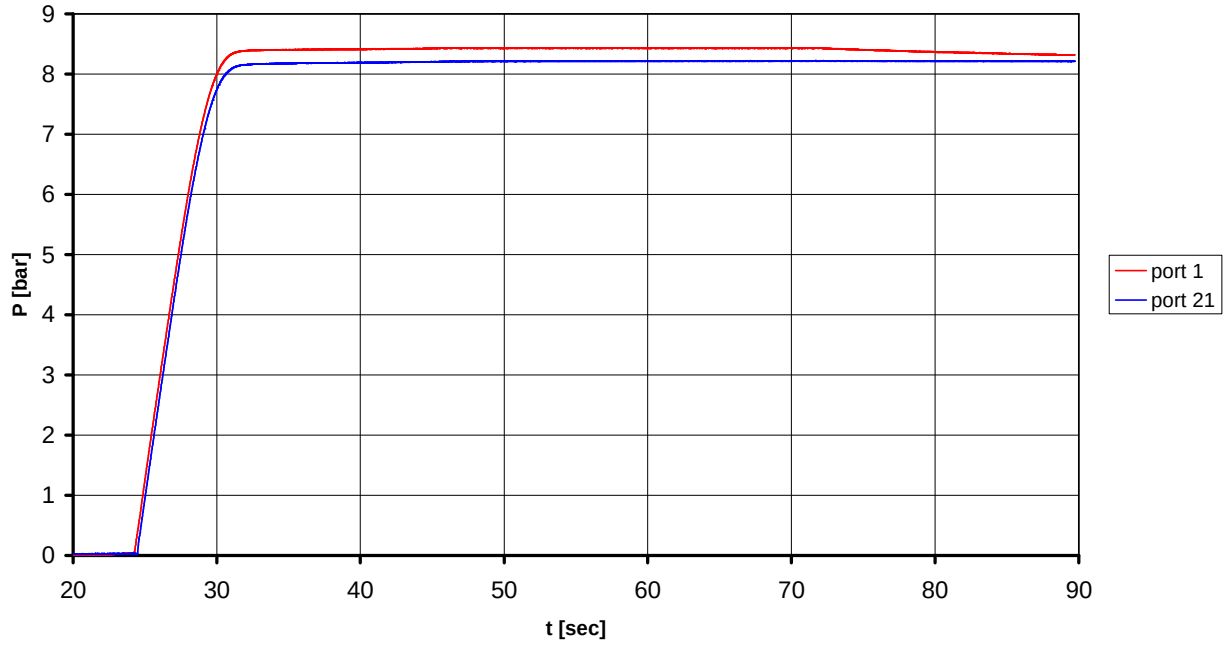



Рисунок 9.24 – Графики изменения давления в портах осушителя при испытании №3 (определение давления срабатывания обратного клапана)

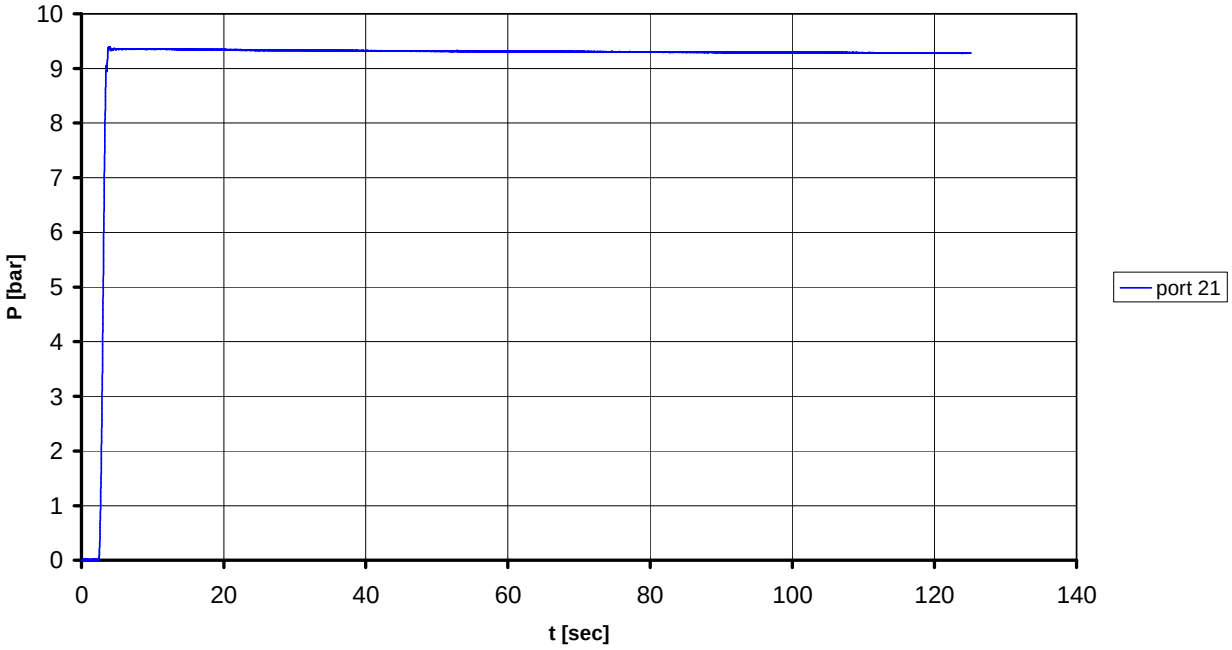



Рисунок 9.25 – Графики изменения давления в портах осушителя при испытании №4 (определение утечек осушителя воздуха)

При проведении пятого испытания (определение давления срабатывания предохранительного клапана) в порт 1 подается избыточное давление, при этом регулятор осушителя блокируется, т.е. не он не приводится в действие. При достижении определенного (критического) давления срабатывает предохранительный клапан, который соединяет порт 1 с атмосферой и предотвращает дальнейший рост давления порта 21, таким образом,

осушитель предохраняет тормозную систему от избыточного давления в случае выхода из строя регулятора давления. Результаты испытаний показаны на рисунке 9.26. Давление срабатывания предохранительного клапана составило 16,55 Бар.

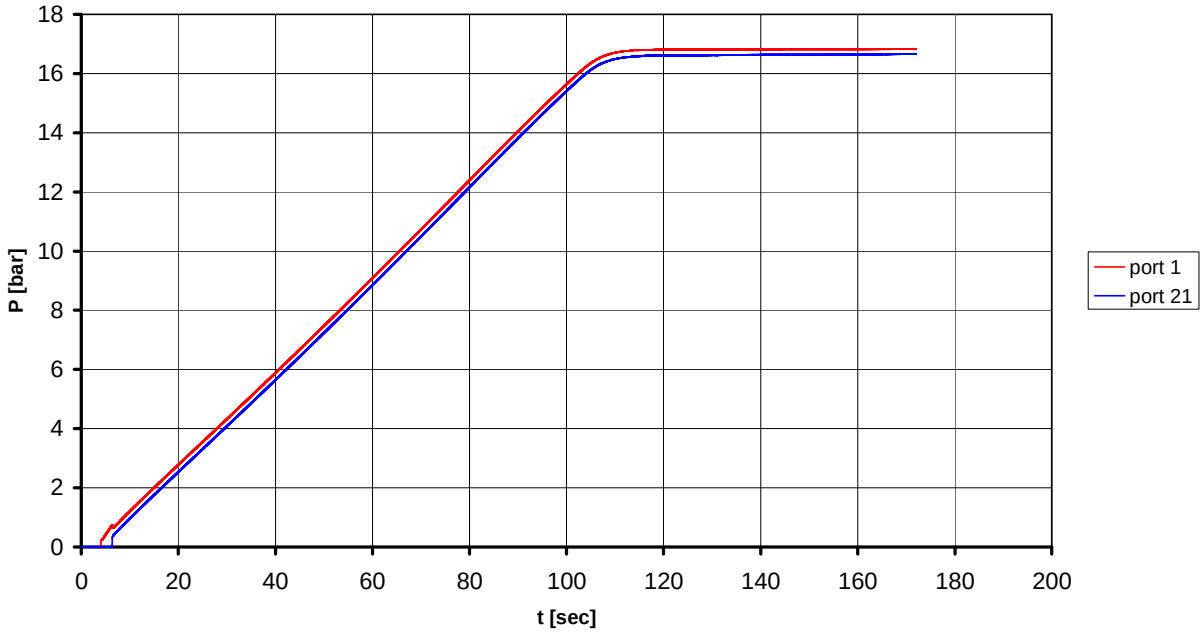



Рисунок 9.26 – Графики изменения давления в портах осушителя при испытании №5 (определение давления срабатывания предохранительного клапана)

При проведении исследовательских работ испытывались также и другие осушители (компоненты других производителей, рисунок 9.27). Было установлено, что испытанные осушители имеют различные характеристики (таблица 9.1). На рисунках 9.28 – 9.32 показаны графики (для примера), полученные для осушителя Wabco/Foton.

Таблица 9.1 Результаты стендовых испытаний осушителей

| | Виды испытаний | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | №1 | №2 | | №3 | №4 | №5 |
| | Давление срабатывания регулятора, Бар | Время переключения с фазы нагнетания на фазу регенерации, с | Время регене-рации, с | Давление срабатывания обратного клапана, Бар | Утечка $10^{-9}$ $см^3$/мин | Давление срабатывания предохрани-тельного клапана, Бар |
| Рекоменду-емые значения | 7,5…9,0 | 0,5…1,0 | 2…30 | ≤ 0,3 | ≤ 20 | ≥ 10 |
| Minsui №1 | 7,94 | 0,93 | 6,73 | 0,006 | 9,18 | 21,47 |
| Minsui №2 | 8,17 | 1,20 | 6,61 | 0,002 | 6,30 | --- |
| VIE №1 | 7,87 | 0,87 | 9,27 | 0,007 | 7,20 | 19,49 |
| VIE №2 | 8,04 | 1,27 | 8,84 | 0,003 | 9,18 | --- |
| Wabco/Foton | 7,79 | 0,74 | 6,73 | 0,014 | 8,82 | 13,97 |
| KB_LA82 | 8,84 | 0,98 | 13,3 | 0,210 | 11,16 | 16,55 |

Mingsui №1 (Китай)

Mingsui №2 (Китай)

VIE №1 (Китай)

VIE №2 (Китай)

Wabco/Foton (Китай)

Knorr-Bremze (Венгрия)

Рисунок 9.27 – Осушители, участвовавшие в сравнительных испытаниях

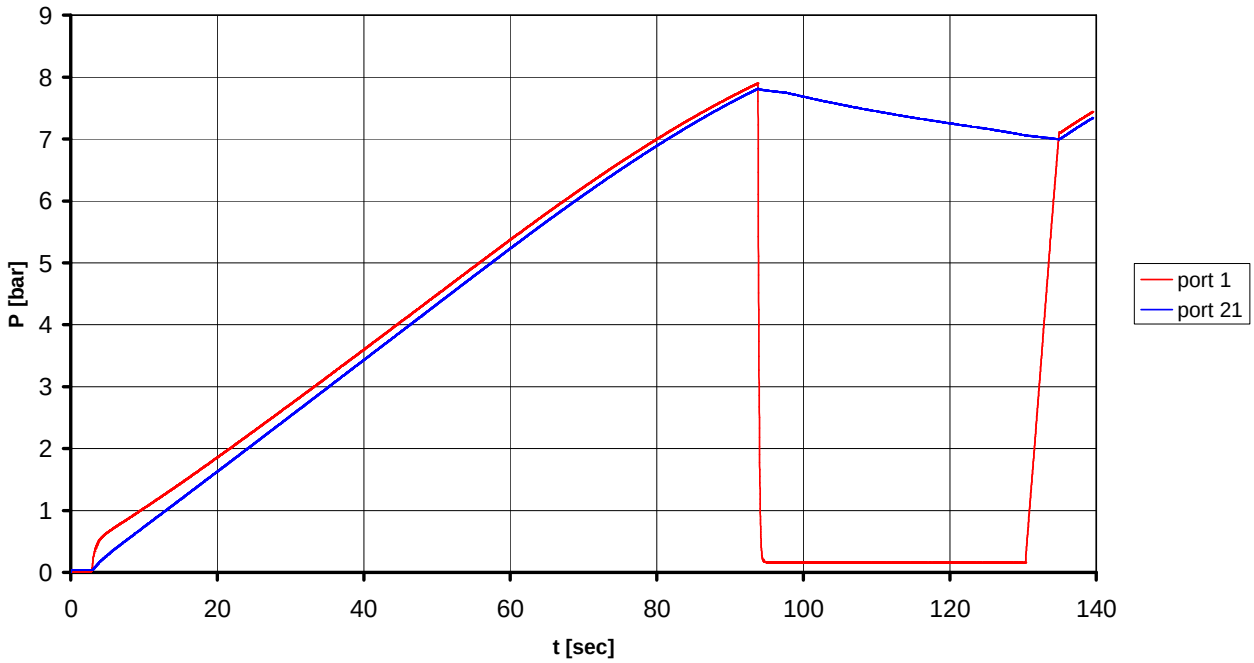



Рисунок 9.28 – Графики изменения давления в портах 1 и 21 при испытании №1 (определение давления срабатывания встроенного регулятора – осушитель Wabco/Foton)

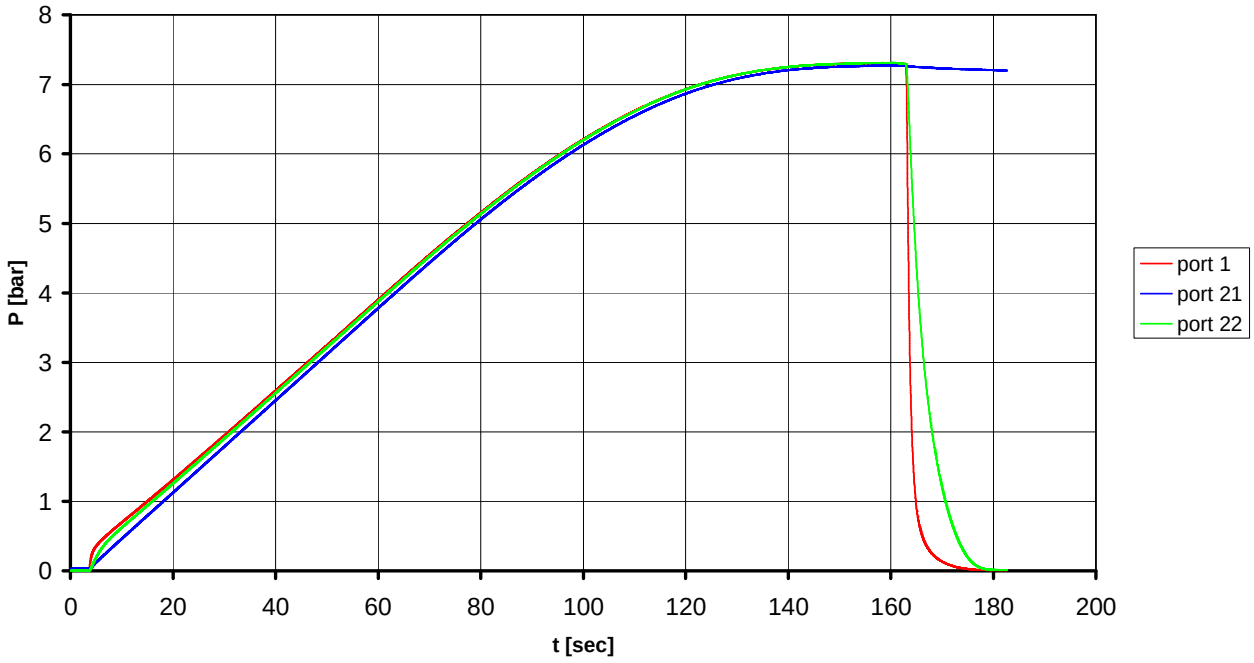



Рисунок 9.29 – Графики изменения давления в портах осушителя при испытании №2 (определение времени регенерации – осушитель Wabco/Foton)

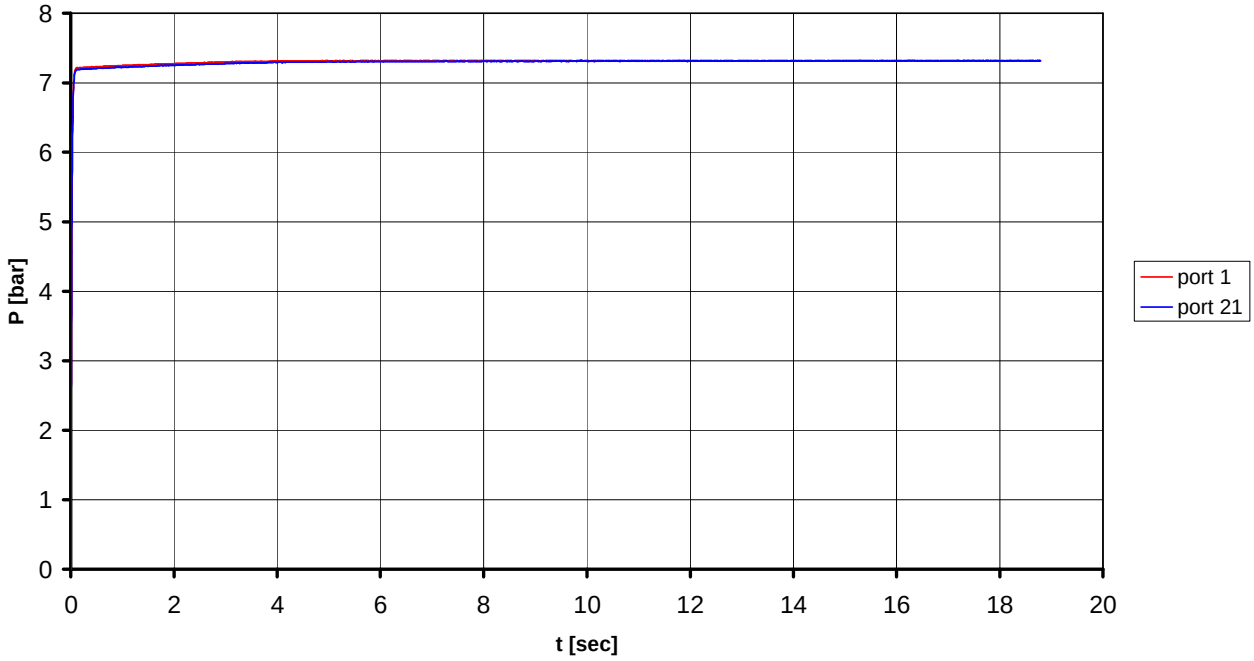



Рисунок 9.30 – Графики изменения давления в портах осушителя при испытании №3 (определение давления срабатывания обратного клапана – осушитель Wabco/Foton)

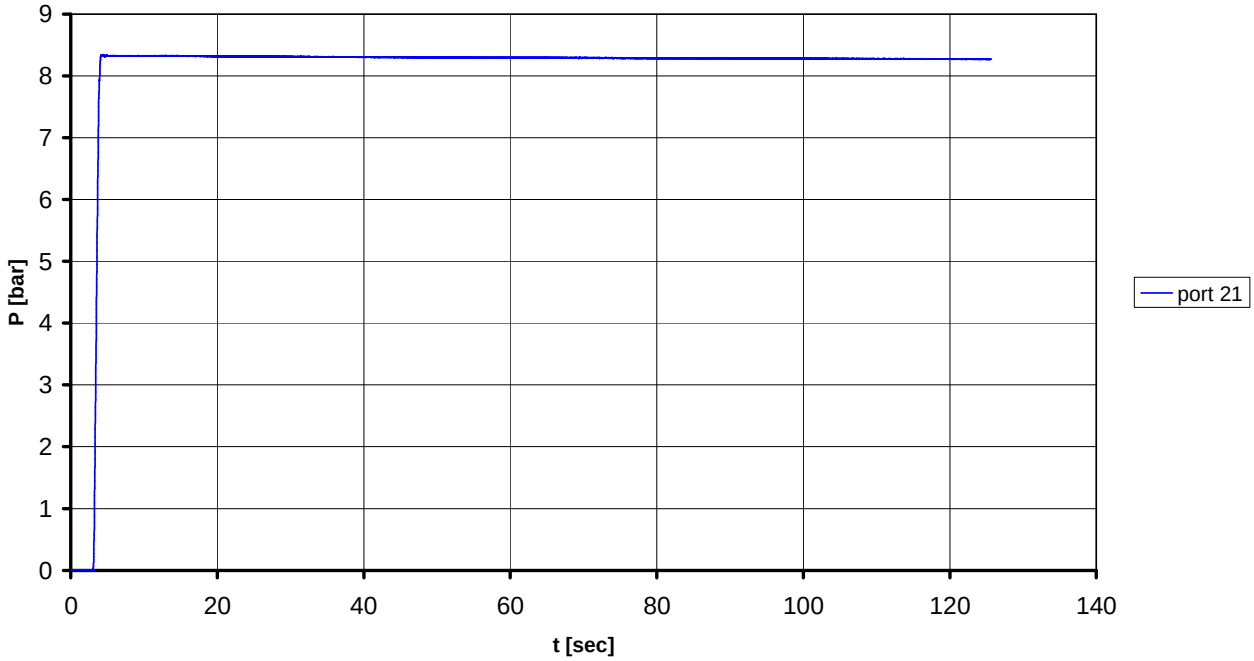



Рисунок 9.31 – Графики изменения давления в портах осушителя при испытании №4 (определение утечек осушителя воздуха – осушитель Wabco/Foton)

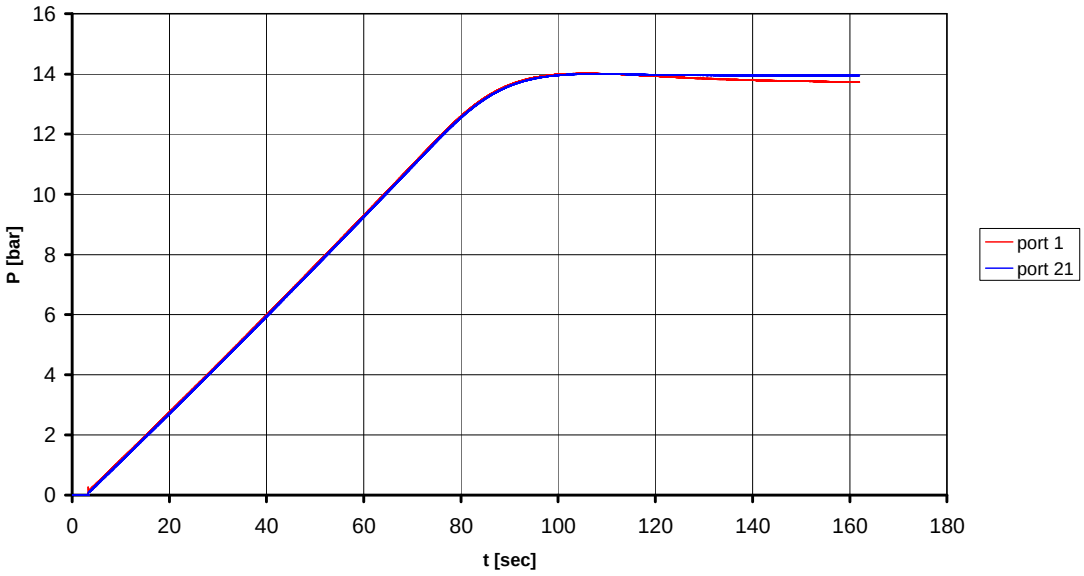



Рисунок 9.32 – Графики изменения давления в портах осушителя Wabco/Foton при испытании №5 (определение давления срабатывания предохранительного клапана)

Одним из этапов работы являлась разборка исследуемого компонента с целью детального ознакомления с конструкцией осушителя, визуальной оценки качества изготовления деталей, а также с целью проверки качества сборки компонента (рисунок 9.33).

Рисунок 9.33 – Осушитель Wabco/Foton в разобранном состоянии

### 9.7 Разработка методики проведения стендовых испытаний для различных компонентов тормозной системы

Схема методики проведения испытаний изображена на рисунке 9.34.

Рисунок 9.34 – Схема методики проведения стендовых испытаний компонентов тормозной системы транспортного средства

Методика предполагает реализацию трех этапов. На первом этапе (подготовительном) определяются цели и задачи исследования, а также программа испытаний для выбранного компонента. На втором этапе выполняются экспериментальные исследования, в ходе которых имитируются различные режимы эксплуатации компонента тормозной системы. На третьем этапе (заключительном) выполняется сопоставление значений параметров работоспособности компонента, полученных в ходе испытаний, с регламентированными (заявленными производителем) значениями. По результатам сравнительного анализа полученных данных делается вывод о функциональности компонента.

Разработанная методика позволяет проводить исследование группы компонентов с целью проведения бенчмаркинга (анализа превосходства).

### 9.8 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

Результаты, полученные в ходе данного исследования, позволят проводить работы в области анализа превосходства (бенчмаркинга). Выполненный проект будет являться основой для разработки комплексной методики выбора одного, наиболее предпочтительного варианта, из нескольких возможных предложений, возникающих в процессе проектирования новой автотракторной техники.

Результаты НИР имеют важное практическое значение для конструкторских отделов авто-предприятий, занимающихся производством коммерческих транспортных средств с пневматическими тормозными системами (ОАО "Павловский автобусный завод", НТЦ «КАМАЗ», ОАО "УРАЛАЗ" и др.). Выполненные исследования, разработанная методика и результаты стендовых испытаний испытаний могут быть использованы на стадиях проектирования и доводки различных модификаций тормозных систем с целью выбора оптимальных конструктивных параметров и повышения активной безопасности транспортных средств.

Результаты НИР могут быть использованы в образовательном процессе, в частности, методика проведения стендовых испытаний и подходы в оценке работоспособности компонентов пневматической тормозной системы могут быть внедрены:

- в курсах базовых образовательных программ подготовки бакалавров по направлению "Наземные транспортные системы": "Испытание автомобилей";
- в курсах базовых образовательных программ подготовки магистров по направлению "Наземные транспортные системы": "Методы научных исследований".

# 10 Разработка методики расчетно-экспериментальной оценки прочности рамы легкого коммерческого автомобиля на основе результатов компьютерного моделирования и тензометрирования

В разделе 10 отражены результаты работы, выполненной специалистами Нижегородского государственного технического университета (НГТУ) с привлечением молодого специалиста из Удмуртского государственного университета (УГУ) – Ившина К.С., к.т.н., профессора кафедры «Дизайн промышленных изделий».

Объект исследования – рама легкого коммерческого автомобиля.

Цель работы – разработка методики оценки прочности рамы по результатам расчетов и данных натурных испытаний.

Результаты работы – на основе анализа результатов конечно-элементного расчета рамы автомобиля и ее исследования на специальном стенде предложена методика оценки прочности рам легких коммерческих транспортных средств, которая может использоваться как на этапах проектирования, так и на этапах доводки.

## 10.1 Анализ конструкции рамы исследуемого автомобиля

В настоящее время оценку прочности и жесткости рам грузовых автомобилей проводят не только по результатам стендовых и дорожных испытаний, но и по результатам расчетов [10.1 – 10.9]. При оценке прочности рамы особый интерес представляет режим нагружения, при котором происходит скручивание конструкции. Такое нагружение можно наблюдать в реальных условиях эксплуатации грузового автомобиля, например, в режиме вывешивания переднего колеса при полной массе автомобиля, установки на домкрат, переезде неровностей под углом и др. Прочность рамы должна быть достаточной для того, чтобы воспринимать указанные эксплуатационные режимы нагружения при действии номинального крутящего момента. Величина момента выбирается исходя из значения массы, приходящейся на переднюю ось автомобиля, и плеча действия пары сил со стороны колес [10.10].

Конструкция рамы показана на рисунке 10.1 и имеет два продольных лонжерона и шесть поперечин. При этом лонжероны, средняя и задняя поперечины имеют открытый профиль. Остальные поперечины имеют закрытый (замкнутый) профиль. Конструкция рамы включает в себя кронштейны для крепления передних и задних рессор (рисунок 10.2).

Лонжероны рамы имеют относительно большое количество отверстий, предназначенных для закрепления на раме различных узлов и агрегатов конструкции автомобиля.

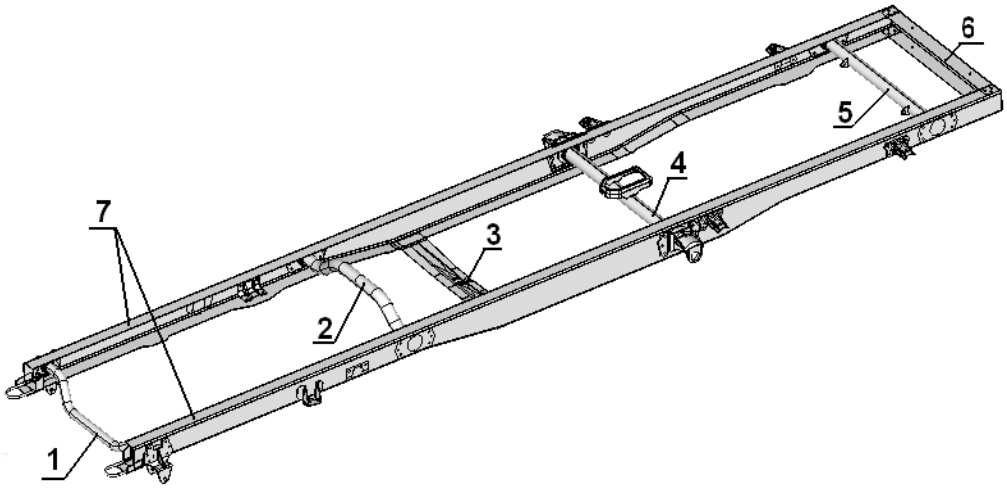
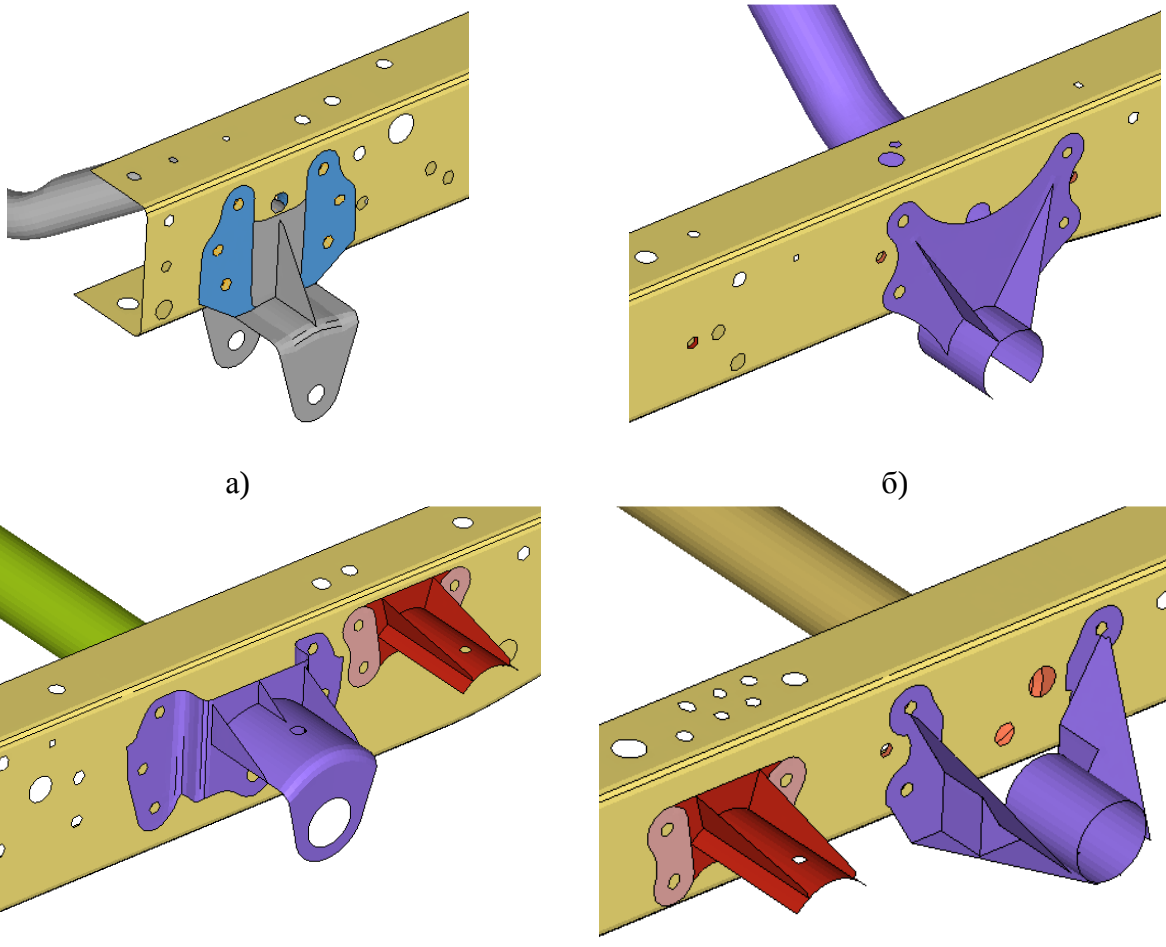



Рисунок 10.1 – Конструкция рамы грузового автомобиля
1…6 – номера поперечин, 7 – продольные лонжеронов



а) б)

в) г)

Рисунок 10.2 – Кронштейны крепления рессор автомобиля
а и б – кронштейны передней рессоры
в и г – кронштейны задней рессоры с подрессорником

### 10.2 Разработка подробной расчетной модели рамы

На рисунке 10.3 показана разработанная подробная модель рамы легкого коммерческого транспортного средства. На рисунке 10.4 показаны отдельные фрагменты модели, показывающие высокую степень детализации модели и хорошую проработку зон имеющих сложные переходы. Модель состоит из 170440 узлов и 165366 элементов.

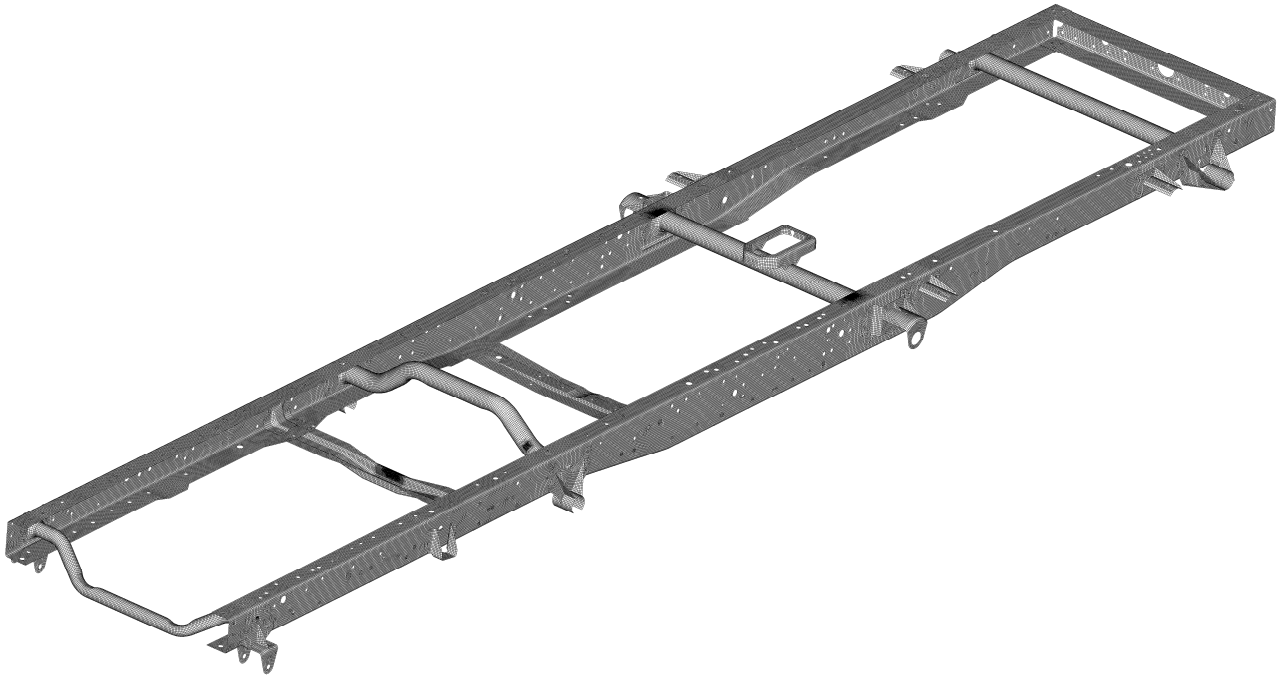
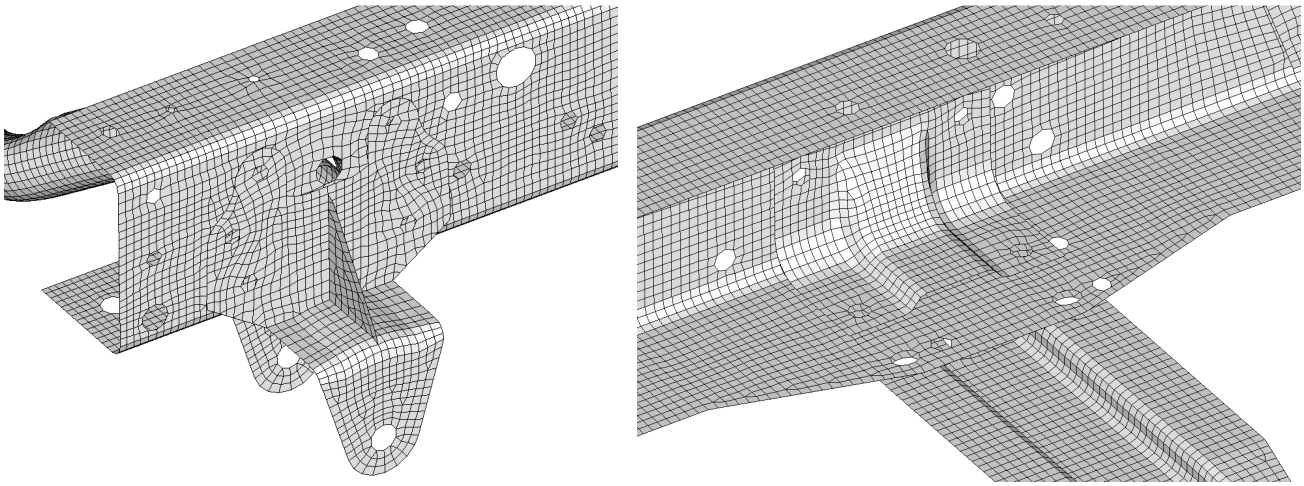


Рисунок 10.3 – Подробная конечно-элементная модель рамы

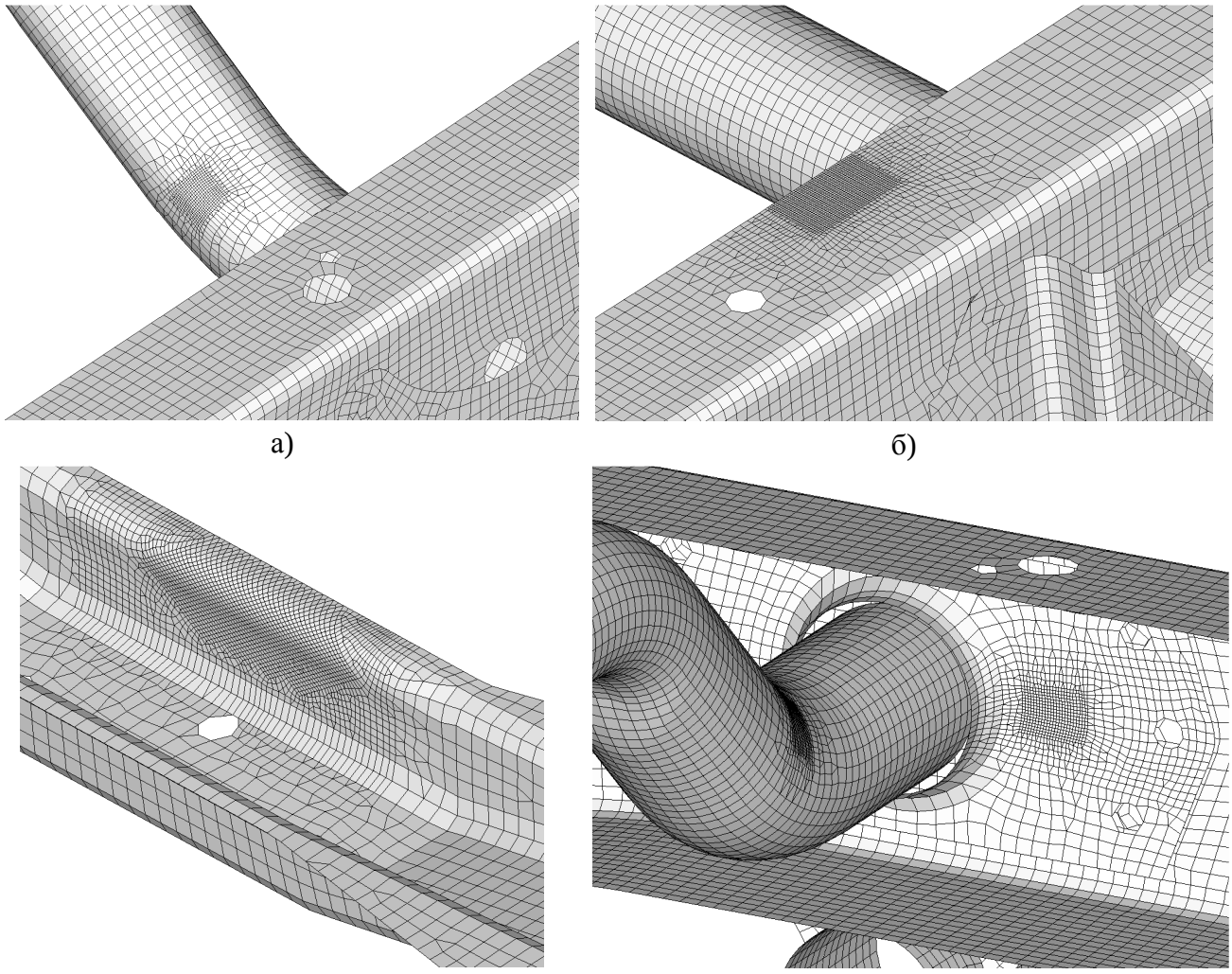


а) б)

Рисунок 10.4 – Фрагменты конечно-элементной модели

Следует отметить, что некоторые зоны (рисунок 10.5) имеют сетку с уменьшенным шагом. В этих зонах, при проведении экспериментальных исследований, были расположены тензодатчики, поэтому в расчетной модели аналогичные участки были представлены более подробно с целью получения более точной информации о характере распределения

относительных деформаций и напряжений. Болтовые и заклепочные соединения были представлены в модели жесткими элементами типа Rigid (рисунок 10.6).



а) б)

в) г)

Рисунок 10.5 – Фрагменты модели с относительно мелкой сеткой

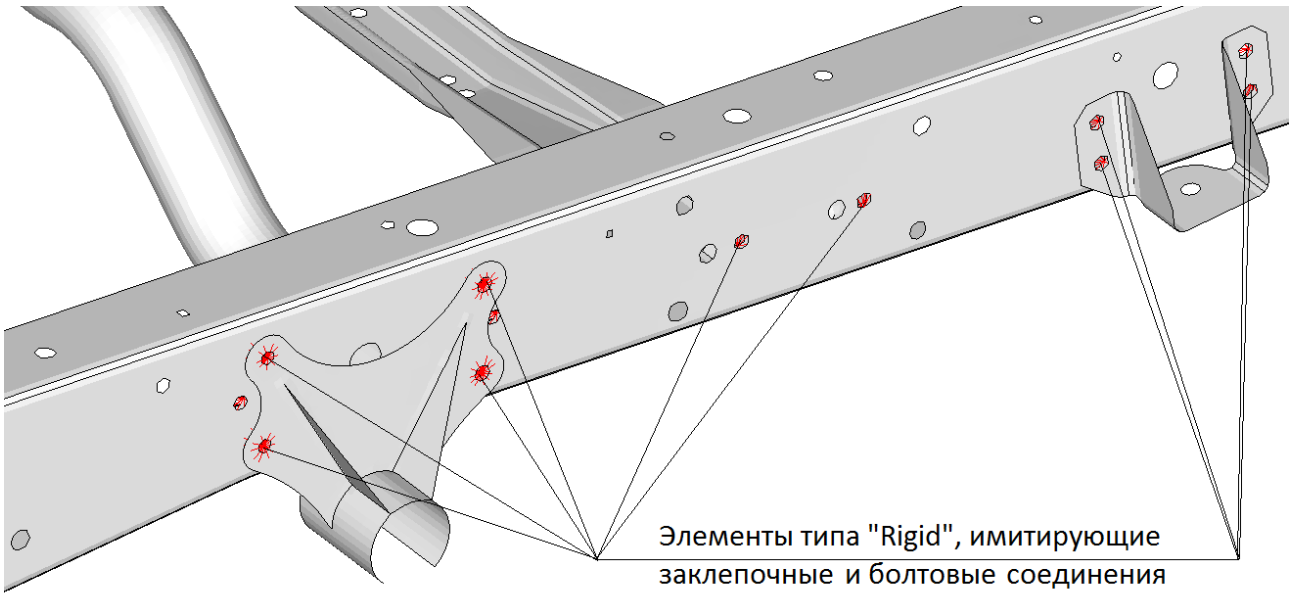



Рисунок 10.6 – Жесткие элементы связи (имитируют заклепочные и болтовые соединения)

### 10.3 Испытания образцов материалов, используемых в конструкции рамы

Целью испытаний лабораторных испытаний являлось определение толщин силовых элементов рамы и определение предела текучести стали.

Известно, что максимальные напряжения, возникающие в раме при действии эксплуатационных нагрузок не должны превышать предела текучести, иначе в конструкции будут наблюдаться пластические деформации, что приведет к искажению формы рамы и потере ее несущей способности.

Было установлено, что наибольшие напряжения не должны превышать 200 МПа.

На рисунке 10.7 показаны толщины силовых элементов, которые были измерены на натурном образце рамы и присвоены компонентам расчетной модели.

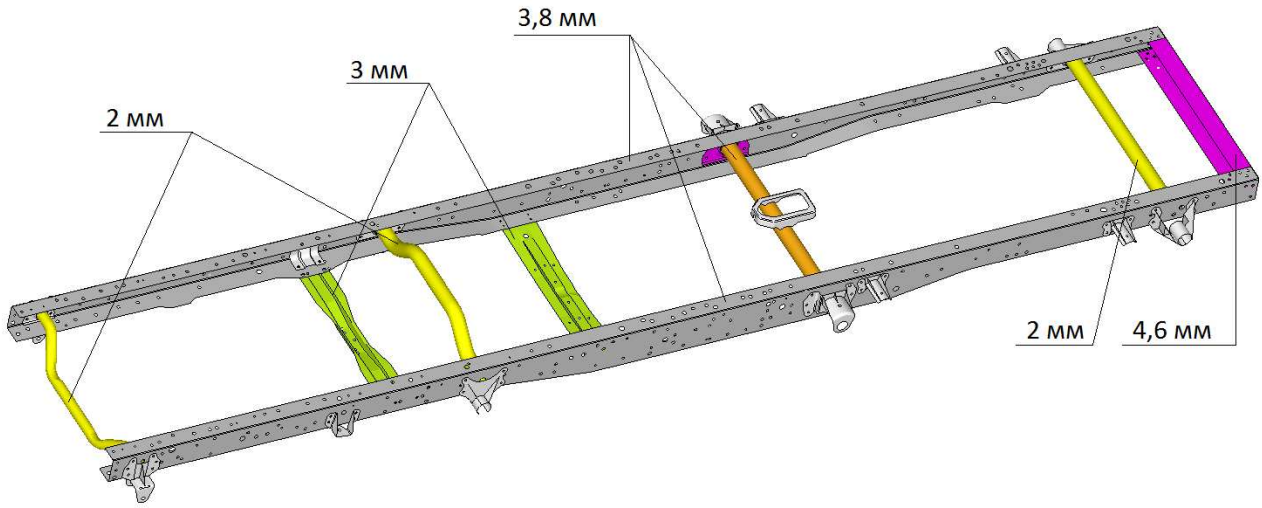



Рисунок 10.7 – Толщины силовых элементов рамы

### 10.4 Компьютерное моделирование условий нагружения рамы при кручении

На рисунке 10.8 показана схема нагружения рамы. Задняя часть рамы закреплялась в двух зонах задней поперечины. Спереди рама закреплялась шарнирно по левому лонжерону. С противоположной стороны прикладывалась статическая нагрузка равная 132Н.

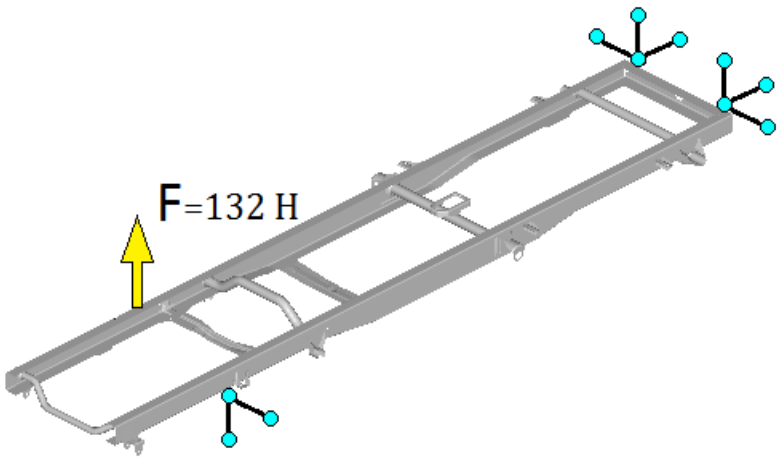



Рисунок 10.8 – Схема нагружения модели рамы

При проведении экспериментальных исследований нагружение рамы осуществлялось через металлический крюк, установленный на раме, который учитывался в модели путем использования шарнирных стержневых элементов (в виде пучка элементов ROD) показанный на рисунке 10.8.

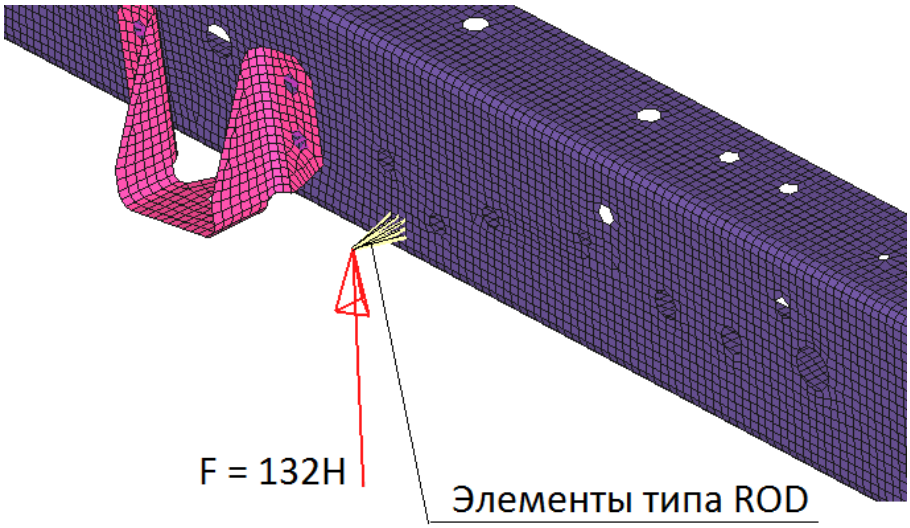



Рисунок 10.8 – Схема расположения стержневых элементов типа ROD

На рисунке 10.9 показан характер распределения перемещений по узлам модели.

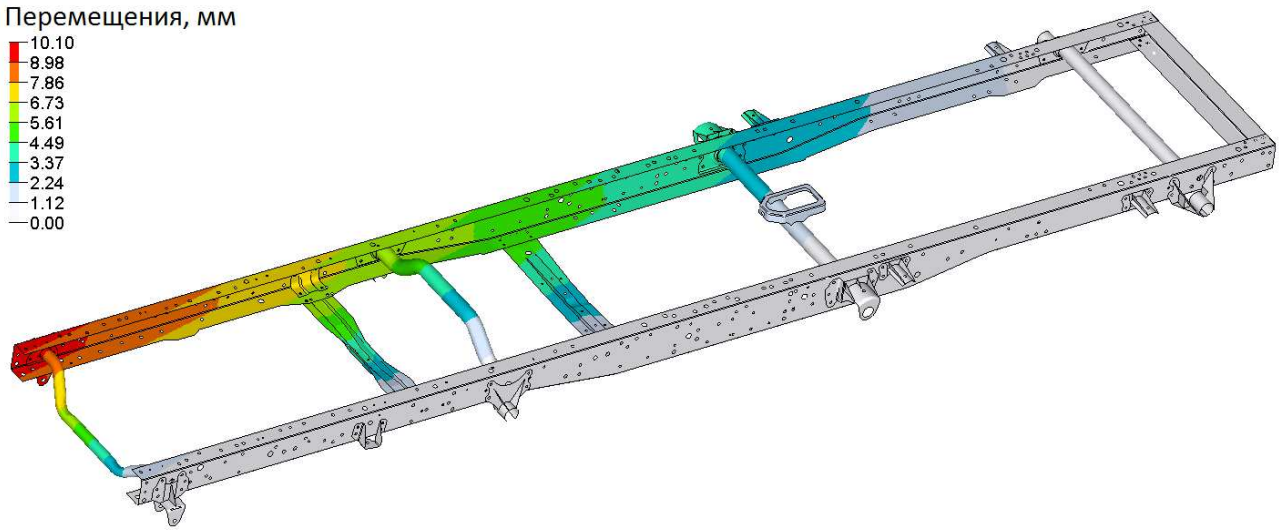



Рисунок 10.9 – Характер распределения перемещений, мм ($\Delta_{max}$ = 10,01 мм)

На рисунке 10.10 показан характер распределения напряжений по элементам рамы. Видно, что значения наибольших напряжений не превышают 60 МПа. На рисунке 10.11 показана аналогичная эпюра распределения напряжений, однако шкала напряжений отредактирована таким образом, чтобы напряжения, значения которых превышает 20МПа, отображались красным цветом. В этом случае отчетливо видны зоны концентрации эквивалентных напряжений, которые в увеличенном масштабе показаны на рисунках 10.12 – 10.13.

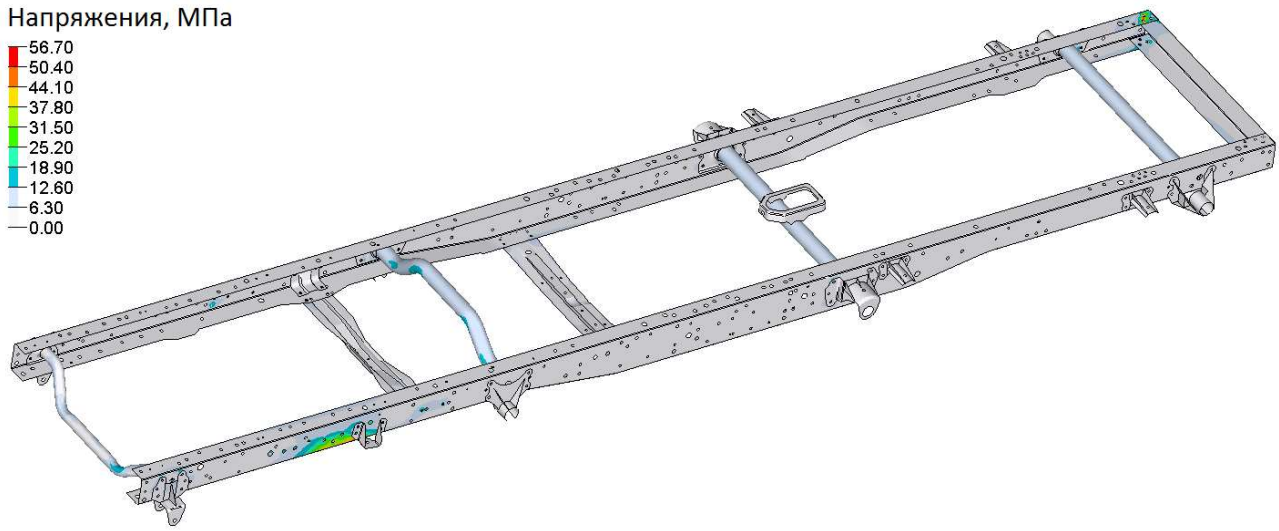



Рисунок 10.10 – Характер распределения эквивалентных напряжений, МПа ($\sigma_{max}$ = 56,7 МПа)

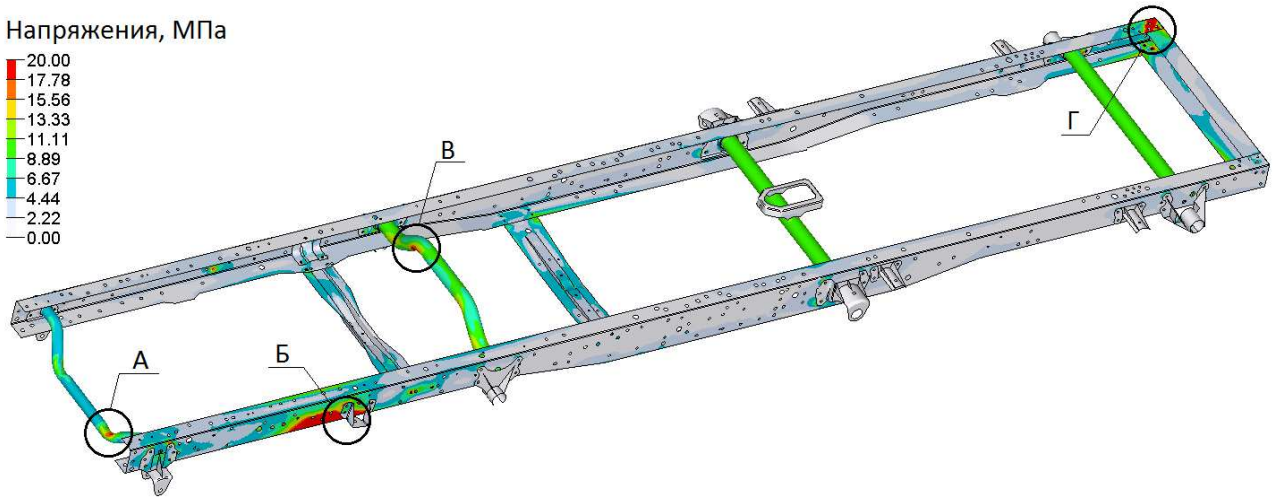
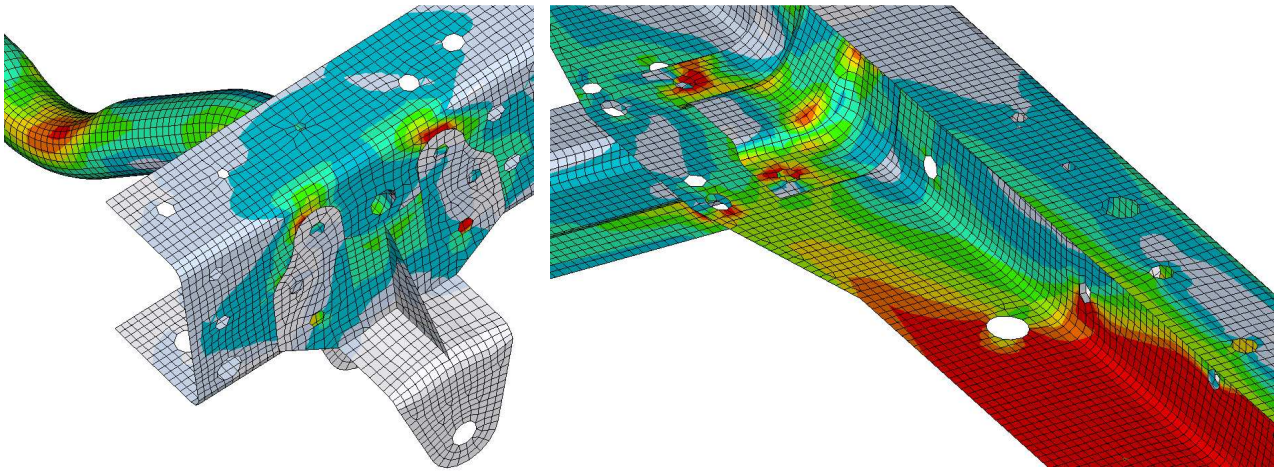
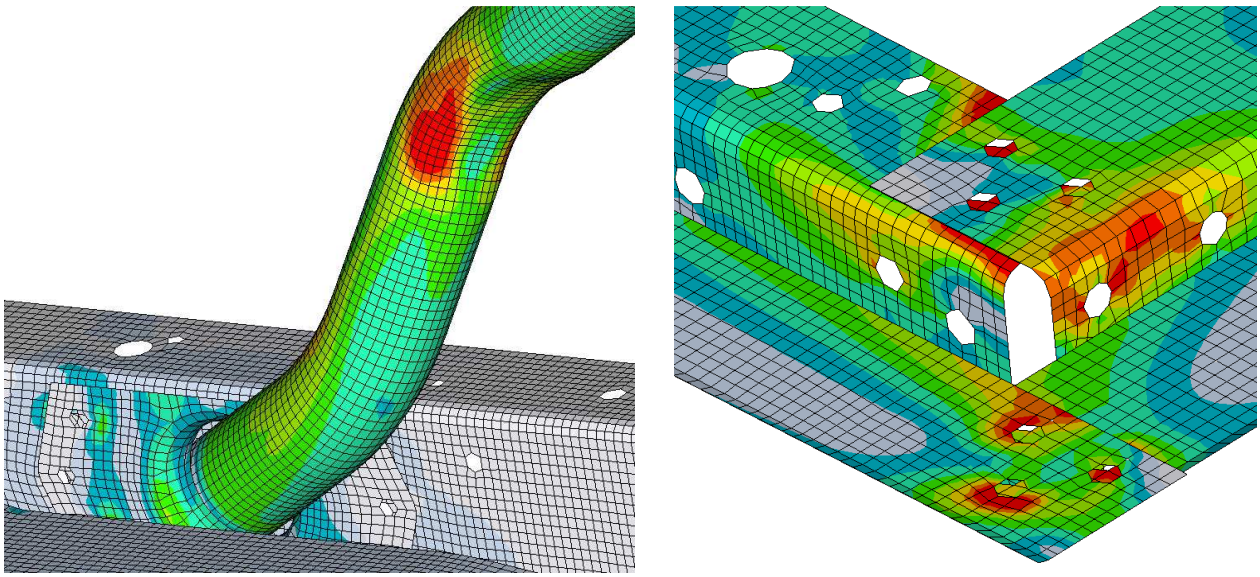



Рисунок 10.11 – Зоны рамы с наибольшими эквивалентными напряжениями



Зона А Зона Б

Рисунок 10.12 – Зоны с наибольшими эквивалентными напряжениями



Зона В Зона Г

Рисунок 10.13 – Зоны с наибольшими эквивалентными напряжениями

### 10.5 Экспериментальные исследования рамы автомобиля на стенде, имитирующем действие скручивающих нагрузок

При проведении экспериментальных исследований на специальном стенде имитировались условия кручения, аналогичные тем, которые были заданы в расчетной модели. Испытательный стенд показан на рисунке 10.14. Рычаг передней шарнирной опоры стенда фиксировался в горизонтальном положении талрепом, а задняя опора стенда не использовалась.

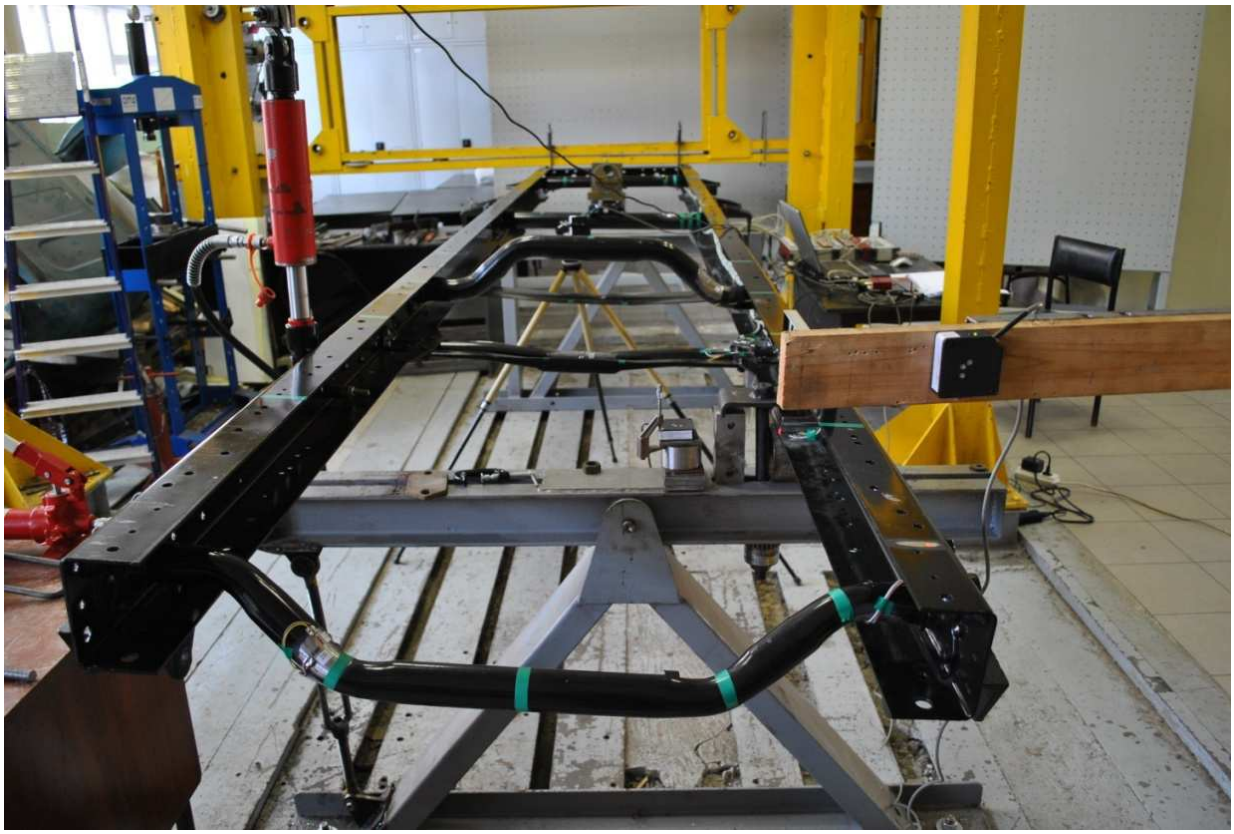
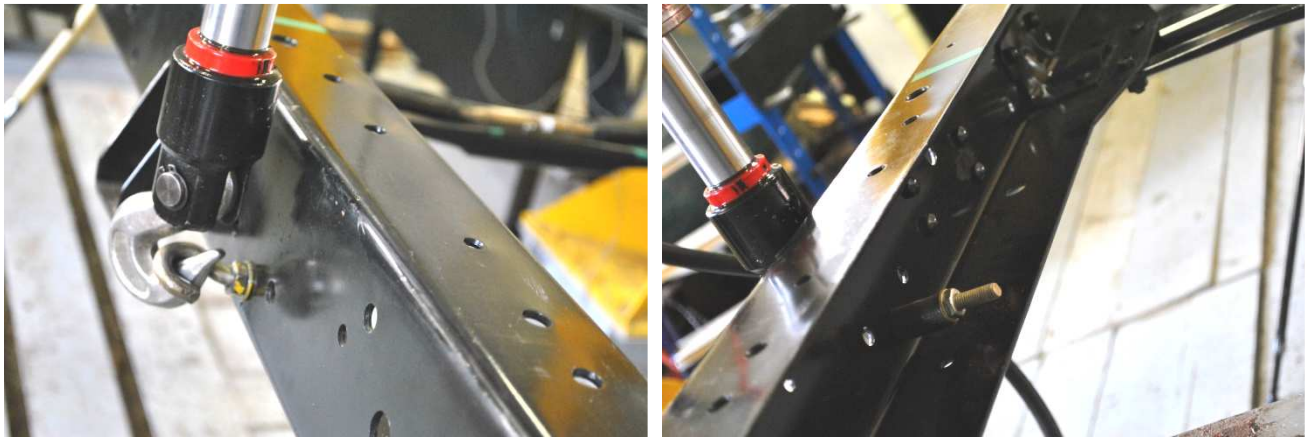


Рисунок 10.14 – Кручение рамы грузового автомобиля

Нагружение рамы осуществлялось гидравлическим цилиндром, давление которого регулировалось ручным насосом. На рисунке 10.15 показаны фрагменты крепления крюка гидравлического цилиндра с крюком (кронштейном) рамы. Крюк (кронштейн) устанавливался в отверстие рамы и фиксировался шестигранной гайкой через металлическую втулку.



а) б)

Рисунок 10.15 – Фрагменты соединения гидравлического цилиндра с рамой

Закрепление рамы осуществлялось в трех областях. Две области в районе последней поперечины показанных на рисунках 10.16 и 10.17, и в районе рычага передней опоры стенда (рисунок 10.18). Задняя поперечина фиксировалась стремянками к жесткой неподвижной горизонтальной балке через цилиндрические проставки. Для более эффективного закрепления и исключения поворота в опорах снизу устанавливались прямоугольные пластины.

Рисунок 10.16 – Фрагмент закрепления рамы в районе последней поперечины

а) б)

Рисунок 10.17 – Кронштейны крепления рамы в районе последней поперечины

На рисунке 10.18 показаны фрагменты закрепления в районе рычага передней опоры. Нижняя полка правого лонжерона рамы устанавливалась на жесткий цилиндр, лежащий на рычаге опоры, затяжка осуществлялась гайкой болта через набор металлических пластин.

а) б)

Рисунок 10.18 – Фрагменты закрепления рамы грузового автомобиля в районе рычага передней опоры

С целью измерения относительных деформаций и напряжений на раму были наклеены тензодатчики. Датчики были установлены с внешней и внутренней сторон лонжеронов, на поперечинах с открытым и закрытым профилем. Датчики наклеены параллельно, перпендикулярно и под углом 45° к продольной оси рамы автомобиля. Схема установки датчиков на раме автомобиля показана на рисунке 10.19. В таблице 10.1 показаны зоны расположения тензодатчиков в модели и на реальной раме.

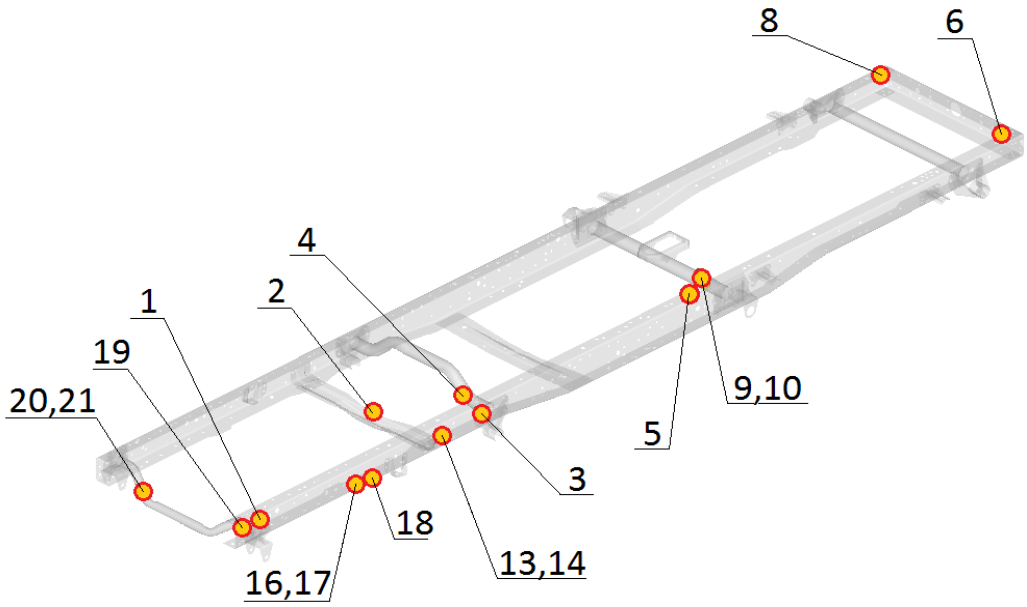
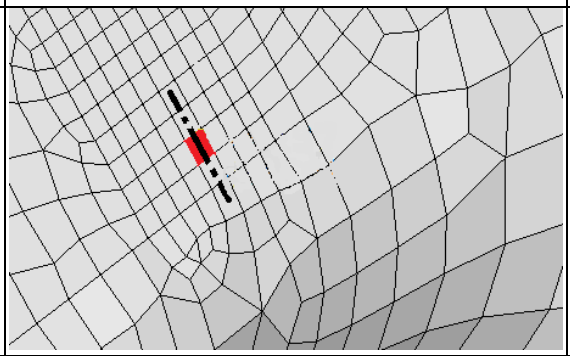
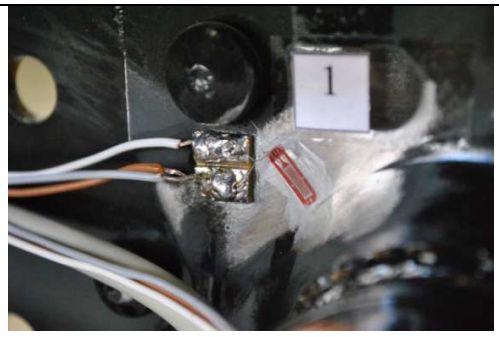
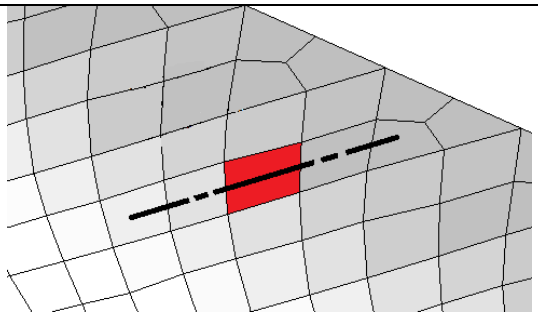
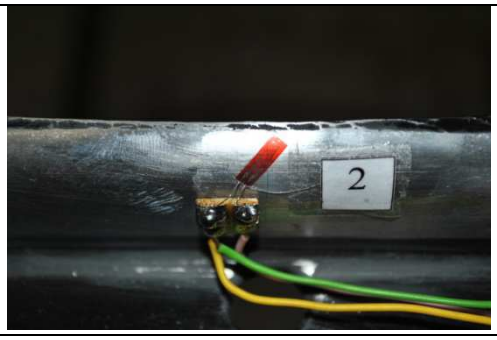
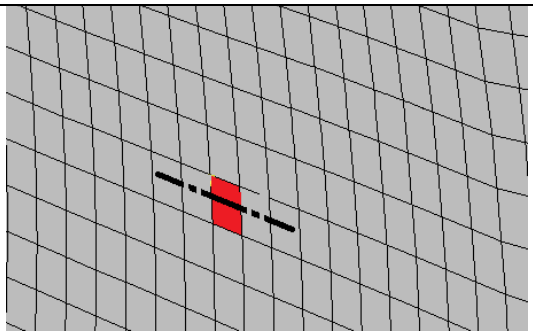
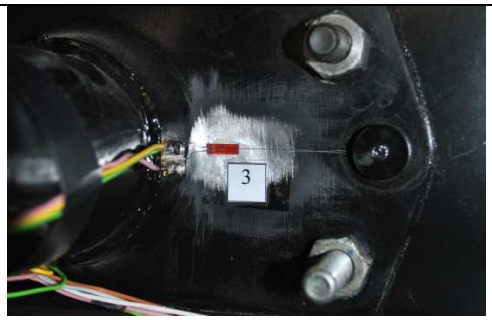
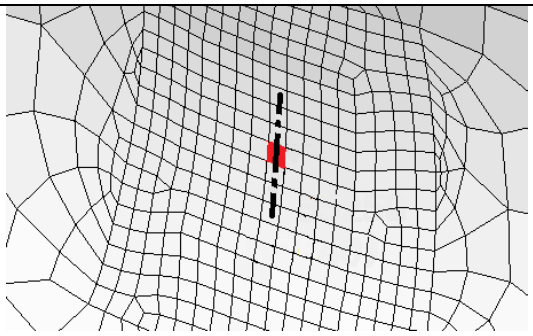
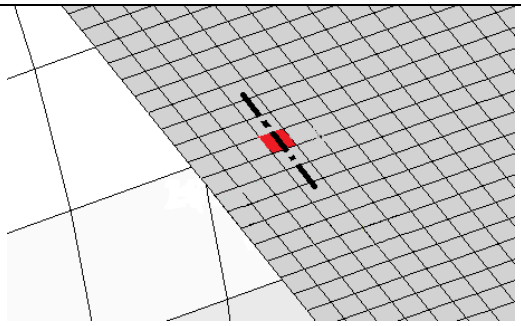
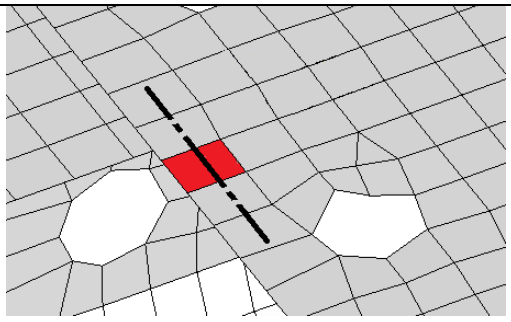
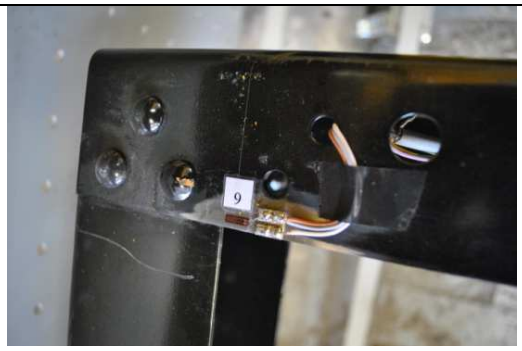
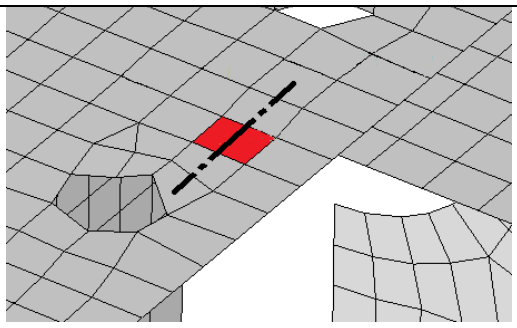
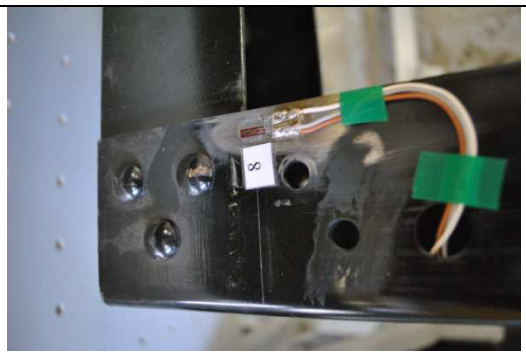
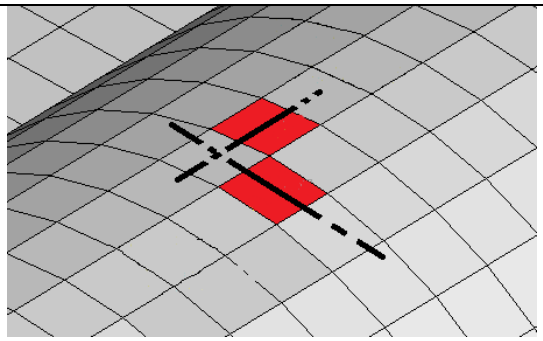
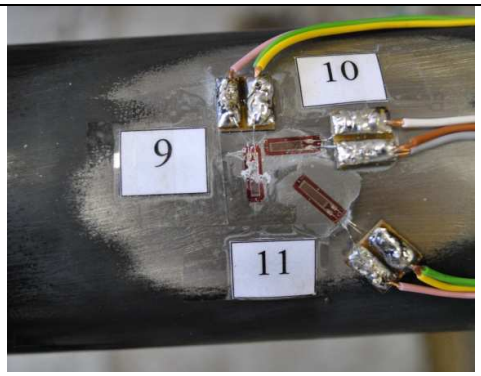
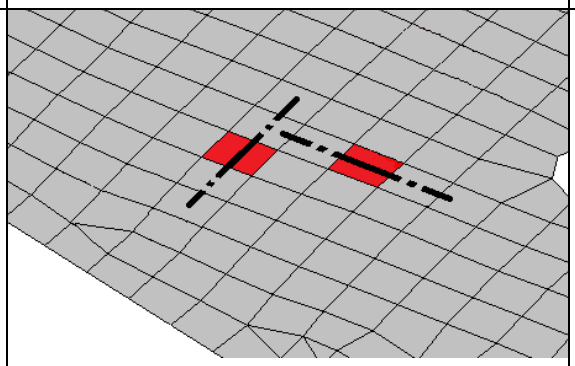
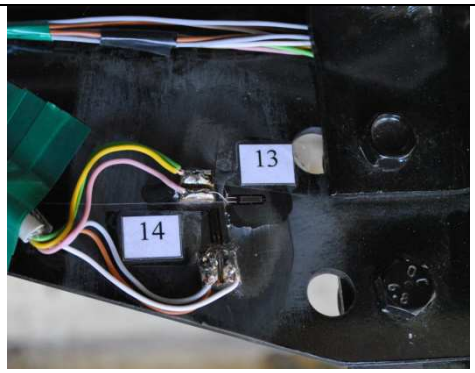
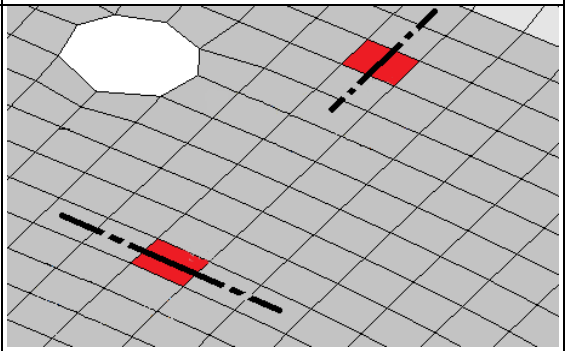
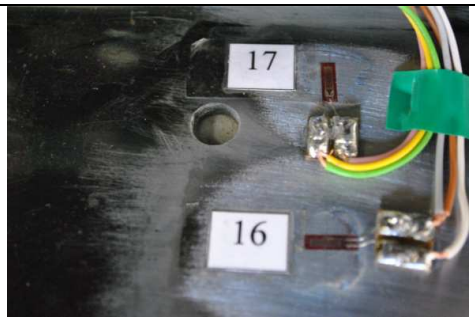
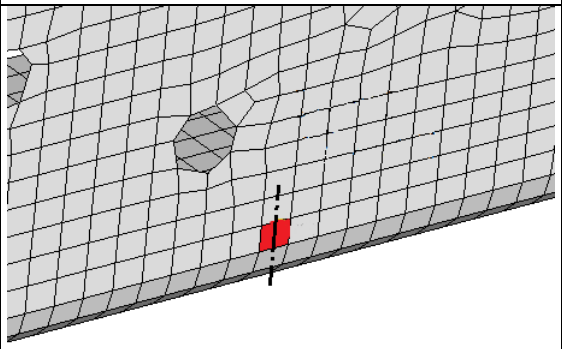
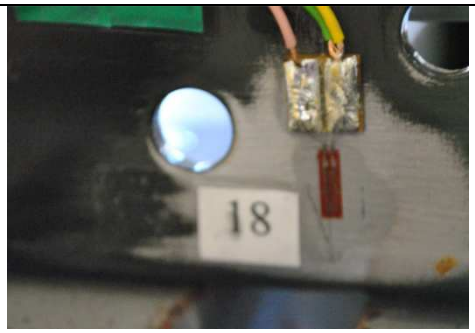
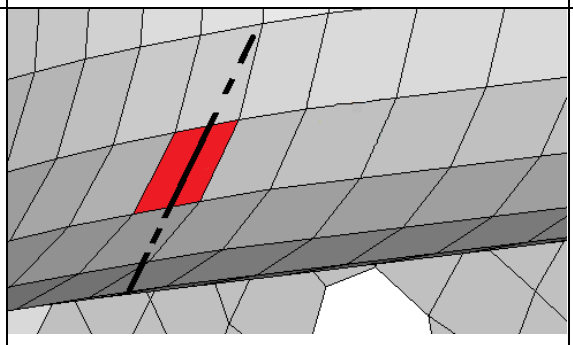
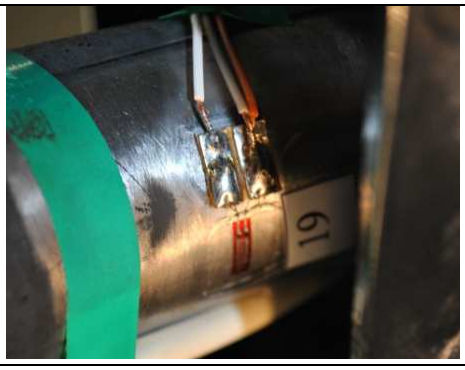


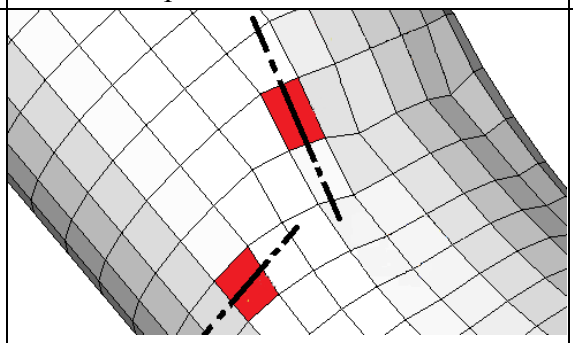

Рисунок 10.19 – Схема расположения датчиков деформаций на модели

Таблица 10.1 Зоны расположения датчиков деформации с номерами их элементов

| Датчик № | Схема расположения элемента в расчетной модели | Схема расположения датчика на раме |
|---|---|---|
| 1 |  |   |
| 2 |  |   |

| Датчик № | Схема расположения элемента в расчетной модели | Схема расположения датчика на раме |
|---|---|---|
| 3 |  |  |
| 4 |  | |
| 5 |  | |
| 6 |  |  |
| 8 |  |  |

| Датчик № | Схема расположения элемента в расчетной модели | Схема расположения датчика на раме |
|---|---|---|
| 9,10 |  |  |
| 13,14 |  |  |
| 16,17 |  |  |
| 18 |  |  |
| 19 |  |  |

| Датчик № | Схема расположения элемента в расчетной модели | Схема расположения датчика на раме |
|---|---|---|
| 20, 21 |  | |

В ходе экспериментальных исследований проводились замеры измеряемых величин (деформаций в тензодатчиках) в пяти независимых опытах.

Совокупность всех возможных значений исследуемой случайной погрешности называется генеральной совокупностью. Множество значений случайной погрешности, полученное в результате наблюдения над нею, называют случайной выборкой или просто выборкой. Число объектов в генеральной совокупности и в выборке характеризует их объем. Генеральная совокупность может иметь бесконечный объем.

Основной задачей числовой оценки случайных погрешностей является получение научно обоснованных выводов о числовых характеристиках генеральной совокупности случайных погрешностей по выборке. Выборочная оценка должна обладать следующими свойствами: несмещенностью, эффективностью и состоятельностью.

Оценку $\hat{A}$ параметра $A$ называют несмещенной, если ее математическое ожидание равно оцениваемому параметру. Требование несмещенности гарантирует отсутствие систематических ошибок при оценке параметров. Оценку $\hat{A}$ параметра $A$ называют состоятельной, если при неограниченном увеличении объема выборки ее значение приближается сколь угодно близко к значению оцениваемого параметра.

На практике не всегда удается удовлетворить одновременно требованиям несмещенности, эффективности и состоятельности оценки параметра. Иногда для простоты расчетов целесообразно использовать незначительно смещенную оценку. Оценку неизвестного параметра генеральной совокупности одним числом называют точечной оценкой. Точечной оценкой математического ожидания $M(X)$ случайной величины $X$ является среднее арифметическое значение $\bar{X}$, вычисленное по результатам m независимых наблюдений:

$$\bar{X} = \frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m} X_i \qquad (10.1)$$

Несмещенной оценкой дисперсии генеральной совокупности *D(X)* является исправленная выборочная дисперсия

$$S^2 = \frac{1}{m-1}\sum_{i=1}^{m} (X_i - \bar{X})^2 \qquad (10.2)$$

Эта оценка является состоятельной, но не эффективной.

При малом числе наблюдений необходимо использовать интервальное оценивание, так как в этом случае точечная оценка недостаточно надежна. Необходимо по данным выборки построить числовой интервал, в котором с заранее выбранной вероятностью находится значение оцениваемого параметра. Доверительным интервалом $(\tilde{A}_2 - \tilde{A}_1)$ для параметра *A* называют такой интервал, для которого с заранее выбранной вероятностью *P=1-a,* близкой к единице, можно утверждать, что $P(\tilde{A}_1 < A < \tilde{A}_2) = 1 - \alpha$ Чем меньше для выбранной вероятности $(\tilde{A}_2 - \tilde{A}_1)$, тем точнее оценка параметра А. Доверительный интервал меняется от выборки к выборке. Вероятность *a* называется доверительной вероятностью, а число а – уровнем значимости. Выбор доверительной вероятности зависит от конкретной решаемой задачи. Если случайная величина распределена нормально, а дисперсия этого распределения неизвестна, то доверительный интервал для математического ожидания M(X) определяется неравенством

$$\tilde{X} - t(P,m)\cdot\frac{S}{\sqrt{m}} < M(X) < \tilde{X} + t(P,m)\cdot\frac{S}{\sqrt{m}} \qquad (10.3)$$

где *t(P, m)* – критерий Стьюдента при доверительной вероятности P и числе степеней свободы m. В таблицах 10.2 – 10.4 представлена технология обработки расчетных данных. Результаты экспериментальных исследований представлены в таблицах 10.5 – 10.7.

Таблица 10.2 Технология замера угловых перемещений по результатам расчетов

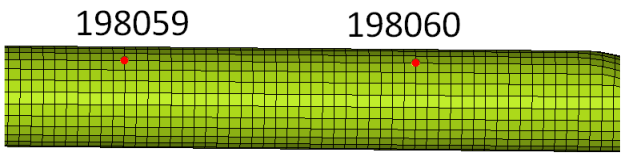
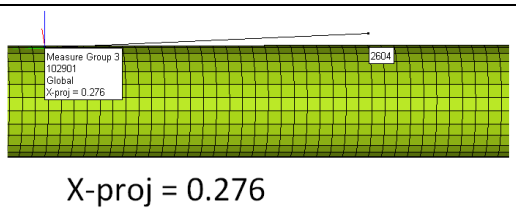
| | |
|---|---|
| 1. Определяем место установки оптического квадранта, использованного в эксперименте, на раме для измерения угловых перемещений поперечин. Выявляем узлы на модели соответствующие базе прибора. |  |
| 2. Выбираем опцию “поиск относительных углов”. Указываем узлы соответствующие базе измерительного прибора. Определяем расчетное значение угла |  |

Таблица 10.3 Технология замера относительных деформаций по результатам расчетов

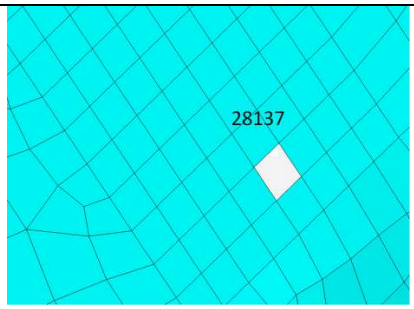
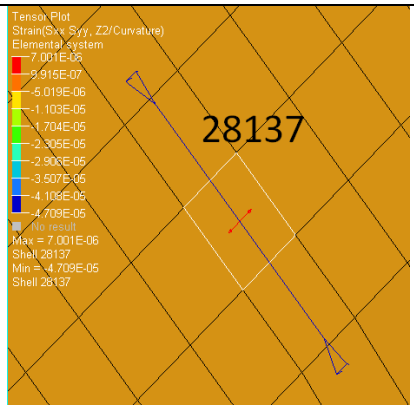
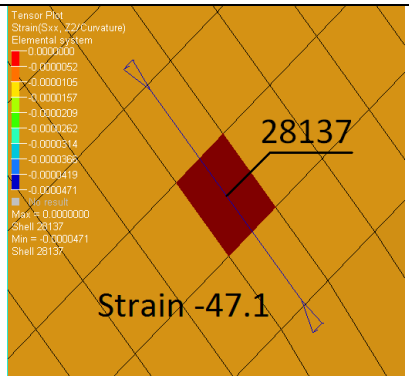
| | |
|---|---|
| 1. Определяем место расположения и направление действия датчика деформации в модели. Определяем его номер. Номер первого датчика в первом расчете №28137 |  |
| 2. Выбираем опцию тензор деформаций (strain tensor). Ведем поиск деформаций по средней точке полученного элемента по компонентам X,Y,Z систему координат данного элемента. Выбор компоненты определяется направлением действия датчика. Также выбираем поверхность расположения датчика относительно срединной (внешняя) |  |
| 3. Определяем расчетное значение деформаций в заданном элементе |  |

Таблица 10.4 Технология замера линейных перемещений по результатам расчетов

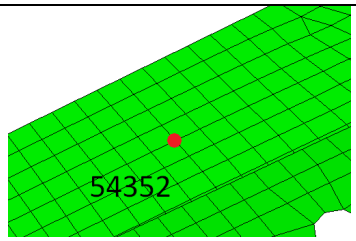
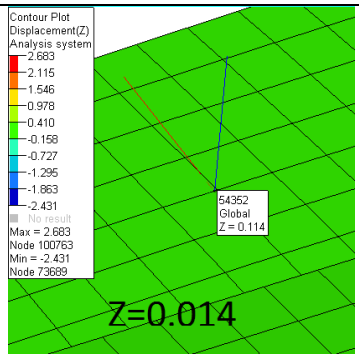
| | |
|---|---|
| 1. Определяем место расположения лазерного датчика перемещений в эксперименте в конце измерения. Определяем соответствующий номер узла в модели. |  |
| 2. Выбираем опцию “поиск относительных перемещений вдоль вертикальной оси”. Указываем узел соответствующий указке измерительного прибора. Определяем расчетное значение перемещения. |  |

Таблица 10.5 Эксперимент с тремя опорами нагрузка 132 Н

| Изм. величина | | № измерения | | | | | Среднее значение | средне кв. отклонение | средне кв. отклонение | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Обозначение | ед.изм. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | | | - | + |
| | | Относительные линейные деформации | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| με1 | (ε·10e-6) | -49,29 | -50,24 | -48,34 | -47,39 | -49,29 | -49,1 | 1,11 | -50,63 | -47,57 |
| με2 | | -2,84 | -2,84 | -1,90 | -2,84 | -2,84 | -2,8 | 0,60 | -3,68 | -2,01 |
| με3 | | 17,06 | 17,06 | 17,06 | 16,11 | 17,06 | 16,9 | 0,38 | 16,35 | 17,40 |
| με4 | | 37,92 | 38,86 | 37,92 | 36,02 | 37,92 | 37,5 | 0,97 | 36,19 | 38,88 |
| με5 | | 31,28 | 31,28 | 32,23 | 30,33 | 31,28 | 30,0 | 0,60 | 30,45 | 32,11 |
| με6 | | 36,02 | 36,97 | 37,92 | 34,12 | 36,02 | 36,2 | 1,26 | 34,46 | 37,95 |
| με8 | | -26,54 | -24,65 | -26,54 | -26,54 | -26,54 | -26,9 | 1,86 | -29,50 | -24,34 |
| με9 | | 1,90 | 0,95 | 0,95 | 1,90 | 1,90 | 1,5 | 0,46 | 0,87 | 2,16 |
| με10 | | 0,00 | 0,95 | 0,95 | 0,00 | 0,00 | 0,4 | 0,46 | -0,27 | 1,02 |
| με13 | | 12,32 | 11,37 | 12,32 | 11,37 | 12,32 | 11,8 | 0,46 | 11,11 | 12,40 |
| με14 | | -16,11 | -15,17 | -17,06 | -15,17 | -16,11 | -15,7 | 0,76 | -16,79 | -14,68 |
| με16 | | -50,24 | -51,19 | -56,87 | -45,50 | -50,24 | -57,8 | 14,21 | -77,55 | -38,09 |
| με17 | | 106,16 | 107,11 | 115,64 | 99,53 | 106,16 | 109,6 | 7,11 | 99,71 | 119,44 |
| με18 | | -191,47 | -192,42 | -210,43 | -184,84 | -191,47 | -192,8 | 9,38 | -205,81 | -179,78 |
| με19 | | 26,54 | 27,49 | 29,38 | 24,65 | 26,54 | 26,9 | 1,54 | 24,78 | 29,06 |
| με20 | | 22,75 | 22,75 | 25,59 | 21,80 | 22,75 | 23,1 | 1,29 | 21,34 | 24,91 |
| με121 | | 19,91 | 19,91 | 21,80 | 18,96 | 19,91 | 19,9 | 1,04 | 18,46 | 21,35 |
| | | Линейные перемещения | | | | | | | | |
| Sлонж_пр_1 | мм | 0,34 | 0,42 | 0,34 | 0,3 | 0,18 | 0,3 | 0,08 | 0,21 | 0,42 |
| S4 | мм | 3,28 | 2,68 | 2,74 | 2,78 | 2,82 | 2,9 | 0,22 | 2,56 | 3,16 |
| | | Угловые перемещения | | | | | | | | |
| γ1 | град. | | | | | | 0,70 | | | |
| γ2 | град. | | | | | | 0,50 | | | |
| γ3 | град. | | | | | | 0,37 | | | |
| γ4 | град. | | | | | | 0,45 | | | |
| γ5 | град. | | | | | | 0,25 | | | |
| γ6 | град. | | | | | | 0,10 | | | |

Таблица 10.6 Эксперимент с тремя опорами нагрузка 225 Н

| Изм. величина | | № измерения | | | | | Среднее значение | средне кв. отклонение | средне кв. отклонение | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Обозначение | ед.изм. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | | | - | + |
| | | Относительные линейные деформации | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| με1 | | -84,36 | -84,36 | -85,31 | -84,36 | -83,41 | -84,4 | 0,60 | -85,19 | -83,53 |
| με2 | | -7,58 | -6,64 | -6,64 | -4,74 | -5,69 | -6,3 | 0,97 | -7,60 | -4,91 |
| με3 | | 28,44 | 28,44 | 29,38 | 27,49 | 28,44 | 28,4 | 0,60 | 27,60 | 29,27 |
| με4 | | 61,61 | 62,56 | 63,51 | 62,56 | 61,61 | 62,4 | 0,71 | 61,39 | 63,35 |
| με5 | | 50,24 | 52,13 | 53,08 | 50,24 | 51,19 | 51,4 | 1,11 | 49,84 | 52,91 |
| με6 | | 57,82 | 60,66 | 61,61 | 59,72 | 59,72 | 59,9 | 1,26 | 58,16 | 61,65 |
| με8 | | -57,82 | -47,39 | -44,55 | -44,55 | -47,39 | -48,3 | 4,91 | -55,15 | -41,53 |
| με9 | | 2,84 | 2,84 | 1,90 | 2,84 | 2,84 | 2,7 | 0,38 | 2,13 | 3,18 |
| με10 | (ε·10e-6) | 0,00 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 0,8 | 0,38 | 0,23 | 1,28 |
| με13 | | 18,01 | 19,91 | 19,91 | 18,96 | 19,91 | 19,3 | 0,76 | 18,28 | 20,39 |
| με14 | | -24,65 | -26,54 | -25,59 | -26,54 | -25,59 | -25,8 | 0,71 | -26,77 | -24,80 |
| με16 | | -150,71 | -116,59 | -116,59 | -109,95 | -112,80 | -121,3 | 14,90 | -142,02 | -100,64 |
| με17 | | 202,84 | 191,47 | 191,47 | 185,78 | 186,73 | 191,7 | 6,07 | 183,24 | 200,08 |
| με18 | | -296,68 | -314,69 | -317,54 | -312,80 | -311,85 | -310,7 | 7,28 | -320,82 | -300,61 |
| με19 | | 44,55 | 44,55 | 46,45 | 44,55 | 44,55 | 44,9 | 0,76 | 43,88 | 45,98 |
| με20 | | 36,97 | 39,81 | 38,86 | 38,86 | 37,92 | 38,5 | 0,97 | 37,14 | 39,83 |
| με121 | | 32,23 | 32,23 | 33,18 | 32,23 | 32,23 | 32,4 | 0,38 | 31,89 | 32,94 |
| | | Линейные перемещения | | | | | | | | |
| Sлонж_пр_1 | мм | 0,48 | 0,44 | 0,36 | 0,46 | 0,18 | 0,4 | | | |
| S4 | мм | 5,54 | 5,22 | 5,34 | 5,24 | 5,26 | 5,3 | | | |
| | | Угловые перемещения | | | | | | | | |
| γ1 | град. | | | | | | 0,42 | | | |
| γ2 | град. | | | | | | 0,38 | | | |
| γ3 | град. | | | | | | 0,32 | | | |
| γ4 | град. | | | | | | 0,30 | | | |
| γ5 | град. | | | | | | 0,18 | | | |
| γ6 | град. | | | | | | 0,00 | | | |

Таблица 10.7 Эксперимент с тремя опорами нагрузка 631Н

| Изм. величина | | № измерения | | | | | Среднее значение | средне кв. отклонение | средне кв. отклонение | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Обозначение | ед.изм. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | | | - | + |
| | | Относительные линейные деформации | | | | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| με1 | | -224,65 | -220,85 | -222,75 | -220,85 | -220,85 | -222,0 | 1,52 | -224,10 | -219,89 |
| με2 | | -33,18 | -23,70 | -23,70 | -22,75 | -22,75 | -25,2 | 4,00 | -30,77 | -19,66 |
| με3 | | 91,94 | 84,36 | 84,36 | 83,41 | 84,36 | 85,7 | 3,15 | 81,32 | 90,06 |
| με4 | | 182,94 | 178,20 | 179,15 | 177,25 | 177,25 | 179,0 | 2,11 | 176,03 | 181,89 |
| με5 | | 146,92 | 146,92 | 147,87 | 145,02 | 146,92 | 146,7 | 0,93 | 145,44 | 148,02 |
| με6 | | 169,67 | 176,30 | 177,25 | 175,36 | 177,25 | 175,2 | 2,84 | 171,23 | 179,11 |
| με8 | | -205,69 | -167,77 | -161,14 | -162,09 | -164,93 | -172,3 | 16,84 | -195,71 | -148,94 |
| με9 | | 7,58 | 7,58 | 6,64 | 6,64 | 8,53 | 7,4 | 0,71 | 6,41 | 8,38 |
| με10 | (ε·10e-6) | 0,95 | 1,90 | 1,90 | 1,90 | 1,90 | 1,7 | 0,38 | 1,18 | 2,23 |
| με13 | | 52,13 | 54,98 | 54,98 | 54,03 | 55,92 | 54,4 | 1,29 | 52,62 | 56,19 |
| με14 | | -73,93 | -76,78 | -76,78 | -76,78 | -76,78 | -76,2 | 1,14 | -77,79 | -74,63 |
| με16 | | -526,07 | -483,41 | -489,10 | -481,52 | -483,41 | -492,7 | 16,88 | -516,13 | -469,28 |
| με17 | | 637,92 | 593,37 | 593,37 | 587,68 | 588,63 | 600,2 | 19,01 | 573,80 | 626,58 |
| με18 | | -846,45 | -881,52 | -888,15 | -885,31 | -882,47 | -876,8 | 15,34 | -898,08 | -855,48 |
| με19 | | 132,70 | 133,65 | 135,55 | 133,65 | 133,65 | 133,8 | 0,93 | 132,55 | 135,13 |
| με20 | | 109,95 | 111,85 | 111,85 | 111,85 | 111,85 | 111,5 | 0,76 | 110,42 | 112,52 |
| με121 | | 100,47 | 95,74 | 95,74 | 95,74 | 94,79 | 96,5 | 2,02 | 93,68 | 99,30 |
| | | Линейные перемещения | | | | | | | | |
| Sлонж_пр_1 | мм | 0,98 | 1,18 | 1,12 | 1,02 | 1,02 | 1,1 | | | |
| S4 | мм | 16,18 | 15,56 | 15,44 | 15,64 | 15,58 | 15,7 | | | |
| | | Угловые перемещения | | | | | | | | |
| γ1 | град. | | | | | | 2,68 | | | |
| γ2 | град. | | | | | | 2,13 | | | |
| γ3 | град. | | | | | | 1,83 | | | |
| γ4 | град. | | | | | | 1,72 | | | |
| γ5 | град. | | | | | | 1,05 | | | |
| γ6 | град. | | | | | | 0,18 | | | |

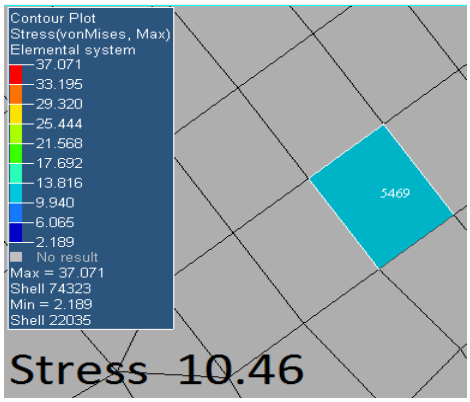
### 10.6 Сопоставление результатов расчетов с данными экспериментальных исследований

В таблице 10.8 представлены результаты сравнительного анализа по относительным деформациям (10e-6 мм). В таблице 10.9 показаны значения напряжений, полученные в ходе расчета в контрольных датчиках.

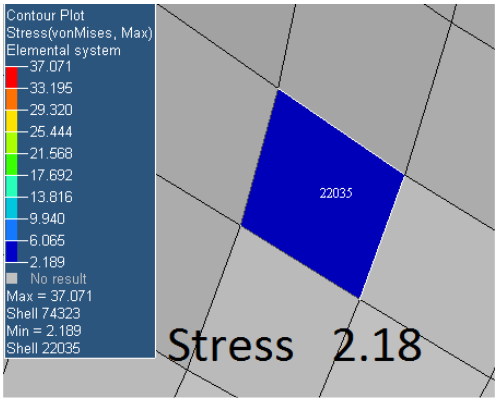
Таблица 10.8 Относительные деформации контрольных элементов (датчиков)

| № датчика | Расчет | Эксперимент | Расхождение, % |
|---|---|---|---|
| 1 | -47,4 | -49,1 | 3,46 |
| 2 | -7,9 | -2,8 | 64,55 |
| 4 | 38,4 | 37,5 | 2,34 |
| 5 | 25,6 | 30,0 | 14,66 |
| 14 | 15,7 | 11,8 | 24,84 |
| 16 | -58,3 | -57,8 | 0,85 |
| 17 | 81,5 | 109,6 | 25,63 |
| 18 | -181,1 | -192,8 | 6,06 |
| 19 | 38,7 | 26,9 | 30,49 |
| 20 | 27,8 | 23,1 | 16,9 |
| 21 | 14,2 | 19,9 | 28,64 |

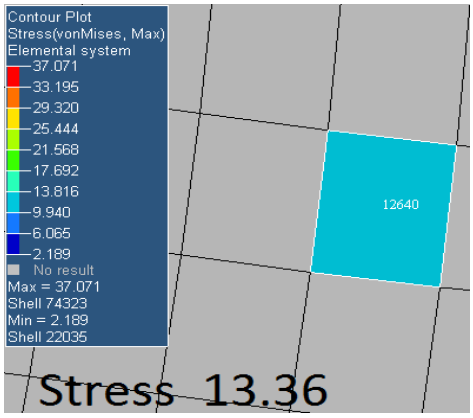
Таблица 10.9 Напряжения в контрольных датчиках



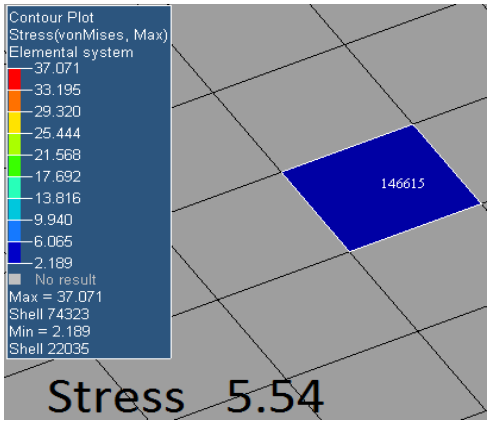

элемент №5469 (датчик №1)



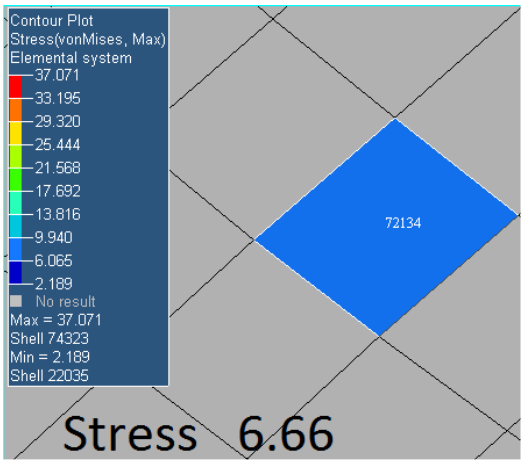

элемент №22035 (датчик №2)



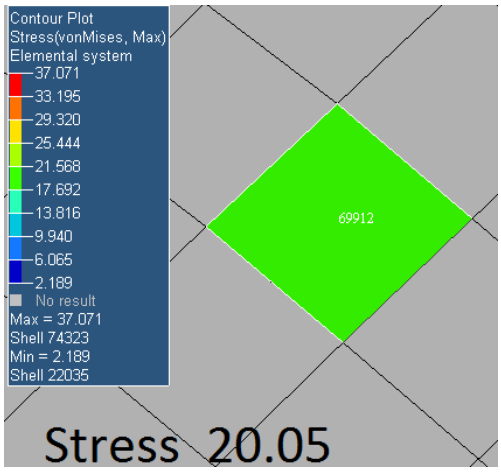

элемент №12640 (датчик №4)



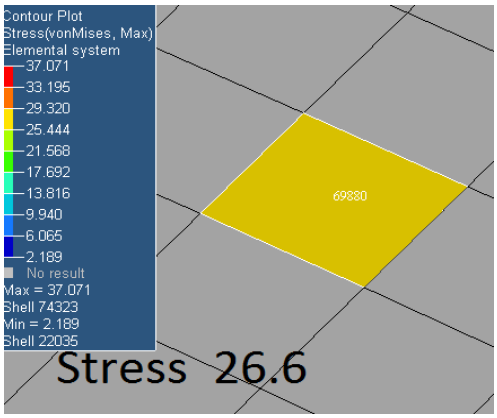

элемент №146615 (датчик №5)



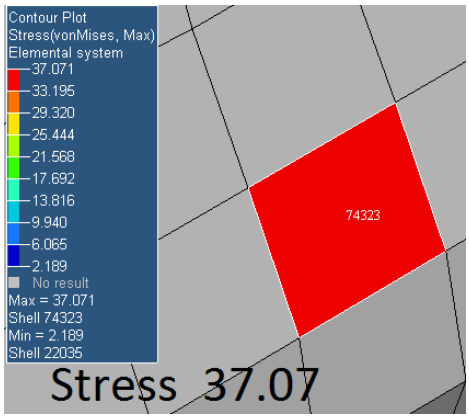

элемент №72134 (датчик №14)



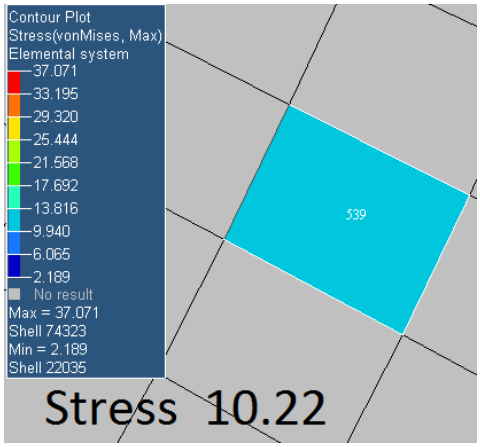

элемент №69912 (датчик №15)



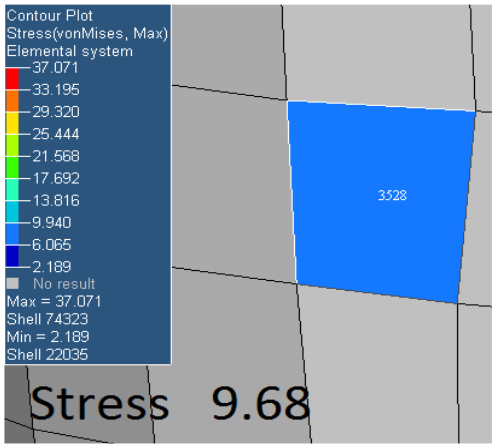

элемент №69880 (датчик №17)




элемент №74323 (датчик №18)




элемент №539 (датчик №19)




элемент №3528 (датчик №20)

Результаты сравнительного анализа показывают, что расчетные данные имеют достаточно хорошую сходимость с данными экспериментальных исследований.

### 10.7 Разработка предложений по совершенствованию подходов, используемых при расчетах и эксперименте

Выполненные исследования показывают, что при расчетной оценке прочности рамы рациональным является использование нелинейных алгоритмов конечно-элементного анализа. Дело в том, что результаты статического упругого анализа справедливы лишь при относительно малых перемещениях, не связанных с большими линейными или угловыми смещениями. Режим скручивания рамы, как правило, сопровождается относительно большими смещениями отдельных зон, хотя напряжений, превышающих предел текучести, не наблюдается. В этом случае, необходимым является проведение статического нелинейного анализа, способного учесть геометрическую нелинейность модели, т.е. сымитировать большие линейные и угловые перемещения рамы.

В настоящем исследовании нелинейный статический анализ не проводился, однако зафиксированное расхождение по относительным деформациям в отдельных зонах (элементах и датчиках) свидетельствует о целесообразности применения более совершенных расчетных алгоритмов.

### 10.8 Разработка методики расчетно-экспериментальной оценки прочности рамы

На рисунке 10.20 показана блок-схема предлагаемой методики расчетно-экспериментальной оценки прочности рамы грузового автомобиля.

Первый этап методики предполагает выполнение подготовительных работ: разработка геометрической и расчетной моделей, экспериментальное определение характеристик исследуемой конструкции.

Второй этап методики предполагает выполнение расчетных и экспериментальных исследований модели рамы и ее натурного образца в одинаковых условиях.

На третьем этапе проводится оценка адекватности модели, при необходимости выполняется ее корректировка, разрабатываются предложения по повышению прочности и жесткости рамы, целесообразность которых проверяется по результатам расчетных исследований доработанной модели. При этом, экспериментальных исследований новых вариантов конструкции рамы не проводится, что позволяет сократить временные и материальные ресурсы, затрачиваемые на проверку правильности тех или иных конструкторских решений.

В результате расчетно-экспериментальных исследований разрабатываются предложения по созданию прочной и жесткой конструкции рамы.

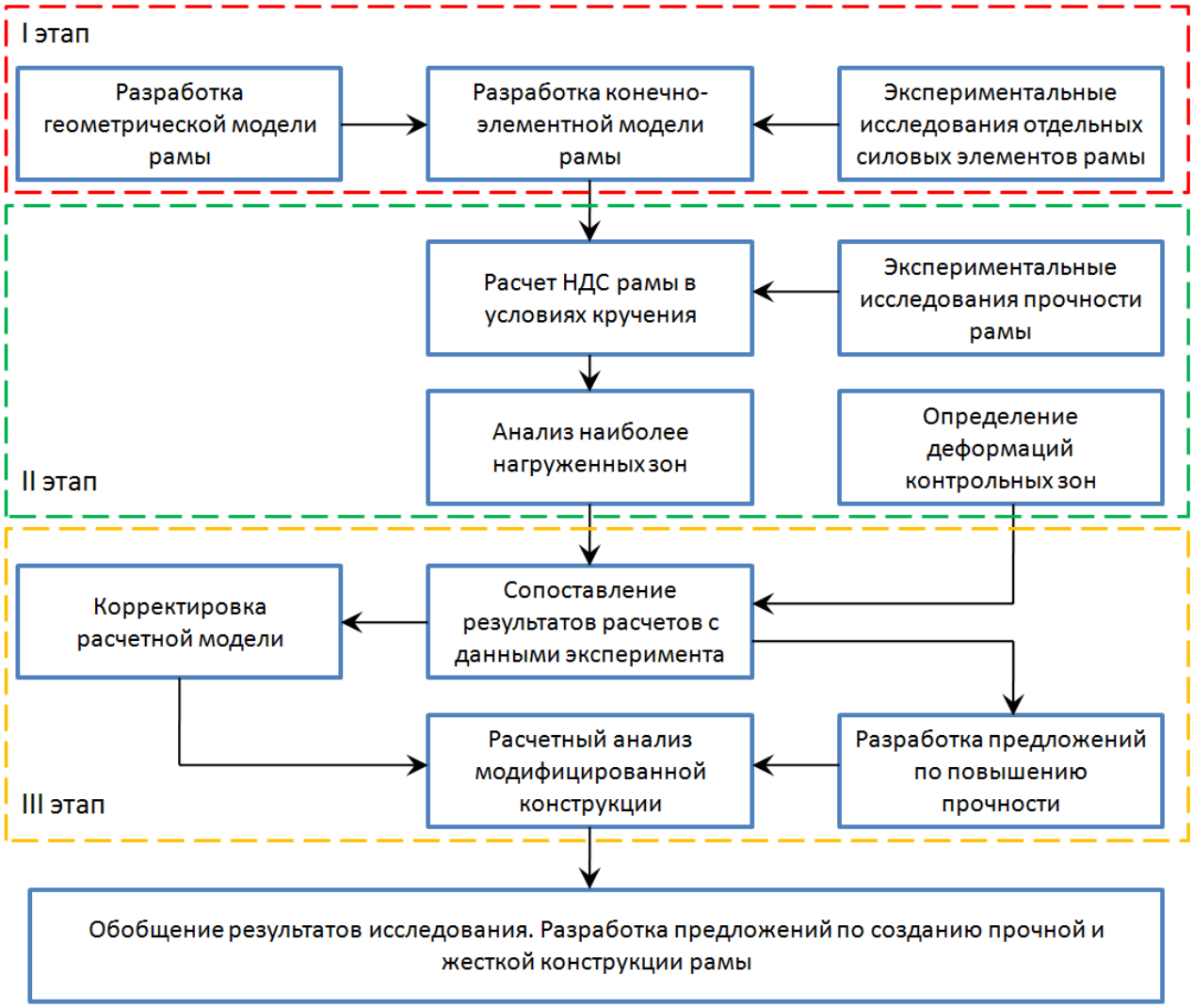



Рисунок 10.20 – Блок схема расчетно-экспериментальной методики

### 10.9 Разработка практических рекомендаций, направленных на повышение прочности несущих систем легких коммерческих автомобилей

В качестве практических рекомендаций, направленных на повышение прочности рам можно предложить следующие:

- Обеспечение прочных связей между поперечинами и лонжеронами рамы;
- Обеспечение достаточного количества поперечных связей между лонжеронами, необходимых с точки зрения получения регламентированной крутильной жесткости конструкции;
- Учет жесткости узлов и агрегатов, закрепляемых на раме автомобиля, с целью прогнозирования жесткости всей несущей системы транспортного средства;
- Применение в конструкции рамы сталей с высокими прочностными свойствами.

Разработанная методика и указанные практические рекомендации были реализованы при разработке рамы перспективного грузового автомобиля (рисунок 10.21). Исходная

конструкция рамы имеет швелерообразный профиль лонжеронов и поперечин. Основные элементы рамы обозначены цифрами позиций на рисунке 10.21 и в таблице 10.10. Поперечные силовые элементы рамы показаны на рисунке 10.22.

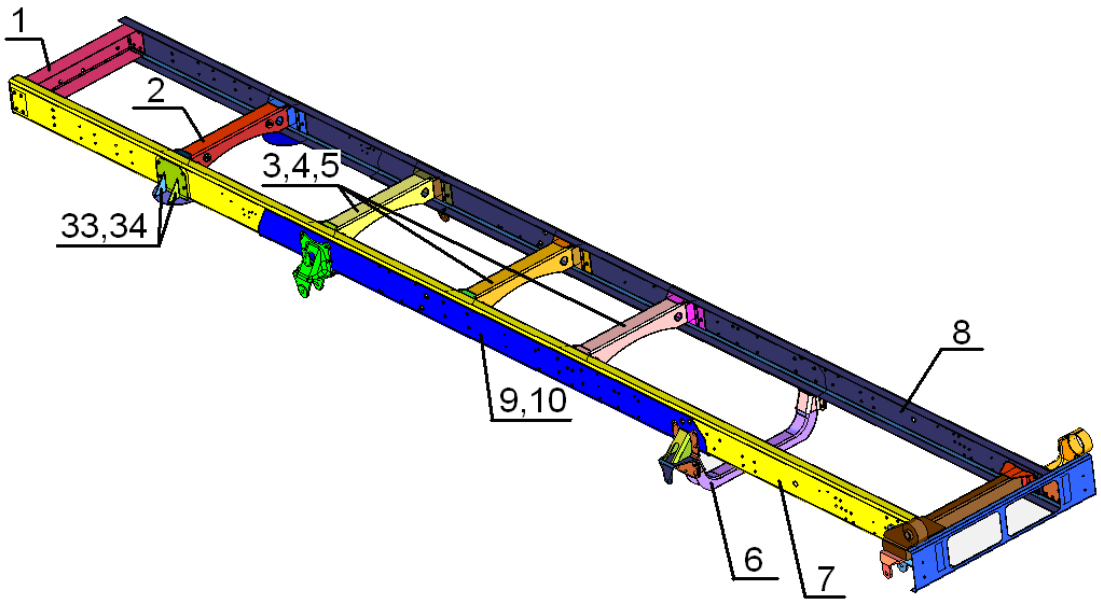



Рисунок 10.21 – Исходная конструкция рамы: 1…6 – номера поперечин; 7…10 – номера участков лонжеронов; 33, 34 – элементы кронштейнов рессор

Таблица 10.10 Обозначения элементов конструкции рамы

| Номер позиции | Наименование позиции |
|---|---|
| 1 | Поперечина задняя |
| 2 | Поперечина у задних кронштейнов |
| 3,4,5 | Поперечины рамы средние |
| 6 | Поперечина передняя |
| 7 | Лонжерон правый |
| 8 | Лонжерон левый |
| 9 | Усилитель лонжеронов правый |
| 10 | Усилитель лонжеронов левый |
| 11,12 (рисунок 10.21) | Косынки поперечины 3 |

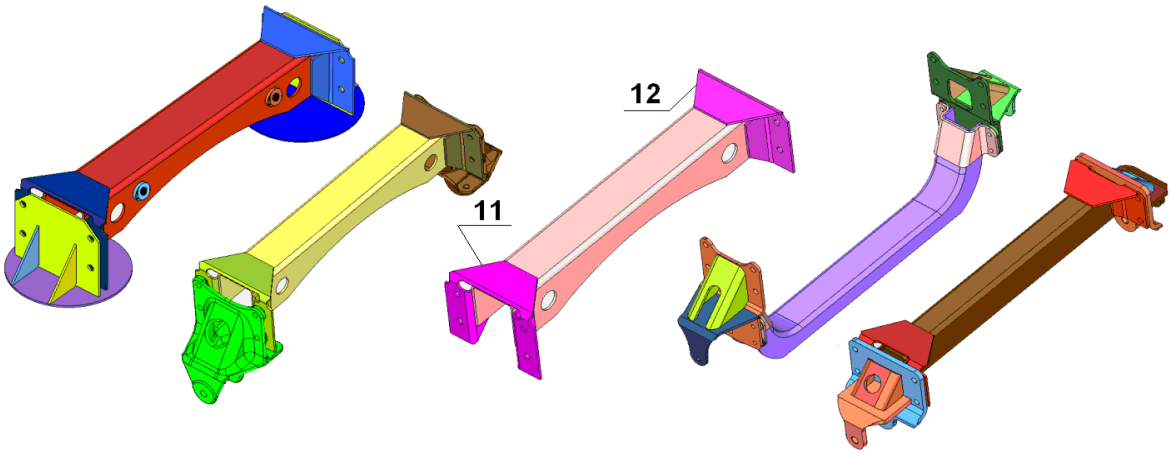



Рисунок 10.22 – Поперечины рамы

Подробная конечно-элементная модель рамы (рисунок 10.23) разработана на основе ее геометрической модели, поверхности которой были разбиты сеткой пластинчатых конечных элементов типа SHELL и объемных типа SOLID. Полученная модель содержит 183036 элементов, в том числе 1251 элементов типа RIGID, имитирующих сварные соединения, 75217 элементов типа TETRA4, имитирующих объемные элементы, 20 элементов типа BAR2, имитирующих жесткие балки мостов и рычаги задней подвески, 2 элемента типа SPRING (SELAS2), имитирующих упругие элементы задней подвески. Средняя величина размеров пластинчатых конечных элементов составляет 10 мм.

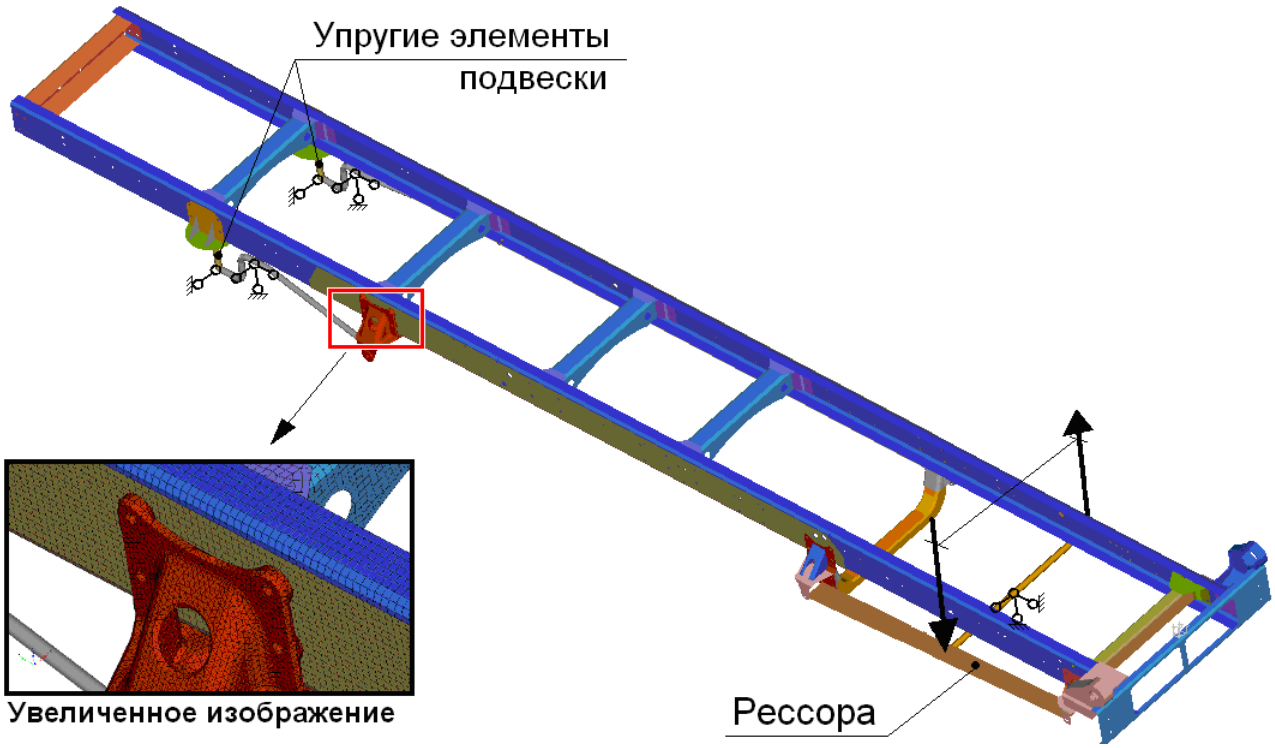



Рисунок 10.23 – Подробная конечно-элементная модель рамы

Рессоры передней подвески автомобиля представлены в модели элементами типа *PLATE*. Балка переднего моста и рычаги задней подвески представлены стержневыми элементами типа *BEAM* с заданными значениями геометрических характеристик сечения. Применяемые в подвеске упругие элементы представлены в модели линейными упругими элементами типа *DOF Spring* (прямая линия на графике рисунка 10.24). Такое допущение является вполне обоснованным, поскольку было установлено, что при заданной скручивающей нагрузке относительное перемещение крайних точек упругих элементов не превышает 2 мм. Следовательно, в расчете можно ограничиться линейной характеристикой упругого элемента без потери точности расчета.

Модель рамы была закреплена в трех местах (рисунок 10.23) для воспроизведения режима кручения. Оценка прочности рамы в условиях кручения проводилась по результатам статического расчета в пределах упругих деформаций.

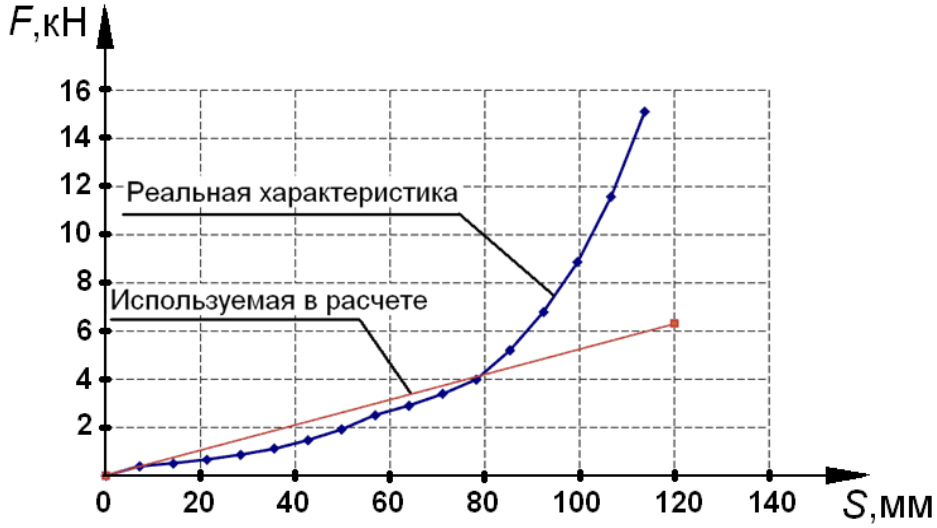



Рисунок 10.24 – Характеристика упругого элемента задней подвески

На рисунке 10.25 приведены результаты расчета рамы грузового автомобиля в режиме кручения. Зоны 1…6 представляют собой места соединения поперечин с лонжеронами. Каждой зоне соответствует определенный уровень напряжений. Максимальные напряжения в элементах рамы сосредоточены в ее средней части. Наибольшие значения напряжений наблюдаются в элементах пятой зоны.

Рисунок 10.25 – Напряженно-деформированное состояние рамы: 1…6 – зоны модели

Оценка напряженно-деформированного состояния конструкции рамы грузового автомобиля с трубчатым сечением поперечин, расположенных в ее задней части, выполнена для установления целесообразности применения этого варианта рамы.

В этом варианте конструкции поперечины рамы в районе кронштейнов задней подвески были представлены элементами с замкнутым трубчатым профилем (рисунок 10.26). Остальные параметры модели оставлены без изменений.

Рисунок 10.26 – Конечно-элементная модель второго варианта рамы

Результаты расчета второго варианта рамы приведены на рис. 10.27. Максимальные напряжения, как и в предыдущем расчете, находятся в элементах пятой зоны. Представляет интерес шестая зона, в поперечине которой наблюдались относительно высокие напряжения.

Анализ результатов расчетов моделей показал, что при замене швеллерообразных поперечин в задней части рамы исходного варианта на круглые трубчатые поперечины по второму варианту наблюдается снижение напряжений во второй поперечине на 9%, в пятой поперечине – на 35,2%. При этом существенно (примерно в два раза) возросли напряжения в шестой поперечине. В лонжеронах рамы напряжения снижаются во второй зоне на 9%, в четвертой – на 6,3%, в шестой – на 43%. При этом в третьей зоне возрастают на 7,1%. В местах соединения поперечин с лонжеронами напряжения второго варианта модели в основном ниже, чем в исходном. Значения напряжений в первой, третьей, четвертой и пятой зонах снизились соответственно на 11,1%, 16,7% 16,7 и 8,3%. При этом, во второй зоне они повысились на 30%.

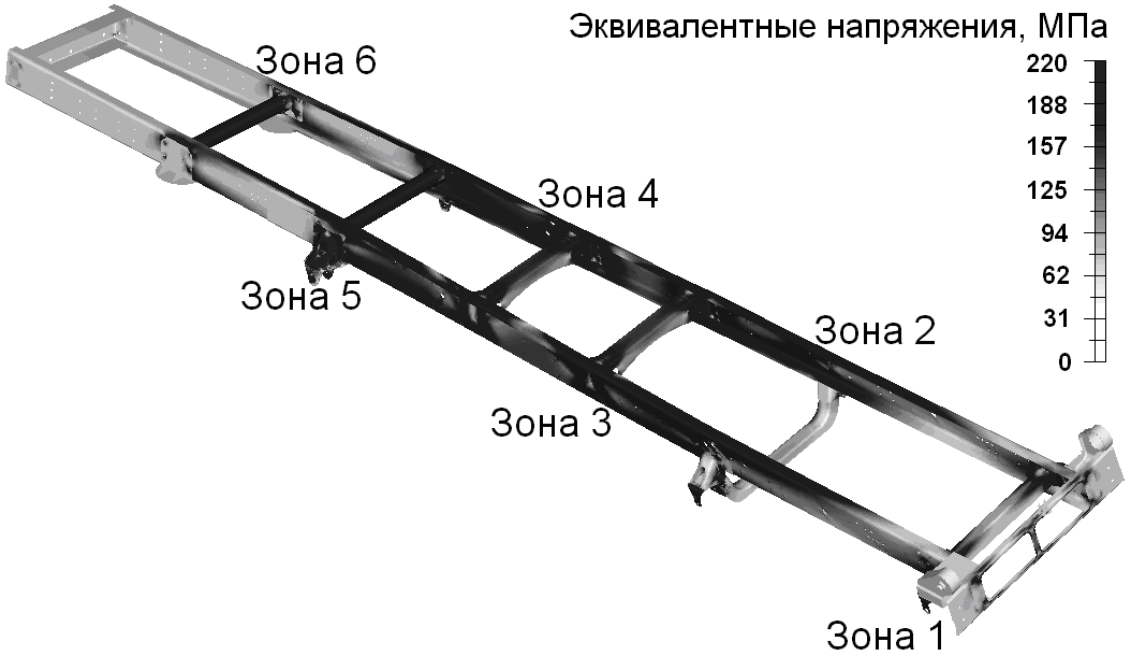



Рисунок 10.27 – Напряженно-деформированное состояние второго варианта рамы

Выполненные расчеты конечно-элементных моделей рам грузовых автомобилей в условиях, имитирующих скручивание, показывают, что деформации силовых элементов и возникающие при этом напряжения в отдельных зонах находятся в допустимых пределах. Применение двух труб круглого сечения в задней части рамы способствует более равномерному распределению напряжений по силовым элементам рамы.

## 10.10 Разработка рекомендаций по использованию результатов НИР в реальном секторе экономики и образовательном процессе

Результаты НИР имеют важное практическое значение для конструкторских отделов авто-предприятий, занимающихся производством новых и модификацией существующих легких коммерческих транспортных средств. Выполненные исследования, предложенные подходы и результаты имитационного моделирования могут быть использованы на стадиях проектирования и доводки рам грузовых автомобилей.

Результаты НИР могут быть также использованы в образовательном процессе, в частности, подходы компьютерного моделирования условий действия эксплуатационных нагрузок на несущие системы грузовых автомобилей могут быть внедрены:

- в курсах базовых образовательных программ подготовки бакалавров по направлению "Наземные транспортные системы": "Строительная механика автомобиля", "Основы проектирования кузовных конструкций";
- в курсах базовых образовательных программ подготовки магистров по направлению "Наземные транспортные системы": "Прочность и безопасность кузовных конструкций".

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В итоге выполнения поисковых научно-исследовательских работ в области технических наук были получены следующие научно-технические результаты:

1 Проведены экспериментальные исследования и разработаны методики определения физико-механических параметров снега: коэффициента жесткости, связности, коэффициента внутреннего трения и плотности снега. Получены новые зависимости для описания физико-механических свойств снега, которые позволяют на качественно новом уровне описывать физико-математические свойства снега в математических моделях движения транспортных средств и процессе взаимодействия движителей со снегом, более точно определять затраты энергии на движение и оценивать энергоэффективность движителей. Проведены экспериментальные и теоретические исследования процесса взаимодействия движителя транспортного средства на шинах сверхнизкого давления с недеформируемым и деформируемым опорными основаниями с низкой несущей способностью. Получены регрессионные зависимости нормального давления по длине и ширине пятна контакта для шины сверхнизкого давления. Анализ характера распределения давлений в пятне контакта шины с недеформируемой опорной поверхностью показал, что при снижении внутреннего давления воздуха в шине, суммарное давление на поверхность снижается, и происходит перераспределение давления по площади контакта связанное с уменьшением в середине и возрастанием по краям.

2 Разработана имитационная модель микроавтобуса в программном комплексе SDK-Simulation, учитывающая основные параметры конструкции транспортного средства. Проведены теоретические и экспериментальные исследования по оценке свойств активной безопасности микроавтобуса (управляемости, устойчивости, тормозных свойств). Сравнение результатов компьютерного моделирования и дорожных испытаний показало хорошую сходимость. Разработана методика оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования, которая позволяет выполнять широкий спектр работ на этапах проектирования и доводки транспортных средств.

3 Разработана и апробирована методика выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии автомобиля «ГАЗель» на динамичной, экономичной и экологичной модификациях с учетом показателей, характеризующих эффективность работы автомобиля в рабочем цикле по Правилам ЕЭК ООН №83, городском и магистральном циклах по ГОСТ 20306-90, на магистрально-холмистых дорогах и экологичность в нормируемых условиях, на основе регрессионных моделей второго порядка и критерия

Парето. Определены регрессионные зависимости от передаточных чисел трансмиссии для следующих комплексных показателей: наибольшей скорости на магистрально-холмистой дороге, показателя разгона, суммарного коэффициента эффективности работы автомобиля в циклах, расхода топлива при разгоне, суммарного расхода топлива на магистрально-холмистой дороге и при установившихся режимах движения. Установлено, что для этих зависимостей необходимо использовать планы эксперимента второго порядка, т.к. линейные планы и планы с парным взаимодействием не являются адекватными. Разработан комплекс программных средств для определения показателей тягово-скоростных свойств, топливной экономичности, нахождения их регрессионных зависимостей от передаточных чисел трансмиссии и выбора рациональных передаточных чисел трансмиссии на основе предложенной методики, позволяющий на различных стадиях проектирования автомобилей оценить достоинства и недостатки вариантов сочетания двигателя и трансмиссии и тем самым сократить объем и время доводочных испытаний, требующих больших материальных, финансовых и трудовых ресурсов.

4 Выполнен эскизный проект экспериментального вездеходного транспортного средства на шинах сверхнизкого давления. Транспортное средство является новым поколением снегоболотоходов, сочетает свойства вездехода, амфибии и автомобиля, допущенного к эксплуатации на дорогах общего пользования, имеет дизельный двигатель и перспективную трансмиссию, ярко выраженный дизайн, экологически безопасные технологии, способствующее обеспечению экспортного потенциала и замещению импорта, снижению экологической нагрузки на природу. Представлены общие характеристики экспериментального образца вездеходного транспортного средства северного исполнения на шинах сверхнизкого давления, на основе которых определились показатели тягово-скоростных свойств разрабатываемого транспортного средства, свидетельствующие о хорошей согласованности параметров двигателя и трансмиссии, и выявившие проблему создания новых шин для транспортного средства. Теоретические разработки, методики расчетов, результаты экспериментальных исследований, технические предложения, практические рекомендации повышения проходимости и энергоэффективности колесных машин внедрены в ООО «КОМ» и ООО «КОМ-Проект», организующим создание серийного производства вездеходных транспортных средств на шинах сверхнизкого давления.

5 Рассмотрены методики выбора передаточных чисел коробки передач моноприводных автомобилей по геометрическому ряду, гармоническому и арифмическому ряду. Наибольшей сложностью при использовании рассмотренных методик является

определение знаменателя прогрессии, который связан с диапазоном передаточных чисел. Кроме этого рассмотрены методики выбора передаточных чисел раздаточной коробки полноприводных автомобилей, а также передаточных чисел многоступенчатых коробок передач. Получены аналитические зависимости для передач с внешним зацеплением для показателя сравнительной контактной несущей способности шестерен, а также выражения показателя несущей способности для планетарного механизма. Разработана методика выбора рациональных передаточных чисел многоступенчатых трансмиссий наземных транспортных средств с учетом комплексных показателей эксплуатационных свойств автомобиля и параметров несущей способности зубчатых передач. В качестве комплексных показателей эксплуатационных свойств используются наибольшая скорость на магистрально-холмистой дороге, расход топлива при разгоне, расход топлива при установившемся движении, а также коэффициент эффективности работы транспортного средства в ездовых циклах по ГОСТ20306-90. Определены рациональные передаточные числа перспективной 16-ти ступенчатой коробки передач, обеспечивающие наилучшее соотношение динамики разгона транспортного средства, топливной экономичности и несущей способности зубчатых передач коробки, соответствующей уровню лучших зарубежных аналогов.

6 На основании нормативных документов, регламентируемых Правилами ЕЭК ООН, SAE, IEC разработаны технические требования к электромобилю, его узлам и агрегатам, на основании которых создан экспериментальный образец транспортного средства. Разработана кинематическая схема трансмиссии для создаваемого экологически безопасного электромобиля, которая включает синхронный привод, карданную передачу и ведущий мост. Сформирована структурная схема электропривода шасси транспортного средства. Согласованы электрические параметры входных и выходных цепей структурных элементов (электродвигателя, преобразователя частотного управления электродвигателем, устройства сопряжения емкостных накопителей, аккумуляторных батарей). Разработана конструкция на изменённые и оригинальные детали и узлы электромобиля в рулевом и тормозном управлении. Разработана эскизная техническая документация на контейнера для хранения аккумуляторных батарей, являющихся одним из ответственных узлов электромобиля, который во многом определяют компоновку, безопасность эксплуатации и сохранность аккумуляторных батарей. Разработана эскизная техническая документация на элементы крепления контейнеров для хранения аккумуляторных батарей к раме.

7 Проведен анализ и оценка природно-климатических условий, характерных для шельфовых территорий Арктики. Проведен анализ научно-технической литературы и нормативно-технической документации и систематизация сведений о применяемых автопилотах на транспортных средствах. Выполнен анализ известных конструкций автопилотов. В ходе выполнения исследований определены пути технической реализации специализированного автопилота. Разработана методика и критерии оценки эффективного управления транспортным средством с роторно-винтовым движителем при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью, характерным для арктических зон, для выполнения управляющих воздействий. Осуществлен выбор элементной базы для автопилота транспортного средства.

8 Предложен перспективный технический облик системы автоматизированного безопасного спуска спасательного средства в условиях аварии на нефтегазодобывающих платформах с интеллектуальной системой управления спуском, предназначенных для проведения спасательных операций в тяжелых природно-климатических условиях шельфовых территорий северных морей. Исследованы возможности комплексирования современных технических средств теленаблюдения с возможностью ночного видения, а также исследованы варианты построения системы управления.

9 Выполнено математическое описание режимов работы клапанов пневматической тормозной системы. Разработана имитационная модель контура пневматической тормозной системы и проведено моделирование эксплуатационных режимов его работы. Разработана имитационная модель четырехконтурного защитного клапана. Выполнены экспериментальные и теоретические исследования режимов работы клапана. Сопоставление результатов расчетов с данными экспериментальных исследований показало хорошую сходимость полученных результатов и обосновало правомерность использованных методов и подходов.

10 Разработана методика расчетно-экспериментальной оценки прочности рамы грузового автомобиля. По результатам расчетных и экспериментальных исследований выявлены зоны концентрации наибольших эквивалентных напряжений, возникающих в условиях, имитирующих скручивание несущей системы автомобиля. Разработаны практические рекомендации, направленные на повышение прочности рам грузовых автомобилей.

Работы выполнены научными коллективами НОЦ «Транспорт» Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева с непосредственным участием молодых ученых и преподавателей, не являющихся штатными сотрудниками НГТУ.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

**Раздел 1**


1.1 Кнороз В.И., Кенников Е.В. Шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.

1.2 Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.

1.3 Крживицкий А.А. Автотранспорт для снежного пути. – М.: Машгиз, 1939. – 199 с.

1.4 Крживицкий А.А. Снегоходные машины. – М.: Машгиз, 1949 – 236 с.

1.5 Крагельский И.В. Физические процессы, проходящие в снеговом покрове // Тр. Совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. – С.170 – 174.

1.6 Барахтанов Л.В., Ершов В.И., Куляшов А.П., Рукавишников С.В. Снегоходные машины. – Горький.: Волго-Вятское книжное изд-во, 1986. –192 с.

1.7 Рукавишников С.В. Влияние некоторых конструктивных параметров снегоходной машины на сопротивление движению // Снегоходные машины: Труды ГПИ им. А.А. Жданова. – 1967. – Т. XXIII. – вып. 7. – С. 11 – 20.

1.8 Бабков В.Ф., Бируля А.К., Сиденко В.М. Проходимость колесных машин по грунту. – М.: Автотрансиздат, 1959. – 189 с.

1.9 Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина: Пер. с англ. / Под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.

1.10 Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.

1.11 Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.

1.12 Панов В.И. Взаимодействие со снежным покровом гусеничносанных поездов и пути повышения тяговых качеств: Дисс. … канд. техн. наук: 05.05.03. - Горький, 1965. – 212 с.

1.13 Малыгин В.А. Исследование воздействия на снежный покров машин с гусеничным движителем // Снегоходные машины: ГПИ им. А.А. Жданова. – 1971. – Т. XXVII. – Вып. 10. – С. 58 – 62.

1.14 Барахтанов Л.В., Ершов В.И., Куляшов А.П., Рукавишников С.В. Снегоходные машины. – Горький.: Волго-Вятское книжное изд-во, 1986. –192 с.

1.15 Барахтанов Л.В. Повышение проходимости гусеничных машин по снегу: Дисс… докт. техн. наук: 05.05.03. – Горький, 1988 г. – 352 с.

1.16 Наумов В.Н. Развитие теории взаимодействия движителей с грунтом и ее реализация при повышении уровня проходимости транспортных роботов: Дисс. докт. техн. наук: 05.05.03. – М., 1993. – 376 с.

1.17 Барахтанов Л.В., Беляков В.В., Кравец В.Н. Проходимость автомобиля. – Н. Новгород: НГТУ, 1996. – 200 с.

1.18 Беляков В.В. Взаимодействие со снежным покровом эластичных движителей специальных транспортных средств: Дисс. …докт. техн. наук: 05.05.03. НГТУ, Н.Новгород,1999. – 485 с.

1.19 Шухман С.Б., Переладов А.С. Оценка воздействия движителей автомобиля на почву // Автомобильная промышленность. – 2002. – № 6.– С. 16 – 19.

1.20 Донато И.О. Теоретическое и экспериментальное обоснование повышения проходимости колесных машин по снегу. – Дис. докт. тех. наук. – Н.Новгород, 2007. – 306 с.

1.21 Донато И.О. Проходимость колесных машин по снегу. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. – 321 с.

1.22 Ларин В.В. Методы прогнозирования и повышения опорной проходимости многоосных колесных машин на местности. – Дис. докт. техн. наук: – Москва, 2007 г. – 608 с.

1.23 Вольская Н.С. Разработка методов расчета опорно-тяговых характеристик колесных машин по заданным дорожно-грунтовым условиям в районах эксплуатации: Дисс… докт. техн. наук: 05.05.03. – М, 2008 г. – 370 с.

1.24 Котляренко В.И. Научное обоснование создания и разработка ходовых систем на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления. – Дис. докт. тех. наук. – Москва, 2009. – 280 с.

1.25 Аникин А.А. Разработка научных методов повышения проходимости по снегу особо легких гусеничных машин. - Дис. докт. тех. наук: 05.05.03. НГТУ, Н.Новгород, 2010. – 308 с.

1.26 Барахтанов Л.В. Расчет проходимости вездеходных машин при движении по снегу (ч.1) / Л.В. Барахтанов, А.А. Аникин, В.А. Жук, С.Е. Манянин // «Журнал ААИ». Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2010. – №2 (61). – с. 20-22.

1.27 Барахтанов Л.В. Расчет проходимости вездеходных машин при движении по снегу (ч.2) / Л.В. Барахтанов, А.А. Аникин, В.А. Жук, С.Е. Манянин // «Журнал ААИ». Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2010. – №3 (62). – с. 30-31.

1.28 Барахтанов Л.В. Анализ сопротивления движению гусеничных машин по снегу / Л.В. Барахтанов, А.А. Аникин // Электрон. жур. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». – 2010. – №8 http://technomag.edu.ru/doc/160347.html

1.29 Барахтанов Л.В. Влияние конструктивных параметров гусеничного движителя на проходимость / Л.В. Барахтанов, А.А. Аникин // Электрон. жур. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». – 2010. – №9 http://technomag.edu.ru/doc/160604.html

1.30 Барахтанов Л.В. Физико-механические свойства снега как полотна пути для движения машин / Л.В. Барахтанов, А.А. Аникин, И.О. Донато // Электрон. жур. «Наука и

образование: электронное научно-техническое издание». – 2010. – №10 http://technomag.edu.ru/doc/160649.html

1.31 Аникин А.А. Разработка конструкций особолегких гусеничных машин/ А.А. Аникин // Наука и образование. – 2010. – №8 http://technomag.edu.ru/doc/160285.html

1.32 Гончаров, К.О. Влияние экскавационно-бульдозерных эффектов, возникающих при криволинейном движении колеса, на сопротивление качению / К.О. Гончаров, В.С. Макаров, В.В. Беляков // Электронное научно-техническое издание Наука и Образование. 06.2010

1.33 Барахтанов Л.В., Котляренко В.И., Манянин С.Е., Соколов И.А. Моделирование взаимодействия колесной машины с грунтом . // Журнал автомобильных инженеров №2(67), 2011 г., с. 26-28.

1.34 Алипов А.А., Беляков В.В., Блохин А.Н., Зезюлин Д.В. Распределений давлений в контакте шины с дорогой // Вестник ИжГТУ, 2011, №1(49), с. 15-18.

1.35 Блохин А.Н., Беляков В.В., Зезюдин Д.В., Алипов А.А. Определение нормальных усилий в контакте шины сверхнизкого давления с опорной поверхностью. // Журнал автомобильных инженеров №2(67), 2011 г., с. 30-33.

1.36 Манянин С.Е. Семейство снегоболотоходов на шинах сверхнизкого давления // Журнал автомобильных инженеров №3(68), 2011 г., с. 38-40.

1.37 PACEJKA, Hans B. (2006): Tyre and Vehicle Dynamics. SAE International and Elsevier. ISBN: 978-0-7680-1702-1. 642p

1.38 Shoop, S.A., Richmond, P.W. and Lacombe, J. (2006) ‘Overview of cold regions mobility modeling at CRREL’, Journal of Terramechanics, Vol. 43, Issue 1, pp. 1-26.

1.39 Schmid, I.C. (1995) Interaction of vehicle and terrain: Results from 10 years research at IKK. Journal of Terramechanics, 32(1): 3–26.

1.40 Smith, D.M. (2000) Response of granular layers in flexible pavements subjected to aircraft loading.ERDC/GL TR-00-3, U.S. Army Corps of Engineers, Engineer Research and Development Center, Vicksburg, MS.

1.41 Lee, Richard Chan (2009) Stochastic Terrain and Soil Modeling for Off-Road Mobility Studies. Master's Thesis, Blacksburg, Virginia

1.42 Соколов И.А. Моделирование пневмоколесного движителя сверхнизкого давления. Расчетное исследование базовых характеристик. / И.А. Соколов, С.Е. Манянин, А.В. Тумасов, Л.В. Барахтанов, В.И. Котляренко // Журнал автомобильных инженеров №1(66), 2011 г., с. 26-29..

1.43 Кошарный Н.Ф. Технико-эксплуатационные свойства автомобилей вы-сокой проходимости. – Киев: Вища школа, 1981. – 208 с.

1.44 Беляков В.В. Методика расчета и анализ путей повышения проходимости многоосных колесных машин по снегу: Дисс… канд. техн. наук: 05.05.03. – Н. Новгород, 1991 г. – 307 с.

1.45 Бабков В.Ф., Безруков В.М. Основы грунтоведения и механика грунтов. – М.: Высшая школа, 1976. – 328 с.

1.46 Троицкая М.Н. Зависимость между нагрузкой и деформацией при вдавливании в грунт штампов различного очертания // Тр. Совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: АН СССР, 1950. – С.24 – 26.

1.47 Hanamoto B. Effect of snow cover on stacle per formance of vehicles –Journal of Terramech. 1976. vol 3, N03. 121 – 140p.

1.48 Бабков В.Ф., Бируля А.К., Сиденко В.М. Проходимость колесных машин по грунту. – М.: Автотрансиздат, 1959. – 189 с.

1.49 Рукавишников С.В. Особенности взаимодействия гусеничного движителя снегоходных машин с полотном пути. – Горький: ГПИ, 1979. - 95 с.

1.50 Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. – М.: Машиностроение, 1981. – 230 с.

1.51 Герсеванов Н.М., Польшин Д.Е. Теоретические основы механики грунтов и их практическое применение. – М.: Госстройиздат, 1948. – 247 с.

1.52 Кацигин В.В. О закономерностях сопротивления почв сжатию // Меха-низация и электрификация соц. сел. хозяйства. – 1962. – № 4. – С.21 – 25.

1.53 Бойков В.П., Белковский В.Н. Шины для тракторов и сельскохозяйст-венных машин. – М.: Агропромиздат, 1988. – 240 с.

1.54 Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1966. – 195 с.

1.55 Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. – Минск: Академия сельскохозяйственных наук БССР, 1960. - 228с.

1.56 Ульянов Н.А. Колесные движители строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1982. – 279 с.

1.57 Крагельский И.В. Физическо-механические свойства снегового покрова // Сборник материалов по строительству и эксплуатации зимних аэродромов. – Воениздат, 1942. – Вып. 1. – 13 – 31 с.

1.58 Ильюшин А.А. Механика сплошной среды. – М.: Изд-во МГУ, 1990. – 310 с.

1.59 Добронравов В.В., Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1983. – 575 с..

1.60 Ионов В.Н., Огибайлов П.М. Прочность пространственных элементов конструкций. Основы механики сплошной среды, В 3 т. – М.: Высшая школа, 1979. –Т.1. – 384 с.

1.61 Летошнев М. Н. Взаимодействие конной повозки и дороги. М.: Транспечатьт НКПС, 1929. – 206 с.

1.62 Бабков В.Ф. Образование колеи при движении автомобиля // Труды совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. – С. 94 – 115.

1.63 Маршак А.К. О профиле поверхности пневматических колес при контакте их с почвой // " Сельскохозяйственная машина " – 1956. – №3. – С. 6 – 11.

1.64 Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю. Математическая модель взаимо-действия упругого колеса с деформируемым грунтом в режимах бортового поворота // Тр. МВТУ. – 1984. - №411. – С.85 – 108.

1.65 Рождественский Ю.Л., Наумов В.Н. Определение параметров равновесного контакта упругого колеса с грунтом // Изв вузов. Машиностроение. – 1986. – №8. – С.93 – 97.

1.66 Бойков В.П., Левин Н.А. Определение некоторых показателей взаимодействия колесного движителя трактора с почвогрунтом // Тракторы и сельхозмашины. – 1986. – № 6. – С.6 – 10.

1.67 Левин М.А., Фуфаев М.А. Теория качения деформированного колеса. – М.: Наука, 1980. – 416 с.

1.68 Антонов А.С. Теория гусеничного движителя. – М.: Машгиз, 1949. –200 с.

1.69 Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность машина: Пер. с англ. / Под ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.

1.70 Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Семенов В.М., Соловьев В.И. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.

1.71 Assur A.Locomotion over soft soil and snow / SAE Preprint, № 782F, 13 – 17/1, 1964. 18 p.

1.72 Бабков В.Ф. Напряжения в грунтовых основаниях дорожных одежд // Тр. ДОРНИИ М. – 1941. – Вып. 111. – 128 с.

1.73 Развитие расчетных моделей определения сопротивления движению // А. Ф. Батанов, Н.А.Забавников, А.В.Мирошниченоко и др.// Тр. МВТУ. – 1984. – №411. – С.130 – 153

1.74 Бируля А.К. Проходимость автомобилями черноземных грунтов // Труды совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. – С. 122 – 128.

1.75 Wong JY., Preston–Thomas T. On the characterization of the shear steregsolisplacement relationship of terrain //. Journal of Terramech. – 1983. – v.19, N4, – p.p.225 – 234.

1.76 Донато И.О., Чечулина О.А., Куляшов А.П. Исследование проходимости промышленных колесных тракторов по снегу //Состояние и перспективы автомобильного транспорта в

России: Материалы международной науч.-техн. конференции. - Н.Новгород: НГТУ. 1998. С.348 – 354

1.77 Крживицкий А.А. Снегоходные машины. – М.: Машгиз, 1949 – 236 с.

1.78 Бируля А.К. Сцепление пневматической автомобильной шины с грунтом // Труды совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: Изд-во АН СССР, 1950. – С. 15 – 20.

1.79 Барахтанов Л.В. Повышение проходимости гусеничных машин по снегу: Дисс… докт. техн. наук: 05.05.03. – Горький, 1988 г. – 352 с.

1.80 Войтковский К.Ф. Механические свойства снега. – М.: Наука,1977. –128 с.

1.81 Ишлинский А.Ю. Линейные законы деформирования не вполне упругих тел // Докл. АН СССР. – 1948. – Т.26, №1. – С.57 – 61.

1.82 Карельских Д.К., Кристи М.К. Теория, конструкция и расчет тракторов. – М.: Машгиз, 1940. – 519 с.

1.83 Мельников Е.С. Влияние повышенных скоростей на тягово-сцепные свойства и проходимость гусеничных тракторов при работе на торфяно-болотных почвах: Автореферат дисс….канд. техн. наук. – Минск, 1969. – 16 с

1.84 Планетоходы / Под ред А.Л. Кемурджиана. – М.: Машиностроение, 1982. 319 с.

1.85 Ишлинский А.Ю., Кондратьева А.С. О качении жестких и пневматических колес по деформируемому грунту // Труды совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: АН СССР, 1950. – С. 68 – 88.

1.86 Скотников В.А., Пономарев А.В., Климанов А.В. Проходимость машин –Минск: Наука и техника, 1982.–328 с.

1.87 Воронин В.А., Буракова С.А. Аналитическое определение нормальных давлений гусеничного движителя на грунт // Механизация и электрификация соц. с.-х. – 1966. – №7. С. 10 – 13.

1.88 Маевский А.П. Исследование процесса движения гусеничного трелевочного трактора по снежной целине: Дис. …канд. техн. наук. – Иркутск, 1964. – 233 с.

1.89 Маслов Н.Н. Основы инженерной геологии и механики грунтов. – М.: Высшая школа, 1982. -511 с.

1.90 Малыгин В.А., Крюков Л.Т. Влияние параметра штампа на сопротивление его перемещению в снежном покрове // Снегоходные машины: Тр. ГПИ им. А.А. Жданова. – 1969. – Т. XXV. – Вып. 26. – С. 97 – 100.

1.91 Новичихин В.А. Деформация опорными поверхностями сжимаемой среды. – Минск: Высшая школа, 1964. – 137 с.

1.92 Крагельский И.В., Шахов А.А. Изменение механических свойств снежного покрова во времени затвердения // Сб. Физико-механические свойства снега. – М.: Изд. АН СССР, 1945. – С. 17 – 21.

1.93 Покровский Г.И. Трение и сцепление в грунтах. – М.: Стройиздат, 1941. – 162 с.

1.94 Нафиков М.З., Поляков И.С. Расчет сопротивления движению трактора // Тракторы и сельхозмашины. – 1968. – №1. – С. 14 – 16.

1.95 Reece A., Curve fitting technique in soil vehicle mechanics. – Journal of Terramech. 1964. vol 1, N02. 101 – 110p.

1.96 Терцаги К. Р. Теория механики грунтов – М.: Госстройиздат, 1961. – 507 с.

1.97 Скотников В.А., Пономарев А.В., Климанов А.В. Проходимость машин –Минск: Наука и техника, 1982.–328 с.

1.98 Стрельцов Э.М. Исследование влияния некоторых эксплуатационных факторов на проходимость трелевочных тракторов: Автореферат дисс… канд. техн. наук: 05.05.03. – М., 1977. – 16 с.

1.99 Цытович Н.А. Механика грунтов. – М.: Госстройиздат, 1963. – 636 с.

1.100 Ширков А.С., Янкин В.М. Тягово-сцепные показатели тракторов на снежной целине // Труды Всесоюзн. науч. исслед. техн. ин-та ремонта и эксплуатации машин тракторного парка. – 1966. – Т. 9. – С. 155 – 162.

1.101 Рукавишников С.В. Физико-механические свойства снежного полотна пути и их влияние на конструктивные параметры вездехода: Методическая разработка / Горький, 1978. – 31 с.

1.102 Янкин В.М. Исследование влияния состояния снежного покрова на тягово-сцепные свойства гусеничных тракторов класса 3 т. в зимних условиях Северного Казахстана: Автореферат дисс. …канд. техн. наук. – Челябинск, 1968. – 18 с.

1.103 Беляков В.В. Взаимодействие со снежным покровом эластичных движителей специальных транспортных средств: Дисс. …докт. техн. наук: 05.05.03. НГТУ, Н.Новгород,1999. – 485 с.

1.104 Беляков В.В. Методика расчета и анализ путей повышения проходимости многоосных колесных машин по снегу: Дисс… канд. техн. наук: 05.05.03. – Н. Новгород, 1991 г. – 307 с.

1.105 Кравец В.Н. Теория автомобиля. Учебное пособие; НГТУ. – Нижний Новгород, 2007. – 368 с.

1.106 Бабков В.Ф., Гербурт-Гейбович А.В. Основы грунтоведения и механики грунтов. – М.: Автотрансиздат, 1956. – 301 с.

1.107 Беляков В.В. Взаимодействие со снежным покровом эластичных движителей специальных транспортных средств: Дисс. …докт. техн. наук: 05.05.03. НГТУ, Н.Новгород,1999. – 485 с.

1.108 Малыгин В.А. Исследование процесса деформации снега под воздействием гусеничного движителя и обоснование выбора размеров опорной поверхности гусениц снегоходных машин: Дисс. … канд. техн. наук: 05.05.03. - Горький, 1971. – 155 с.

1.109 Осипович Ю. П.. Исследование проходимости трактора Т-А4 на снежной целине: Дисс. канд. техн. наук: 05.05.03. – М., 1976. –120 с.

1.110 Снегоходные машины / Л.В. Барахтанов, В.И. Ершов, С.В, Рукавишников, А.П. Куляшов. – Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1986. – 191 с.

1.111 Терцаги К. Р. Теория механики грунтов – М.: Госстройиздат, 1961. – 507 с.

**Раздел 2**

2.1 Технический регламент «О безопасности колесных транспортных средств», постановление Правительства Российской Федерации № 720 от 10.09.2009 г.

2.2 ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытания».

2.3 Тумасов, А.В. Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования / А.В. Тумасов, А.М. Грошев, В.Г. Дыгало и др. // Журнал ААИ – 2011 - №2 - С.34-37.

2.4 Тумасов, А.В. Исследование свойств активной безопасности автобуса среднего класса методом имитационного моделирования / А.В. Тумасов, В.А. Колтунов, С.Ю. Костин // Журнал «Труды НГТУ». – Н.Новгород: НГТУ, №1 (94), 2012. – С. 134–142.

2.5 Трусов Ю.П. Исследование тормозных свойств автобуса по результатам компьютерного моделирования и данных дорожных испытаний / Ю.П. Трусов, А.М. Грошев, С.Ю. Костин, Г.А. Коникова, П.В. Середа // Журнал «Труды НГТУ». – Н.Новгород: НГТУ, №3 (96), 2012. – С. 157–161.

2.6 Иванов, А.А. MSC.Adams: Теория и элементы виртуального конструирования и моделирования / А.А. Иванов – 97с.

2.7 Буров, А.Г. Совместное использование вычислительных пакетов MSC.Adams и MATLAB / А.Г. Буров – 43с.

2.8 Дьяконов, В.П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 в математике и моделировании / В.П. Дьяконов. М.:СОЛОН-Пресс, 2005. – 576с.

2.9 Поршнев, С.В. Компьютерное моделирование физических процессов в пакете MATLAB / С.В. Поршнев. М.: Горячая линия - Телеком, 2003. – 592с.

2.10 Терёхин, В.В. Моделирование в системе MATLAB: Учебное пособие / В.В. Терёхин. Новокузнецк: Кузбассвузиздат, 2004. -376с.Глобальные технические правила №8 «Электронные системы контроля устойчивости» ECE/TRANS/180/Add.8, 2008 г.

**Раздел 3**


3.1 Автомобильные и тракторные двигатели. Ленин И.М., Костров А.В., Малашкин О.М. и др. Высшая школа, 1976. - 364 с.

3.2 Адясов А.Ю. Разработка методики выбора передаточных чисел трансмиссии автомобиля на основе рационального сочетания тягово-скоростных свойств, топливной экономичности и экологичности выхлопных газов. Диссерт. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. – Нижний Новгород, 2002.

3.3 Балабин И.В., Логунов А.А., Ракляр А.М. Шины и работа автомобиля. М.: НИИАвтопром, 1973 – 95 с.

3.4 Барахтанов Л.В., Беляков В.В., Кравец В.Н. Проходимость автомобилей: Учеб. пособие. Нижегород. гос. техн. ун-т. Н.Новгород, 1996. – 200 с.

3.5 Безбородова Г.Б., Галушко В.Г Моделирование движения автомобиля.. Киев, "Вища школа", 1978, 168 с.

3.6 Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность-машина./ Пер. с англ. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.

3.7 Беляков В.В., Бескин И.А., Куляшов А.П., Наумов В.Н. и др. Вездеходные транспортно-технологические машины. Основы теории движения / Под общ. ред. В.В. Белякова и А.П. Кулешова. – Н.Новгород: ТАЛАМ, 2004, 960 с.

3.8 Влияние сопротивления качению шин на расход топлива автомобилем. Кнороз В.И., Лурье М.И., Петров И.П. и др. // Автомобильная промышленность, №3, 1968.

3.9 Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. // Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1995. - 256 с.

3.10 Вохминов Д.Е. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования. Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. – М., 2005 – 20 с.

3.11 Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей. Киев: Высшая школа, 1971. - 231 с.

3.12 Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. М.: Транспорт, 1990, - 135 с.

3.13 Гоздек В.С. Устойчивость качения сблокированных ориентирующихся колес шасси самолета. // Труды ЦАГИ. – 1970, вып. 1196. – с. 3-17.

3.14 Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: учебник для вузов. - Мн.: Выш.шк., 1986. – 208 с.

3.15 Вохминов Д.Е., Коновалов В.В., Московкин В.В., Селифонов В.В., Серебряков В.В. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования. Учебное пособие. – М.: МГАПИ, МГТУ «МАМИ», 2000. – 42 с.

3.16 Диваков Н.В., Стрельников А.Н. Топливный баланс автомобиля. // Автомобильная промышленность, №8, 1981, с 13-14.

3.17 Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. Под. ред. А.А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976 – 535 с.

3.18 Дмитриевский А.В., Шатров Е.В. Топливная экономичность бензиновых двигателей. М.: Машиностроение,1985. – 208 с.

3.19 Евграфов А.Н., Высоцкий М.С. Аэродинамика колесного транспорта. – Мн.: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2001. – 368 с.

3.20 Евграфов А.Н., Высоцкий М.С., Титович А.И. Аэродинамика магистральных автопоездов. Мн.: Наука и техника, 1988. – 232 с.

3.21 Ечеистов Ю.А. Исследование увода мотоциклетных шин // Вопросы машиностроения (сб. статей). Изд. АН СССР, 1950.

3.22 Жегалин О.И., Лупачев П.Д. Снижение токсичности автомобильных двигателей. М.: Транспорт, 1985, 120 с.

3.23 Жиглявский А.А., Жилинскас А.Г. Методы поиска глобального экстремума. М.: Наука, 1991. – 250 с.

3.24 Законодательные и потребительские требования к автомобилям: Учеб. пособие // В.Н. Кравец, Е.В. Горынин; Нижегород. гос. техн. ун-т. Н.Новгород, 2000. – 400 с.

3.25 Защита окружающей среды в связи с развитием автомобилизации. // Межвузовский сборник научных трудов. Под ред. Обельницкого А.М., М., 1979

3.26 Звонов А.В. Токсичность ДВС. М., Машиностроение, 1973. – 200 с.

3.27 Зимелев Г.В. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1959. – 312 с.

3.28 Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля. Теоретический анализ: Учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 1966. – 280 с.

3.29 Ишлинский А.Ю. Трение качения // ПММ. – 1938. – Т.2, вып. 2. – с. 245-260.

3.30 Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси // Труды ЦАГИ. – 1945. – №564. – с.1-33.

3.31 Кнороз В.И., Кленников Е.В., Петров И.П. Работа автомобильной шины. М.: Транспорт, 1976. – 236 с.

3.32 Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.

3.33 Князев А.В., Блохин А.Н. К вопросу о коэффициентах продольного крипа при качении деформированного колеса. // Известия высших учебных заведений, №10 2006.

3.34 Коротоношко Н.И. Автомобили с блокированным и дифференциальным приводом. М.: Машгиз, 1948. – 119 с.

3.35 Кудрявцев Ю.В., Петрушов В.А. Исследование аэродинамических качеств и сопротивлений качению автомобилей ГАЗ в заводских условиях. // Вестник машиностроения №9 1995, с. 28-36.

3.36 Левин М.А., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. – 272 с.

3.37 Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. - 240 с.

3.38 Лурье М.И., Токарев А.А. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. М.: Машиностроение, 1967 – 210 с.

3.39 Михайловский Е.В. Аэродинамика автомобиля. М.: Машиностроение, 1973. – 222с.

3.40 Московкин В.В., Евграфов А.Н., Петрушов В.А. Топливная экономичность грузовых автомобилей и автопоездов, методы исследования и расчета. М.: НИИАвтопром, 1979. – 31 с.

3.41 Московкин В.В., Евграфов А.Н., Петрушов В.А. Аэродинамическое сопротивление грузовых автомобилей и автопоездов и его влияние на топливную экономичность. М.: НИИАвтопром, 1979. - 70 с.

3.42 Московкин В.В., Петрушов В.А., Стригин И.А. Влияние нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха на коэффициент сопротивления качению колеса с пневматической шиной в ведомом режиме.// Труды НАМИ, вып. 131, 1971.

3.43 Московкин В.В. Выбор оптимальных параметров автомобиля. // Автомобильная промышленность №6 1997, с. 7-12.

3.44 Московкин В.В. Система методов для исследования и расчета топливной экономичности и скоростных свойств автомобиля. Автореф. диссерт. на соиск. учен. степ. докт. техн. наук. М., 1999.

3.45 Неустановившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей. Ждановский Н.С., Ковригин А.И., Шкрабок В.С. и др.. Л.: Машиностроение, 1974. – 214 с.

3.46 Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А., Мартынов К.В. Оптимизация разгона АТС. // Автомобильная промышленность, №1 2002, с. 20-21.

3.47 Наркевич Э.И. Трансмиссия с геометрическим рядом плотностей ступеней. // Автомобильная промышленность №11 1992, с. 8-9.

3.48 Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика неголономных систем. М.: Наука, 1967. – 520 с.

3.49 Петрушов В.А. Новый метод определения сопротивления движению автомобиля. // Автомобильный транспорт, №11 1982, с 13 – 17.

3.50 Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля. М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.

3.51 Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. М.: Машиностроение, 1975. - 223 с.

3.52 Пирковский Ю.В. Общая формула сопротивления качению полноприводного автомобиля. // Автомобильная промышленность, №4 1973, с 34-35.

3.53 Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля. М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2001. – 230с.

3.54 Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение, 1981. – 279с.

3.55 Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник.// Под ред. А.И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

3.56 Райков И.Я. Испытания ДВС. М.: Высшая школа, 1985. – 320 с.

3.57 Рокар И. Неустойчивость в механике, автомобили, самолеты, висячие мосты. – М.: ИЛ, 1959. – 287 с.

3.58 Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М., Машиностроение, 1990. - 355 с.

3.59 Снижение токсичности и повышение экономичности транспортных энергоустановок. // Под ред. Грунауэра. Харьков: Вища школа, 1981.

3.60 Токарев А.А. Десять конструктивных факторов, определяющих рабочие параметры АТС. // Автомобильная промышленность №7 1990, с. 13.

3.61 Токарев А.А. Конструкция и комплексные технические показатели АТС. // Автомобильная промышленность №9, 1990, с15-17.

3.62 Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. М.: Машиностроение, 1982. - 222 с.

3.63 Токарев А.А., Шмидт А.Г. Новые методы определения эксплуатационного расхода топлива. // Автомобильная промышленность №12 1992, с. 11-14.

3.64 Токарев А.А., Шмидт А.Г. Теоретические предпосылки расчетного анализа мощностного, силового и топливного балансов автомобиля. // Сб.: Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. М.: Изд. НАМИ, 1989. – с. 40-45.

3.65 Токарев А.А., Шмидт А.Г. Составляющие топливного баланса автомобиля. // Автомобильная промышленность №4 1990, - с. 11.

3.66 Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями. Асмус Т.У., Боргнакке К., Кларк С.К. и др. Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1988. – 504 с.

3.67 Успенский И.Н. Конструирование трансмиссии автомобиля. Коробки передач. Учебное пособие. Горький, изд. ГПИ им А.А. Жданова, 1980. - 60 с.

3.68 Фалькевич Б.С. Динамические и экономические испытания автомобилей. М.: Машгиз, 1944.

3.69 Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. М.: Машиностроение, 1963. – 239 с.

3.70 Филькин Н.М. Оптимизация внешней скоростной характеристики по тягово-скоростным свойствам АТС. // Автомобильная промышленность №10 1995, с.6-9.
3.71 Цитович И.С., Митин Б.Е., Дзюнь В.А. Надежность трансмиссий автомобилей и тракторов. – Мн.: Наука и техника, 1985 – 143 с.
3.72 Чудаков Е.А. Тяговый расчет. М.: Машгиз, 1930.
3.73 Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. – 343 с.
3.74 Чудаков Е.А. Теория автомобиля и расчет автомобиля. М.: Машгиз, 1959.
3.75 Чудаков Е.А. Конструкция и расчет автомобиля. М.: Машгиз, 1951 - 433
3.76 Чудаков Е.А. Динамическое и экономическое исследование автомобиля. М.: Машгиз, 1928. - 168 с.
3.77 Чудаков А.А. Качение автомобильного колеса. М.: Машгиз, 1950. – 72 с.
3.78 Экспериментальные методы исследования топливной экономичности и скоростных свойств автомобилей на Автополигоне НАМИ. // Токарев А.А., Наркевич Э.И., Крупченков В.С. и др. М.: Труды НАМИ, вып. 178. 1980, с. 111-125.
3.79 Яковлев Н.А. Определение сопротивления качения и воздуха. // Мотор, №12 1934.
3.80 Яковлев Н.А., Диваков Н.В. Теория автомобиля. М.: Высшая школа, 1962.
3.81 Hadekel R. Some notes on pneumatic tyres. // Aircraft Engineering. – 1944. – N 1. – p.11-14.
3.82 Nordeen D.L. Tire lateral forces interpreted by a simple control analysis. // SAE Journal. – 1968. – V.76, N 6.
3.83 Smiley R.F. Correlation, evaluation and extension of linearized theories for tire motion and wheel shimmy. // NASA Report. – 1957. – №1299. – p.48.
3.84 Smiley R.F., Horne W.B. Mechanical properties of pneumatic tires with special reference to modern aircraft tires. // NASA technical report

**Раздел 4**

4.1 Кнороз В.И., Кенников Е.В. Шины и колеса. – М.: Машиностроение, 1975. – 184 с.
4.2 Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
4.3 Вонг Д. Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ. / Под ред. А.И. Аксёнова. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.
4.4 Куляшов А.П., Колотилин В.Е. Экологичность движителей транспортно -технологических машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 288 с.
4.5 Ульянов Н.А. Основы теории и расчета колесного движителя землеройных машин. – М.: Машиностроение, 1962. – 207 с.

4.6 Цукерберг С.М., Захаров С.П., Ненахов Б.В., Абрамова Э.Е. Шины для автомобилей повышенной проходимости. – М.: ГНТИ Химической литературы, 1960. – 76 с.

4.7 Бочаров Н.Ф., Гусев В.И., Семенов В.М., Соловьев В.И. Транспортные средства на

4.8 Автомобильные шины / Под ред. В.Л. Бидермана. – М.: Госхимиздат,1963. – 304 с.

4.9 Аксенов П. В. Многоосные автомобили: Теория общих конструктивных решений. – М.: Машиностроение, 1980. – 207 с.

4.10 Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2006. – 728 с.

4.11 Беляков В.В. Три источника, три составные части теории взаимодействия движителей транспортно-технологических машин с полотном пути // Развитие транспортно-технологических систем в современных условиях. Материалы международной науч.-практич. конф., Н.Новгород, 1997 г. – С.39-57.

4.12 Зимилев Г.В. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1959. – 312 с.

4.13 Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Н. Ф. Бочаров, И. С. Цитович, А. А. Полунгян, и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 299 с.

4.14 Кошарный Н.Ф. Основы теории рабочего процесса и расчета движителей автомобилей высокой проходимости. – Дис докт. техн. наук: – Киев,1978 г. – 467 с.

4.15 Кравец В.Н. Оценочные показатели проходимости автомобиля. // Проектирование, испытания, эксплуатация и маркетинг автотракторной техники. - Н.Новгород: НГТУ, 1997. – С.156-160.

4.16 Кравец В.Н. Теория автомобиля. - Н.Новгород: НГТУ, 2007. – 365 с.

4.17 Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.

4.18 Литвинов А.С., Фрумкин А.К. Краткий обзор и анализ движителей автотранспортных средств //Совершенствование конструкций и повышение эксплуатационных свойств автомобилей: Сб. науч. тр. / МАДИ, 1987. – С. –4-11.

4.19 Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство". – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

4.20 Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси). – М.: Юнити –ДАНА, 2001.– 230с.

4.21 Проектирование полноприводных колесных машин / Под ред. А.А. Полунгяна, в трех томах. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. –Т.1 –496 с.

4.22 Проектирование полноприводных колесных машин / Под ред. А.А. Полунгяна, в трех томах. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. –Т.3 –432 с.

4.23 Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.

4.24 Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1950. – 343 с.

4.25 Ларин В.В. Методы прогнозирования и повышения опорной проходимости многоосных колесных машин на местности. – Дис. докт. техн. наук: – Москва, 2007 г. – 608 с.

4.26 Вольская Н.С. Разработка методов расчета опорно-тяговых характеристик колесных машин по заданным дорожно-грунтовым условиям в районах эксплуатации. – Дис. докт. техн. наук: – Москва, 2008 г. – 370 с.

4.27 Исследования шин сверхнизкого давления для снегоболотоходов [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://arctictrans.ru/node/112, свободный.

4.28 Исследования по тонкостенным шинам фирм Трэкол (1300х600-21), Авторос (49х23,5-21) и Арктиктранс [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://arctictrans.ru/node/179, свободный

4.29 Барахтанов Л.В., Беляков В.В., Кравец В.Н. Проходимость автомобиля. – Н. Новгород: НГТУ, 1996. – 200 с.

4.30 Бронто 1922 «Марш» [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.pikap.ru/models/19/, свободный

4.31 Продажа вездеходов для охоты, рыбалки (Москва), купить вездеход амфибию, цены, отзывы [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.trecol.ru, свободный

4.32 Вездеходы на шинах низкого давления [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://arctictrans.ru/vezde/lop, свободный.

4.33 Welcome to Aton Impulse.com [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.atonimpulse.com, свободный.

**Раздел 5**

5.1 Демочка О.И. Пути уменьшения вредности отработавших газов карбюраторных двигателей. Обзор. М.,1966

5.2 Денисов В.И. Защита окружающей среды при эксплуатации автомобильного транспорта. Горький, Волго-Вят.кн.изд-во, 1984.

5.3 Диваков Н.В., Стрельников А.Н. Топливный баланс автомобиля. // Автомобильная промышленность, №8, 1981, с 13-14.

5.4 Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. Под. ред. А.А. Хачатурова. М.: Машиностроение, 1976 – 535 с.

5.5 Чудаков Е.А. Тяговый расчет. М.: Машгиз, 1930.

5.6 Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1950. – 343 с.

5.7 Зимелев Г.В. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1959. – 312 с.

5.8 Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. М.: Машиностроение, 1963. – 239 с.

5.9 Цитович И.С., Митин Б.Е., Дзюнь В.А. Надежность трансмиссий автомобилей и тракторов. – Мн.: Наука и техника, 1985 – 143 с.

5.10 Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: учебник для вузов. - Мн.: Выш.шк., 1986. – 208 с.

5.11 Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник.// Под ред. А.И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

5.12 Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. М.: Машиностроение, 1982. - 222 с.

5.13 Успенский И.Н. Конструирование трансмиссии автомобиля. Коробки передач. Учебное пособие. Горький, изд. ГПИ им А.А. Жданова, 1980. - 60 с.

5.14 Нарбут А.Н., Мухитдинов А.А., Мартынов К.В. Оптимизация разгона АТС. // Автомобильная промышленность, №1 2002, с. 20-21.

5.15 Наркевич Э.И. Трансмиссия с геометрическим рядом плотностей ступеней. // Автомобильная промышленность №11 1992, с. 8-9.

5.16 Филькин Н.М. Оптимизация внешней скоростной характеристики по тягово-скоростным свойствам АТС. // Автомобильная промышленность №10 1995, с.6-9.

5.17 Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М., Машиностроение, 1990. - 355 с.

5.18 Беляков В.В., Бескин И.А., Куляшов А.П., Наумов В.Н. и др. Вездеходные транспортно-технологические машины. Основы теории движения / Под общ. ред. В.В. Белякова и А.П. Кулешова. – Н.Новгород: ТАЛАМ, 2004, 960 с.

5.19 Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. М.: Транспорт, 1990, - 135 с.

5.20 Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М., Машиностроение, 1990. - 355 с.

5.21 Дьяков И.Ф., Кузнецов В.А. Комплексная оптимизация передаточных чисел трансмиссии.// Автомобильная промышленность, №7, 2002, с.15-16.

5.22 Жиглявский А.А., Жилинскас А.Г. Методы поиска глобального экстремума. М.: Наука, 1991. – 250 с.

5.23 Цитович И.С., Митин Б.Е., Дзюнь В.А. Надежность трансмиссий автомобилей и тракторов. – Мн.: Наука и техника, 1985 – 143 с.

5.24 Недялков, А.П. Применение опережающих технических решений при создании механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением. / А.П. Недялков, А.Н. Блохин // technomag.edu.ru: Наука и Образование: электронное научно-техническое издание. 2011. выпуск 2. URL http://technomag.edu.ru/doc/165381.html (дата обращения 03.03.11)

5.25 Недялков, А.П. Перспективы создания типоразмерного ряда унифицированных механических ступенчатых коробок передач с автоматизированным управлением. / А.П. Недялков, А.А. Ипатов // Автомобили. Сборник научных трудов. Выпуск 232. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2004, с. 11-62.

5.26 Недялков, А.П. Перспективные разработки конструкций механических коробок передач с механическим и автоматическим управлением. / А.П. Недялков, А.А. Ипатов // Автомобили. Сборник научных трудов. Выпуск 232. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2004, с. 63-89.

5.27 Недялков, А.П. Сравнительная оценка показателей изгибной и контактной несущих способностей / А.П. Недялков, А.А. Трикоз // Автомобили и двигатели. Сборник научных трудов. Выпуск 230. М.: ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ», 2002, с. 160-169.

5.28 Недялков, А.П. Механические синхронизированные коробки передач / Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. Сб.науч.тр. / НАМИ – 1993. – Вып.214. С. 73-85.

5.29 Дымшиц, И. И. Коробки передач. М.: Машгиз, 1960. – 360 с.

5.30 ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. М., 1988. 129с.

5.31 Балабин И.В., Логунов А.А., Ракляр А.М. Шины и работа автомобиля. М.: НИИАвтопром, 1973 – 95 с.

**Раздел 6**

6.1 Блохин, А.Н. Расход энергии транспортного средства с электроприводом при движении в городских условиях / Блохин А.Н., Зезюлин Д.В., Беляков В.В.// Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2012. – №1(53). – С. 21-25.

6.2 Блохин А.Н. Результаты исследования электромобиля на шасси «ГАЗель» / Блохин А.Н., Грошев А.М., Яржемский А.Д.,Козлова Т.А., Серопян М.С.// Наука и образование: электронное научно-техническое издание». – 2012. - №12. http://technomag.edu.ru/doc/499839.html

6.3 В.Н. Кравец. Теория автомобиля. Учебник для ВУЗов. – Нижний Новгород, НГТУ, 2008 г.

6.4 Парафенко, Н.И. О создании перспективных моделей экомобилей и организации их серийного производства в украине. Исходные материалы для создания государственной научно–технической программы «Производство малотоннажных грузовых и других перспективных моделей экомобилей»(проект)

6.5 ГОСТ 21247.4 – 78. Лента стальная электротехническая холоднокатаная анизотропная.

6.6 ГОСТ 22050 – 76. Магнитопроводы ленточные.

6.7 Источники электропитания радиоэлектронной аппаратуры: Справочник/Г.С.Найвельт, К.Б.Мазель, Ч.И.Хусаинов и др.; Под ред. Г.С.Найвельта. – М.: Радио и связь,1985

6.8 ТУ 16 – 705.457 – 87. Провод медный прямоугольного сечения.

6.9 Авториал Устройство эксплуатация ремонт [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://avtorial.ru/GAZ/GAZel-42.html , свободный

6.10 Wikipedia [Электронный ресурс]: [открытая энциклопедия]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://en.wikipedia.org/wiki/General_Motors_EV1 , свободный

6.11 THINK [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.thinkev.com , свободный

6.12 Fisker Automotive, Inc. [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.fiskerautomotive.com/#!/karma/gallery:item=item-1 , свободный

6.13 Conceptcar.ee [Электронн ресурс]: [открытая энциклопедия]. – Электрон. дан. Режим доступа:http://www.conceptcar.ee/bmw/clever/index.html , свободный

6.14 Modec Limited [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.modeczev.com/ , свободный

**Раздел 7**

7.1 Бузуев А.Я. Влияние природных условий на судоходство в замерзающих морях. - Л.: Гидрометеоиздат, 1981. - 200 с.

7.2 Бузуев А.Я, Дубовцев В.Ф., Захаров В.Ф., Смирнов В.И.. Условия плавания судов во льдах морей северного полушария – С-Пб: 1988.280 с.

7.3 Фролов С.В. Основные закономерности распределения характеристик ледяного покрова и их влияние на движение ледокола в арктическом бассейне в летний период (по данным высокоширотных плаваний). //Тр. ААНИИ. – С-Пб:1997- Т.437, - С. 83-98.

7.4 Глазунов Ю.Н. Все машины вездеходны //Политехнические чтения: Сб. ст. Вып. 4/Политехн. музей; Сост.: Г.М. Глезер, Е.К. Кайко, В. С. Аверина и др.; Науч. ред. Г.Г. Григорян. - М., 2004. - 222 с.

7.5 [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://dic.academic.ru/dic.nsf/enc_tech/4047/, свободный

7.6 [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://mozilla.gusenicy.ru/obzor-gusenichnyh-vezdehodov/, свободный Данилов Р.Г. Автомобили для бездорожья. Серийный шнекоход// Техника и Вооружение 2011, №6, -С. 43-50

7.7 Вагущенко Л.Л., Стафеев А.М. Судовые автоматизированные системы навигации. - М.: Транспорт, 1989. - 230 с.

7.8 Воронов В.В., Перфильев В.К., Яловенко А.В. Технические средства судовождения. Конструкция и эксплуатация -М:, Транспорт, 1988 -225 с.

7.9 Радионов А. И., Сазонов А.Е. Автоматизация судовождения, М.: Транспорт, 1992. - 242 с.

7.10 Перечесов В.С. Разработка метода обеспечения эксплуатационной надежности системы автоматического управления курсом судна. Диссертация. 05.22.19.-Владивосток,2006.-106с.

7.11 Матвиенко Ю.В. Новое поколение адаптивных авторулевых // Автоматизация производства №4 2007 -С.89-91

7.12 Вагущенко Л.Л., Цымбал Н.Н. Системы автоматического управления движением судна. – 3-е изд., перераб. и доп.- Одесса: Фенікс, 2007. – 328 с.

7.13 [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://www.fpsi-pk.ru/innovations/a-17.html, свободный

7.14 Киселев Л.В., Инзарцев А.В., Медведев А.В. О некоторых особенностях динамической модели АНПА с элементами нечёткой логики // Морские технологии, № 5, 2003. Владивосток: Дальнаука. С. 18-31.

7.15 Малыгин Г.И., Сиек Ю.Л. Математическое моделирование движения подводного робота на основе нечеткой логики // Интернет-журнал "Технологии техносферной безопасности" (http://ipb.mos.ru/ttb) Выпуск № 4 (44) – август 2012 г. -С.1-10

7.16 Chang W.J., Chang W, Liu H.H. Model-based fuzzy modeling and control for autonomous underwater vehicles in the horizontal plane // Journal of Marine Science and Technology, vol. 11, №3, 2003. Pp. 155-163.

7.17 Takagi T., Sugeno M. Fuzzy identification of systems and its application to modeling and control // IEEE Transactions on systems, man and cybernetics. № 15 (1), 1985. Pp. 116-132.

7.18 Виткалов Я.Л. Исследование проблем синтеза нейросетевого контроллера в задаче управления курсом судна //Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук Владивосток: - 2006 25 с.

7.19 Кофман А. Введение в прикладную комбинаторику. – М.: Наука, 1975. – 479 с.

7.20 Асанов М.О., Баранский В.А., Расин В.В. Дискретная математика: графы, матроиды, алгоритмы. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. – 288 с.

7.21 Кормен Томас Х., Лейзерсон Чарльз И., Ривест Рональд Л., Штайн Клиффорд. Алгоритмы: построение и анализ: Пер. с англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2005. – 1296 с.

7.22 А.Ю. Дорогов, В.Ю. Лесных, И.В. Раков, Г.С. Титов Алгоритмы оптимального движения мобильных объектов по пересеченной местности и транспортной сети// «Штучний інтелект»№ 3 2008 -С.419-427

7.23 Власов А.И.. Аппаратная реализация нейровычислительных управляющих систем //Приборы и системы управления - 1999, №2, С.61-65.

7.24 Власов А.И. Нейросетевая реализация микропроцессорных систем активной акусто- и виброзащиты// Нейрокомпьютеры:разработка и применение, №1, 2000. С.40-44.

7.25 [Электронный ресурс]: [офиц. сайт]. – Электрон. дан. Режим доступа: http://neurnews.iu4.bmstu.ruu, свободный

**Раздел 8**

8.1 Александров М.Н. Безопасность человека на море. Л.: Судостроение, 1983.

8.2 Электронный ресурс: Классификация спасательных средств. http://sea-library.ru/bezopasnost-plavanija/218-klassifikacija-spasatelnih-sredstv.html

8.3 Электронный ресурс: Система, называемая GEMEVAC. http://www.releases.gov.nl.ca/releases/1998/mines&en/0707n03.htm

8.4 Электронный ресурс: АРКТОС ДЕВЕЛОПМЕНТС, ООО. http://murmanexpo.ru/eng/sevtek____noyabr/sevtekii/uch_sevtekii/?partid=41&page=7

8.5 Электронный ресурс: НГТУ - роторно-винтовые машины. http://cdm-ngtu.ru/rvm/

8.6 Электронный ресурс: TSS/HT Control — система контроля крена и дифферента для морской буровой платформы. http://www.valcom.ru/page.php?pageId=113&topicId=28&biblId=55

8.7 Электронный ресурс: Наши проекты - СМЛОП Варандей. http://www.arctic-info.ru/Projects/Page/varandeiskii-proekt--

8.8 Отчет о научно-исследовательской работе «Разработка и макетирование унифицированных программно-аппаратных модулей системы управления гетерогенной группировкой мобильных роботов», ЦНИИ РТК, СПб, 2012

8.9 Электронный ресурс: Тепловизоры MIC 412 TI. http://resurs.ua/index.php?id=2&tovar=38007

8.10 Hayes-Roth B. An Architecture for Adaptive Intelligent Systems // Artificial Intelligence, vol.72, 1995, pp. 325-365.

8.11 Интернет ресурс: http://agat-a.ru

8.12 Бутузов С. Ю. Сверхбыстродействующая АСУ взрывопожаробезопасностью промышленных предприятий // Вестник Академии Государственной противопожарной службы МЧС России, № 1. -М.: Академия ГПС МЧС России, 2004.

8.13 Топольский Н. Г. Основы автоматизированных системы пожаровзрывобезопасности объектов. -М.: МИПБ МВД России, 1997.

**Раздел 9**


9.1 Технический каталог / Комбинат станкостроительной промышленности, г. Будапешт, 1977. – 81с.

9.2 Product Catalogue. Information for commercial vehicle products. Knorr-Bremse Systems for commercial vehicles. Germany. 2004 – 353p.

9.3 Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» / А.И. Гришкевич. Д.М. Ломако. В.П. Автушенко и др.; Под. ред А.И. Гриш- кевича. - Мн.: Выш. шк., 1987. - 200 с.

9.4 Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник д.для студ. втузов/ П.П. Лукин. Г.А. Гаспарянц. В.Ф. Родионов. - М.: Машиностроение. 1984. - 376 с.

9.5 Осепчутов В.В., Фрумкин А.К., Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учебник для студентов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». - М.: Машиностроение. 1989. - 304 с.

9.6 Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Пневматический тормозной привод автотранспортных средств: Устройство и эксплуатация. - М.: Транспорт. 1988. - 224 с.

9.7 Цимбалин В.Б. Испытания автомобилей / В.Б. Цимбалин, И.Н. Успенский. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.

9.8 Красовский, Г.Н. Планирование эксперимента / Г.Н. Красовский, Г.Ф. Филаретов. – Минск: Изд-во БГУ, 1982. – 302 с.

9.9 Левшина, Е.С. Электрические измерения физических величин. Измерительные преобразователи / Е.С. Левшина, П.В. Новицкий. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.

9.10 Никольский, В.А. Применение программно-аппаратных комплексов для оценки тормозных свойств транспортных средств по результатам имитационного моделирования / В.А. Никольский, А.В. Тумасов, А.М. Грошев, В.В. Михайлов // Труды НГТУ - №3 (88), 2011. – С. 114–118.


**Раздел 10**


10.1 Орлов Л.Н. Пассивная безопасность и прочность кузовов, кабин автотранспортных средств. Методы расчета и оценки. – Н. Новгород: НГТУ, 2005.

10.2 Орлов Л.Н. Оценка пассивной безопасности, прочности кузовных конструкций автомобилей и автобусов. – Н. Новгород: НГТУ, 2005.

10.3 Орлов Л.Н., Тумасов А.В., Кочанов Е.В., Наумов Е.А. Основы расчета кузовных конструкций автотранспортных средств с применением программного комплекса MSC.Nastran. – Н. Новгород: НГТУ, 2008.

10.4 Орлов Л.Н., Тумасов А.В., Кочанов Е.В., Наумов Е.А., Багичев С.А. Основы расчета кузовных конструкций автотранспортных средств на прочность и безопасность с применением программного комплекса ABAQUS. – Н. Новгород: НГТУ, 2009.

10.5 Орлов Л.Н., Кочанов Е.В. Расчетная оценка прочности элементов кузовных конструкций, деталей и узлов автомобилей. – Н. Новгород: НГТУ, 2002.

10.6 Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. М., Стройиздат, 1982.

10.7 Григолюк Э.И., Коган Е.А., Кулаков Н.А. Нормирование прочности несущих систем автобусов // Под ред. Григолюка Э.И. - М.: Моск. гос. акад. автом. и тракт. маш-я. 1994. - 132 с.

10.8 Рыбников Е.К., Володин С.В., Соболев Р.Ю. Инженерные расчёты механических конструкций в системе MSC.Patran-Nastran. Часть I. Учебное пособие – М., 2003. – 130 с.

10.9 Рыбников Е.К., Володин С.В., Соболев Р.Ю. Инженерные расчёты механических конструкций в системе MSC.Patran-Nastran. Часть II. Учебное пособие. – М., 2003. – 174 с.

10.10 Орлов Л.Н., Тумасов А.В., Кочанов Е.В., Наумов Е.А., Багичев С.А. Основы разработки конечно-элементных моделей кузовных конструкций автотранспортных средств. Расчеты на безопасность и прочность. – Н. Новгород: НГТУ, 2009.

# А К Т

## о внедрении результатов научно-исследовательской (опытно-конструкторской) работы

Разработки:

Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева (НГТУ)
(название вуза)

а именно:

1 Методика выбора передаточных чисел многоступенчатых трансмиссии наземных транспортных средств
2 Методика оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам дорожных испытаний и компьютерного моделирования.
3 Методика расчетно-экспериментальной оценки прочности и жесткости рамы легкого коммерческого транспортного средства.
4 Методика оценки работоспособности компонентов тормозной системы с пневматическим приводом по результатам стендовых испытаний.
5 Методика оценки эффективного управления транспортным средством с автопилотом на роторно-винтовом движителе при движении по опорным поверхностям с низкой несущей способностью.

Рекомендации по генерируемым управляющим воздействиям. Параметры для оценки эффективности управления. (полное наименование разработок или перечня разработок).

выполненные по соглашению о предоставлении гранта в форме субсидии №14.B37.21.2066 от 14.11.2012 г. по теме «Разработка инновационных технологий проектирования и концептуальных решений в области создания энергоэффективных и безопасных наземных транспортных средств, оснащенных интеллектуальными системами управления».
(хоздоговору, госбюджету, внутриминистерском, внутриведомственному заказам, договору на передачу научных достижений; наименование темы) номер и индекс темы; дата начала и окончания; объем затрат НИР; № госрегистрации

и переданные на кафедру «Автомобили и тракторы» НГТУ
название организации (предприятия) – заказчика

внедрены с ноября месяца 2012 года на (в) учебном процессе
организация (предприятия), где внедрены разработки

в составе курсов «САП НТТМ», «Строительная механика автомобиля», «Интеллектуальные системы»
(указать наименование объекта или системы, в составе которых нашли практическое применение разработки Вов, или в качестве самостоятельного объекта)

в соответствии с планом учебных и научно-исследовательских работ НГТУ
(документы на основании которых проводилось внедрение разработок вуза, по какому плану проводились работы)

Назначение внедренных разработок использование в лекционных курсах, практических
(раскрыть конкретные рабочие функции внедренных разработок)

и лабораторных занятиях со студентами, в курсовом и дипломном проектировании

Технический уровень разработок усовершенствование ранее созданной методики
(патентов)

# ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВНЕДРЕНИЯ

Организационно-технические преимущества:

Улучшение эксплуатационных свойств за счет применения передовых методов виртуальной разработки продукта.

(параметры, характеризующие степень качественного улучшения функциональных или эксплуатационных показателей по сравнению с базовым или заменяемым вариантом)

Социальный эффект Развитие научных исследований в области обеспечения

(подробно раскрыть конкретный вид эффекта: защита здоровья человека, охрана окружающей среды, повышение

активной и пассивной безопасности наземных транспортных средств.

престижа страны, совершенствование структур управления, развитие науки и научных исследований и т.д.).

Экономический эффект от внедрения разработок достигнут за счет

повышения качества лекционных курсов и подготовки студентов,

(количественная характеристика экономии материальных, энергетических и трудовых ресурсов,

практических и лабораторных занятий

сокращение капитальных вложений, повышение качества продукции и т.д.)

При этом фактический экономический эффект с момента внедрения

не подсчитывался

(сумма цифрами и прописью)

Долевое участие _____ в полученном

(название вуза)

фактическом экономическом эффекте составляет _____. тыс. руб.

(сумма цифрами и прописью)

«28» декабря 2012 г.

Проректор по научной работе НГТУ
к.т.н., доц. Н.Ю. Бабанов

Заведующий кафедрой
«Автомобили и тракторы»
д.т.н., проф. Л.Н. Орлов

Руководитель темы
к.т.н., доц. А.М. Грошев

Ответственный исполнитель
к. т.н., доц. А.Н. Блохин

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

«НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»
(НГТУ)

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по научной работе

_____Н.Ю. Бабанов

«28» декабря 2012 г.

# ПРОГРАММА
# ВНЕДРЕНИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ НИР

**проведенной в рамках государственного контракта от 14.11.2012 г. №14.B37.21.2066 «Разработка инновационных технологий проектирования и концептуальных решений в области создания энергоэффективных и безопасных наземных транспортных средств, оснащенных интеллектуальными системами управления» в образовательный процесс**

**(**для бакалавров и магистров по направлению ***190100 "Наземные транспортно-технологические комплексы"*** и специалистов по специальности ***190109 "Наземные транспортно-технологические средства"*** всех форм обучения)

**Копия верна.** Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Кощурина

Составители:

**А.Н. Блохин, А.В. Тумасов, А.С. Вашурин, С.Ю. Костин**

УДК 629.113.001(075)

Программа внедрения результатов НИР в образовательный процесс: для бакалавров и магистров по направлению 190100 "Наземные транспортно-технологические комплексы" и специалистов по специальности 190109 "Наземные транспортно-технологические средства"/НГТУ; сост.: А.Н. Блохин и др. – Н. Новгород, 2012. – 4с.

Указаны: цель, задачи программы и план внедрениярезультатов НИР по государственному контракту №14.B37.21.2066 от 14.11.2012г. по теме «Разработка инновационных технологий проектирования и концептуальных решений в области создания энергоэффективных и безопасных наземных транспортных средств, оснащенных интеллектуальными системами управления» в образовательный процесс.

Научный редактор В.В. Шатилов

Редактор Э.Б. Абросимова

Подп. к печ. 23.03.09. Формат 60x84 1/16. Бумага газетная. Печать офсетная.
Печ. л. 1,5 Уч.-изд. л. 1 Тираж 150 экз. Заказ .
Нижегородский государственный технический университет им.Р.Е. Алексеева.
Типография НГТУ, 603950, Н.Новгород, ул. Минина, 24.

© Нижегородский государственный
технический университет им. Р.Е. Алексеева,2012

**Копия верна.** Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Кощурина

**Цели программы:**

1. Повысить уровень подготовки специалистов по проектированию наземных транспортных средств;
2. Увеличить объем знаний путем ознакомления с методами расчета и моделирования процессов отдельных узлов и деталей конструкции автомобиля;
3. Познакомить студентов с новейшими технологиями проведения расчетных и экспериментальных исследований с использованием современного измерительного оборудования и современных программных комплексов.

**Задачи программы:**

Актуализировать сведения по вопросам:

1. Анализ тенденций развития и требований, предъявляемых к современных наземным транспортным средствам;
2. Конструкции, конструирование и расчет узлов и агрегатов транспортных средств;
3. Анализ прочности и безопасности несущих систем транспортных средств;
4. Конструкции и проектирование трансмиссий автомобилей;
5. Определение основных показателей свойств активной безопасности;
6. Моделирования условий движения транспортных средств;
7. Выбор оптимальных передаточных чисел многоступенчатых механических трансмиссии.
8. Экспериментальные исследования условий движения наземных транспортных средств.
9. Использование возможностей САПР при проектировании и расчете узлов и деталей транспортных средств.

**План внедрения результатов НИР**

Результаты теоретических и экспериментальных исследований, полученные в рамках выполнения НИР по государственному контракту №14.B37.21.2066 от 14.11.2012г. по теме «Создание расчетно-экспериментальных методик и исследования мехатронных систем и инновационных конструкций наземных транспортных средств» будут использованы на кафедре «Автомобили и тракторы» НГТУ в образовательном процессе по дисциплинам и в объеме указанном в таблице:

**Копия верна.** Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Кошурина

| Форма внедрения, дисциплина | Дополнения и уточнения к разделам курса | Кол-во часов | Место внедрения |
|---|---|---|---|
| Дополнение к курсу лекций «САП НТТМ» | Разработка трехмерной параметрической модели механической трансмиссии транспортного средства | 1 | Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ |
| | Особенности проектирования 3D узлов и деталей коробок передач в системах MechanicalDesktop и CATIA | 1 | Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ |
| Дополнение к курсу лекций «Строительная механика автомобиля» | Статический нелинейный анализ несущих конструкций, с использованием программных комплексов MSC.PATRAN и MSC.NASTRAN | 1 | Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ |
| | Расчетная оценка несущей способности каркаса кузова автобуса по результатам статического нелинейного анализа с учетом геометрической и физической нелинейности | 1 | Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ |
| Дополнение к курсу лекций «Интеллектуальные системы» | Разработка виртуальной пространственной модели криволинейного движения транспортного средства, с использованием шаблонов и базы данных программного пакета SDK.Simulation | 1 | Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ |
| | Моделирование условий движения транспортного средства в среде SDK.Simulation | 1 | Кафедра «Автомобили и тракторы» НГТУ |

Доцент_____А.Н. Блохин

Доцент _____А.В. Тумасов

Старший преподаватель_____А.С. Вашурин

Ведущий инженер_____С.Ю. Костин

**Копия верна.** Директор НОЦ АМИ «Транспорт» А.А. Кошурина