

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

На правах рукописи

ФОМИН Кирилл Игоревич

**МЕТОД ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ БЛОКИРОВАННЫХ КОНТУРОВ
ТРАНСМИССИЙ МНОГОПРИВОДНЫХ КОЛЕСНЫХ ШАССИ**

2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы

Диссертация на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Научный руководитель:
д.т.н., профессор Добромиров В.Н.

Санкт-Петербург - 2024

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА I. Анализ условий применения колесных машин в дорожно-строительном производстве при перевозке сыпучих и навалочных грузов и уровня теоретической проработки методов оценки нагруженности их ходового привода.	13
1.1 Анализ роли, значения и условий применения транспортных машин при перевозке сыпучих и навалочных грузов в дорожно-строительном производстве.....	13
1.2 Обоснование целесообразности применения сочлененных строительных автосамосвалов в дорожно-строительном производстве.	16
1.3 Обоснование целесообразности применения сочлененных машин в рамках освоения арктических территорий РФ	31
1.4 Анализ исследований в области оценки нагруженности трансмиссий самоходных колесных машин.	37
Выводы по первой главе	45
ГЛАВА II. Метод расчетной оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси, блок-схема расчетов и компьютерная программа его реализации.	47
2.1 Математическая модель нагружения заблокированного контура в общем случае движения машины.	48
2.2 Математическая модель нагружения заблокированного контура при движении машины по препятствиям различного геометрического профиля	52
2.3 Определение входных параметров для расчета величины циркулирующих моментов при движении транспортного средства по твердой опорной поверхности.	56
2.4 Оценка достоверности математической модели	58
2.5 Математическая модель нагружения заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных машин при движении по слабонесущим грунтам.	62

2.5.1 Математическая модель расчета приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта	69
2.5.2 Оценка достоверности математической модели определения приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта	78
2.6 Метод оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси, блок-схема расчетов и компьютерная программа его реализации.	81
Выводы по второй главе.....	84
Глава III. Экспериментальные исследования физико-механических свойств грунтовой опорной поверхности дорожной насыпи	86
3.1 Цель, задачи и объект проведения экспериментов	86
3.2 Инструментальное обеспечение экспериментальных исследований и методика их проведения.....	87
3.3 Обработка данных полевых испытаний и результаты исследования.	91
3.4 Лабораторные исследования по определению удельного сопротивления грунта вдавливанию	93
Выводы по третьей главе.	96
ГЛАВА IV. Оценка возможности унификации узлов и агрегатов перспективных сочлененных и серийных жесткорамных автосамосвалов по критерию их нагруженности от действия циркулирующих моментов.....	98
4.1 Сравнительная оценка нагруженности унифицированных узлов и агрегатов трансмиссии сочлененных и жесткорамных автосамосвалов.....	98
4.1.1 Движение по песчаной поверхности дорожной насыпи	99
4.1.2 Движение по твердой опорной поверхности с минимальным радиусом поворота	107
4.1.3 Движение по препятствиям различного геометрического профиля .	111
4.2 Прочностные расчеты элементов приводов ходового оборудования	114
4.2.1 Методика прочностных расчетов.....	114
4.2.2 Исходные данные для прочностных расчетов.....	119

4.2.3 Результаты прочностных расчетов.....	119
4.3 Техничко-экономическая оценка внедрения предлагаемых решений	123
4.3.1 Методика проведения расчета.....	124
4.3.2 Результаты расчета.....	126
Выводы по четвертой главе	128
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	130
Список литературы	132
Приложение А	146
Приложение Б.....	152
Приложение В	156

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В современной интенсивно развивающейся дорожно-строительной отрасли в России находят широкое применение транспортно-технологические машины различного назначения и конструктивного исполнения, как отечественного, так и зарубежного производства. При этом уровень разномарочности этих машин в парках предприятий механизации строительства достаточно высок [25]. В условиях решения проблем импортозамещения приоритет приобретения и использования строительной техники смещается в сторону отечественных машин. Это в полной мере относится и к большегрузным строительным автосамосвалам-землевозам. Учитывая положительный опыт унификации автомобилей двойного назначения [34], представляется целесообразным создание перспективных большегрузных отечественных самосвалов для дорожно-строительного производства в составе высоко унифицированных семейств многоприводных машин – одиночных жесткорамных, седельных автопоездов и машин с шарнирно-сочлененной рамой. В отличие от жесткорамных машин и седельных автопоездов сочлененные строительные автосамосвалы в отечественной дорожно-строительной отрасли представлены в подавляющем большинстве образцами зарубежного производства, имеющими высокую стоимость приобретения и эксплуатации, а также ограничения при использовании на дорогах общего пользования. При создании отечественного сочлененного образца, высоко унифицированного с базовой жесткорамной моделью, имеются предпосылки к исключению этих недостатков, однако для их реализации необходимо оценить влияние особенностей конструкции сочлененной машины на надежность работы используемых унифицированных узлов и агрегатов. Наиболее ответственными унифицированными элементами при этом являются узлы и агрегаты трансмиссии. В связи с этим возникает необходимость проведения сравнительной оценки их нагруженности в базовой жесткорамной машине и сочлененной в условиях

движения, сопровождающегося возникновением значительных по величине циркулирующих моментов в замкнутых (блокированных) контурах привода ведущих осей. В связи с этим разработана методика оценки нагруженности трансмиссии многоприводных колесных шасси строительных автосамосвалов циркулирующими моментами является актуальной научной задачей, позволяющей в интересах унификации обосновывать выбор серийно выпускаемых отечественных агрегатов трансмиссий из их типоразмерных рядов для комплектования машин высоко унифицированного семейства автосамосвалов-землевозов.

Степень разработанности темы. Имеющийся научно-методический задел таких исследований нашел отражение в трудах Гришкевича А.И., Левина И.А., Смирнова Г.А., Фалькевича Б.С. Чудакова Е.А. и ряда других авторов, которые были посвящены анализу нагруженности бездифференциальных трансмиссий грузовых автомобилей. Исследования многоприводных колесных машин представлены крайне ограничено в работах Аксенова П.В., Добромирова В.Н., Полякова А.С, Прядкина В.И., Хитрова Е.Г, Андропова А.В. и др. Ими рассматривались в основном тяжелые специальные шасси с шинами регулируемого давления, что обуславливает высокую многовариантность, сложность и трудоемкость теоретических расчетов. Конкретизация условий применения тяжелых многоприводных колесных землевозов в строительном производстве позволяет не только уточнить и усовершенствовать существующие, но и разработать новые подходы к расчетной оценке нагруженности блокированных контуров их трансмиссий с учетом применения шин постоянного высокого давления.

Цель исследования – разработка метода оценки нагруженности блокированных контуров трансмиссии многоприводного колесного шасси строительного автосамосвала в условиях их нагружения циркулирующими моментами.

Объект исследования – процесс нагружения заблокированных контуров трансмиссии колесной машины циркулирующими моментами в характерных условиях ее применения на объектах линейного дорожного строительства.

Предмет исследования – научно-методический аппарат определения величины циркулирующих моментов, возникающих в заблокированных контурах трансмиссий колесных транспортных средств.

Рабочая гипотеза. Расчетная оценка нагруженности заблокированных контуров трансмиссий колесных машин при их движении по твердому основанию, деформируемым грунтам и по препятствиям различного геометрического профиля может базироваться на едином универсальном методе расчета усилий в упругом контуре, обладающем известной угловой жесткостью, при заданных углах его закрутки.

Задачи исследования.

1. Провести сравнительный анализ эксплуатационно-технических характеристик автосамосвалов-землевозов различных компоновочных схем в условиях дорожно - строительного производства, в том числе в арктических регионах. Обосновать целесообразность и концептуальный подход к созданию отечественных сочлененных автосамосвалов в составе высоко унифицированных семейств с использованием в их конструкции серийно выпускаемых узлов и агрегатов трансмиссий большегрузных автотранспортных средств.

2. Провести анализ современного состояния научных разработок в области оценки нагруженности трансмиссий многоприводных колесных машин циркулирующими моментами и определить направления их дальнейшего развития в интересах определения таких нагрузок в характерных условиях выполнения дорожно-строительных работ.

3. Разработать математические модели нагружения трансмиссии многоприводного колесного транспортного средства циркулирующими моментами для случая его движения в сложных дорожных условиях, характерных для строительного производства, а именно: маневрирование на ограниченном

пространстве, движение по слабонесущим грунтам, преодоление типовых дорожных препятствий. Разработать на их основе универсальный метод оценки нагруженности трансмиссии многоприводного колесного шасси в условиях ее нагружения циркулирующими моментами, а также исходный код, необходимый для цифровой реализации метода.

4. Провести экспериментальные исследования по определению физико-механических свойств грунтов, необходимых для моделирования процесса качения деформируемого колеса по деформируемой однородной уплотненной песчаной опорной поверхности.

5. Провести с использованием разработанного метода сравнительную оценку нагруженности трансмиссий сочлененных и жесткорамных машин, на основании которой дать рекомендации по возможности использования в их конструкциях унифицированных узлов и агрегатов.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

1. Научно обоснованы номенклатура и значения параметров значимых эксплуатационных свойств, целесообразность применения в дорожном строительстве и возможность создания в составе высоко унифицированных семейств автосамосвалов на базе сочлененных многоприводных шасси.

2. Разработаны математические модели нагружения заблокированных контуров трансмиссии многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами при движении в характерных условиях выполнения дорожно-строительных работ: маневрировании по твердым опорным поверхностям на ограниченном пространстве, по грунтам с низкой несущей способностью и по дорожным препятствиям различного геометрического профиля.

3. На базе предложенных математических моделей разработан метод оценки нагруженности трансмиссий многоприводных колесных шасси циркулирующими моментами, основанный на расчете усилий в упругом контуре, обладающем известной угловой жесткостью, при заданных углах его закрутки, определяемых кинематическими рассогласованиями в качении колес контура.

4. Разработаны научно обоснованные рекомендации по использованию в конструкциях многоприводных шасси сочлененных автосамосвалов узлов и агрегатов трансмиссий, унифицированных с базовыми жесткорамными образцами.

Степень достоверности результатов проведенных исследований обоснована применением современного математического аппарата и апробированных методик расчета нагрузочных режимов деталей машин при описании исследуемых процессов; подтверждена сходимость полученных результатов расчетных и экспериментальных исследований между собой, а также с результатами исследований, выполненных другими авторами в изучаемой области науки; обеспечена корректностью поставленных задач, а также привлечением к экспертным исследованиям высококвалифицированных специалистов.

Теоретическая и практическая значимость исследования

Теоретическая значимость заключается в развитии теории нагружения трансмиссии многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами при движении по твердой опорной поверхности, по деформируемым грунтам и по дорожным препятствиям различного геометрического профиля.

Практическая значимость заключается:

- в определении значений поверхностного сопротивления грунта вдавливаю в верхнем слое дорожной насыпи, как необходимых исходных параметров для моделирования процесса качения по ней пневматических шин дорожно-строительных машин;

- в разработке блок-схемы расчетов и компьютерной программы реализации предложенного метода для обеспечения его использования сторонними пользователями;

- в возможности использования предлагаемого метода на предприятиях, специализирующихся на создании большегрузных полноприводных колесных машин жесткорамной и сочлененной конструкций;

– во внедрении результатов работы в образовательный процесс высших учебных заведений, специализирующихся на подготовке инженеров конструкторского и эксплуатационного профиля в области наземных транспортно-технологических средств и комплексов.

Методы и методология исследования

В ходе исследования использовалась методология системного анализа, включающая в себя информационный поиск, экспертные, теоретические, экспериментальные исследования, а также методы математического моделирования и прочностных расчетов механических систем.

Положения, выносимые на защиту

1. Научное обоснование целесообразности применения сочлененных колесных землевозов в сфере дорожно - строительного производства и концептуальный подход к их созданию в составе высоко унифицированных семейств автосамосвалов.

2. Математические модели нагружения заблокированных контуров трансмиссии многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами при движении в характерных условиях дорожного строительства: по твердым опорным поверхностям, по грунтам с низкой несущей способностью и по дорожным препятствиям различного геометрического профиля.

3. Результаты экспериментальных исследований по определению параметров физико-механических свойств уплотненного грунтового покрытия дорожной насыпи, необходимых для моделирования процесса качения деформируемого колеса по деформируемому грунту.

4. Метод оценки нагруженности трансмиссии многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами, блок-схема расчетов и компьютерная программа его реализации.

5. Результаты сравнительной оценки нагруженности трансмиссий сочлененных и жесткорамных машин, рекомендации по использованию в их конструкциях унифицированных узлов и агрегатов.

Область исследования соответствует паспорту научной специальности ВАК: 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и комплексы, а именно: п.1 «Теория рабочих процессов транспортно-технологических средств и их комплексов отраслевого назначения, включая транспорт, сельскохозяйственное, лесохозяйственное, дорожное, строительное, коммунальное, подъемно-транспортное, военное и т. д. (автомобилей, тракторов, амфибийных машин, мобильных роботов, планетоходов, подъемно-транспортных, строительных, дорожных, коммунальных машин, вспомогательного транспортно-технологического оборудования), взаимодействующих с опорной поверхностью - посредством контактных движителей и/или опорных, ходовых модулей (колесных, гусеничных, роторно-винтовых, шагающих, лыжных, воздушных подушек и др.) и с рабочими средами (объектами) – посредством навесного, прицепного и другого технологического оборудования.»; п.2 «Методы расчета и проектирования, направленные на создание новых и совершенствование существующих транспортно-технологических средств и их комплексов с учетом полного жизненного цикла изделий, обладающих высоким качеством, в том числе повышенными показателями экономичности, надежности, производительности, экологичности и эргономичности, обеспечивающих энергоэффективность и безопасность эксплуатации.»; п. 5. «Математическое моделирование рабочих процессов транспортно-технологических средств, в том числе в их узлах, механизмах, системах и технологическом оборудовании при взаимодействии с опорной поверхностью и с рабочими средами (объектами)».

Апробация работы

Результаты отдельных этапов исследования прошли апробацию в процессе выступлений на научных конференциях в 2019 – 2024 годах: 74-ая научно-практическая конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Актуальные проблемы современного строительства» (05.04.2021-09.04.21), «25-ая Московская международная межвузовская научная конференция студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых» (14.03.21), международная

конференция «Транспортная доступность Арктики: Сети и системы» (дата 02.06.2021-04.06.21); II Всероссийский научный семинар «Техническое обеспечение доступности арктических регионов» (28.10.21); II Международная научно-практическая конференция «Транспортная доступность Арктики: сети и системы» (01.06.2022-02.06.2022), LXXV научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Актуальные проблемы современного строительства» (26.10.22-29.10.22), XV Международная научно-практическая конференция «Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах» (11.10.22-14.10.22), III Международная научно-практическая конференция «Транспортная доступность Арктики: сети и системы» (13.06.2024-14.06.2024).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 научных статей, в том числе пять в рецензируемых изданиях из перечня, размещенного на официальном сайте ВАК РФ, одна публикация в журнале наукометрической базы Scopus/ WoS, две в изданиях РИНЦ, а также получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и списка из 122 использованных источника. Объем диссертации составляет 161 страница машинописного текста, содержит 32 таблицы и 39 рисунков.

ГЛАВА I. Анализ условий применения колесных машин в дорожно-строительном производстве при перевозке сыпучих и навалочных грузов и уровня теоретической проработки методов оценки нагруженности их ходового привода.

1.1 Анализ роли, значения и условий применения транспортных машин при перевозке сыпучих и навалочных грузов в дорожно-строительном производстве.

Дорожное строительство и совершенствование дорожной инфраструктуры на сегодняшний день в Российской Федерации является одной из приоритетных задач, от успешного решения которой зависит развитие всей экономики страны. Общий объем финансирования отрасли за период с 2024 по 2028 год составит более 14 трлн. рублей. За весь обозначенный период планируется реализовать более 380 проектов [29,76]. Дорожное строительство, как и любое другое, связано с применением материальных компонентов - строительных материалов, полуфабрикатов и изделий. Важнейшей задачей в строительном производстве является доставка их к месту проведения работ. Это комплексный процесс, включающий погрузку, транспортировку, разгрузку и складирование. Затраты на этот процесс составляют около 25% стоимости, а трудоемкость может достигать до 40% общей трудоемкости строительства [83]. Около 80% всех перевозок строительных грузов осуществляется автомобильным транспортом, достоинства которого — высокая скорость, маневренность, проходимость и возможность доставлять разнообразные грузы непосредственно к объекту строительства [10]. Важно понимать, что качество дорог, по которым осуществляется доставка насыпных и навалочных грузов, существенно различается в звене их завоза на участки линейного строительства и в звене развоза непосредственно при отсыпке дорожной насыпи, включающей подъездные пути, соединяющие строительные площадки с общей сетью автомобильных дорог, внутрипостроечные дороги, по

которым перевозят грузы внутри строительной площадки, и пути перемещения автотранспорта по грунтовой насыпи к месту ее отсыпки. Эти подъездные и внутрипостроечные пути выполняют как временные, ликвидируемые после завершения строительства, грунтовые трассы. Они обычно имеют деформируемое опорное основание, изобилующие многочисленными крутыми поворотами и значительными продольными и поперечными уклонами пути [48,61].

Наиболее массовым видом строительной техники для доставки сыпучих и навалочных материалов к месту проведения работ являются строительные автосамосвалы. Это самоходные колесные машины, относящиеся к группе специализированных транспортных средств - землевозов. В практике отечественного дорожного строительства наибольшее распространение получили одиночные автосамосвалы, прицепные и седельные самосвальные автопоезда на их базе. При этом последние, как правило, обладают повышенной грузоподъемностью и обычной дорожной проходимостью, т.к. используются в звене подвоза и перемещаются по дорогам с асфальтобетонными и усовершенствованными покрытиями [50]. В звене развоза по объекту линейного строительства в условиях движения по грунтам с низкой несущей способностью и сложного рельефа местности обычно используют одиночные жесткорамные полноприводные автосамосвалы повышенной проходимости. Однако в современном зарубежном дорожно-строительном производстве активное применение находят автосамосвалы шарнирно-сочлененного типа [43]. Основными преимуществами данного вида техники, по сравнению с жесткорамными самосвалами, являются:

- возможность использования при проведении строительных работ в условиях низкой проходимости колесной техники без дополнительного оборудования подъездных путей;
- малые радиусы поворота и высокая маневренность, позволяющая вести работы на ограниченной площади [64,78];

– возможность передвигаться как по асфальту, так и в условиях отсутствия дорог.

К сожалению, данный вид техники не нашел популярности в нашей стране, и ведущие отечественные производители пока обходят стороной разработку и серийный выпуск этого вида строительных землевозов, несмотря на все их очевидные преимущества [43]. В то же время в Англии и Скандинавских странах данный тип самосвальных шасси является преобладающим, постепенно вытесняя автосамосвалы жесткорамной конструкции [122].

Низкий спрос и ограниченность применения данного вида техники отечественными строительными компаниями связан с высокой стоимостью приобретения и дальнейшего обслуживания машин такого типа, представленных на отечественном рынке в большинстве своем зарубежными производителями. Конечная стоимость их продукции доходит до десятков миллионов долларов. Все это в конечном счете ставит под вопрос целесообразность ее использования с точки зрения технико-экономической эффективности. Решение данной проблемы видится в создании отечественных образцов сочлененных автосамосвалов, что к тому же актуально в условиях санкционной политики зарубежных производителей. Однако скромный отечественный опыт разработки и производства колесных машин такого типа показал высокую затратность их изготовления в условиях специального производства. Представляется, что удешевление производства может быть достигнуто за счет его организации на базе крупных отечественных грузовых автозаводов (например, КАМАЗ, УралАЗ или БАЗ) с опытом создания специальной техники в составе высоко унифицированных семейств. При этом семейство строительных автосамосвалов повышенной проходимости может включать в себя базовую одиночную жесткорамную машину, прицепной и седельный автопоезда, а также сочлененную машину, созданную на базе существующих и серийно производимых узлов и агрегатов большегрузных автосамосвалов. Такой подход в конечном итоге позволит снизить стоимость производства, эксплуатации и обслуживания

сочлененных машин до приемлемых значений. Логично, что целесообразность выполнения такого масштабного проекта должна получить определенные подтверждения.

1.2 Обоснование целесообразности применения сочлененных строительных автосамосвалов в дорожно-строительном производстве.

С целью подтверждения целесообразности использования в дорожно-строительном производстве большегрузных землевозов-самосвалов на базе полноприводных сочлененных колесных шасси была проведена сравнительная оценка автосамосвалов различного конструктивного исполнения, а именно сочлененного и жесткорамного типа.

Объекты сравнения

Объектами исследования явились автосамосвалы с жесткой и шарнирно-сочлененной рамой класса грузоподъемности – 25 тонн, традиционно принятого для решения дорожно-строительных задач. В качестве машины жесткорамной конструкции для сравнения использовался полноприводный автосамосвал КамАЗ - 65802 грузоподъемностью 24,8 тонны. В качестве сочлененной машины рассматривался гипотетический образец грузоподъемностью 25,6 тонны, предназначенный для использования на всех видах дорог и местности. Значения параметров его конструктивных и эксплуатационных свойств были спрогнозированы по результатам расчетов на основе анализа характеристик базовых агрегатов, используемых в серийном производстве большегрузных автосамосвалов типа КамАЗ. Концептуальный облик сочлененной машины и общий вид ее аналога представлены на рис. 1.1, а их технические характеристики – в таблице 1.1.

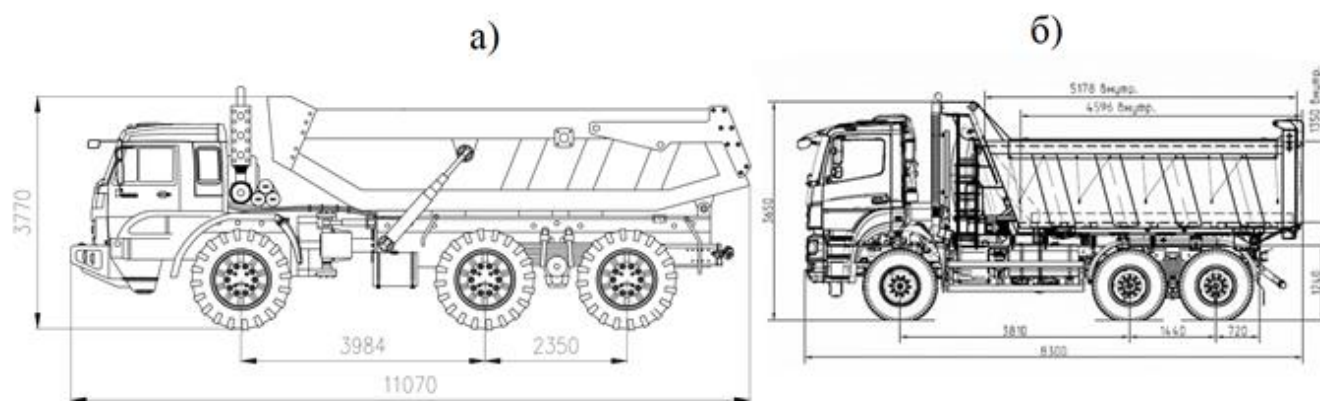


Рисунок 1.1 Общие виды сочлененного (а) и жесткорамного (б) автосамосвалов

Таблица 1.1 Технические характеристики гипотетической сочлененной машины и ее серийного жесткорамного аналога

Показатель	Сочлененная машина	КамАЗ 65802
	Параметр	Параметр
Колесная формула	6х6	6х6
Допустимая полная масса автомобиля, кг	42 300	41 000
Масса снаряженного автомобиля, кг	16700	16200
Допустимая грузоподъемность, кг	25600	24800
Максимальная скорость, км/ч	40	90
Тип и марка двигателя	КАМАЗ 740.37-400	Mercedes-Benz OM 457LA. V/3
Максимальная мощность двигателя, кВт (л.с.)	294 (400) при 1900 об/мин	295 (401) при 1900 об/мин
Максимальный момент двигателя, Нм	1800 при 1300 об/мин	2000 (204) при 1100 об/мин
Тип и марка коробки передач	ZF 12AS1930TD	ZF 16S2225 TO
Число передач КП	12	16
Передаточное числа РК и ГП	$i_{ГП} = 7,22 ; i_{РК1} = 1,4 ; i_{РК6} = 0,97$	$i_{ГП} = 5,262 ; i_{РК1} = 1,536 ; i_{РК6} = 0,89$
Тип, марка и размерность шин	ВКТ Ridemax 28LR26 176A8 FL-690 Статич. радиус 695 мм	12.00R24 1230x319 Статич. радиус 575мм.

Методика исследования при сравнительной оценке основных показателей эксплуатационных свойств шарнирно-сочлененной и жесткорамной машин базируется на классических положениях теории движения колесных машин. Для проведения обобщенной оценки технического уровня (ТУ) сравниваемых машин необходимо провести расчетную оценку ряда показателей их эксплуатационных свойств [59].

Оценка опорной проходимости

С целью получения данных для оценки опорной проходимости транспортных средств был проведен расчет удельного давления в пятне контакта колес машин с опорной поверхностью. Давление колес на опорную поверхность определяется двумя показателями: средним давлением на поверхности контакта и средним давлением по выступам рисунка протектора. Среднее давление по поверхности контакта определялось по методике [35]

$$p_k = \frac{G_k}{A_k}, \text{ Па} \quad (1.1)$$

где G_k – нагрузка на колесо, Н;

A_k – площадь контакта, м^2

$$A_k = B_{ш} \cdot L_k, \text{ м}^2 \quad (1.2)$$

где $B_{ш}$ – ширина профиля шины, м

L_k – длина контактной поверхности, м

$$L_k = 2 \cdot \sqrt{r_c^2 - r_{cm}^2}, \text{ м} \quad (1.3)$$

где r_c и r_{cm} – свободный и статический радиусы колеса, м.

Среднее давление по выступам рисунка протектора определяется по зависимости:

$$p_{np} = \frac{p_k}{k_{np}}, \text{ Па} \quad (1.4)$$

где k_{np} – коэффициент насыщенности протектора, принятый для расчета равным 0,6

По результатам расчета удельное давление в пятне контакта сочлененной машины составляет 0,13 МПа, а рамного самосвала 0,28 МПа, давление в пятне контакта по выступам протектора для сочлененной машины составляет 0,21 МПа, для рамного автомобиля 0,47 МПа.

Таким образом, удельное давление в пятне контакта сочлененной машины в обоих случаях более чем в два раза меньше удельного давления на грунт рамной машины. Это говорит о том, что в сложных дорожных условиях, на грунтах с низкой несущей способностью сочлененная машина покажет значительно лучшие результаты по проходимости, нежели рамный автомобиль. Данный результат объясняется тем, что сочлененный автомобиль, ввиду особенностей конструкции, может оснащаться шинами большего диаметра и ширины, т.к. не требует наличия надколесных ниш управляемых передних колес - поворот осуществляется путем складывания полурам.

Оценка маневровых возможностей

Оценка маневровых возможностей машин необходима, учитывая тот факт, что пространство для маневрирования на строительной площадке является крайне ограниченным. Оценочные показатели маневровых возможностей автомобилей – минимальный радиус поворота и максимальная ширина габаритного коридора [9].

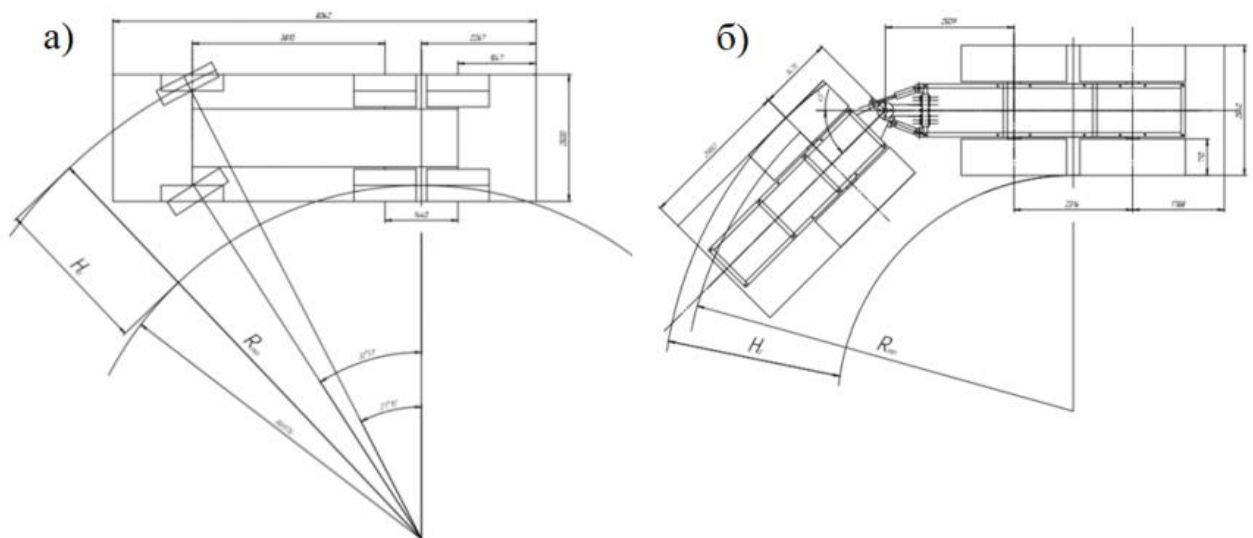


Рисунок 1.2 Расчетные схемы оценки маневровых возможностей жесткорамного (а) и сочлененного (б) автомобилей

По результатам расчета минимальный радиус поворота рамной машины составил 10,1 м, сочлененной машины 7,67 метра. Значение габаритного коридора для рамной машины составило 3,01 метра, сочлененной машины 2,71 метра. Учитывая почти 25% уменьшение минимального радиуса у сочлененной машины по отношению к жесткорамной машине, можно говорить о ее явном преимуществе в части маневренности на ограниченном пространстве.

Оценки поперечной динамической и статической устойчивости сочлененной машины.

Необходимость оценки вызвана установкой шин значительно большего диаметра по сравнению с шинами автосамосвала – прототипа. Оценка проводилась на основе результатов определения допустимой высоты расположения центра масс сочлененной машины.

При оценке поперечной динамической устойчивости рассматривалось движение машины по криволинейной траектории с радиусом R на плоской опорной поверхности (рис. 1.3) по методике [35].

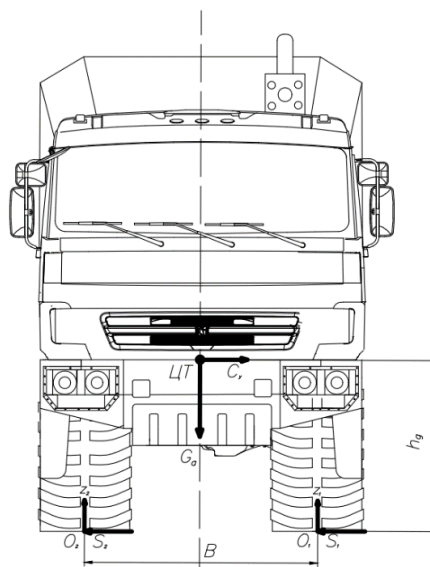


Рисунок 1.3 Расчетная схема оценки поперечной динамической устойчивости сочлененной машины

В расчетной схеме (рис.1.3) приняты следующие обозначения: C_y - проекция центробежной силы на ось Y , Н; G_a - вес машины, Н; z_1 , z_2 -

вертикальные реакции на колесах машины, Н; S_1, S_2 - боковые реакции на колесах машины, h_g - высота центра тяжести машины, м; B - колея машины

Уравнения сил и моментов, определяющие равновесное состояние машины относительно точки O_I :

$$\begin{cases} C_y \cdot h_g + z_2 \cdot B - G_a \cdot \frac{B}{2} = 0 \\ G_a - z_1 - z_2 = 0 \\ C_y - S_1 - S_2 = 0 \end{cases} \quad (1.5)$$

Опрокидывание машины начинается, когда под действием опрокидывающего момента от центробежной силы $M_{опр} = C_y \cdot h_g$ реакция z_2 на внутреннем по отношению к центру поворота колесе становится равной нулю, т.е. восстанавливающий момент $M_{восст} = \frac{G_a \cdot B}{2}$ окажется меньше $M_{опр}$. При этом система уравнений примет вид:

$$\begin{cases} C_y \cdot h_g - G_a \cdot \frac{B}{2} = 0 \\ z_1 = G_a \\ S_1 = C_y \end{cases} \quad (1.6)$$

Но $C_y = \frac{M_a \cdot V^2}{R}$, тогда в уравнении моментов получаем:

$$\frac{M_a \cdot V^2}{R} \cdot h_g = G_a \cdot \frac{B}{2} \quad (1.7)$$

где M_a - полная масса АТС, кг;

V - скорость АТС на повороте, м/с;

R - радиус поворота машины, м.

С учетом того, что $M_a = \frac{G_a}{g}$ из выражения можно найти скорость при которой начнется опрокидывание автомобиля:

$$V_{оп} = \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot B}{2 \cdot h_g}} \quad (1.8)$$

Исходя из критической скорости АТС, выведем формулу для определения высоты центра масс автомобиля

$$h_g = \frac{R \cdot g \cdot B}{2 \cdot V^2} \quad (1.9)$$

Согласно СНиП 2.05.02-85 «Автомобильные дороги» наименьший радиус кривых при сопряжениях дорог в местах пересечений или примыканий в одном уровне следует принимать по категории дороги, с которой происходит съезд, независимо от угла пересечения и примыкания: при съездах с дорог I, II категорий не менее 25 м, с дорог III категории - 20 м и с дорог IV, V категорий - 15 м. При расчете на регулярное движение автопоездов (более 25% в составе потока) радиусы кривых на съездах следует увеличивать до 30 м.

Согласно требованиям построим зависимость допустимой высоты центра масс самосвала от радиуса поворота (рис.1.4), при движении на допустимой скорости АТС, равной 40 км/ч.

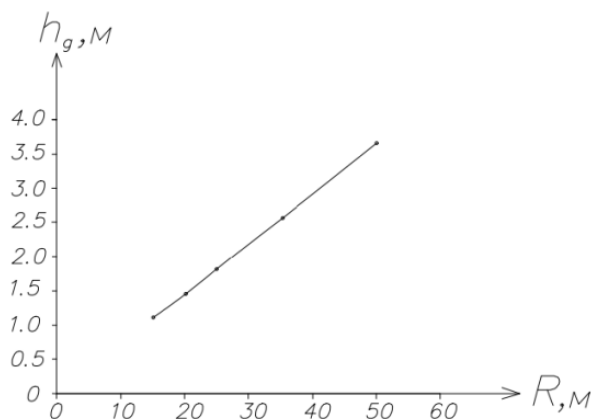


Рисунок 1.4 Зависимость допустимой высоты центра масс сочлененной машины от радиуса поворота при максимальной скорости

В качестве рекомендуемого значения высоты центра масс АТС принято значение 1,5 м, обеспечивающее устойчивое движение машины с допустимой скоростью 40 км/ч по криволинейной траектории с радиусом 20 м.

При оценке поперечной статической устойчивости машины против опрокидывания условие ее бокового опрокидывания на косогоре определяется предельным состоянием, при котором опрокидывающий момент от действия составляющей силы тяжести начинает превышать момент от действия составляющей силы тяжести, направленной перпендикулярно плоскости опорной поверхности. Эта ситуация соответствует состоянию, при котором вертикальная линия действия силы тяжести машины проходит через точку опрокидывания «О» (рис. 1.5).

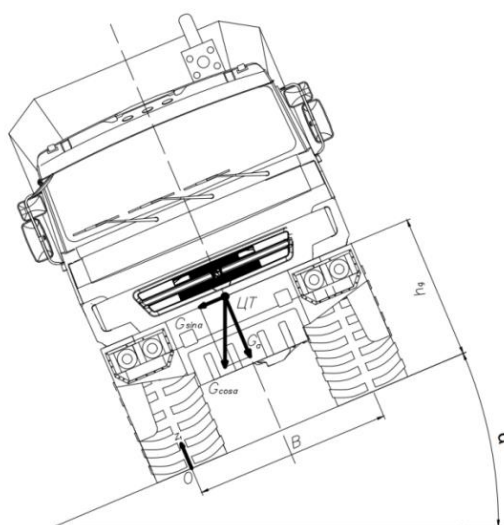


Рисунок 1.5 Расчетная схема оценки статической устойчивости АТС против бокового опрокидывания

Условие равновесия по предельному состоянию системы, соответствующему началу опрокидывания машины:

$$h_g \cdot G_a \cdot \sin \alpha = G_a \cdot \frac{B}{2} \cdot \cos \alpha \quad (1.10)$$

где: h_g - высота центра тяжести машины, м;

B - колея машины, G_a - вес машины,

α - предельный угол опрокидывания, град.

Из (1.10) следует:

$$\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \frac{B}{2 \cdot h_g} \quad (1.11)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{2 \cdot h_g} \quad (1.12)$$

Для обеспечения гарантированного запаса устойчивости против бокового опрокидывания вводят коэффициент безопасности k_δ , обычно принимаемый равным 1,5. Тогда угол безопасно преодолеваемого косогора при колее машины, равной 1,84 м, составит:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{3 \cdot h_g} = \frac{1,84}{3 \cdot 1,46} = 0,4201 \quad (1.13)$$

Отсюда $\alpha = 22,8^\circ$, что соответствует рекомендуемому значению в 20 градусов.

Оценка удельного расхода топлива на рабочих скоростях движения машин.

Показателем топливной экономичности автомобиля в эксплуатации служит контрольный расход топлива, т.е. путевой расход в литрах на 100 км пробега g_n . Расчет проводился для случая движения машин на девятой (сочлененная модель) и десятой (жесткорамная модель) передачах в трансмиссии исходя из сопротивления движению по влажному песку, в рамках строительной площадки [36].

$$g_n = g_{emin} \cdot K_N \cdot K_\omega (N_\psi + N_w) / (36 \cdot V \cdot \rho_T \cdot \eta_{mp}), \text{ л/100км} \quad (1.14)$$

где g_{emin} – минимальный удельный эффективный расход топлива, $г/кВт \cdot ч$, из технической характеристики принимаем для расчёта $g_{emin} = 210 \text{ г/кВт} \cdot ч$;

K_N – коэффициент использования мощности двигателя:

$$K_N = 1,2 + 0,14N - 1,8N^2 + 1,46N^3 \quad (1.15)$$

где N – степень использования мощности двигателя,

$$N = (N_\psi + N_w) / N_T \quad (1.16)$$

где $(N_\psi + N_w)$ – мощность, проводимая в трансмиссию, кВт;

$$N_\psi = 10^{-3} \cdot G_a \cdot \psi_v \cdot V, \text{ кВт} \quad (1.17)$$

где ψ_v – сопротивление движению при максимальной скорости (при движении по мокрому песку, $\psi_v = 0,06$).

$$N_w = 10^{-3} \cdot K \cdot F \cdot V^3, \text{ кВт} \quad (1.18)$$

N_T – тяговая мощность двигателя, кВт:

$$N_T = N_e \cdot \eta_{mp}, \text{ кВт} \quad (1.19)$$

где N_e – мощность двигателя по внешней скоростной характеристике, кВт;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии, ($\eta_{тр}=0,85$).

K_ω – коэффициент использования частоты вращения коленчатого вала

$$K_\omega = 1,25 - 0,99E + 0,98E^2 - 0,24E^3 \quad (1.20)$$

где E – степень использования оборотов двигателя,

$$E = \omega_e / \omega_N \quad (1.21)$$

где ω_e – текущая угловая скорость коленчатого вала двигателя, c^{-1} ;

ω_N – номинальная угловая скорость коленчатого вала двигателя, c^{-1} ;

ρ_T – плотность топлива, $кг/дм^3$. Для дизельного топлива $\rho_T=0,86 \text{ кг/дм}^3$;

V – скорость движения автомобиля, $м/с$.

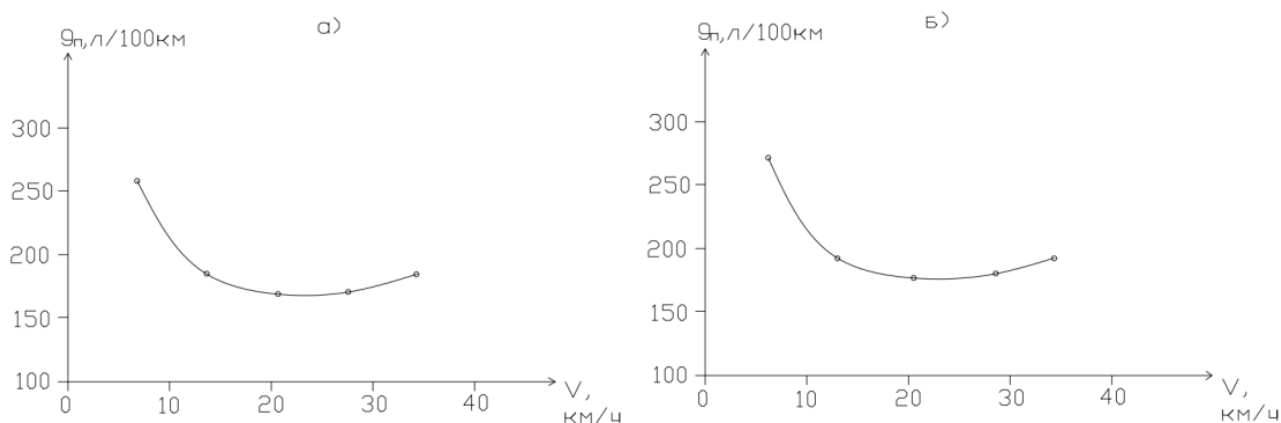


Рисунок 1.6 Графики контрольного расхода топлива при движении машин по влажному песку на рабочих передачах: а) - КАМАЗ 65802 на 10-й передаче в КП; б) - шарнирно-сочлененная машина - на 9-й передаче в КП

По итогам расчета путевой расход топлива у жесткорамной машины составил 1,85 л/км, у сочлененной машины 1,91 л/км. Преимущество жесткорамной машины по данному показателю составляет 0,06 л/км и не является значимым с учетом ее более низкой грузоподъемности – на 0,8 т.

Сравнительная оценка технического уровня исследуемых машин

Сравнительную оценку образцов предлагается проводить путем сопоставления обобщенных показателей качества машин, определяемых коэффициентом их технического уровня [28].

Коэффициент технического уровня, как показатель потребительского качества автосамосвала и одна из основных составляющих конкурентоспособности модели, определяется свойствами, обеспечивающими его конструктивно – расчетную производительность [30,88]. В свою очередь, эта производительность формируется совокупностью комплексных свойств, к которым предлагается отнести функциональность машин, их маршевую и маневровую подвижность [89].

Использованная в работе декомпозиция этих комплексных свойств до их единичных измеряемых показателей с определенными в ходе предварительно проведенного экспертного исследования значениями коэффициентов их весомости m_{ji} представлена в таблице 1.2 [39].

Таблица 1.2 Распределение единичных показателей эксплуатационных свойств автосамосвалов по группам

Показатели функциональности, Q_1		Показатели маршевой подвижности, Q_2		Показатели маневровой подвижности, Q_3	
Показатель, q_{1i}	m_{1i}	Показатель, q_{2i}	m_{2i}	Показатель, q_{3i}	m_{3i}
1. Грузоподъемность ($G_{гр}$), т	0,60	1. Удельная мощность двигателя ($N_{дв}^{max}/G_a$), кВт/т	0,2	1. Количество ведущих осей	0,05
2. Объем кузова (V_k), м ³	0,30	2. Максимальная рабочая скорость движения (V_{max}), м/с	0,55	2. Максимальный уклон подъема пути (α_{max}), град	0,05
3. Угол опрокидывания кузова (α_{opr}), град	0,05	3. Число передач в трансмиссии	0,10	3. Минимальный радиус поворота (R_{min}), м	0,40
4. Количество направлений разгрузки	0,05	4. Путь расход топлива (q_p), л/км	0,15	4. Габаритный коридор поворота с R_{min} (H_r), м	0,05
				5. Удельное давление колеса на опорную поверхность (p_k), МПа	0,45

Методика количественной оценки технического уровня [28], как обобщенного показателя качества, предполагает определение численного значения каждого из комплексных показателей Q_j на основе известных численных значений единичных показателей q_{ji} и коэффициентов их весомости m_{ji} . В свою очередь, каждому комплексному показателю также задается его весомость P_j . Численное значение обобщенного показателя качества – коэффициента технического уровня $K_{\text{ту}}$ – определяется как сумма произведений значений комплексных показателей на коэффициенты их весомости [58].

Алгоритм реализации данной методики в соответствии с рекомендациями [89]:

- выбрать комплексные показатели Q_j , формирующие обобщенный показатель качества автосамосвала. В данном случае это показатели функциональности, маршевой и маневровой подвижности, т.е. значение j для этих комплексных показателей изменяется от 1 до 3;

- провести декомпозицию каждого комплексного показателя Q_j , до единичных показателей с измеряемым уровнем q_{ji} , где i – порядковый номер каждого единичного показателя, характеризующего j -й комплексный показатель. При этом количество единичных показателей для каждого Q_j является индивидуальным и может составлять от 1 до n ;

- задать весомость m_{ji} каждого показателя q_{ji} в каждой j -й группе, т.е. коэффициент весомости (он определяется путем экспертной оценки или назначается на основе опыта исследователя). При этом в каждой j -й группе должно соблюдаться условие:

$$\sum_{i=1}^n m_{ji} = 1 \quad (1.22)$$

- определить значения комплексного показателя Q_j по каждой группе единых показателей:

$$Q_j = \sum_{i=1}^n m_{ji} \cdot q_{ji} \quad (1.23)$$

где q_{ji} – значение i -го единичного показателя в j -й группе; m_{ji} – коэффициент весомости i -го единичного показателя в j -группе; n – количество единичных показателей в j -й группе;

– задать весомость P_j каждого комплексного показателя, при этом так же, как и для m_{ji} , необходимо соблюдение условия:

$$\sum_{j=1}^k P_j = 1 \quad (1.24)$$

где $k=3$;

– определить обобщенный показатель качества – коэффициент технического уровня $K_{ту}$:

$$K_{ту} = \sum_{j=1}^3 P_j \cdot Q_j \quad (1.25)$$

Полученное численное значение $K_{ту}$ используется для сравнения уровней качества различных образцов.

В системе комплексных показателей Q_j для автосамосвалов, работающих в звене развоза грунта по дорожной насыпи, предлагается ранжировать коэффициенты весомости P_j следующим образом: показатель функциональности $P_1= 0,25$; показатель маршевой подвижности $P_2= 0,15$; показатель маневровой подвижности $P_3= 0,60$. [93]

Формирование исходных данных q_{ji} для расчета показателей $K_{ту}$ образцов, выбранных для сравнения, проводилось по техническим характеристикам машин и на основании расчетов показателей их тягово-скоростных, динамических и мощностных свойств, топливной экономичности, маневренности и опорной проходимости для случая движения по деформируемой опорной поверхности [28, 60].

Для определения показателей маневренности – минимального радиуса (R_{min}) и габаритного коридора (H_r) поворота машины – использовался расчетно – графический метод.

Опорная проходимость машин оценивалась по значениям среднего давления колес на поверхность контакта с деформируемым грунтом [94, 95].

Полученные справочные, спрогнозированные и расчетные данные были положены в основу сравнительной оценки исследуемых образцов.

Результаты расчетов. Результаты сравнительной оценки технического уровня автосамосвалов на базе одиночного шасси и шарнирно-сочлененного автосамосвала приведены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 Результаты расчета обобщенных и комплексных показателей качества автосамосвалов

Показатель		Значение пар-ра ТХ		Коэф-т весомости ед-ного показателя m_{ji}	Значения показателя	
		КАМА 3 65802	Сочл. машина		КАМА 3 65802	Сочл. машина
Функциональность						
1	Грузоподъемность, т	24,8	25,6	0,60	14,88	15,36
2	Объем кузова, м ³	15	15	0,30	4,5	4,5
3	Угол опрокидывания, град.	50	50	0,05	2,5	2,5
4	Кол-во напр. разгрузки	1	1	0,05	0,05	0,05
	Комплексный показатель Q_1				21,93	22,41
	Коэфф. весомости комплексного показателя P_1				0,25	
Маршевая подвижность						
5	Удельная мощность, кВт/т	7,20	6,95	0,20	1,44	1,39
6	Максимальная скорость при движении по сырому песку, м/с	9,65	9,39	0,55	5,31	5,16
7	Число передач трансмиссии	16	12	0,10	1,6	1,2
8	Путевой расход топлива по песчаному грунту, л/км	1,85	1,91	0,15	0,081	0,079
	Комплексный показатель Q_2				8,431	7,829
	Коэфф. весомости комплексного показателя P_2				0,15	
Маневровая подвижность						
9	Кол-во ведущих осей	3	3	0,05	0,15	0,15
10	Макс. угол подъема, град	30	30	0,05	1,5	1,5
11	Мин. радиус поворота, м	10,10	7,67	0,4	3,96	5,22
12	Габаритный коридор, м	3,01	2,71	0,05	1,66	1,87
13	Удельное давление колеса на грунт, МПа	0,28	0,13	0,45	1,61	3,46
	Комплексный показатель Q_3				8,88	12,20
	Коэфф. весомости комплексного показателя P_3				0,6	
	Обобщенный показатель $K_{ту}$				12,08	14,10

Анализ обобщенных и комплексных показателей оценки технического уровня исследованных автосамосвалов дает основание признать, что в звене развоза более предпочтительным представляется использование шарнирно-сочлененного автосамосвала, нежели машины жесткорамной модели. Его коэффициент технического уровня на 16,7 % выше, чем у жесткорамного образца. Это обусловлено тем, что шарнирно-сочлененный автосамосвал в условиях бездорожья, характерного для строительной площадки, обладает более высокими проходимостью и маневренностью, имея при этом идентичные с жесткорамной машиной мощностные, тягово-скоростные и топливо-экономические показатели, грузоподъемность и грузовместимость кузова.

Методика прямого сравнения образцов

Методика прямого сравнения образцов предполагает проводить его на основе сопоставления показателей, в наибольшей степени характеризующих эксплуатационные возможности машин в специфических условиях их применения [92]. Для машин шарнирно-сочлененного типа к таким показателям предлагается отнести [49]:

- удельную мощность машин ($N_{уд}$) в виде отношения эффективной мощности двигателя машины (N_e , кВт) к ее полной массе с грузом ($M_{полн}$), кВт/т;
- среднее давление движителя ($q_{гр}$) на твердую опорную поверхность грунта, мПа;
- безразмерный показатель провозоспособности ($k_{пр}$), представляющий собой отношение произведения веса перевозимого груза ($G_{гр}$, Н) на скорость его перевозки (V , м/с) к эффективной мощности двигателя машины (N_e , Вт);
- безразмерный коэффициент использования массы машины (k_m) в виде отношения массы перевозимого груза ($M_{гр}$, кг) к собственной массе машины ($M_{сн}$, кг);
- безразмерный коэффициент использования габаритной площади машины ($k_{гп}$) в виде отношения площади грузовой платформы ($F_{пл}$, м²) к габаритной площади всей машины (F_m , м²);

– безразмерный относительный диаметр поворота ($D_{отн}$) в виде отношения диаметра поворота к габаритной длине машины.

Результаты расчета по методу прямого сравнения приведены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 Результаты расчета по методике прямого сравнения машин

Вид ТС, показатели сравнения	Показатели					
	$N_{уд}$	$q_{гр}$	$k_{пр}$	k_m	$k_{гп}$	$D_{отн}$
Сочлененная машина	6,95	0,12	9,50	0,061	0,071	1,38
КамАЗ 65802	7,19	0,28	9,10	0,060	0,074	2,42
Целеполагание	max	min	max	max	max	min
Прирост показателя у сочлененной машины	- 3 %	+57 %	+4 %	+2 %	- 4 %	+43 %

Исходя из данных таблицы 1.4 методика прямого сравнения образцов подтвердила выводы, полученные в ходе сравнительной оценки технического уровня. Предлагаемая шарнирно-сочлененная машина имеет лучшие показатели маневровой подвижности, о чем говорит меньший безразмерный относительный диаметр поворота. Кроме того, она обладает меньшим удельным давлением на грунт, благодаря чему обеспечивается более высокая проходимость, также шарнирно сочлененная машина обладает лучшими показателями провозоспособности и коэффициентом использования массы. Незначительный проигрыш сочлененной машины по коэффициенту использования габаритной площади может быть компенсирован увеличением объема кузова за счет высоты его бортов. Таким образом, результаты методики прямого сравнения более ярко подтверждают результат методики оценки ТУ. Использование предлагаемого самосвала с шарнирно-сочлененной рамой в условиях дорожно-строительных работ является более предпочтительным, нежели машины рамной модели.

1.3 Обоснование целесообразности применения сочлененных машин в рамках освоения арктических территорий РФ

Арктические территории Российской Федерации занимают площадь около 9

млн км². На них проживает 2,5 млн человек, что составляет менее 2% населения страны, но это около 40% населения всей арктической зоны земного шара. При этом российский Крайний север сегодня успешно осваивается человеком: в арктической зоне создается до 15% ВВП страны, обеспечивается около четверти экспорта России [72,90]. Условием дальнейшего успешного развития этих территорий является обеспечение их транспортной доступности. В связи с этим вполне закономерно, что в Стратегии развития Арктической зоны Российской Федерации на период до 2035 года (утверждена Указом Президента РФ от 26 октября 2020 года) значительное внимание уделено развитию транспортной инфраструктуры, в том числе строительству и реконструкции железнодорожных магистралей, автомобильных дорог и аэропортовых комплексов.[72, 87]

Как было сказано ранее наиболее затратными статьями расходов при строительстве транспортных объектов является доставка насыпных и навалочных грузов – до 25 % от общей стоимости работ и до 40 % от общей трудоемкости строительства [83]. В арктической зоне доля транспортных издержек в конечной стоимости продукции доходит до 60% (при среднем показателе по стране – 10%) [82].

Учитывая экстремальные природно-климатические условия региона, где доставка грузов возможна лишь в ограниченный период времени в течении 5-6 зимних месяцев в году [52,91], основной объем строительных работ на капитальных объектах транспортной инфраструктуры в Арктике выполняется в зимнее время, с использованием для подвоза сыпучих материалов зимников и ледовых переправ [110]. Устойчивый снежный покров образуется в конце октября и сохраняется до конца апреля. Его средняя толщина от 45 см до 70 см, в понижениях рельефа - до 300 см. В таких условиях движение транспортных средств вне дорог возможно только для снегоболотоходных гусеничных машин с удельным давлением на грунт не более 0,3 кг/см², а в ряде случаев невозможно вовсе [111]. Такая ситуация остро ставит вопрос выбора высокоэффективных транспортных средства для массовых перевозок насыпных и навалочных грузов,

конструктивное исполнение которых должно обеспечивать сохранность временных зимних дорог на весь период их сезонного использования и высокую проходимость на заснеженных участках строительных площадок [53]. Такими машинами в первом приближении видятся именно шарнирно-сочлененные автосамосвалы.

С целью подтвердить или опровергнуть данную гипотезу было проведено сравнение четырех видов транспортных средств, а именно: одиночный автосамосвал типа 8х8 КАМАЗ 65801-68 (Т5), седельный самосвальный автопоезд с тягачом типа 6х6 КАМАЗ 65206-68(Т5) и 3-х осным полуприцепом НЕФАЗ 9509-016-30, одиночный автосамосвал типа 6х6 КамАЗ-65802 и сочлененный автосамосвал, в качестве которого рассматривался гипотетический образец грузоподъемностью 25,6 тонны.

Для получения высокой плотности и прочности снежного полотна автозимника удельное давление в пневматических шинах катков необходимо регулировать таким образом, чтобы оно в процессе уплотнения было близким к прочности снега в начале уплотнения (таблица 1.5) [16].

Таблица 1.5 Предел прочности снега

Состояние снега	Предел прочности, МПа
Сухой слежавшийся снег	0,15
Влажный снег	0,32
Лежалый уплотненный снег	0,5-0,8
Обледенелый снег	1,0 -1,5

В таблице 1.5 даны значения предела прочности при сжатии сухого, влажного, лежалого и обледенелого снега при температура -10 °С. Таким образом, предел прочности снега обустроенного автозимника при различных состояниях поверхностного слоя снежного покрова находится в диапазоне 0,15-1,5 МПа и для обеспечения его сохранности на протяжении всего периода проведения зимних строительных работ целесообразно применение транспортных средств, обладающих удельным давлением на опорную поверхность, не превышающих этих значений.

Необходимые для сравнения значения конструктивных параметров исследуемых ТС приведены в таблице 1.6.

Таблица 1.6 Значения конструктивных параметров транспортных средств

Показатели	Параметры				
	КАМАЗ 65801-68 (Т5)	КАМАЗ 65206- 68(Т5)	п/п НЕФАЗ 9509-016- 30	КамАЗ 65802	Сочлененная машина
Грузоподъемность, кг	32435	34750	31400	24800	25600
Полная масса автомобиля (автопоезда), кг	50000	26000	39000	41 000	42 300
Тип, марка и размерность шин	NR 701 12.00 R24	NR 203 315/80 R22,5	NF 202 385/65 R22,55	12.00R24 1230x319.	ВКТ Ridemax 28LR26 176A8 FL- 690
Статический радиус колеса, мм	575	505	490	575	695
Ширина профиля шины, мм	319	315	389	319	719

Методика сравнительной оценки базировалась на определении удельного давления на опорную поверхность у этих автосамосвалов. Давление колес на деформируемую опорную поверхность определяется средним давлением на всей поверхности контакта.

Расчет выполнялся согласно методике [35], результаты расчета приведены в таблице 1.7.

Таблица 1.7 Удельные давления в пятне контакта колеса с деформируемой опорной поверхностью

Модель автосамосвала	Ось (тележка)	КамАЗ 65801-68	КамАЗ 65802	КамАЗ 65206-68	п/п НЕФАЗ 9509	Сочлененный автосамосвал
Удельное давление снаряженного ТС, МПа	Передняя	0,15	0,22	0,14	0,08	0,05
	Задняя	0,07	0,08	0,05		0,05

Продолжение таблицы 1.7

Удельное давление снаряженного ТС по выступам протектора МПа	Передняя	0,26	0,37	0,23	0,13	0,08
	Задняя	0,12	0,14	0,08		0,08
Удельное давление ТС полной массы, МПа	Передняя	0,32	0,32	0,25	0,28	0,12
	Задняя	0,28	0,28	0,17		0,13
Удельное давление ТС полной массы по выступам протектора, МПа	Передняя	0,53	0,53	0,41	0,46	0,21
	Задняя	0,47	0,47	0,28		0,21

В таблице 1.7 представлены результаты расчета удельного давления в пятне контакта по выступам протектора и среднего давления по поверхности пятна контакта. Распределение нагрузок по осям передней и задней тележки серийных транспортных средств были взяты согласно данным, предоставленным заводом-изготовителем, шарнирно-сочлененного автосамосвала распределение нагрузки принято по данным зарубежных аналогов для машин такого класса грузоподъемности.

Расчет проводился для двух случаев - движения снаряженного автомобиля и движение автомобиля полной массы. Согласно результатам расчетов, наиболее высокое давление на опорную поверхность дорожного полотна оказывают колеса передней оси, давление колес задней тележки как правило в 2 и более раз меньше, что объясняется наличием на ней двускатной ошиновки колес.

Наиболее высокие показатели давления характерны для рамных автосамосвалов колесной формулы 6х6 и 8х4 и составляют 0,53 МПа, при допустимых значениях предела прочности поверхности зимника от 0,5МПа до 1,5МПа. Полученный результат дает основание предположить, что в определенных условиях использование данных транспортных средств может

приводить к повреждению поверхности автозимников. Седельный тягач воздействует на опорную поверхность зимника давлением 0,46 МПа. Данное значение находится ниже минимального предела прочности снега при температуре окружающей среды -10°C , что делает его пригодным для эксплуатации в условиях низких температур, однако использование данного транспортного средства в кратковременный весенне-летний период по автозимникам с продленным сроком эксплуатации, когда предел прочности снежного покрова снижается, может приводить к разрушению поверхности дорожного полотна.

Согласно результатам расчетов наименьшим давлением на опорную поверхность зимника обладает шарнирно-сочлененный автосамосвал. Значение давления автомобиля полной массы по выступам протектора составило 0,21 МПа, что позволяет рекомендовать данное транспортное средство для эксплуатации в условиях Крайнего севера, как в условиях отрицательных температур, так и в кратковременный теплый период по автозимникам с продленным сроком эксплуатации.

В итоге, результаты проведенного исследования показали, что сочлененная машина имеет значительно меньшее удельное давление в пятне контакта на опорную поверхность в сравнении с традиционно используемыми 3-х и 4-х осными одиночными автосамосвалами и седельными самосвальными автопоездами идентичной грузоподъемности. Применение таких машин обеспечивает сохранность зимников при высокой интенсивности автоперевозок по ним. Это позволяет рекомендовать данный вид транспортных средств для обеспечения бесперебойной доставки насыпных и навалочных грузов при крупномасштабном строительстве объектов транспортной инфраструктуры в условиях Арктики.

Таким образом, проведенные сравнительные оценки технического уровня строительного самосвала на базе сочлененного шасси и самосвалов традиционных компоновок свидетельствуют о целесообразности реализации концепции создания

сочлененных землевозов в составе высоко унифицированных семейств строительных автосамосвалов. Основопологающий принцип такого подхода – изготовление образцов семейства на базе максимально возможного использования единых или высоко унифицированных узлов и агрегатов. В первую очередь к таковым относятся силовые установки и агрегаты трансмиссии – коробки передач, раздаточные коробки, редукторы ведущих мостов, карданные передачи и полуоси. Очевидно, что применение сочлененной компоновочной схемы с принципиально отличным принципом поворота и колесами существенно больших размеров, чем у жесткорамных аналогов, вызовет проявление особенностей нагружения трансмиссий этих машин. Такая ситуация показывает необходимость проведения сравнительной оценки нагруженности трансмиссий сочлененных машин и их аналогов в семействе в идентичных условиях эксплуатации. Для проведения такого исследования представляется необходимым систематизировать основные подходы к оценке нагруженности трансмиссий самоходных колесных машин и обосновать режимы их нагружения, подлежащие исследованию как критические.

1.4 Анализ исследований в области оценки нагруженности трансмиссий самоходных колесных машин.

Изучению вопроса нагруженности агрегатов трансмиссии транспортных средств посвящено достаточно большое количество трудов. В разное время научными изысканиями в данной области занимались такие ученые как Аксенов П.В [6, 7], Бочаров Н.Ф. [17,18,19], Чудаков М.П. [106, 107], Гришкевич А. И. [32,33], Добромиров В.Н. [37], Шуклин С.А.[112,113,114] и др.

Величина нагруженности элементов приводов ходового оборудования колесных транспортных средств определяется совместным действием статических и динамических нагрузок [62], возникновение которых обусловлено такими факторами как сопротивление качению, крутильные и изгибные колебания в

приводе колес, кратковременные пиковые нагрузки и длительные нагрузки, возникающие под воздействием циркулирующих моментов [54,55].

В результате многочисленных исследований было установлено, что схема раздачи мощности не оказывает значимого влияния на характер крутильных колебаний в контуре трансмиссии, а с увеличением массы транспортного средства названное влияние ослабевает еще больше.

В ходе исследований Гришкевича А.И. было установлено, что характер изгибных колебаний зависит в основном от кинематики карданных передач и жесткости корпусных деталей агрегатов трансмиссии [32]. Таким образом, блокировка дифференциала не может существенно повлиять на изменение этих параметров в сторону их ухудшения в сравнении с дифференциальным приводом. Из этого следует, что для сравнительной оценки уровня нагруженности заблокированных контуров допустимо учитывать лишь значения крутящих моментов, нагружающих привода транспортного средства, возникновение которых обусловлено наличием сопротивления движению, а также динамических составляющих, таких как пиковые нагрузки и циркулирующие моменты.

Природа происхождения и нагружающее воздействие кратковременных пиковых нагрузок идентичны как для дифференциальных, так и для заблокированных контуров трансмиссии, а их величина может быть учтена коэффициентом динамичности. В то же время вопрос учета моментов, возникающих в результате циркуляции мощности на сегодняшний день остается открытым [33, 85].

Наиболее широко вопросы изучения уровня нагруженности трансмиссии автомобиля паразитным моментом, а также распределения тяговой и тормозной мощности по его осям, отражены в трудах Аксенова П.В.

Для расчета значений циркулирующих моментов при движении по твердым опорным поверхностям в исследованиях Аксенова П.В. и Полякова А.С. [5,73] предлагается методика, основанная на определении степени упругой закрутки

контуров, определяемой кинематическим рассогласованием движения колес контура и тангенциальной эластичностью их шин.

Следует отметить, что характерными условиями применения строительных автосамосвалов, используемых в звене развоза грунтов по возводимой дорожной насыпи, являются преодоление естественных и искусственных препятствий на неподготовленной местности, маневрирование в ограниченном пространстве, а также движение по деформируемому опорному основанию.

В трудах Аксенова «Многоосные автомобили» [6,7] были постулированы два условия, необходимые к соблюдению, с целью обеспечения оптимальных значений опорной проходимости на слабонесущем грунте.

К таковым следует отнести:

1) «Качение колеса должно осуществляться в ведомом режиме, т.е. двигаться только под воздействием крутящего момента, равного сопротивлению качения.»

2) «Подводимая к колесу мощность не должна превышать предела интенсивного разрушения грунта при буксовании.»

В качестве одного из основоположников теории нагруженности трансмиссии циркулирующим моментом в целом, можно назвать Чудакова М.П. [106,107], занимавшегося исследованием паразитной мощности, возникающей в бездифференциальной трансмиссии автомобиля [108, 109].

Также, им были впервые сформулированы параметры, которыми должна характеризоваться проходимость автомобиля. Из параметров, связанных с движением по грунтовым поверхностям, им предлагалось учитывать «величину удельной опорной поверхности шины» и «сцепление ведущих колес с дорогой».

Непосредственно изучением вопроса взаимодействия колесного движителя с деформируемым опорным основанием в разное время занимались такие ученые как Летошнев М.Н. [56], Шухман С.Б. [116,117], Чистов М.П. [103,104], Пирковский Ю.В. [68,69], Бируля А.К. [20,21], Вирабов Р.В. [24], Хитров Е.Г. [100, 101], Прядкин В.И. [74, 75], Андронов А.В. [8] и др. [22,40].

Среди зарубежных ученых, следует выделить Р.В. Аллена [119], изучавшего вопросы взаимодействия колесного движителя с деформируемой опорной поверхностью, Д. Джи-Клауфа, занимавшегося изучением сопротивления качению транспортного средства на слабонесущих грунтах [120,121] и Дж. Вонга [27].

Среди общих черт исследований стоит выделить причинно-следственный характер.

Авторы в основном ставили целью определить, как влияет конструкция силового привода транспортного средства на показатели его опорной проходимости.

Каждый из подходов по-своему уникален, а их многообразие свидетельствует о том, что однозначное решение данного вопроса на сегодняшний день отсутствует.

Большое количество трудов в области изучения взаимодействия колеса с деформируемым опорным основанием принадлежит Чистову М.П.

В рамках его научной работы «Исследование сопротивления качению при движении полноприводного автомобиля по деформируемым грунтам» [105] им было доказано, что для случая движения одиночного автомобиля по деформируемому (слабонесущему) грунту, распределение крутящих моментов по мостам транспортного средства осуществляется неравномерно. Так, наибольшая величина момента характерна для колес передней оси, меньший же момент будет приложен к колесам второй оси, идущей вслед за первой.

Иначе обстоит вопрос с движением по недеформируемому опорному основанию. В случае равенства распределения нагрузки по осям, величина момента, подведенного к каждому из мостов будет одинаковой.

Следующим рассмотренным типом движения транспортного средства является движение по деформируемому опорному основанию с тягой на крюке.

Согласно экспериментальным данным, в ряде случаев, больший или равный крутящий момент на колесах передней оси, в сравнении с задней (в заблокированном приводе) не может быть достигнут. В наибольшей степени это

характерно, когда сопротивление (тяга) на крюке по своей величине принимает значения, близкие к предельной силе тяги по сцеплению [118].

Многочисленные экспериментальные и теоретические исследования Пирковского Ю.В. [65-67] в данной области свидетельствуют о том, что величина сопротивления качению транспортного средства может быть в значительной степени снижена, путем реализации дифференциальной связи между колесами [65].

Дальнейшим рассмотрением вопроса в данной области занимался Шухман С.Б.

В рамках его работы [117], расчетно-экспериментальным методом были определены диапазоны соотношения массы АТС и подводимого к их осям крутящего момента. Так, для автомобилей, колесной формулой 4x4 соотношение масс находится в диапазоне от 0,35 до 0,45, при соотношении моментов от 0,38 до 0,50, а с увеличением числа осей соотношения уменьшаются. Так, для колесной формулы 6x6 диапазон соотношения масс составит от 0,26 до 0,31 при соотношении подводимых моментов от 0,28 до 0,33. Для автомобилей 8x8 характерны значения от 0,18 до 0,23 (масса) и от 0,19 до 0,25 (подводимый момент) [115].

В ходе многочисленных исследований было установлено, что повышение проходимости транспортного средства по слабонесущей поверхности может быть достигнуто в случае, если больший по величине момент будет реализован на колесах, прокладывающих более глубокую колею.

Отмечено, что при движении автомобиля по прямолинейной траектории, в случае отсутствия кинематических рассогласований между его мостами и равномерным распределением веса по осям, использование блокировки дифференциалов позволяет обеспечить более высокие тягово-сцепные свойства при меньшем сопротивлении качению.

Движение транспортного средства с минимальным радиусом поворота, напротив приводит к резкому возрастанию сопротивления качению, что

объясняется несовпадением колеёй движения колес автомобиля и различной величиной радиусов их качения.

Реализация межосевого дифференциала в данном случае позволяет в некоторой степени снизить величину сопротивления, обеспечивая равномерное распределение крутящего момента по осям транспортного средства.

Влияние кинематических рассогласований на тяговые качества транспортных средств были подробно рассмотрены в трудах Агейкина Я.С. [1,4].

В своей работе [1] он установил, что оптимальной величиной рассогласования следует считать такую, которая обеспечивает большую окружную скорость колес, двигающихся с более высокими показателями колеиности. В то же время, в рамках данной закономерности, вопрос сцепления колес с опорной поверхностью не учитывался.

Лучшая характеристика сцепления движителя с опорной поверхностью по мнению автора может быть достигнута при полном отсутствии рассогласований.

В работе Добромирова В.Н. [37] приведены результаты экспериментальных исследований автомобилей колесной формулой 8x8 с различными типами силового привода.

Согласно результатам эксперимента, при движении транспортного средства по прямолинейной траектории, величина суммарного крутящего момента, подведенного к колесам заблокированного привода, в некоторой степени меньше таковой у привода с реализованной дифференциальной связью между колесами.

Обширная часть экспериментальных исследований, приведенных в [34,37], посвящена исследованию взаимодействия движителя многоосного транспортного средства со слабонесущей опорной поверхностью.

Установлено, что при движении по деформируемым грунтам, распределение суммарного подведенного момента по осям существенно отличается от такового при движении по твердой опорной поверхности.

В случае с прямолинейным движением, наиболее нагруженным является первый мост, что объясняется необходимостью колес передней «протаптывать»

собственную колею, в то время как колеса последующих осей двигаются уже по уплотненному грунтовому основанию.

При движении с минимальным радиусом поворота, наибольшая величина момента подведена уже к третьему мосту.

В большинстве вышеназванных трудов рассматривается установившийся тип движения автомобиля, как наиболее характерный. Работы Смирнова А. Г. [80, 81], напротив, посвящены изучению распределения крутящих моментов в приводе автомобиля при неустановившемся типе движения (вход или выход из поворота).

Установлено, что наличие дифференциальной связи, в случае пренебрежения временем срабатывания дифференциал, обеспечивает такое же распределение моментов по мостам транспортного средства, как и при установившемся типе движения.

Как было сказано ранее, характерными условиями применения строительных автосамосвалов в рамках строительной площадки, являются сложные дорожные условия. Движения транспортных средств осуществляется по деформируемому опорному основанию.

В данных условиях очевидна целесообразность применения полноприводных автомобилей, однако даже при наличии полного привода колес часто с целью повышения опорной проходимости машин приходится использовать блокировку межосевых и межколесных дифференциалов, что потенциально может приводить к поломкам вследствие циркуляции мощности.

На стадии проектирования транспортного средства элементы его трансмиссии должны быть рассчитаны с соответствующим запасом прочности с целью исключения их поломки вследствие воздействия циркулирующего момента.

Для проведения таких расчетов, в особенности для оперативных оценок предлагаемых конструктивных решений, необходимо иметь достаточно простые и достоверные методы и математический аппарат.

Доработка метода оценки нагруженности трансмиссии циркулирующим моментом, предложенного Аксеновым П.В. и Поляковым А.С. [5] была осуществлена Добромировым В.Н. [35], однако она базировалась в основном на использовании результатов многочисленных экспериментальных исследований по оценке приведенной тангенциальной эластичности шин полноприводных автомобилей и различных грунтов с низкой несущей способностью. Расчетное определение этого важного параметра было рассмотрено им в постановочном плане и базировалось на использовании теории качения деформируемого колеса по деформируемому грунту, разработанной Чистовым М.П. [103, 104]. В основу модели деформирования грунта ими положена широко распространенная модель деформирования грунта, основанная на зависимости Берштейна-Летошнева.

Стоит отметить, что при движении в сложных дорожных условиях в заблокированных контурах трансмиссии сочлененных автомобилей с колесной формулой бхб могут возникать нагрузки, существенно отличающиеся от рассчитанных для базовых автомобилей - аналогов типа бхб. Оценка соотношения этих нагрузок необходима для прогнозирования надежности работы унифицированных элементов трансмиссий машин всего семейства.

Особенность нагружения заблокированных контуров в трансмиссиях сочлененных машин в сравнении с жесткорамными формируется лишь различием условий возникновения и величины кинематического рассогласования в движении различных колес и мостов контуров, что позволяет проводить исследования машин различной компоновки на основе единых подходов.

Таким образом, анализ состояния научных разработок в области оценки нагруженности трансмиссий колесных машин циркулирующими моментами показал наличие базовых подходов к такой оценке, однако для применения их в условиях движения машин по грунтовому основанию, характерному для дорожной насыпи, они требуют доработки в части расчетного определения приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта, в том числе для случая последовательного движения колес по колее.

Выводы по первой главе

1. В современном отечественном дорожно-строительном производстве в звене развоза сыпучих грузов на объектах линейного строительства (дорожной насыпи) используются преимущественно одиночные жесткорамные автосамосвалы на базе полноприводных шасси, что продиктовано сложными условиями движения с точки зрения тягово-сцепной и профильной проходимости, а также маневрирования на крайне ограниченных пространствах строительной площадки. При этом опыт зарубежного дорожного строительства свидетельствует о широком применении для этих целей автосамосвалов на базе машин с шарнирно-сочлененной рамой.

2. Отечественный опыт использования сочлененных автосамосвалов свидетельствует об ограниченном их применении в связи с отсутствием машин российского производства и высокой стоимостью зарубежных образцов. Кроме того, в настоящее время ситуация усугубляется санкционной политикой США и западных стран. Это свидетельствует о необходимости разработок и производства таких строительных автосамосвалов в рамках реализации программ импортозамещения.

3. Сравнительная техническая оценка жесткорамных и сочлененных автосамосвалов, выполненная в интересах обоснования целесообразности разработки отечественных сочлененных машин, показала неоспоримые преимущества последних в характерных для дорожного строительства условиях применения, в том числе в арктических регионах. Для проведения оценки использована методика квалиметрического сравнения технического уровня машин, как обобщенного показателя их качества. В рамках реализации методики проведены экспертные исследования по обоснованию перечня значимых параметров эксплуатационных свойств автосамосвалов, распределения их по функциональным кластерам и коэффициентов значимости единичных и комплексных показателей эксплуатационных свойств машин. Согласно

результатам комплексной сравнительной оценки технического уровня сочлененный автосамосвал демонстрирует превосходство над его жесткорамным аналогом примерно на 17% (табл. 1.3).

Согласно оценке методом прямого сравнения транспортных средств, включающей в себя 6 различных показателей, сочлененный автосамосвал демонстрирует превосходство над жесткорамным аналогом по большинству показателей (табл. 1.4).

В случае прямого сравнения образцов с позиции их применения в условиях освоения арктических территорий, сочлененный автосамосвал демонстрирует наименьшие показатели удельного давления на опорную поверхность, что говорит о его лучшей профильной проходимости и наименьшем вредном воздействии на опорную поверхность автозимника (табл. 1.7).

4. Предложена концепция создания сочлененных строительных самосвалов в составе высоко унифицированного семейства, включающего базовую одиночную машину типа бхб, седельный самосвальный автопоезд на ее базе и сочлененный автосамосвал, выполненный с использованием унифицированных узлов и агрегатов отечественного производства для большегрузных автомобилей. Для реализации такой концепции необходимо оценить безотказность унифицированных агрегатов при их применении на сочлененной машине. В первую очередь это относится к элементам конструкции трансмиссионного привода, нагружаемым в блокированных его контурах циркулирующими моментами, что и определяет актуальность научной разработки метода для такой оценки трансмиссии многоприводных колесных шасси.

5. Современное состояние научных исследований в области нагруженности трансмиссий колесных машин циркулирующими моментами обеспечивает принципиальную возможность разработки такого метода, в том числе для случаев движения по препятствиям различного геометрического профиля и по грунтам с низкой несущей способностью, характерным для путей движения строительных автосамосвалов по дорожным насыпям.

ГЛАВА II. Метод расчетной оценки нагруженности блокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси, блок-схема расчетов и компьютерная программа его реализации.

Характерными условиями применения строительных автосамосвалов, используемые в звене развоза грунтов по возводимой дорожной насыпи, являются движение в условиях повышенного сопротивления их перемещению по деформируемым грунтам, преодоление естественных и искусственных препятствий на неподготовленной местности, маневрирование в ограниченном пространстве [84]. В данных условиях очевидна целесообразность применения полноприводных автомобилей, однако даже при наличии полного привода колес часто с целью повышения опорной и профильной проходимости машин приходится использовать блокировку межосевых и межколесных дифференциалов.

Использование полностью блокированных схем раздачи мощности с одной стороны позволяет значительно повысить проходимость колесных машин в тяжелых дорожных условиях, с другой стороны может являться причиной поломок прочностного характера, вызванных циркуляцией мощности в трансмиссии [34,41]. Устранение такого рода поломок является трудоемким процессом и требует значительного времени, вследствие чего дальнейшее использование транспортного средства исключается на длительное время. Таким образом еще на стадии проектирования транспортного средства элементы его трансмиссии должны быть рассчитаны с соответствующим запасом прочности с целью исключения их поломки вследствие воздействия циркулирующего момента.

Для проведения таких расчетов, в особенности для оперативных оценок предлагаемых конструктивных решений, необходимо иметь достаточно простой и достоверный метод и математический аппарат его реализации.

Актуальность разработки таких решений усугубляется необходимостью оценки нагрузочных режимов в трансмиссиях высоко унифицированных семейств

полноприводных автомобилей, включающих и сочлененные модификации, создание которых отечественными производителями сегодня представляется перспективным. При движении в сложных дорожных условиях в заблокированных контурах трансмиссии сочлененных автомобилей с колесной формулой бхб могут возникать нагрузки, существенно отличающиеся от рассчитанных для базовых автомобилей - аналогов типа бхб. Оценка соотношения этих нагрузок необходима для прогнозирования надежности работы унифицированных элементов трансмиссий машин всего семейства.

Предлагаемый в работе метод основан на математическом моделировании процессов нагружения заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных машин в типовых условиях их движения на участке линейного строительства дорожной насыпи.

2.1 Математическая модель нагружения заблокированного контура в общем случае движения машины.

На рис.2.1 представлен вариант одного из заблокированных контуров трансмиссии автомобиля бхб в наиболее общем случае его движения - криволинейном при различных значениях радиусов качения колес в ведомом режиме $r_{кв}$ и приведенных тангенциальных эластичностей шин и опорных поверхностей γ_{np} для колес рассматриваемого контура [96].

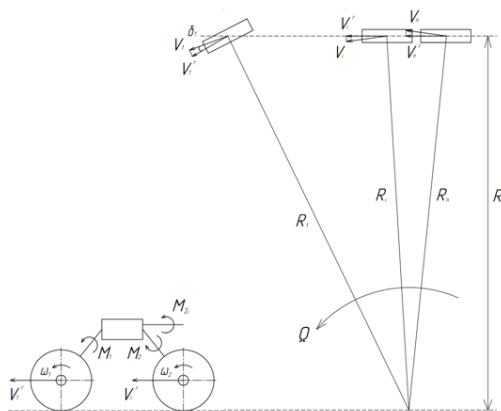


Рисунок 2.1 Плоскостная расчетная схема для оценки распределения крутящих моментов в заблокированных контурах жесткорамного транспортного средства

Оценку величины нагружения входящих в его состав конструктивных элементов предлагается проводить методом, основанном на определении упругого момента, возникающего в замкнутом контуре в результате разности углов закрутки его колес. Такая разность формируется разностью траекторий движения колес, радиусов их качения и податливостью привода.

Для любой пары колес заблокированного контура справедливо равенство:

$$\frac{V_1}{R_1} = \frac{V_i}{R_i} = \Omega \quad (2.1)$$

где V_1, V_i – абсолютные скорости осей 1-го и i -го колес;

R_1, R_i – радиусы траекторий движения 1-го и i -го колес;

Ω – угловая скорость поворота машины;

С учетом углов увода колес

$$V_1 = \frac{V_i^r}{\cos \delta_{yi}} \quad (2.2)$$

где V_i^r – скорости движения колес в плоскости их вращения;

δ_{yi} – углы увода колес;

На основании (2.1) и (2.2) и с учетом того, что скорость любого колеса может быть определена как функция радиуса качения этого колеса r_{ki} и его угловой скорости ω_i , а r_{ki} определяется по зависимости [34]

$$r_{ki} = r_{квi} - \gamma_{нpi} \cdot M_{ki} \quad (2.3)$$

При заблокированной связи между колесами рассматриваемого контура ($\omega_1 = \omega_i$) справедливо равенство:

$$\frac{r_{кв1} - \gamma_{нp1} \cdot M_{к1}}{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}} = \frac{r_{квi} - \gamma_{нpi} \cdot M_{ki}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}} \quad (2.4)$$

где M_{ki} – крутящий момент i -го колеса.

Подведенный к контуру суммарный момент $M_{\Sigma i}$ считается известным:

$$M_{\Sigma i} = M_{к1} + M_{ki} \quad (2.5)$$

Тогда в результате решения системы уравнений:

$$\begin{cases} \frac{r_{кв1} - \gamma_{np1} \cdot M_{к1}}{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}} = \frac{r_{квi} - \gamma_{npi} \cdot M_{ki}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}} \\ M_{\Sigma i} = M_{к1} + M_{ki} \end{cases} \quad (2.6)$$

распределение величины суммарного момента по осям контура составит:

$$M_{к1} = \frac{r_{квi} \cdot \left(\frac{r_{кв1}}{r_{квi}} - \frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}} \right)}{\gamma_{npi} \cdot \left(\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}} \right)} + M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}}}{\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}} \quad (2.7)$$

$$M_{ki} = \frac{r_{квi} \cdot \left(\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}} - \frac{r_{кв1}}{r_{квi}} \right)}{\gamma_{npi} \cdot \left(\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}} \right)} + M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}{\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}, \quad (2.8)$$

а разность $\Delta M_{i1} = M_{ki} - M_{к1}$, называемая упругим моментом, определится из зависимости:

$$\Delta M_{i1} = \frac{2 \cdot r_{квi} \cdot \left(\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}} - \frac{r_{кв1}}{r_{квi}} \right)}{\gamma_{npi} \cdot \left(\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}} \right)} - M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}} - \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}{\frac{R_1 \cdot \cos \delta_{y1}}{R_i \cdot \cos \delta_{yi}} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}} \quad (2.9)$$

При отсутствии бокового скольжения колес с учетом малости углов уводов можно принять

$$\frac{\cos \delta_{y1}}{\cos \delta_{yi}} \approx 1. \quad (2.10)$$

В этом случае уравнение (2.9) принимает вид:

$$\Delta M_{i1} = \frac{2 \cdot r_{квi} \cdot \left(\frac{R_1}{R_i} - \frac{r_{кв1}}{r_{квi}} \right)}{\gamma_{npi} \cdot \left(\frac{R_1}{R_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}} \right)} - M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{R_1}{R_i} - \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}{\frac{R_1}{R_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}} \quad (2.11)$$

Учитывая, что в соответствии с [3] кинематические рассогласования от разности радиусов качения в ведомом режиме χ_{i1}^r и от разности радиусов траекторий движения колес χ_{i1}^R определяются выражениями

$$\chi_{i1}^r = \left(1 - \frac{r_{кв1}}{r_{квi}}\right) \cdot 100, \% \quad (2.12)$$

$$\chi_{i1}^R = \left(\frac{R_1}{R_i} - 1\right) \cdot 100, \% \quad (2.13)$$

а суммарное кинематическое рассогласование

$$\chi_{i1}^\Sigma = \chi_{i1}^r + \chi_{i1}^R \quad (2.14)$$

формула (2.11) преобразуется к виду:

$$\Delta M_{i1} = \frac{r_{квi} \cdot \chi_{i1}^\Sigma}{50 \cdot \gamma_{npi} \cdot \left(\frac{R_1}{R_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}\right)} - M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{R_1}{R_i} - \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}{\frac{R_1}{R_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}} \quad (2.15)$$

Используя выражения (2.11) и (2.15) по методике [1] определяются значения M_{ki} для любого колеса заблокированного контура.

$$M_1 = \frac{M_\Sigma}{n} - \sum_2^n \frac{\Delta M_{i1}}{n};$$

$$M_2 = \Delta M_{21} - M_1;$$

.....

.....

.....

$$M_i = \Delta M_{i1} - M_1$$

где: n-число колес заблокированного контура.

Таким образом, выражение (2.15) позволяет рассчитывать нагруженность заблокированного привода в самом общем случае движения:

$$r_{кв1} \neq r_{квi}$$

$$\gamma_{np1} \neq \gamma_{npi}$$

$$R_1 \neq R_i$$

Исходными данными для определения ΔM_{i1} по выражению (2.15) являются радиусы траекторий движения колес, радиусы качения колес в ведомом режиме,

приведенная тангенциальная эластичность шин и опорных поверхностей, величина подведенного к контуру крутящего момента.

Радиусы траекторий движения колес при принятом подходе к определению ΔM_{i1} можно с достаточной точностью оценивать по теоретическим значениям [3], подводимый к контуру суммарный момент M_{Σ} может быть определен по зависимости:

$$M_{\Sigma} = G_a \cdot f_o \cdot r_k \quad (2.16)$$

где G_a - вес полноприводного автомобиля, приходящийся на колеса контура;

f_o - коэффициент сопротивления качению;

r_k - расчетный радиус качения, м.

2.2 Математическая модель нагружения заблокированного контура при движении машины по препятствиям различного геометрического профиля

Типичным случаем использования блокировки межосевых дифференциалов транспортного средства является преодоление дорожных препятствий. На рис.2.2 приведена схема преодоления рва, например дорожного кювета, трехосным автомобилем. На рис.2.4 представлена схема преодоление крутого короткого подъема, например при выезде на дорожную насыпь по неподготовленному участку пути движения.

Для случая преодоления транспортным средством препятствий различного вида величина кинематического рассогласования будет определяться разностью пройденного осями машины пути по траекториям движения колес, приведенной тангенциальной эластичностью шин и грунта, а также различной величиной радиусов качения колеса в ведомом режиме.

Для определения величины кинематического рассогласования от разности пройденного пути необходимо разделить общую траекторию движения 1-го

колеса на элементарные участки и выделить соответствующие им траектории движения i -го и n -го колеса (рис.2.3, 2.5).

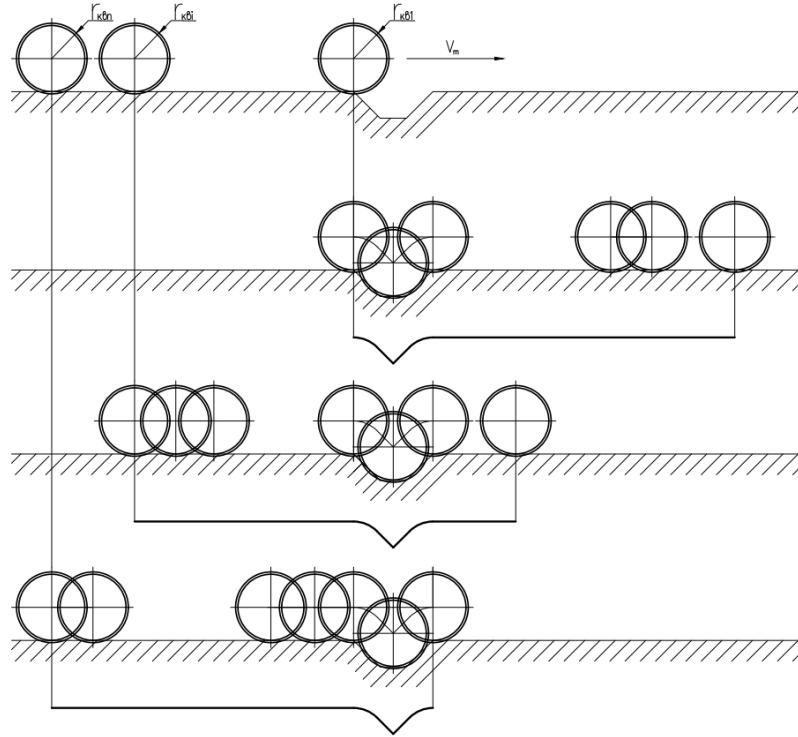


Рисунок 2.2 Преодоление кювета трехосным автомобилем

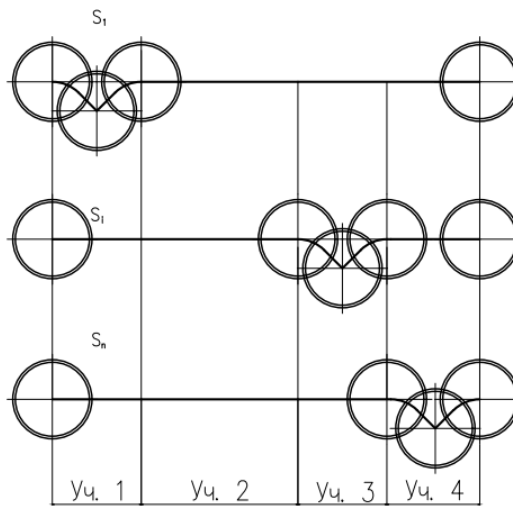


Рисунок 2.3 Траектории движения колес трехосного АТС при преодолении кювета

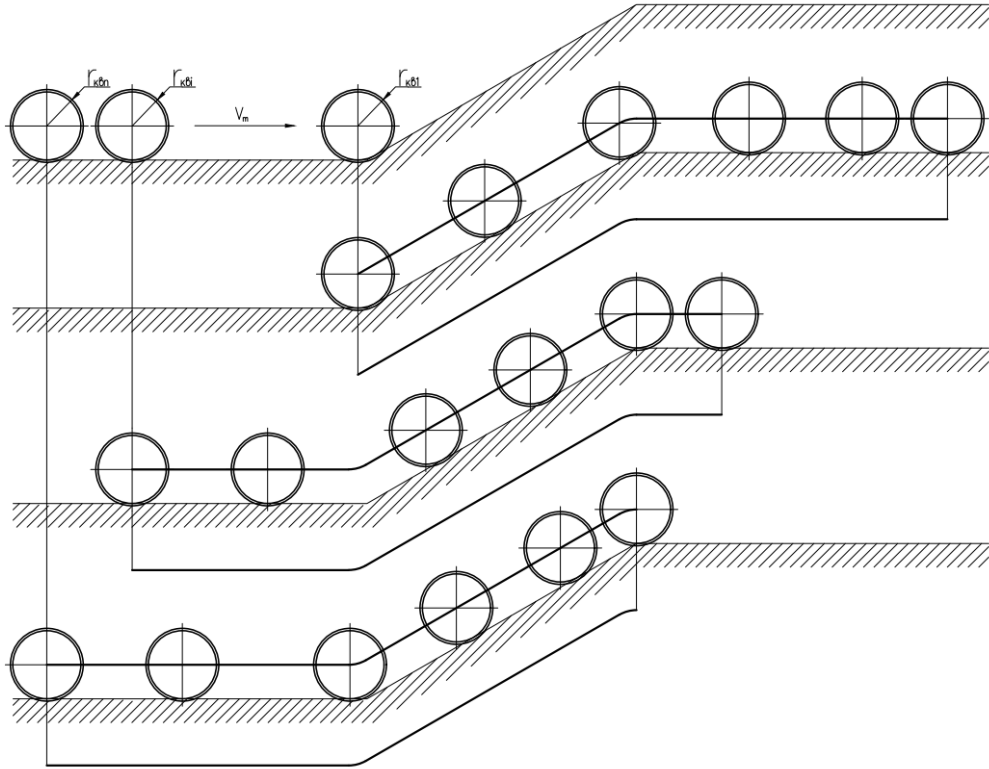


Рисунок 2.4 Расчетная схема въезда на дорожную насыпь.

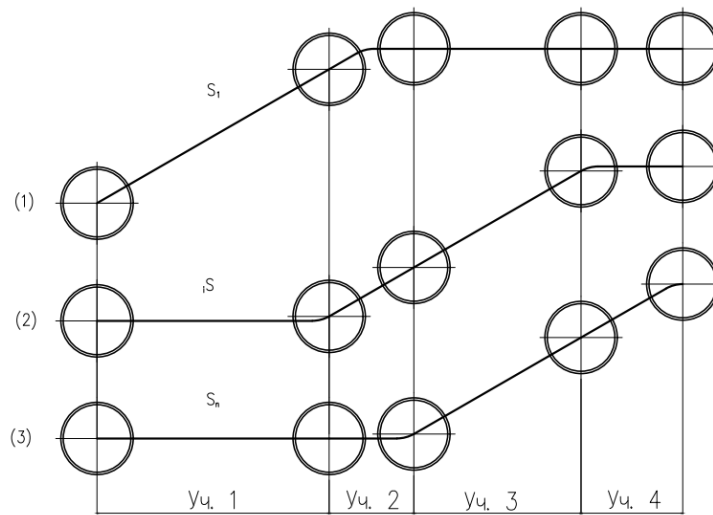


Рисунок 2.5 Траектории движения колес трехосного АТС при въезде на насыпь

Величина момента, циркулирующего в замкнутом контуре трансмиссии, учитывая отсутствие бокового увода колес, на каждом участке движения, будет определяться по зависимости:

$$M_{\kappa 1} = \frac{r_{\kappa \epsilon 1} \cdot \left(\frac{r_{\kappa \epsilon 1} - S_1}{r_{\kappa \epsilon 1}} - \frac{S_1}{S_i} \right)}{\gamma_{np1} \cdot \left(\frac{S_1}{S_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}} \right)} + M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{S_1}{S_i}}{\frac{S_1}{S_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}} \quad (2.17)$$

$$M_{\kappa i} = \frac{r_{\kappa \epsilon i} \cdot \left(\frac{S_1}{S_i} - \frac{r_{\kappa \epsilon 1}}{r_{\kappa \epsilon i}} \right)}{\gamma_{npi} \cdot \left(\frac{S_1}{S_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}} \right)} + M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}{\frac{S_1}{S_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}} \quad (2.18)$$

Величина упругого момента:

$$\Delta M_{i1} = \frac{2 \cdot r_{\kappa \epsilon i} \cdot \left(\frac{S_1}{S_i} - \frac{r_{\kappa \epsilon 1}}{r_{\kappa \epsilon i}} \right)}{\gamma_{npi} \cdot \left(\frac{S_1}{S_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}} \right)} - M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{S_1}{S_i} - \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}{\frac{S_1}{S_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}} \quad (2.19)$$

Тогда кинематические рассогласования от разности путей движения колес χ_{i1}^S определяется выражением:

$$\chi_{i1}^S = \left(\frac{S_1}{S_i} - 1 \right) \cdot 100, \% \quad (2.20)$$

а суммарное кинематическое рассогласование

$$\chi_{i1}^{\Sigma} = \chi_{i1}^r + \chi_{i1}^S, \quad (2.21)$$

где χ_{i1}^r – кинематическое рассогласование от радиуса качения колеса в ведомом режиме, определяемое по (2.12).

Тогда формула (2.19) преобразуется к виду:

$$\Delta M_{i1} = \frac{r_{\kappa \epsilon i} \cdot \chi_{i1}^{\Sigma}}{50 \cdot \gamma_{npi} \cdot \left(\frac{S_1}{S_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}} \right)} - M_{\Sigma i} \cdot \frac{\frac{S_1}{S_i} - \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}}{\frac{S_1}{S_i} + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{npi}}} \quad (2.22)$$

2.3 Определение входных параметров для расчета величины циркулирующих моментов при движении транспортного средства по твердой опорной поверхности.

Угол увода колес шасси на повороте. При движении машины в повороте на горизонтальной твердой опорной поверхности возникает возмущающая центробежная сила $F_{ц.б.}$, которая зависит от скорости движения шасси V и радиуса поворота R , по которому перемещается его центр масс. Центробежная сила вызывает увод колес шасси. Величина силы увода на каждом колесе определяется по зависимости [57]:

$$F_y = \delta_{y\phi} \cdot k_{y\phi} \quad (2.23)$$

где $k_{y\phi}$ – коэффициент сопротивления колеса уводу;

$\delta_{y\phi}$ – угол увода колеса.

Отсюда угол увода колес транспортного средства:

$$\delta_{y\phi} = \frac{F_y}{k_{y\phi}} \quad (2.24)$$

При движении с минимальным радиусом поворота по горизонтальной твердой опорной поверхности сила увода колес оси определяется центробежной силой

$$F_y = m_m \cdot \frac{V^2}{R_m} \quad (2.25)$$

где m_m – масса, приходящаяся на i -ю ось шасси;

V – скорость шасси на повороте;

R_m – минимальный радиус поворота оси.

Тогда, учитывая (25), (24) можно представить в следующем виде:

$$\delta_{y\phi} = \frac{m_m \cdot V^2}{R_m \cdot k_{y\phi}} \quad (2.26)$$

Радиус качения колеса в ведомом режиме. Для случая движения по твердой опорной поверхности радиус качения пневматического колеса в ведомом

режиме допустимо определять как разность свободного радиуса и радиальной деформации шины:

$$r_{кв} = r_{св} - z_{ш} \quad (2.27)$$

где $r_{св}$ – свободный радиус;

$z_{ш}$ – величина деформации шины.

Деформация шины согласно формуле Хедекеля [31,42] определяется из зависимости:

$$z_{ш} = \frac{G_{к}}{\pi \cdot P_{ш} \cdot \sqrt{D_{ш} \cdot B_{ш}}} \quad (2.28)$$

где $G_{ки}$ – приведенная нагрузка на колесо;

$D_{ш}$ – диаметр шины;

$P_{ш}$ – давление в шине;

$B_{ш}$ – ширина шины.

Величина нагрузки, приходящейся на i -ое колесо оси:

$$G_{ки} = k_i \cdot \frac{M_a \cdot g}{n} \quad (2.29)$$

где k_i – доля нагрузки, приходящаяся на i -ю ось шасси;

M_a – масса шасси;

n – количество колес i -ой оси.

Учитывая (2.29), величину деформации шины (2.28), можно представить в следующем виде:

$$z_{ш} = \frac{k_i \cdot M_a \cdot g}{n \cdot \pi \cdot P_{ш} \cdot \sqrt{D_{ш} \cdot B_{ш}}} \quad (2.30)$$

Тогда выражение (2.27) принимает вид:

$$r_{кв} = r_c - \frac{k_i \cdot M_a \cdot g}{n \cdot \pi \cdot D_{ш} \cdot P_{ш}} \quad (2.31)$$

Приведенная тангенциальная эластичность шины. Значение приведенной тангенциальной эластичности шины определяется из выражения:

$$\gamma_{пр} = \gamma_{ш} + \gamma_{зр} \quad (2.32)$$

где $\gamma_{ш}$ – крутильная податливость шины в плоскости вращения колеса – тангенциальная эластичность шины;

$\gamma_{гр}$ – податливость грунта при его деформации в плоскости вращения колеса – тангенциальная эластичность грунта.

При движении по недеформируемому основанию величина приведенной тангенциальной эластичности шины в большей степени определяется тангенциальной эластичностью самой шины. Тангенциальной податливостью твердой опорной поверхности в этом случае можно пренебречь [97]. Тогда выражение (2.32) принимает вид:

$$\gamma_{пр} = \gamma_{ш} \quad (2.33)$$

Тангенциальная эластичность шины в значительной мере зависит от давления воздуха в шине. Согласно исследованиям [34] и [102], величина тангенциальной эластичности грузовых шин находится в диапазоне $(6...12) \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1}$ или $(0,06...0,12) \text{ мм/даН}\cdot\text{м}$, где большие значения соответствуют шинам меньшего давления.

2.4 Оценка достоверности математической модели

Апробация математической модели для случая движения транспортного средства по твердой опорной поверхности проводилась на примере расчета нагруженности привода управляемых осей передней тележки автомобиля типа 8x8 КамАЗ-Э6320. Рассматривался случай движения машины с минимальным радиусом поворота при заблокированной связи между мостами в тележках и дифференциальной связи между тележками и между колесами во всех мостах. Автомобиль оснащен шинами марки Кама, модели И-П184.

Исходные данные для расчетной оценки нагруженности трансмиссии приведены в таблице 2.1

Таблица 2.1. Исходные данные для расчетной оценки нагруженности привода передних осей автомобиля КамАЗ-6350

Показатель	Параметр
Колесная формула	8x8
Полная масса автомобиля, кг	27200
Нагрузка на заднюю тележку, кг	16000
Нагрузка на переднюю тележку, кг	11200
Грузоподъемность, кг	10000
Число колес первой оси, шт	2
Число колес второй оси, шт	2
Максимальная скорость, км/ч	90
Минимальный радиус поворота, м	13
Свободный радиус шины, м	0,600
Статический радиус шины, м	0,560
Ширина шины, м	0,418
Давление в шине, кПа	314
Приведенная тангенциальная эластичность шины, $\frac{\text{мм}}{\text{даН}\cdot\text{м}}, \left(\frac{1}{\text{Н}}\right)$	0,06 ($6 \cdot 10^{-6}$)
Коэффициент сопротивления качению	0,02

Расчетная схема 4-х осного полноприводного шасси для оценки нагруженности привода передних осей приведена на рис. 2.6

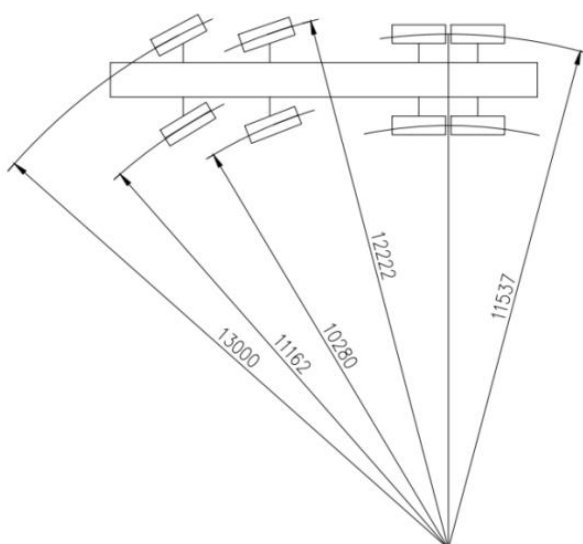


Рисунок 2.6 Расчетная схема для определения нагруженности привода передних осей автомобиля КамАЗ-6350

Радиусы траекторий движения колес передней тележки, приведенные к плоскостной расчетной схеме, по данным рис.2.6:

первая ось - $(13,00 + 11,16)/2 = 12,08$ м;

вторая ось - $(12,22 + 10,28)/2 = 11,25$ м.

При равномерном распределении осевых нагрузок в передней тележке:

$$G_{oc1} = G_{oc2} = \frac{11200 \cdot 9,81}{2} = 54936,0 \text{ Н}$$

нагрузка на одно колесо в тележке:

$$G_k = \frac{54936,0}{2} = 27468,0 \text{ Н}$$

Согласно (2.28) величина деформации шин колес первой и второй осей:

$$z_{u1} = z_{u2} = \frac{27468,0}{3,14 \cdot 314 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{1,2 \cdot 0,418}} = 0,0393 \text{ м}$$

Величина радиуса качения колеса в ведомом режиме для шин первой и второй оси, согласно (2.27), составит:

$$r_{кв1} = r_{кв2} = 0,6000 - 0,0393 = 0,5607 \text{ м}$$

Приняв, что величина коэффициента сопротивления качению для случая движения по асфальту составляет 0,02, согласно (2.16) определим значение суммарного подведенного к тележке момента при прямолинейном движении машины:

$$M_{\Sigma} = 11200,0 \cdot 9,81 \cdot 0,560 \cdot 0,02 = 1230,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Согласно данным [5, 99] момент сопротивления качению колес многоосной машины на поворотах с радиусами, близкими к минимальным, может возрастать в 2 ... 3 раза. Приняв значение увеличения 2,5 раза и руководствуясь допущением (2.10), по зависимости (2.7) определим величину момента, нагружающего первую ось тележки:

$$M_{к1} = \frac{0,561 \cdot \left(1 - \frac{12,08}{11,25}\right)}{6 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{12,08}{11,25} + 1\right)} + 1230,6 \cdot 2,5 \cdot \frac{\frac{12,08}{11,25}}{\frac{12,08}{11,25} + 1} = -1736,07 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Величина момента, нагружающего вторую ось тележки:

$$M_{ki} = \frac{0.561 \cdot \left(\frac{12,08}{11,25} - 1 \right)}{6 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{12,08}{11,25} + 1 \right)} + 1230,6 \cdot 2,5 \cdot \frac{1}{\frac{12,08}{11,25} + 1} = 4819,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

По данным отчета НТЦ КАМАЗ [62], в ходе экспериментальных исследований автомобиля КамАЗ-Э6320 при замерах крутящих моментов на полуосях мостов в условиях заблокированной связи между осями передней тележки и дифференциальной – между тележками, по результатам 20 заездов по кругу с $R_{\min} = 13$ м нагрузки составили: $M_{n/o1} = -80 \text{ даН} \cdot \text{м}$; $M_{n/o2} = 271 \text{ даН} \cdot \text{м}$ (таблица 2.2)

Таблица 2.2. Экспериментальные данные по нагруженности полуосей КамАЗ-6350

Условия, определяющие нагрузочный режим	Полуось моста, даН·м							
	первого		второго		третьего		четвертого	
Движение автомобиля с мин. радиусом на асфальте	$\frac{16,5}{8}$	$\frac{-80}{92}$	$\frac{271}{100}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{15}{97}$	$\frac{-22}{3}$	$\frac{49}{97}$	$\frac{-12}{3}$

*) - числитель-значение нагрузки, знаменатель-срок ее действия в ходе всех заездов.

Соответственно моменты, приведенные к осям, составили: $M_{oc1} = -160 \text{ даН} \cdot \text{м}$, $M_{oc2} = 542 \text{ даН} \cdot \text{м}$. Сопоставление этих экспериментальных значений с расчетными (соответственно $-173,6 \text{ даН} \cdot \text{м}$ и $481,9 \text{ даН} \cdot \text{м}$) показало разность между ними по первому мосту на 8%, по второму мосту – на 12%. Полученные данные о сходимости результатов можно считать допустимыми для инженерных расчетов при проведении сравнительных оценок, что подтверждает адекватность разработанной математической модели.

2.5 Математическая модель нагружения заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных машин при движении по слабонесущим грунтам.

Нагруженность заблокированных контуров трансмиссий колесных многоприводных самоходных машин при движении по слабонесущим грунтам определяется кинематическим рассогласованием, вызываемым разностью траекторий движения колес контура и радиусов их качения. Учитывая незначительные скорости движения при маневрировании машины на ограниченном пространстве при расчете рассогласования от разности траекторий движения углы уводов колес можно не учитывать. Формирование рассогласования радиусов качения колес определяется факторами взаимодействия деформируемого колеса со слабонесущим грунтом. Они зависят с одной стороны от параметров колеса (осевая нагрузка, геометрические размеры, давление в шине, режим качения), с другой - от свойств грунта (коэффициента сцепления, поверхностного сопротивления вдавливанию [97], изменения этого сопротивления в зависимости от глубины вдавливания и т.п.) [79]. При этом необходимо учитывать, что даже при движении колес по однородному уплотненному грунту возводимой дорожной насыпи параметры этих свойств для колес различных осей будут различными. Это может быть вызвано движением по колее впереди идущих колес или со смещением колес. Все это будет сказываться на упругости контура, определяемой приведенной тангенциальной эластичностью шины и грунта, и формирующей величину циркулирующего момента, нагружающего контур. Таким образом, оценка нагруженности заблокированных контуров трансмиссий требует исследования взаимодействия колес с деформируемым опорным основанием. Научным исследованиям в этой области посвящено значительное количество работ, однако из всего многообразия предлагаемых подходов необходимо выбрать вариант, обеспечивающий решение задачи расчетного определения приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта.

В сфере исследований движения эластичного колеса по деформируемому грунту в настоящее время выделяются два основных научных подхода. Один из них базируется на деформационных зависимостях, описывающих взаимодействие колеса с однородным по глубине грунтом. Определяющим фактором при этом выступает несущая способность грунта. Другой рассматривает более общий случай - движение колеса по слоистыми грунтами. При этом учитывается не только несущая способность, но и явления среза и сдвига грунтов, их упруго-вязкие и релаксирующие деформаций.

Представители первого научного направления (проф. Ю. В. Пирковский [67], М. П. Чистов [103], проф. С. Б. Шухман [118] и др.) в основе развития теории взаимодействия эластичного колеса с деформируемым грунтом используют подход М. Н. Летошнева [56], предложившего еще в 1929 году закон изменения сопротивления грунта вдавливанию в наиболее обобщенном виде:

$$q = ch^{\mu} , \quad (2,34)$$

где q – удельное давление колеса на грунт;

c – коэффициент, характеризующий начальное сопротивление вдавливанию поверхностного слоя грунта;

μ – степенной коэффициент, характеризующий закон изменения сопротивления грунта вдавливанию по глубине.

В основе теории, разработанной Ю.В. Пирковским, а позже доработанной С.Б. Шухманом, лежит гипотеза об идентичности условий движения реального эластичного колеса и эквивалентного ему жесткого колеса большего диаметра, предложенная ранее проф. В.Ф. Бабковым [11-13], а также экспериментально подтвержденное предположение о том, что сила, касательная к траектории движения элементарной точки, лежащей на ободу, будет изменяться пропорционально длине ее перемещения в грунте. Упругость и липкость грунта при этом пренебрежительно малы [14,15].

Руководствуясь закономерностями, заложенными в (2.34), согласно расчетной схеме (рис. 2.7), величина силы, касательной к элементарной точке,

зависимостей, справедливых для жестких колес, приводит к значительным погрешностям расчетных значений. Причем величина погрешности тем больше, чем ниже величина рабочего давления в эластичной шине. Таким образом, как показали исследования [69], подход предложенный В. Ф. Бабковым и использованный Ю. В. Пирковским и С. Б. Шухманом, допустим лишь для случаев крайне незначительных деформаций шин. Для шин низкого и переменного регулируемого давления он не приемлем ввиду больших погрешностей расчетов при больших радиальных деформациях шин.

В связи с этим М. П. Чистовым предложена расчетная схема качения значительно деформируемого колеса (рис.2.8) и дано ее математическое описание [103,105].

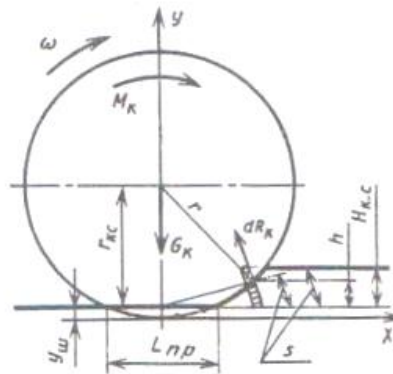


Рисунок 2.8 Расчетная схема качения по мягкому грунту деформируемого колеса
(по М.П.Чистову)

При разработке этой математической модели, руководствуясь обширными экспериментальными исследованиями, Чистовым М.П. был выдвинут ряд допущений и упрощений к расчетной схеме:

- зона контакта эластичного колеса с деформируемой поверхностью включает в себя две составляющие: плоскую зону контакта, расположенную под центром колеса (L_{np}) и цилиндрическую часть радиусом r впереди колеса;

- величина расстояния между плоской зоной контакта колеса и поверхностью грунта равно глубине колеи H_{kc} , образующейся при качении колеса в ведомом режиме ($r_{kc} = r - y_u$);

– среднее удельное давление на грунт в плоской зоне контакта по аналогии с (2.34) соответствует зависимости $q=c_2 S^\mu$, удельное давление в цилиндрической части $q=c_2(S-s)^\mu$, где S – длина дуги, по которой происходит деформация грунта.

Полученные с учетом этих допущений зависимости позволяют определять основные параметры качения колеса, такие как глубина колеи, сила сопротивления качению в свободном режиме и сила тяги в режиме, отличном от свободного.

С целью расширения возможности представленной модели в части определения радиальной деформации шины на грунте в зависимости от давления воздуха в ней было проведено усовершенствование изложенного метода расчета на основе анализа условий равновесия вертикальных сил и реакций на колесе с учетом геометрических взаимосвязей радиусов колеса [103].

Особенностью подхода, предложенного М.П. Чистовым, и используемого представителями данной научной школы, является его базирование на обширных экспериментальных исследованиях, проведенных за более чем сорокалетний период. Причем научная база включала в себя как эксперименты с одиночным колесом, так и с многоосным колесным движителем при их перемещении по различным деформируемым грунтам. Все это позволило сформировать обширную научную базу, которая по настоящее время широко используется в рамках исследований в области теории качения колеса.

Представители второго научного направления исходят из того, что простейшая зависимость (2.34) очень приближенно отражает характер взаимодействия не только колеса, но даже штампа, с грунтом. Она, в частности, не учитывает форму штампа, его размеры, некоторые особенности самых грунтов. Этими исследователями (проф. Я.С.Агейкин [2], проф. Н.С.Вольская [26] и др.) предлагаются формулы, в которые введены некоторые дополнительные параметры грунта и штампа или колеса, чем уточняется зависимость давления p_2 от деформации h_2 , принимаемой равной глубине колеи, и полнее отражается физическая сущность процесса деформации грунта колесом. Наиболее

совершенной с этих позиций представляется зависимость, предложенная проф. А. С. Агейкиным:

$$p_z = \frac{E \cdot p_s \cdot h_z}{E \cdot h_z + \pi \cdot p_s \cdot a \cdot b \cdot I \cdot \frac{Q}{2}}, \quad (2.36)$$

где p_z – давление в месте контакта шины с грунтом;

E – модуль деформации грунта (в отличие от модуля деформации сплошных тел он определяется по общей обратимой и необратимой деформации);

p_s – несущая способность грунта;

a – коэффициент, характеризующий затухание напряжений в грунте;

I – коэффициент, учитывающий отношение длины l и ширины b площади контакта;

Q – параметр, учитывающий толщину мягкого слоя грунта.

Преимущество этой формулы заключается в том, что она базируется на широко используемых в механике грунтов показателях E и p_s , а также позволяет учесть наличие жесткого грунта под мягким слоем.

Таким образом, общая сила сопротивления качению колеса по деформируемому грунту складывается из суммы всех сил сопротивления: нормальной деформации грунта, его сдвигу в направлении движения и прилипанию к колесу, а также сопротивлению качению самого колеса. Последнее зависит от радиальной и тангенциальной деформаций его шины [97].

Исследование рассмотренных подходов показало, что для моделирования процесса взаимодействия эластичного колеса и грунта в характерных условиях применения дорожно-строительных машин (движение по однородному уплотненному верхнему слою грунта в дорожной насыпи) наиболее приемлем подход М.П.Чистова [105]. Он дает возможность расчетным путем определять важные показатели этого взаимодействия – радиус качения колеса в ведомом режиме ($r_{кв}$) и приведенную тангенциальную эластичность шины и грунта (γ_{np}) в

зоне их контакта. Именно они формирует распределение крутящих моментов по колесам заблокированного контура [97].

Приняв в качестве допущения наличие на деформируемых грунтах линейной зависимости $r_k = f(P_{mk})$ в зоне эксплуатационных значений тяговых усилий на колесах самоходных машин [38] значение γ_{np} определяется из выражения:

$$\gamma_{np} = \frac{r_{кв} - r_{кс}}{M_{кс}}, \quad (2.37)$$

где $r_{кв}$ и $r_{кс}$ – радиусы качения колеса по деформируемому основанию в ведомом и свободном режимах соответственно;

$M_{кс}$ – крутящий момент на колесе при свободном режиме его движения

$$M_{кс} = P_{f_{кс}} r_{кс} + P_{f_{ш}} r_{кс},$$

где $P_{f_{кс}}$ и $P_{f_{ш}}$ – силы сопротивления качению колеса в свободном режиме, численно равные работе колеса по деформированию соответственно грунта и шины на единице пути и определяемые из уравнения мощностного баланса колеса [97].

Определенные с использованием изложенного подхода значения γ_{np} являются функциями:

- механических характеристик грунта (c, μ, φ);
- конструктивных параметров шины ($r_0, B_{ш}, C_{ш}$);
- осевых нагрузок автомобиля (G_k);
- условий движения колеса.

Давление воздуха в шине $P_{вш}$, как независимая переменная величина, влияет на $r_{кв}$ и γ_{np} через изменение радиальной жесткости шины $C_{ш}$. Достоверность такого подхода к определению γ_{np} подтверждена экспериментально [34, 37, 38].

Исследования в рамках работ [34, 37, 38] дает справедливые результаты для случая движения колеса по однородному грунту. Именно в таких условиях происходит процесс взаимодействия пневматических колес дорожно-строительной машины с верхним однородным уплотненным слоем грунта в

дорожной насыпи. В связи с этим при моделировании нагружения заблокированных контуров трансмиссии циркулирующими моментами при движении по грунту целесообразно использовать подход, предлагаемый в работах [34, 37, 38 и 103].

2.5.1 Математическая модель расчета приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта.

В работах [34, 37, 38 и 103] математическая модель определения γ_{np} , разработана с учетом изменения давления воздуха в шине и, соответственно, ее радиальной деформации. Для шин постоянного давления, применяемых на дорожно-строительных машинах, подобная модель может быть значительно упрощена. Это обусловлено тем, что у такой шины жесткость является величиной неизменной, следовательно и радиальная деформация шины при неизменной вертикальной нагрузке также будет неизменна [97].

Равновесное состояние колеса, согласно расчетной схеме на рисунке 2.9, описывается следующей системой уравнений:

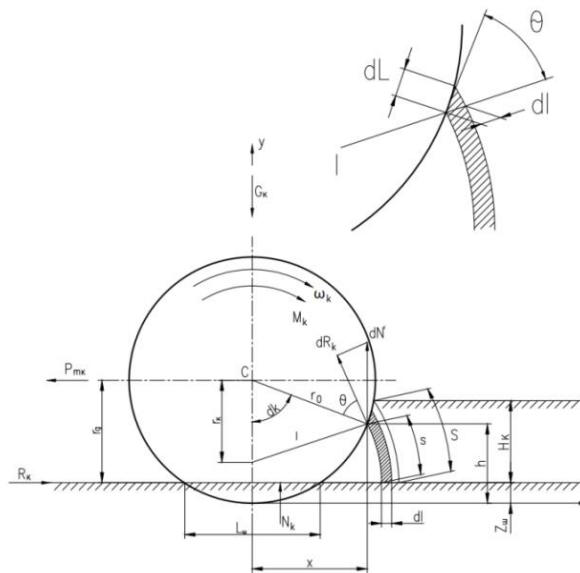


Рисунок 2.9 Расчетная схема качения сдеформированного колеса по деформируемому грунту

$$\begin{cases} G_k - N_k = 0 \\ 10^{2\mu} \cdot c \cdot F_{ш} \cdot H_k^\mu - C_{ш} \cdot z_{ш} = 0 \\ r_\partial - (r_o - z_{ш}) = 0 \end{cases} \quad (2.38)$$

где $10^{2\mu} c F_{ш} H_k^\mu$ – часть нормальной реакции, приходящейся на плоскую зону контакта колеса с грунтом; $C_{ш}$ и $Z_{ш}$ соответственно радиальная жесткость и радиальная деформация шины; H_k – глубина образуемой при движении колеса колеи; F – площадь плоской зоны контакта колеса с грунтом; r_o и r_∂ – свободный и динамический радиусы качения колеса [97];

c – начальное удельное сопротивление грунта вдавливаю; μ – параметр, зависящий от свойств грунта и характеризующий закон изменения сопротивления грунта вдавливаю по глубине [97].

Для качения колеса в свободном режиме, приняв в качестве допущения $r_\partial = r_{кс}$, где $r_{кс}$ – радиус качения колеса в свободном режиме, а также раскрыв значения составляющих выражения (2.38), можно получить развернутую систему уравнений для определения параметров качения колеса: глубину колеи $H_{кс}$; радиальную деформацию шины $Z_{шс}$ и радиус качения колеса в свободном режиме $r_{кс}$, с последующим определением силы сопротивления качению в свободном режиме и силы тяги в режиме, отличном от свободного [97].

Работа по прокладыванию колеи в грунте при повороте колеса на угол α_k определяется выражением:

$$\mathcal{A}_k = c \cdot B_{ш} \cdot \frac{r_k}{r_o} \cdot \int_0^{\alpha_k r_o} dL \int_0^S (S-s)^\mu \cos \theta \cdot dS \quad (2.39)$$

где dL – элементарная площадка на цилиндрической поверхности колеса в контакте с грунтом, м; S – длина траектории элементарной площадки от входа в контакт до погружения на глубину $(H_k + z_{ш} - h)$; θ – угол между касательной к траектории (направлением элементарной касательной силы dR_k) и радиусом – вектором в точке с координатами h и x , рад; r_k – радиус качения колеса

Длина траектории через глубину погружения h и радиуса колеса r_o определяется по зависимости:

$$S - s = 10^k \cdot r_o^{1-n} \cdot [(H_k + Z_{uu})^n - h^n] \quad (2.40)$$

где k и n – степенные коэффициенты, определяющие траектории точки обода колеса от входа в контакт до выхода из него и равные при $r_k / r_o < 1$:

$$k = 0,204 \cdot \left(\frac{r_k}{r_o}\right)^2 - 0,408 \cdot \frac{r_k}{r_o} + 0,219 \quad (2.41)$$

$$n = 0,76 \cdot \left(\frac{r_k}{r_o}\right)^2 - 0,35 \cdot \frac{r_k}{r_o} + 0,59 \quad (2.42)$$

А при $r_k / r_o < 1$

$$k = 0,335 \cdot \left(\frac{r_k}{r_o}\right)^2 - 0,67 \cdot \frac{r_k}{r_o} + 0,35 \quad (2.43)$$

$$n = 0,5 \cdot \left(\frac{r_k}{r_o}\right)^2 - 1,8 \cdot \frac{r_k}{r_o} + 2,3 \quad (2.44)$$

После подстановки и соответствующих преобразований с учетом радиальной деформации шины, работа прокладывания колеи в грунте на единице пути численно равная силе сопротивления качению колеса (P_{fzk}), совершающей эту работу определяется выражением:

$$P_{fzk} = \frac{\mathcal{E}_{ra}}{\alpha_k r_k} = 10^{\mu(k+2)-1} \cdot r_o^{\mu(1-n)} \cdot c \cdot B_{uu} \cdot \int_{z_{uu}}^{H_k+z_{uu}} [(H_k + z_{uu})^n - h^n]^\mu dh \quad (2.45)$$

С другой стороны эта работа равна сумме ее составляющих на качение свободного колеса P_{fzkc} и на буксование в контакте под воздействием силы тяги:

$$P_{fzk} = P_{fzkc} + P_{mk} \cdot \frac{r_o - r_k}{r_o} \quad (2.46)$$

Для случая свободного режима качения колеса ($P_{mk}=0$, $P_{fzk}=P_{fzkc}$)

$$P_{fzkc} = 10^{\mu(k+2)-1} \cdot r_o^{\mu(1-n)} \cdot c \cdot B_{uu} \cdot \int_{z_{uc}}^{H_k+z_{uc}} [(H_{kc} + z_{uc})^n - h^n]^\mu dh \quad (2.47)$$

где H_{kc} , z_{uc} – глубина и радиальная деформация шины при качении колеса в свободном режиме, м.

Удельное давление на грунт в криволинейной зоне контакта примем переменным по глубине, измеряющейся от 0 до H_{kc} :

$$q = c \cdot (S - s)^\mu \quad (2.48)$$

Удельное давление на грунт в плоской зоне контакта принимается постоянным:

$$q = c \cdot H_{\kappa c}^{\mu} \quad (2.49)$$

Тогда для колеса, движущегося в свободном режиме, нормальная реакция, определяемая суммой нормальных реакций плоской и криволинейной зон, принимает вид:

$$N_{\kappa} = \int_{z_{\text{ис}}}^{H_{\kappa c} + z_{\text{ис}}} dP_{\kappa} \cdot \frac{1}{x} + 10^{2\mu} \cdot c \cdot F_{\text{ш}} \cdot H_{\kappa c}^{\mu}$$

где:

$$dP_{\kappa} = 10^{2\mu} \cdot c \cdot B_{\text{ш}} \cdot (S - s)^{\mu} dl$$

$$l = \sqrt{r_o^2 + r_{\kappa c}^2 - 2 \cdot r_o \cdot r_{\kappa c} \cdot \cos \alpha_{\kappa}}$$

$$x = \sqrt{2 \cdot r_o^2 \cdot h - h^2}$$

$$dl = \frac{r_{\kappa c} \cdot dh}{\sqrt{r_o^2 + r_{\kappa c}^2 - 2 \cdot r_o \cdot r_{\kappa c} \cdot \cos \alpha_{\kappa}}}$$

В окончательном виде:

$$N_{\kappa} = 10^{\mu(k+2)-1} \cdot r_o^{\mu(1-n)} \cdot c \cdot B_{\text{ш}} \cdot r_{\kappa c} \int_{z_{\text{ис}}}^{H_{\kappa c} + z_{\text{ис}}} \frac{[(H_{\kappa c} + z_{\text{ис}})^n - h^n]}{\sqrt{2 \cdot r_o^2 \cdot h - h^2}} dh + 10^{2\mu} \cdot c \cdot F_{\text{ш}} \cdot H_{\kappa c}^{\mu} \quad (2.50)$$

Для плоской зоны контакта имеет место равенство:

$$c_{\text{ш}} \cdot z_{\text{ис}} 10^{2\mu} \cdot c \cdot F_{\text{ш}} \cdot H_{\kappa c}^{\mu} = 0$$

Площадь плоской зоны контакта шины ($F_{\text{ш}}$) определяется по зависимости:

$$F_{\text{ш}} = \pi \cdot \left(\frac{L_{\text{ш}} \cdot B_{\text{ш}}}{4} \right) = 1,57 \cdot B_{\text{ш}} \cdot \sqrt{z_{\text{ис}} \cdot (2 \cdot r_o - z_{\text{ис}})} \quad (2.51)$$

Учитывая, что $H_{\kappa c}$, $z_{\text{ис}}$, $r_{\kappa c}$ взаимосвязаны, подставив в (2.38) значение N_{κ} из (2.50), с учетом (2.51), в окончательном виде система (2.38) принимает вид:

$$\begin{cases} G_{\kappa} - 10^{\mu(k+2)-1} r_o^{\mu(1-n)} c \cdot B_{\text{ш}} \cdot r_{\kappa c} \int_{z_{\text{ис}}}^{H_{\kappa c} + z_{\text{ис}}} \frac{[(H_{\kappa c} + z_{\text{ис}})^n - h^n]}{\sqrt{2 \cdot r_o^2 \cdot h - h^2}} dh - 10^{2\mu} \cdot 1,57 c \cdot B_{\text{ш}} \cdot H_{\kappa c}^{\mu} \cdot \sqrt{z_{\text{ис}} \cdot (2r_o - z_{\text{ис}})} = 0 \\ c_{\text{ш}} \cdot z_{\text{ис}} - 10^{2\mu} \cdot 1,57 c \cdot B_{\text{ш}} \cdot H_{\kappa c}^{\mu} \cdot \sqrt{z_{\text{ис}} \cdot (2r_o - z_{\text{ис}})} = 0 \\ r_{\kappa c} - r_o + z_{\text{ис}} = 0 \end{cases} \quad (2.52)$$

Решение системы уравнений (2.52) дает достаточную точность значений при определении глубины колеи, радиуса качения в свободном режиме и деформации шины. Вместе с тем наличие интегральной составляющей и общая сложность системы делают трудоемким проведение с ее использованием вычисления γ_{np} для последующей экспресс оценки нагруженности трансмиссии транспортных средств.

На практике движение транспортных средств по строительной площадке происходит по однородному предварительно уплотненному грунту [23] при постоянном давлении в шинах, в таких условиях деформацию шины можно считать условно постоянной. При таком допущении изложенный подход может быть в значительной степени упрощен методом исключения третьей неизвестной $z_{ш}$ в системе уравнений (2.52).

Значение $P_{\phi \max}$, согласно [105], определяется выражением:

$$P_{\phi \max} = \phi_{жк} \cdot G_k \cdot [th(5 \cdot 10^{-7} \cdot c_{ш} \cdot F_{ш}^{-1})]^{-1} \quad (2.53)$$

где $\phi_{жк}$ – коэффициент сцепления недеформированного колеса с грунтом;

G_k – нормальная нагрузка на колесо, даН;

Величина радиальной жесткости шины постоянного давления определяется из выражения:

$$r_{cm} = r_{св} - h_z \quad (2.54)$$

где h_z – радиальная (нормальная) реакция дороги при номинальной нагрузке

на шину, $h_z = \frac{R_z}{C_{ш}}$;

R_z – нормальная реакция дороги;

$C_{ш}$ – радиальная жесткость шины;

$r_{св}$ – свободный радиус колеса;

Тогда:

$$r_{cm} = r_{св} - \frac{R_z}{C_{ш}} \quad (2.55)$$

Отсюда величина радиальной жесткости шины составит [47]:

$$C_{ш} = \frac{R_z}{r_{св} - r_{см}} \quad (2.56)$$

Величина глубины колеи, при движении в свободном режиме определяется по зависимости:

$$H_{кс} = \left(\frac{C_{ш} \cdot z_{шс}}{C \cdot B_{ш} \cdot 10^{k \cdot \mu} \cdot r_o^{\mu \cdot (1-n)} \cdot L_{ш}} \right)^{\frac{1}{n\mu}} \quad (2.57)$$

где $z_{ш}$ – прогиб шины, м, согласно (2.28);

n – степенной коэффициент, определяющий траекторию точки обода определяемый по зависимостям (2.42), (2.44);

$L_{ш}$ – приведенная длина плоской зоны контакта, м;

C – сопротивление вдавлыванию на 1 см;

$B_{ш}$ – ширина шины;

k – степенной коэффициент определяющие траектории точки обода колеса, определяемый по зависимостям (2.41), (2.43).

Приведенная длина плоской зоны контакта, согласно [2] определяется по зависимости:

$$L_{ш} = 2 \cdot \sqrt{z_{шс} \cdot (2 \cdot r_o - z_{шс})} \quad (2.58)$$

где r_o – свободный радиус шины;

Принимая в качестве допущения, что наружный радиус кривизны шины в поперечном сечении на деформируемом грунте равен половине диаметра шины, деформация шины определяется согласно формуле Хейдекеля.

Проинтегрировав выражение (2.45) и оставив первые три члена ряда, как значимые, выражение принимает следующий вид:

$$P_{фкс} = C \cdot B_{ш} \cdot 10^{k \cdot \mu} \cdot r_o^{\mu \cdot (1-n)} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{n+1} + \frac{\mu \cdot (\mu+1)}{2 \cdot (2 \cdot n+1)} \right) \cdot \left[(H_{кс} + z_{шс})^{n\mu+1} - z_{шс}^{n\mu+1} \right] \quad (2.59)$$

Избыточная сила тяги для колеса на деформируемом грунте для шин с внедорожным рисунком протектора, согласно Чистову М.П., определяется по зависимости:

$$P_{mk} = 1,97 \cdot (1 - \delta) \cdot (P_{\varphi_{\max}} - P_{f_{\text{жкк}}}) \cdot th \cdot \left(\frac{\delta}{\delta_{\max}} \right) \quad (2.60)$$

где δ_{\max} – коэффициент буксования, соответствующий максимальной силе тяги;

δ – коэффициент буксования;

$$\delta = \frac{r_{\delta} - r_{\kappa}}{r_{\delta}} \quad (2.61)$$

где r_{δ} – динамический радиус колеса, м;

r_{κ} – радиус качения колеса, м;

Для случая качения колеса в свободном режиме ($P_{mk} = 0$, $r_{\kappa} = r_{\text{жкк}}$) выражение (2.60), учитывая (2.61) принимает вид:

$$1,97 \cdot \left(\frac{r_{\text{жкк}}}{r_{\delta}} \right) \cdot (P_{\varphi_{\max}} - P_{f_{\text{жкк}}}) \cdot th \cdot \left(\frac{r_{\delta} - r_{\text{жкк}}}{\delta_{\max} \cdot r_{\delta}} \right) = 0 \quad (2.62)$$

Выражение (2.62) справедливо в случае если $r_{\delta} = r_{\text{жкк}}$, т.е. при отсутствии буксования при качении свободного колеса.

Для случая качения колеса в ведомом режиме ($r_{\text{жкк}} = r_{\text{жкв}}$, $P_{km} = P_{\text{жкв}}$), выражение (2.62) можно представить в виде:

$$P_{\text{жкв}} = 1,97 \cdot \left(\frac{r_{\text{жкв}}}{r_{\delta}} \right) \cdot (P_{\varphi_{\max}} - P_{f_{\text{жкк}}}) \cdot th \cdot \left(\frac{r_{\delta} - r_{\text{жкв}}}{\delta_{\max} \cdot r_{\delta}} \right) \quad (2.63)$$

При допущении, заключающемся в отсутствии потерь на трение, уравнение мощностного баланса для колеса принимает вид:

$$M_{\text{кз}} \cdot \omega = P_{f_{\text{жкк}}} \cdot r_{\kappa} \cdot \omega + P_{km} \cdot \omega \cdot (r_{\delta} - r_{\kappa}) + P_{\text{жкв}} \cdot \omega \cdot r_{\kappa} \quad (2.64)$$

где $M_{\text{кз}}$ – подводимый к колесу крутящий момент, без учета преодоления сопротивления деформации шин, даНм;

ω – угловая скорость колеса, рад;

$P_{f_{\text{жкк}}} \cdot r_{\kappa} \cdot \omega$ – мощность на сопротивление деформированию грунта при колеобразовании, 10^2 кВт;

$P_{km} \cdot \omega \cdot (r_{\delta} - r_{\kappa})$ – мощность на преодоление потерь от буксования;

$P_{\text{жкв}} \cdot \omega \cdot r_{\kappa}$ – мощность на совершение полезной работы, 10^2 кВт [97].

Тогда для ведомого режима ($M_{\text{кз}} = 0$, $r_{\kappa} = r_{\text{жкв}}$, $P_{km} = P_{\text{жкв}}$):

$$P_{f_{\text{жкк}}} \cdot r_{\text{кв}} \cdot \omega + P_{\text{кв}} \cdot \omega \cdot (r_{\text{д}} - r_{\text{кв}}) + P_{\text{кв}} \cdot \omega \cdot r_{\text{кв}} = 0 \quad (2.65)$$

В конечном виде:

$$P_{\text{кв}} = -\frac{P_{f_{\text{жкк}}} \cdot r_{\text{кв}}}{r_{\text{д}}} \quad (2.66)$$

Подставив в (2.63) значение силы тяги из (2.66), приняв в качестве допущения, что величина динамического радиуса определяется как разница свободного радиуса и деформации шины и равна радиусу качения колеса в свободном режиме ($r_{\text{д}} = r_{\text{о}} - z_{\text{шс}} = r_{\text{кв}}$), а также $r_{\text{кв}} > r_{\text{кк}}$, получим выражение (2.63) в следующем виде:

$$P_{\text{кв}} = 1,97 \cdot (P_{\varphi_{\text{мак}}} - P_{f_{\text{жкк}}}) \cdot \text{th} \cdot \left(\frac{r_{\text{кв}} - r_{\text{кк}}}{\delta_{\text{мак}} \cdot r_{\text{кк}}} \right) + P_{f_{\text{жкк}}} = 0 \quad (2.67)$$

Тогда, учитывая, что $r_{\text{кк}} = r_{\text{о}} - z_{\text{шс}}$, в окончательном виде получим:

$$P_{\text{кв}} = 1,97 \cdot (P_{\varphi_{\text{мак}}} - P_{f_{\text{жкк}}}) \cdot \text{th} \cdot \left(\frac{r_{\text{кв}} - r_{\text{о}} + z_{\text{шс}}}{\delta_{\text{мак}} \cdot (r_{\text{о}} - z_{\text{шс}})} \right) + P_{f_{\text{жкк}}} = 0 \quad (2.68)$$

Отсюда, величина радиуса качения колеса в ведомом режиме составит:

$$r_{\text{кв}} = \delta_{\text{мак}} \cdot (r_{\text{о}} - z_{\text{шс}}) \cdot \text{Ln} \sqrt{\frac{0,97 \cdot P_{f_{\text{жкк}}} - 1,97 \cdot P_{\varphi_{\text{мак}}}}{2,97 \cdot P_{f_{\text{жкк}}} - 1,97 \cdot P_{\varphi_{\text{мак}}}}} + r_{\text{кк}} - z_{\text{шс}} \quad (2.69)$$

Пользуясь зависимостью (2.37) а также допущением, что $r_{\text{кк}} = r_{\text{о}} - z_{\text{шс}}$, величина приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта составит:

$$\gamma = \frac{r_{\text{кв}} - r_{\text{кк}}}{M_{\text{кк}}} = \frac{r_{\text{кв}} - r_{\text{о}} + z_{\text{шс}}}{M_{\text{кк}}} \quad (2.70)$$

Крутящий момент, подводимый к колесу в свободном режиме, определяется по зависимости:

$$M_{\text{кк}} = P_{f_{\text{жкк}}} \cdot r_{\text{кк}} + P_{f_{\text{ш}}}} \cdot r_{\text{кк}} \quad (2.71)$$

где $P_{f_{\text{жкк}}} \cdot r_{\text{кк}}$ — доля момента на колееобразование;

$P_{f_{\text{ш}}} \cdot r_{\text{кк}}$ — доля момента на тангенциальную деформацию.

$$P_{f_{\text{ш}}} = \frac{C_{\text{шн}} \cdot f_{\text{ш}}}{C_{\text{ш}}} \quad (2.72)$$

где $f_{ш}$ – коэффициент сопротивления качению шины по твердой опорной поверхности;

$C_{ш}$ – радиальная жесткость шины.

Примем допущение, что $C_{ш} = C_{шн}$, тогда: $P_{fш} = f_{ш}$

В конечном виде уравнение (2.71) может быть записано:

$$M_{кв} = P_{f_{кв}} \cdot r_{кв} + f_{ш} \cdot r_{кв} \quad (2.73)$$

Согласно исследованиям, изложенным в [34], приведенная тангенциальная эластичность шины и грунта, как и величина радиуса качения колеса в ведомом режиме, при движении транспортного средства по однородному деформируемому грунту, не постоянна, а изменяется в зависимости от очередности прохода колес транспортного средства по колее. На однородном по глубине сухом сыпучем песке происходит существенное снижение $r_{кв}$ и $\gamma_{пр}$ вследствие уплотнения грунта впереди идущими колесами. Указанное снижение имеет место лишь для второго и третьего проходов. На пятом-шестом проходе значения $r_{кв}$ и $\gamma_{пр}$ стабилизируются. На основании приведенных в этой работе результатов экспериментальных исследований даны рекомендации по корректировке величины приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта и радиуса качения колеса в ведомом режиме для колес тяжелых многоосных шасси при движении по уплотняемой колее (таблица 2.3).

Таблица 2.3 Зависимость $r_{кв}$ и $\gamma_{пр}$ от очередности движения колес на песке [34]

Характеристика опорной поверхности	Условия движения	Коэффициент корректировки	Мост		
			2	3	4
Песок сухой, сыпучий, однородный по глубине	По целине	$\frac{\gamma_{прi}}{\gamma_{пр1}}$	0,70	0,65	0,65
		$\frac{r_{прi}}{r_{пр1}}$	0,95	0,94	0,94
Песок сухой, сыпучий	По следу АТС	$\frac{\gamma_{прi}}{\gamma_{пр1}}$	1	1	1
		$\frac{r_{прi}}{r_{пр1}}$	1	1	1

Учет изменения $r_{кв}$ и $\gamma_{пр}$ в зависимости от очередности прохода колес транспортного средства по колее позволяет существенно повысить точность математического моделирования в интересах оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссий транспортных средств.

2.5.2 Оценка достоверности математической модели определения приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта

Оценка достоверности математической модели, предложенной в рамках 2.5.2, проведена на примере шин модели ОИ-25 при движении по однородному сухому песку. В качестве экспериментальных использовались результаты, приведенные в исследовании [37]. Исходные данные для расчета величины $r_{кв}$ и $\gamma_{пр}$ представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 Исходные данные для расчета величины $r_{кв}$ и $\gamma_{пр}$

Параметр	Обозначение	Размерность	Величина
Свободный радиус колеса	$r_{св}$	м	0,630
Статический радиус колеса	$r_{ст}$	м	0,583
Ширина профиля шины	$B_{ш}$	м	0,355
Номинальное давление в шине	$P_{ш}$	кПа	300
Предельно допустимая нагрузка на колесо	m	кг	2900
Коэффициент сцепления с поверхностью	φ	-	0,2
Нагрузка на колесо фактическая	G	Н	20500
Сопротивление грунта вдавливанию (песок, величина фракции 1-2 мм)	C	Па	$(2,5 \dots 4,5) \cdot 10^5$
Коэффициент изменения сопротивления вдавливанию	μ	-	0,2
Коэффициент буксования	δ	-	0,2
Коэффициент сопротивления качению	f	-	0,2

Из таблицы 2.5 следует, что значения $r_{кв}$ и $\gamma_{пр}$ могут изменяться в достаточно широких пределах в соответствии с величиной удельного сопротивления грунта вдавливанию C . Расчет значений $r_{кв}$ и $\gamma_{пр}$ выполнен для диапазона

$C = 2,5 \cdot 10^5 \dots 4,5 \cdot 10^5$ Па. Нижняя граница диапазона соответствует песку неуплотненному, верхняя - песку максимально приближенному к своей максимальной плотности. По результатам расчета построены графики зависимости величин $r_{кв}$ и $\gamma_{пр}$ от C . Пример расчета для $C = 2,5 \cdot 10^5$ Па (песок неуплотненный), приведен ниже [97].

Величина деформации шины, согласно (2.28)

$$z_{ш} = \frac{20500}{3,14 \cdot 300 \cdot 1000 \cdot \sqrt{1,26 \cdot 0,355}} = 0,0325 \text{ м}$$

Величина радиальной жесткости шины при номинальной нагрузке на колесо ($N = m \cdot g = R_z$) согласно (2.56):

$$C_{ш} = \frac{2900 \cdot 9,81}{0,63 - 0,583} = 605297,9 = 0,605 \cdot 10^6 \frac{H}{м}$$

Площадь плоской зоны контакта шины, согласно (2.51) :

$$F_{ш} = 1,57 \cdot 0,355 \cdot \sqrt{0,0325 \cdot (2 \cdot 0,63 - 0,0325)} = 0,111 \text{ м}^2$$

Приведенная длина плоской зоны контакта, согласно (2.58):

$$L_{ш} = 2 \cdot \sqrt{0,0325 \cdot (2 \cdot 0,630 - 0,0325)} = 0,3997 \text{ м}$$

Тогда максимальная сила тяги по сцеплению, согласно (2.53):

$$P_{\varphi \max} = \frac{0,2 \cdot 20500}{th(5 \cdot 10^{-7} \cdot 0,605 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{0,111})} = 4,136 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Значения степенных коэффициентов, определяющих траекторию точки обода колеса от момента входа в контакт с опорной поверхностью до выхода из него, согласно (2.41, 2.42):

$$k = 0,204 \cdot \left(\frac{0,630 - 0,0325}{0,630}\right)^2 - 0,408 \cdot \frac{0,630 - 0,0325}{63} + 0,219 = 0,0155$$

$$n = 0,76 \cdot \left(\frac{0,630 - 0,0325}{0,630}\right)^2 - 0,35 \cdot \frac{0,630 - 0,0325}{0,630} + 0,59 = 0,942$$

Глубина колеи при качении колеса в свободном режиме, согласно (2.57):

$$H_{кв} = \left(\frac{0,605 \cdot 10^6 \cdot 0,0325}{25000 \cdot 0,355 \cdot 10^{0,0155 \cdot 0,2} \cdot 0,630^{0,2 \cdot (1 - 0,942)} \cdot 0,3997} \right)^{\frac{1}{0,941 \cdot 0,2}} = 0,044 \text{ м}$$

Величина сопротивления качению колеса в ведомом режиме, согласно (2.59) составляет:

$$P_{fkc} = 2,5 \cdot 10^5 \cdot 0,355 \cdot 10^{0,0155 \cdot 0,2} \cdot 0,630^{0,2 \cdot (1-0,942)} \cdot \left(1 - \frac{0,2}{0,942+1} + \frac{0,2 \cdot (0,2+1)}{2 \cdot (2 \cdot 0,942+1)} \right) \cdot \left[(0,044 + 0,0325)^{0,942 \cdot 0,2+1} - 0,0325^{0,942 \cdot 0,2+1} \right] = 2485,021 = 2,485 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Тогда радиус качения колеса в ведомом режиме, согласно (2.69):

$$r_{кв} = 0,2 \cdot (0,630 - 0,0325) \cdot \text{Ln} \sqrt{\frac{0,97 \cdot 2,485 \cdot 10^3 - 1,97 \cdot 4,136 \cdot 10^3}{2,97 \cdot 2,485 \cdot 10^3 - 1,97 \cdot 4,136 \cdot 10^3}} + 0,630 - 0,0325 = 0,718 \text{ м}$$

Величина подводимого к колесу крутящего момента в «даН·м», согласно (2.73):

$$M_{кв} = \frac{2,485 \cdot 10^3}{10} \cdot (0,630 - 0,0325) + \frac{0,2}{10} \cdot (0,630 - 0,0325) = 148,482 \cdot \text{даН} \cdot \text{м}$$

Тогда приведенная тангенциальная эластичность шины и грунта, согласно (2.70):

$$\gamma = \frac{0,718 \cdot 10^3 - 0,630 \cdot 10^3 + 0,0325 \cdot 10^3}{148,482} = 0,809 \frac{\text{мм}}{\text{даН} \cdot \text{м}}$$

Графики зависимости $r_{кв}$ и $\gamma_{пр}$ от величины C для принятого в исследовании интервала значений удельного сопротивления грунта вдавливаюнию представлены на рисунке 2.10 [97].

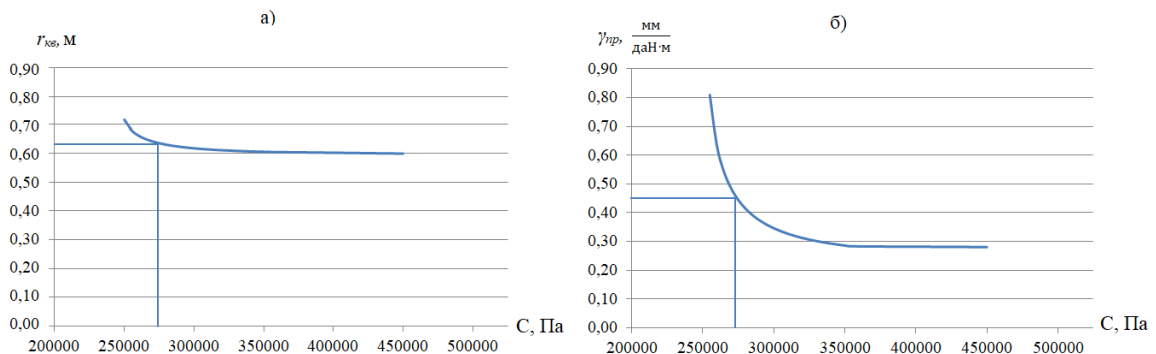


Рисунок 2.10 Расчетные зависимости изменения величин: а) - $r_{кв} = f(C)$; б) - $\gamma_{пр} = f(C)$

По результатам экспериментальных исследований шины ОИ-25 на однородном по глубине сухом песке, представленным в работе [37], при $C =$

$2,7 \cdot 10^5$ Па значение $r_{кв}$ составило 0,677 м, а значение $\gamma_{пр}$ составило 0,420 мм/даН·м. При расчете предложенным методом в аналогичных условиях, согласно графикам на рис.2.10, значение $r_{кв}$ составляет 0,640 м, а величина $\gamma_{пр}$ равна 0,450 мм/даН·м. Разница результатов по $r_{кв}$ составляет 5,8%, а по $\gamma_{пр}$ - 7,1%. Это дает основание считать сходимость расчетных и экспериментальных результатов приемлемой, а разработанный метод расчета $r_{кв}$ и $\gamma_{пр}$ корректным. Вывод подтверждается положительными заключениями рецензентов на статью [97].

2.6 Метод оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси, блок-схема расчетов и компьютерная программа его реализации.

Три разработанные в ходе диссертационного исследования математических модели, позволяющие с достаточной для инженерных расчетов точностью проводить оценку нагруженности трансмиссий полноприводных самоходных машин циркулирующими моментами в характерных условиях их применения в дорожно-строительном производстве (маневрирование по твердой опорной поверхности в ограниченном пространстве, преодоление препятствий характерного геометрического профиля и движение по деформируемым грунтам) в совокупности формируют метод оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси, основанный на расчете усилий в упругом контуре, обладающем известной угловой жесткостью, при заданных углах его закрутки, определяемых кинематическими рассогласованиями в движении колес контура. Блок-схема расчетной реализации метода приведена на рис. 2.11.

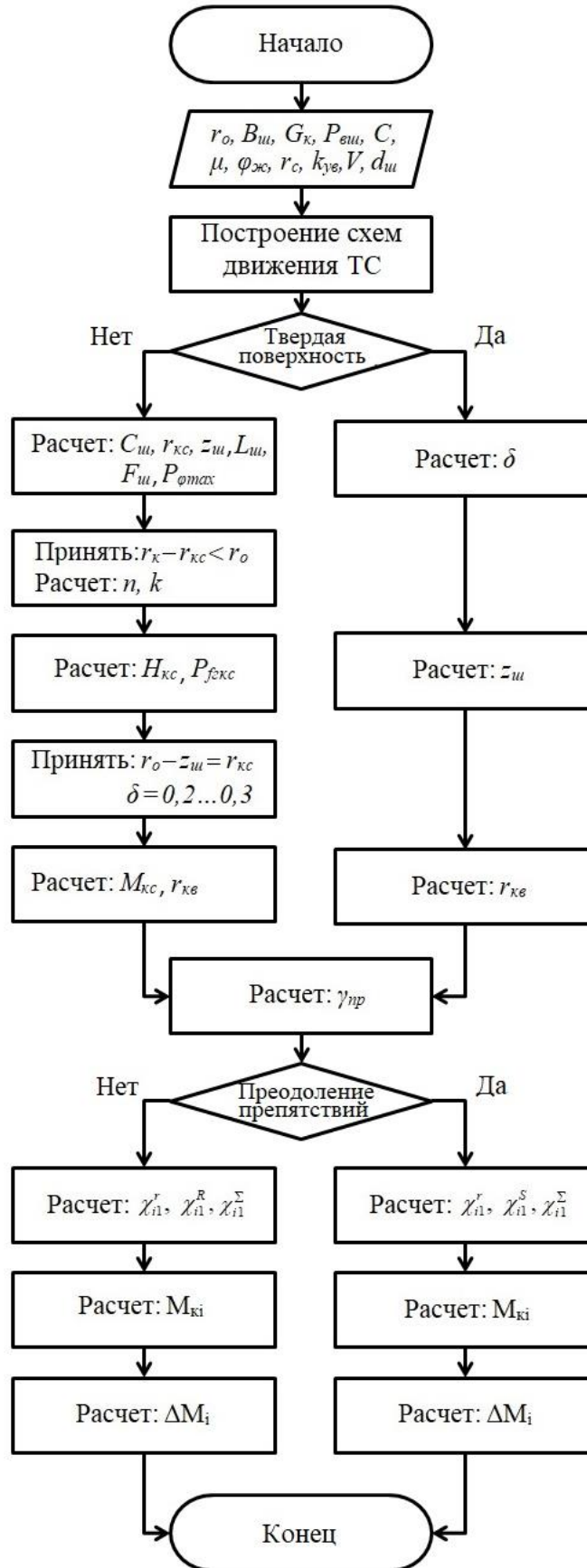


Рисунок 2.11 Блок-схема расчетной реализации метода

Реализация ветвей блок-схемы, не требующих предварительного определения приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта, не вызывает затруднений при расчетах в системе Excel. Расчет приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта является наиболее трудоемкой процедурой, в связи с чем он был автоматизирован путем разработки компьютерной программы его реализации. Программа прошла государственную регистрацию, исходный код программы представлен в Приложении Б.

Программа обладает простым интерфейсом и не требует специализированных навыков для ее освоения. Блок ввода данных содержит три основных подгруппы:

- 1) Характеристики транспортного средства
- 2) Характеристики шин
- 3) Характеристики опорной поверхности.

Блок вывода данных содержит итоговый результат и результаты расчета промежуточных величин, необходимых для анализа. Интерфейс программы изображен на рис. 2.12 и 2.13.

The screenshot shows a software window with two tabs: 'Настройки' (Settings) and 'Расчеты' (Calculations). The 'Настройки' tab is active and contains three main input sections:

- Характеристики транспортного средства (ТС):**
 - Масса, приходящаяся на ось ТС: 4180
 - Количество колес оси: 2
- Характеристики опорной поверхности:**
 - Кoeffициент сопротивления качению: 0,2
 - Удельное сопр. грунта вдавливанию: 250000
 - Кoeffициент сцепления с поверхностью: 0,2
 - Кoeff. изменения сопр. грунта вдавливанию: 0,2
 - Кoeffициент буксования: 0,2
- Характеристики шины:**
 - Предельно допустимая нагрузка на шину: 2900
 - Свободный радиус: 0,630
 - Ширина профиля шины: 0,355
 - Статический радиус: 0,583
 - Номинальное давление в шине: 300000

Рисунок 2.12 Блок ввода данных

	Коэффициент k	Коэффициент n
Величина радиальной жесткости шины 605298	0,015544351	0,94158995
Нагрузка на колесо 20502,9	Глубина колеи при качении колеса в свободном режиме 0,04357055	
Величина действительной деформации шины 0,03254355	Сопrotивление качению колеса в свободном режиме 2485,8052	
Приведенная длина плоской зоны контакта 0,39972886	Радиус качения колеса в ведомом режиме 0,7177507	
Площадь плоской зоны контакта 0,11139444	Момент, подведенный к колесу при качении в свободном режиме 148,52798	
Сила тяги по сцеплению 4136,5464	Приведенная тангенциальная эластичность грунта 0,8099099	

Рисунок 2.13 Блок вывода данных

Программа прошла государственную регистрацию, исходный код программы представлен в Приложении Б.

Выводы по второй главе

1. Уточнена возможность применения метода оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси, основанного на расчете усилий в упругом контуре, обладающем известной угловой жесткостью, при заданных углах его закрутки, определяемых кинематическими рассогласованиями в движении колес контура.

2. Разработаны математические модели нагружения заблокированных контуров трансмиссий полноприводных самоходных машин для характерных условий их применения в дорожно-строительном производстве – при маневрировании по твердой опорной поверхности в ограниченном пространстве, преодолении препятствий характерного геометрического профиля и движении по деформируемым грунтам. Оценка адекватности моделей на примере 4-х осного

полноприводного шасси КамАЗ – 6350 показала расхождение расчетных и экспериментальных данных не более, чем в 8 ... 12%, что считается приемлемым для проведения сравнительных инженерных расчетов.

3. Обоснован выбор методического подхода к теоретическому исследованию взаимодействия деформированного колеса с деформируемым грунтом с позиции возможности последующего определения на его основе приведенной тангенциальной эластичности колеса и грунта, а также радиуса качения колеса в ведомом режиме. Предложено усовершенствование этого подхода для случая движения по грунту шины постоянного давления. Оценка достоверности разработанной математической модели на примере взаимодействия шины ОИ-25 и уплотненного сухого песка показала, что разницы расчетных и экспериментальных значений $r_{кв}$ и γ_{np} составляет соответственно 5,8% и 7,1%, что является приемлемым при проведении инженерных расчетов [97].

4. Получены расчетные зависимости взаимосвязи $r_{кв}$ и γ_{np} шины ОИ-25 в зависимости от нарастания C - значения удельного сопротивления сухого песка вдавливанию на глубину 1 см, которые могут быть рекомендованы для практического использования при расчетах нагрузок в заблокированных контурах трансмиссий автошасси УРАЛ типа 6х6 и 8х8.

5. На основе предложенных математических моделей разработан метод оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси, блок-схема расчетов при его реализации и компьютерная программа расчетного определения приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта, а также радиуса качения колеса в ведомом режиме, прошедшая государственную регистрацию.

Глава III. Экспериментальные исследования физико-механических свойств грунтовой опорной поверхности дорожной насыпи

3.1 Цель, задачи и объект проведения экспериментов

Опорная поверхность дорожной насыпи, по которой происходит маневрирование дорожно-строительных машин, формируется в виде песчаного основания, которое после каждого слоя отсыпки в соответствии с технологией ее возведения подвергается уплотнению и увлажнению. В соответствии с принятым допущением в расчете параметров взаимодействия колеса с грунтом опорная поверхность должна представлять из себя однородный слой уплотненного песка. Для подтверждения факта соответствия грунта в дорожной насыпи условиям, принятым для моделирования, была необходима экспериментальная оценка структурного состояния песчаного слоя в реальной опорной поверхности. Кроме того, для реализации разработанной математической модели взаимодействия эластичного колеса с деформируемым основанием в интересах определения радиуса качения колеса в ведомом режиме $r_{кв}$ и приведенной тангенциальной эластичности шины и грунта $\gamma_{пр}$ необходимо располагать достоверными данными по таким физико-механическим свойствам деформируемого грунта, как удельное сопротивление вдавливанию верхнего слоя грунта (C) и степенной коэффициент изменения этого сопротивления по глубине (μ). Обе эти величины зависят от степени уплотнения грунта.

Цель исследования.

Определение структурного состояния и физико-механических свойств песчаного грунта опорной поверхности дорожной насыпи, необходимых для расчетной оценки параметров взаимодействия деформируемого колеса с деформируемым грунтом.

Задачи исследования.

На реальном участке линейного строительства дорожной насыпи произвести инструментальное определение:

- степени уплотнения грунта;
- удельного сопротивления грунта вдавливанию на глубину 1 см.

Объект проведения исследования.

Участок дорожного строительства автомобильной дороги от кольцевой автомобильной дороги вокруг Санкт-Петербурга до автомобильной дороги «Санкт-Петербург – Матокса» (транспортный обход п.Мурино). Общий план строительства изображен на рисунке 3.1а. Участок проведения эксперимента изображен на рисунке 3.1б. Красным цветом обозначены места снятия показаний. Длина мерного участка -1 км.

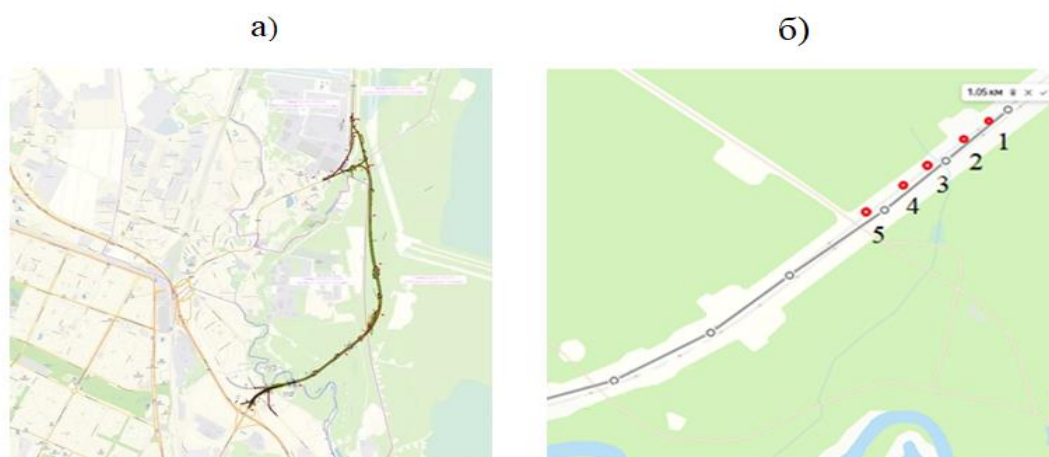


Рисунок 3.1 Транспортный обход п. Мурино Ленинградской области: а - общий план строительства; б - участок замеров

Тип грунта на участке замеров - песок сухой, мелкозернистый.

3.2 Инструментальное обеспечение экспериментальных исследований и методика их проведения.

Инструментальное обеспечение:

- плотномер динамический Д-51 (рисунок 3.2-а);

- динамометр сжатия-растяжения «МЕГЕОН 04200» (рисунок 3.2-б);
- линейка измерительная металлическая Brauberg 0,5 м;
- штанген-циркуль;
- маркер строительный.

Все использованные измерительные приборы прошли метрологическую аттестацию путем поверки установленным порядком.

а)



б)



Рисунок 3.2 Измерительное оборудование: а - плотномер динамический Д-51;
б - динамометр сжатия-растяжения «МЕГЕОН-04200»

Методика проведения исследований.

Исследования проводились в два этапа.

Этап 1. Измерение степени уплотнения грунта.

Измерение степени уплотнения грунта проводилось в полевых условиях согласно инструкции, приложенной в паспорте изделия «Плотномер динамический Д-51». На выровненное место дорожной насыпи вертикально устанавливался динамический плотномер. Его стержень с наконечником ударами гири погружался на глубину 20 см, число ударов гири при этом не учитывается.

Дальнейшее погружение стержня на глубину от 20 до 30 см является контролируемым. Осуществляется счет количества ударов, необходимых для

заглубления штампа, а глубина погружения контролируется по рискам на стержне. Результаты замеров (число ударов) записываются в журнал.

После окончания замера прибор с помощью ручки извлекался из грунта и проводились испытания на другой точке. На одном месте проводилось не менее трех пенетраций, расстояние между точками зондирования составляло не менее 30 см.

Этап 2. Измерение удельного сопротивления грунта вдавливаю.

Для проведения измерений на шток динамометра наворачивался металлический удлинитель, после чего на него устанавливался необходимый наконечник. Для оценки усилия сжатия в контексте исследования использовался плоский штамп с площадью площадки $1,6 \text{ см}^2$.

С помощью штангенциркуля от края плоского наконечника отмерялась необходимая глубина погружения и помечалась черным маркером. Нижняя граница отметки соответствовала контрольной величине. Общий вид прибора и контрольная отметка изображены на рисунке 3.3.

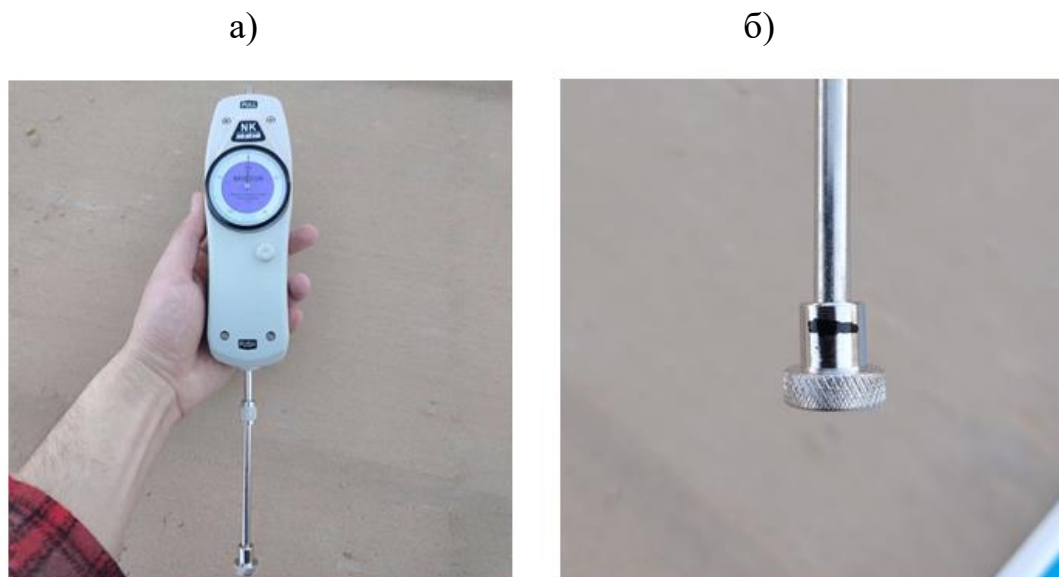


Рисунок 3.3 Динамометр сжатия-растяжения «МЕГЕОН-04200»:
а - динамометр в собранном состоянии; б - контрольная отметка на наконечнике
динамометра

С целью фиксации пиковых значений нагрузки кнопка динамометра переводится в положение «реак» (рисунок 3.4а). Далее динамометр устанавливался перпендикулярно по отношению к исследуемой поверхности (рисунок 3.4б) и вдавливался в грунт до соответствующей отметки (рисунок 3.5а), а стрелка динамометра фиксировала пиковую приложенную нагрузку вдавливания (3.5б).

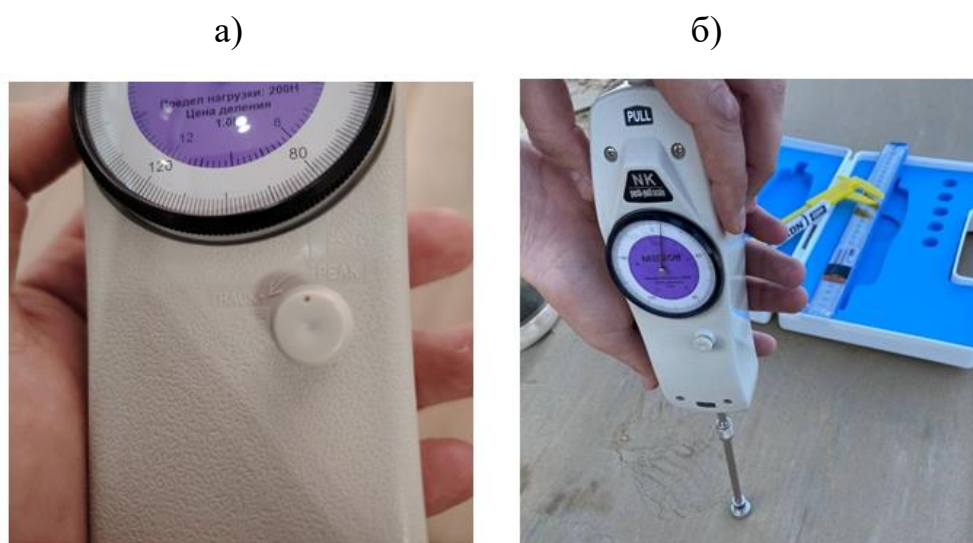


Рисунок 3.4 а) положение кнопки, фиксирующее пиковую приложенную нагрузку, б) исходное положение динамометра



Рисунок 3.5: а) погружение динамометра до отметки, б) вывод показаний динамометра

Измерение удельного сопротивления грунта вдавливанию проводилось в полевых и лабораторных условиях. Процесс снятия показаний в полевых условиях приведен на рис. 3.6.



Рисунок 3.6. Процесс снятия показаний в полевых условиях

3.3 Обработка данных полевых испытаний и результаты исследования.

Коэффициент уплотнения грунта $K_{упл}$ устанавливался по графикам, приведенным в паспорте изделия, по осредненному значению количества ударов - для песка (рис.3.7)..

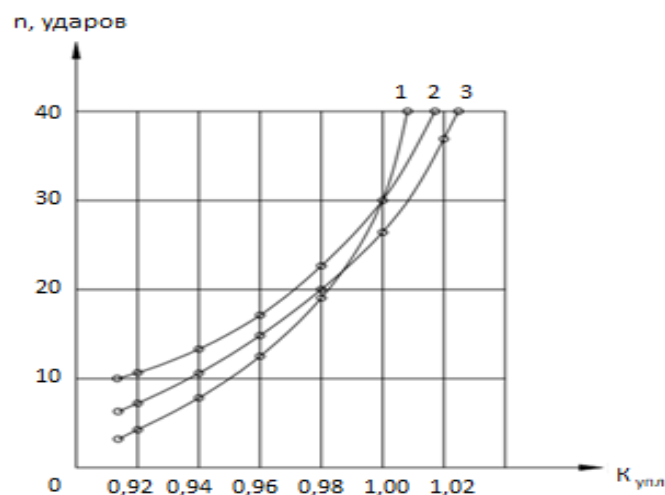


Рисунок 3.7 Зависимость величины коэффициента уплотнения от количества ударов: а - для песка: 1-песок крупный и средний, 2-песок пылеватый, 3- песок мелкий.

Удельное сопротивление грунта вдавливаю C определялось из величины прилагаемого усилия вдавливания и площади штампа, по зависимости (3.1).

$$C = \frac{F}{S}, \text{ Па} \quad (3.1)$$

где F – максимальное прилагаемое усилие, Н;

S – площадь штампа, м²

Данные замеров и результаты полевых испытаний сведены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1. Количество ударов плотномера до нормативного погружения в песок

Обозначение точки на карте	Количество ударов	Степень уплотнения (по рис 3.7а)	Показание динамометра, Н	Величина сопротивления вдавливаю, Па
1	31	1	74	$4,63 \cdot 10^5$
2	30	1	72	$4,50 \cdot 10^5$
3	27	0,98	76	$4,75 \cdot 10^5$
4	28	1	76	$4,75 \cdot 10^5$
5	26	0,98	73	$4,56 \cdot 10^5$

По результатам замеров в 5 точках количество ударов n до момента погружения плотномера на глубину 10 сантиметров составило для песка мелкого $n = 26 \dots 31$ удар. Учитывая визуально установленное сухое сыпучее состояние и мелкозернистость песка коэффициент уплотнения $K_{упл}$ песчаной подушки определялся по кривой 3, рис. 3.7а, и составил $0,98 \dots 1,00$, что свидетельствует о состоянии ее предельного уплотнения и однородности грунта по глубине. Именно такое состояние опорной поверхности принималось в качестве допущения при разработке математической модели взаимодействия колеса с грунтом.

Величина удельного сопротивления грунта вдавливаю, определенная по результатам полевых испытаний, составила от $4,50 \cdot 10^5$ Па до $4,75 \cdot 10^5$ Па.

3.4 Лабораторные исследования по определению удельного сопротивления грунта вдавливаю

С целью получения более объективной информации о характере изменения удельного сопротивления грунта вдавливаю, с места проведения испытаний был осуществлен забор проб грунта (песка) для проведения дальнейших исследований в лабораторных условиях. Грунт помещался в форму, где осуществлялось его последующее уплотнение. Ввиду невозможности оценки коэффициента уплотнения грунта в форме плотномером по согласно вышеизложенной методике, а также руководствуясь понятием о том, что коэффициент уплотнения есть соотношение текущей плотности грунта к его максимальной плотности, уплотнение песка в форме осуществлялось до состояния, когда на его поверхности не оставалось следов уплотнения от пресса.

Измерение удельного сопротивления грунта вдавливаю осуществлялось по методике, описанной выше. Количество проведенных измерений – 40. Результаты измерений приведены в таблице 3.2

Таблица 3.2 Результаты измерений

№ измерения	1	2	3	4	5	6	7	8
Показания динамометра, Н	81	74	76	83	72	72	70	87
№ измерения	9	10	11	12	13	14	15	16
Показания динамометра, Н	72	75	72	88	81	73	74	82
№ измерения	17	18	19	20	21	22	23	24
Показания динамометра, Н	70	70	82	72	80	80	85	76
№ измерения	25	26	27	28	29	30	31	32
Показания динамометра, Н	90	79	76	83	72	76	71	76
№ измерения	33	34	35	36	37	38	39	40
Показания динамометра, Н	73	78	73	82	74	73	70	81

С целью определения закона распределения показателей удельного сопротивления грунта вдавливаю, было выделено 7 диапазонов наиболее характерных значений: 70Н – 72Н, 73Н – 75Н, 76Н – 78Н, 79Н – 81Н, 82Н – 84Н, 85Н – 87Н, 88Н – 90Н [77]. Количество значений, характерное для каждого из выделенных диапазонов, приведено в таблице 3.3

Таблица 3.3 Количество значения каждого из диапазонов

Диапазон, Н	70-72	73-75	76-78	79-81	82-84	85-87	88-90
Сопротивление вдавливанию, кПа	437-450	456-468	475-487	494-505	513-525	531-544	550-563
Кол-во значений	11	8	6	6	5	2	2

Гистограмма распределения измеренных значений усилий вдавливания штампа приведена на рис. 3.8.

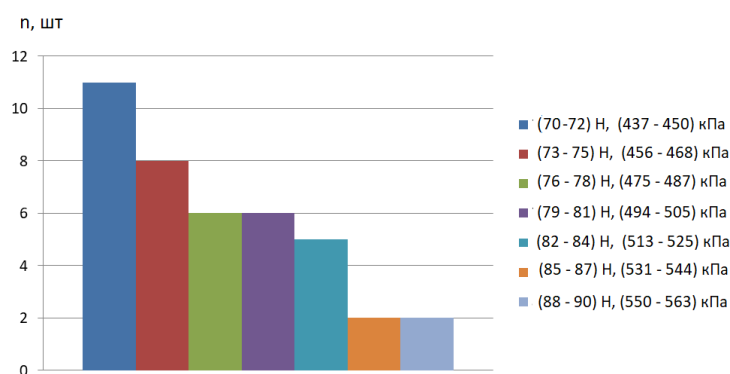


Рисунок 3.8 Гистограмма изменения значений показаний динамометра

Правый столбик показаний соответствует значениям C , рассчитанным по зависимости (3.1).

По зависимости (3.2) определена вероятность получения значений из заданных диапазонов [70]:

$$P(n) = \frac{n}{N}, Pa \quad (3.2)$$

где n – заданное число событий, Н;

N – общее число измерений, м²

Результаты расчета сведены в таблицу 3.4

Таблица 3.4 Вероятность значений для каждого из диапазонов

Диапазон, Н	70-72	73-75	76-78	79-81	82-84	85-87	88-90
Сопротивление вдавливанию, кПа	437-450	456-468	475-487	494-505	513-525	531-544	550-563
P (n)	0,275	0,200	0,150	0,150	0,125	0,050	0,050

Графическая зависимость распределения приведена на рис. 3.9

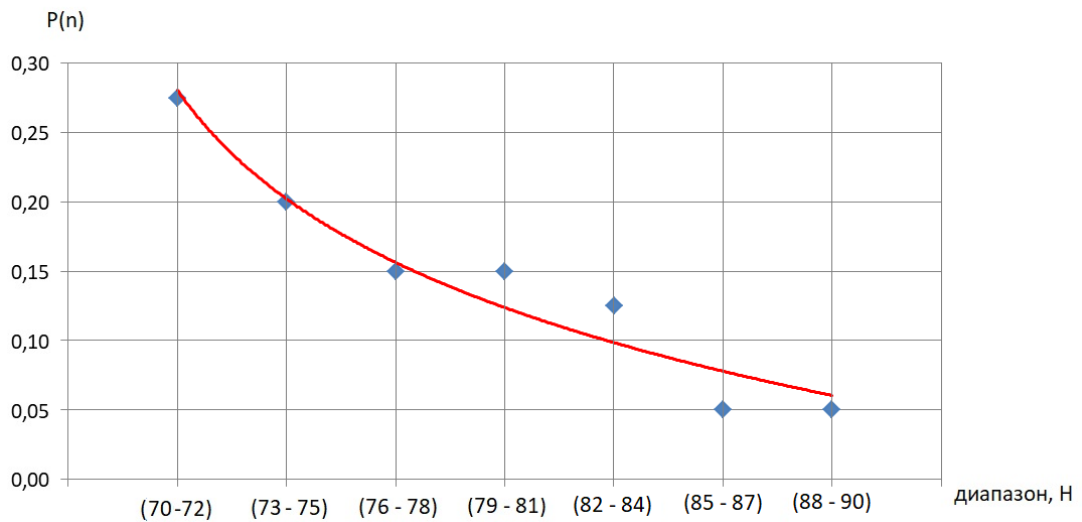


Рисунок 3.9 Распределение вероятности для каждого из заданных диапазонов усилий вдавливания.

В соответствии с графиком рис.3.9 диапазон сопротивлений 4,37 ... 4,87 кПа охватывает 62,5% значений по всем замерам, т.е. является наиболее представительным в общем диапазоне $(4,37 \dots 5,63) \cdot 10^5$ Па.

Согласно результатам полевых испытаний, диапазон значений удельного сопротивления грунта вдавливанию составил $(4,50 \cdot 10^5 \dots 4,75) \cdot 10^5$ Па, т.е. испытания на лабораторной модели насыпи показали более широкий диапазон значений, однако при этом имеет место один порядок величин. Разница между пиковыми значениями, полученными в рамках полевых испытаний путем искусственного моделирования составляет 18,5%. Полученная разница значений может объясняться тем, что при уплотнении грунта в искусственных условиях (в форме) распределение частиц грунта по глубине происходит более равномерно, в результате чего достигается более однородное состояние и более значительная по величине степень уплотнения по всей толщине слоя материала, что маловероятно в условиях реальной дорожной насыпи.

Стоит отметить, что искусственное моделирование демонстрирует 100% покрытие всего диапазона значений сопротивления грунта вдавливаю, полученного в рамках полевых испытаний. Вероятностная оценка результатов лабораторных исследований демонстрирует наиболее характерный диапазон значений удельного сопротивления грунта вдавливаю для уплотненного песка от $4,37 \cdot 10^5$ Па до $4,87 \cdot 10^5$ Па, в то время как минимальное значение данной величины, полученное в рамках полевых испытаний составило $4,5 \cdot 10^5$ Па. Учитывая, что данное значение лежит в середине выше названного диапазона, а также является граничным в рамках полевых испытаний, целесообразно принять его в качестве исходной величины для дальнейших расчетов при сравнительной оценке нагруженности блокированных контуров трансмиссий жесткорамной и сочлененной машин при движении по песчаной дорожной насыпи [98].

Выводы по третьей главе.

1. В ходе экспериментальных исследований было произведено определение структурного состояния и некоторых физико-механических свойств песчаной опорной поверхности дорожной насыпи, необходимых для подтверждения факта соответствия грунта в реальной насыпи условиям, принятым для моделирования, и получения достоверных данных по значению удельного сопротивления грунта вдавливаю на глубину 1 см, необходимых для практической реализации предложенной математической модели взаимодействия деформируемого колеса со слабонесущей опорной поверхностью.

2. В интересах обеспечения более высокой достоверности результатов исследования проводились в полевых условиях на реальной насыпи строящейся дороги и в лабораторных условиях с использованием проб грунта, отобранных с участков замеров при полевых испытаниях. Проведение измерений и обработка их результатов осуществлялось в соответствии с типовыми стандартизованными

методиками с использованием измерительных приборов, прошедших метрологическую аттестацию путем поверки установленным порядком.

3. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили обоснованность допущений, принятых в части структурного состояния грунта опорной поверхности дорожной насыпи при моделировании взаимодействия пневматической шины с деформируемым основанием.

4. Экспериментальное определение значений удельного сопротивления грунта вдавливаю на глубину 1 см показало высокую сходимость результатов измерений, проведенных в ходе полевых и лабораторных испытаний. Диапазоны разбросов полученных значений составили соответственно $(4,50 \cdot 10^5 \dots 4,75) \cdot 10^5$ Па и $(4,37 \dots 5,63) \cdot 10^5$ Па, что дало основание считать эти результаты корректными.

5. На основании полученных результатов обосновано значение удельного сопротивления грунта вдавливаю, которое целесообразно принять в качестве исходной величины для дальнейших расчетов при сравнительной оценке нагруженности блокированных контуров трансмиссий жесткорамной и сочлененной машин при движении по песчаной дорожной насыпи. Оно составляет $4,5 \cdot 10^5$ Па.

ГЛАВА IV. Оценка возможности унификации узлов и агрегатов перспективных сочлененных и серийных жесткорамных автосамосвалов по критерию их нагруженности от действия циркулирующих моментов

4.1 Сравнительная оценка нагруженности унифицированных узлов и агрегатов трансмиссии сочлененных и жесткорамных автосамосвалов

Согласно методикам, изложенным в главе 2, была выполнена сравнительная оценка нагруженности элементов трансмиссии серийного жесткорамного и гипотетического сочлененного автосамосвалов идентичной грузоподъемности в различных характерных условиях их движения на объекте дорожного строительства.. Исходные данные для расчета приведены в табл. 4.1

Таблица 4.1 Исходные данные для расчета

Показатель	Размерность	Величина	
		Жесткорамный автосамосвал	Шарнирно-сочлененный автосамосвал
Характеристика транспортного средства			
Масса АТС	кг	41000	42300
Масса, приходящаяся на ось ТС. 1) 1-я ось 2) 2-я ось 3) 3-я ось	кг	9000 16000 16000	$0,33M_{атс}$ $0,33M_{атс}$ $0,33M_{атс}$
Количество колес оси: 1) 1-я ось 2) 2-я ось 3) 3-я ось	шт	2 2 (двускатные) 2 (двускатные)	2 2 2
Минимальный радиус поворота. 1) Передней тележки 2) Задней тележки	м	10,10 8,84	7,67 6,79
Характеристики шин			
Предельно допустимая нагрузка на шины. 1) Шины 1-й оси 2) Шины 2-й оси 3) Шины 3-й оси	кгс	4500 8000 (двускатные) 8000 (двускатные)	7100 7100 7100
Ширина профиля шины. 1) Шины 1-й оси 2) Шины 2-й оси 3) Шины 3-й оси	м	0,319 0,638 (двускатные) 0,638 (двускатные)	0,719 0,719 0,719

Продолжение таблицы 4.1

Свободный радиус шины	м	0,615	0,795
Статический радиус шины	м	0,575	0,695
Номинальное давление в шине	Па	$8,53 \cdot 10^5$	$2,80 \cdot 10^5$
Коэффициент сопротивления уводу	кН/рад	70	70
Характеристики опорной поверхности			
Коэффициент сопротивления качению.	-		
1) Песок сухой мелкозернистый	-	0,2	0,2
2) Асфальтобетон	-	0,01-0,02	0,01-0,02
Коэффициент сцепления с опорной поверхностью (песок)	-	0,2	0,2
Коэффициент буксования (песок)	-	0,2	0,2
Удельное сопротивление грунта вдавливанию (песок)	Па.	$4,5 \cdot 10^5$	$4,5 \cdot 10^5$
Коэффициент изменения сопротивления грунта вдавливанию по глубине (песок)	-	0,2	0,2

4.1.1 Движение по песчаной поверхности дорожной насыпи

Согласно методике, изложенной в п.2.5.1, выполнен расчет приведенной тангенциальной эластичности грунта и величины радиуса качения колеса в ведомом режиме для исследуемых самосвалов. В качестве численного примера приведен расчет для колес первой оси жесткорамного автосамосвала. Результаты расчетов для остальных осей рамной машины, а также для сочлененного автосамосвала, выполненные с использованием разработанной компьютерной программы, представлены в таблице 4.2.

Величина радиальной жесткости шины:

$$C_{ш} = \frac{M_{дон.к} \cdot g}{r_{св} - r_{ст}} = \frac{4500 \cdot 9,81}{0,615 - 0,575} = 1103625 \frac{H}{м}$$

Нагрузка на 1-е колесо транспортного средства:

$$G_{к} = \frac{m_{к} \cdot g}{n_{о}} = \frac{9000 \cdot 9,81}{2} = 44145 \text{ H}$$

Величина действительной деформации шин 1-й оси жесткорамного автосамосвала:

$$z_{uu} = \frac{G_k}{\pi \cdot P_{uu} \cdot \sqrt{2 \cdot r_{ce} \cdot B_{uu}}} = \frac{44145}{3,14 \cdot 853178,5 \cdot \sqrt{2 \cdot 0,615 \cdot 0,319}} = 0,026 \text{ м}$$

Приведенная длина плоской зоны контакта шин 1-й оси жесткорамного автосамосвала:

$$L_{uu} = 2 \cdot \sqrt{z_{uu} \cdot (2 \cdot r_{ce} - z_{uu})} = 2 \cdot \sqrt{0,02631 \cdot (2 \cdot 0,615 - 0,02631)} = 0,356 \text{ м}$$

Площадь плоской зоны контакта колес 1-ой оси жесткорамного автосамосвала:

$$F_{uu} = 1,57 \cdot B_{uu} \cdot \sqrt{z_{uu} \cdot (2 \cdot r_{ce} - z_{uu})} = 1,57 \cdot 0,319 \cdot \sqrt{0,02631 \cdot (2 \cdot 0,615 - 0,02631)} = 0,089 \text{ м}^2$$

Сила тяги по сцеплению:

$$P_{\varphi \max} = \frac{\varphi_{жс} \cdot G_k}{th(5 \cdot 10^{-7} \cdot c_{uu} \cdot \frac{1}{F_{uu}})} = \frac{0,2 \cdot 44145}{th(5 \cdot 10^{-7} \cdot 1103625 \cdot \frac{1}{0,06336})} = 8829,071 \text{ Н}$$

Коэффициенты, характеризующие движение материальной точки при смятии грунта в криволинейной зоне контакта:

$$k = 0,204 \cdot \left(\frac{r_{ce} - z_{uu}}{r_{ce}}\right)^2 - 0,408 \cdot \frac{r_{ce} - z_{uu}}{r_{ce}} + 0,219 =$$

$$= 0,204 \cdot \left(\frac{0,615 - 0,02631}{0,615}\right)^2 - 0,408 \cdot \frac{0,615 - 0,02631}{0,615} + 0,219 = 0,015$$

$$n = 0,76 \cdot \left(\frac{r_{ce} - z_{uu}}{r_{ce}}\right)^2 - 0,35 \cdot \frac{r_{ce} - z_{uu}}{r_{ce}} + 0,59 =$$

$$0,76 \cdot \left(\frac{0,615 - 0,02631}{0,615}\right)^2 - 0,35 \cdot \frac{0,615 - 0,02631}{0,615} + 0,59 = 0,951$$

Глубина колеи при качении колеса в свободном режиме:

$$H_{kc} = \left(\frac{C_{uu} \cdot z_{uu}}{C_{зр} \cdot B_{uu} \cdot 10^{k \cdot \mu} \cdot r_{ce}^{\mu \cdot (1-n)} \cdot L_{uu}} \right)^{\frac{1}{n\mu}} =$$

$$= \left(\frac{1103625 \cdot 0,02631}{450000 \cdot 0,319 \cdot 10^{0,01537 \cdot 0,2} \cdot 0,615^{0,2 \cdot (1-0,95134)} \cdot 0,35589} \right)^{\frac{1}{0,97532 \cdot 0,2}} = 0,051 \text{ м}$$

Сопротивление качению колеса в свободном режиме:

$$\begin{aligned}
 P_{f_{\text{кк}}} &= C_{\text{зр}} \cdot B_{\text{ш}} \cdot 10^{k \cdot \mu} \cdot r_{\text{св}}^{\mu \cdot (1-n)} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{n+1} + \frac{\mu \cdot (\mu+1)}{2 \cdot (2 \cdot n+1)} \right) \cdot \left[(H_{\text{кк}} + z_{\text{ш}})^{n\mu+1} - z_{\text{ш}}^{n\mu+1} \right] = \\
 &= 450000 \cdot 0,319 \cdot 10^{0,01537 \cdot 0,2} \cdot 0,615^{0,2 \cdot (1-0,95134)} \cdot \left(1 - \frac{0,2}{0,95134+1} + \frac{0,2 \cdot (0,2+1)}{2 \cdot (2 \cdot 0,95134+1)} \right) \cdot \\
 &\quad \cdot \left[(0,05066 + 0,02631)^{0,95134 \cdot 0,2+1} - 0,02631^{0,95134 \cdot 0,2+1} \right] = 4604,590 \text{ Н}
 \end{aligned}$$

Радиус качения колеса в ведомом режиме:

$$\begin{aligned}
 r_{\text{кв}} &= \delta \cdot (r_{\text{св}} - z_{\text{ш}}) \cdot \text{Ln} \sqrt{\frac{0,97 \cdot P_{f_{\text{кк}}} - 1,97 \cdot P_{\varphi \text{ макс}}}{2,97 \cdot P_{f_{\text{кк}}} - 1,97 \cdot P_{\varphi \text{ макс}}}} + r_{\text{св}} - z_{\text{ш}} = \\
 &= 0,2 \cdot (0,615 - 0,02631) \cdot \text{Ln} \sqrt{\frac{0,97 \cdot 4604,59 - 1,97 \cdot 8829,07}{2,97 \cdot 4604,59 - 1,97 \cdot 8829,07}} + 0,615 - 0,02631 = 0,662 \text{ м}
 \end{aligned}$$

Момент, подведенный к колесу при качении в свободном режиме:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{кк}} &= \frac{P_{f_{\text{кк}}}}{10} \cdot (r_{\text{св}} - z_{\text{ш}}) + \frac{f_{\text{ш}}}{10} \cdot (r_{\text{св}} - z_{\text{ш}}) = \\
 &= \frac{4604,59}{10} \cdot (0,615 - 0,02631) + \frac{0,2}{10} \cdot (0,615 - 0,02631) = 271,081 \text{ даН} \cdot \text{м}
 \end{aligned}$$

Приведенная тангенциальная эластичность грунта:

$$\gamma_{\text{пр.г}} = \frac{r_{\text{кв}} \cdot 1000 - r_{\text{св}} \cdot 1000 + z_{\text{ш}} \cdot 1000}{M_{\text{кк}}} = \frac{0,66206 \cdot 1000 - 0,615 \cdot 1000 + 0,02631 \cdot 1000}{271,0808} = 0,271 \frac{\text{мм}}{\text{даН} \cdot \text{м}}$$

Таблица 4.2 Расчетные величины радиуса качения колеса в ведомом режиме и приведенной тангенциальной эластичности грунта

Показатель	Размерность	Величина	
		Жесткорамный автосамосвал	Шарнирно-сочлененный автосамосвал
Радиус качения колеса в ведомом режиме:			
1) Колеса 1-ой оси	м	0,662	0,722
2) Колеса 2-ой оси		0,684	0,722
3) Колеса 3-ой оси		0,684	0,722
Приведенная тангенциальная эластичность грунта:			
1) Колес 1-ой оси.	$\frac{\text{мм}}{\text{даН} \cdot \text{м}}$	0,271	0,054
2) Колес 2-ой оси.		0,192	0,054
3) Колес 3-ой оси.		0,192	0,054

Согласно данным [34], для случая движения по слабонесущим грунтам, величина тангенциальной эластичности грунта существенно преобладает над

тангенциальной эластичностью шины, при этом величина тангенциальной эластичности шины составляет лишь около 5...15% от суммарной величины для шины и грунта $\gamma_{np.g+ш}$. В таких условиях, по допущения автора [34], величиной тангенциальной эластичности шины можно пренебречь. Такая рекомендация была сделана на основании результатов экспериментальных исследований взаимодействия движителя транспортного средства и опорной поверхности для случая движения по однородному неуплотненному деформируемому грунтовому основанию. В контексте настоящего исследования рассматривается движение по предварительно уплотненным грунтам, где тангенциальная эластичность грунта по отношению к эластичности шины не так велика, а среди рассматриваемых образцов присутствует сочлененное транспортное средство, радиус шин которого в значительной степени превосходит таковой у жесткорамной машины, а сами шины обладают значительно более низким номинальным давлением и, как следствие, обладают более высокой тангенциальной эластичностью. В связи с этим возникает необходимость для последующих расчетов уточнить величину суммарной приведенной тангенциальной эластичности с позиции учета как величины тангенциальной эластичности грунта, так и шины.

Согласно исследованиям [34] и [102], величина тангенциальной эластичности одиночной шины находится в диапазоне от $(6...12) \cdot 10^{-6} \text{ Н}^{-1}$ или $(0,06...0,12) \text{ мм/даН} \cdot \text{м}$, где большие значения соответствуют шинам меньшего давления.

Для расчетов были приняты следующие значения приведенной тангенциальной эластичности шин: для жесткорамного автосамосвала $\gamma_{np.ш}=0,06 \text{ мм/даН} \cdot \text{м}$ (одиночные передние шины) и $\gamma_{np.ш}=0,03 \text{ мм/даН} \cdot \text{м}$ (сдвоенные, двускатные шины); для сочлененного автосамосвала $\gamma_{np.ш}=0,10 \text{ мм/даН} \cdot \text{м}$.

Тогда приведенная тангенциальная эластичность шины и грунта для передних шин жесткорамного автосамосвала составила

$$\gamma_{np.g-ш} = \gamma_{np.g} + \gamma_{np.ш} = 0,27063 + 0,06 = 0,331 \frac{\text{мм}}{\text{даН} \cdot \text{м}}$$

Значения суммарной приведенной тангенциальной эластичности шин и грунта для колес жесткорамного и сочлененного автосамосвалов приведены в таблице 4.3

Таблица 4.3 Расчетные значения приведенной тангенциальной эластичности шин и песчаного уплотненного грунта

Показатель	Размерность	Величина	
		Жесткорамный автосамосвал	Шарнирно-сочлененный автосамосвал
Приведенная тангенциальная эластичность шины и грунта.	$\frac{\text{мм}}{\text{даН} \cdot \text{м}}$		
1) Колеса 1-ой оси.		0,331	0,154
2) Колеса 2-ой оси.		0,222	0,154
3) Колеса 3-ой оси.		0,222	0,154

Согласно методике, изложенной в п.2.1, определена величина моментов, действующих в замкнутых контурах трансмиссий исследуемых машин, при их движении с минимальным радиусом поворота по песчаной насыпи. В качестве численного примера приведен расчет величины моментов, возникающих в замкнутых контурах жесткорамного автосамосвала. Результаты всех расчетов, как с учетом эластичности шины, так и без учета, представлены в таблице 4.4.

Величина суммарного момента, подведенного к контурам осей 1-2 и 1-3:

$$M_{\Sigma_{1-2}} = M_{\Sigma_{1-3}} = (m_{0-1} + m_{0-2}) \cdot g \cdot f_{o-нес} \cdot r_{cm} =$$

$$= (16000 + 9000) \cdot 9,81 \cdot 0,2 \cdot 0,575 = 28203,75 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

К контуру осей 2-3:

$$M_{\Sigma_{2-3}} = (m_{0-2} + m_{0-3}) \cdot g \cdot f_{o-нес} \cdot r_{cm} =$$

$$M_{\Sigma_{2-3}} = (16000 + 16000) \cdot 9,81 \cdot 0,2 \cdot 0,575 = 36100,800 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определим величину момента, циркулирующего в контуре 2-1. Величина момента, подведенного к первой оси:

$$M_{\kappa 1} = \frac{r_{\kappa 2} \cdot \left(\frac{r_{\kappa 1}}{r_{\kappa 2}} - \frac{R_1}{R_2} \cdot 1 \right)}{\gamma_{np2} \cdot \left(\frac{R_1}{R_2} \cdot 1 + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{np2}} \right)} + M_{\Sigma 1-2} \frac{\frac{R_1}{R_2} \cdot 1}{\frac{R_1}{R_2} \cdot 1 + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{np2}}} =$$

$$= \frac{0,68370 \cdot \left(\frac{0,66206}{0,68370} - \frac{10,1}{8,84} \cdot 1 \right)}{2,22 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{10,1}{8,84} \cdot 1 + \frac{3,31 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}} \right)} + 28203,75 \frac{\frac{10,1}{8,84} \cdot 1}{\frac{10,1}{8,84} \cdot 1 + \frac{3,31 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}}} = 10197,520 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Величина момента, подведенного ко второй оси:

$$M_{\kappa 2} = \frac{r_{\kappa 2} \cdot \left(\frac{R_1}{R_2} \cdot 1 - \frac{r_{\kappa 1}}{r_{\kappa 2}} \right)}{\gamma_{np2} \cdot \left(\frac{R_1}{R_2} \cdot 1 + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{np2}} \right)} + M_{\Sigma 1-2} \cdot \frac{\frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{np2}}}{\frac{R_1}{R_2} \cdot 1 + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{np2}}}$$

$$= \frac{0,68370 \cdot \left(\frac{10,1}{8,84} \cdot 1 - \frac{0,66206}{0,68370} \right)}{2,22 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{10,1}{8,84} \cdot 1 + \frac{3,31 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}} \right)} + 28203,75 \frac{\frac{3,31 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}}}{\frac{10,1}{8,84} \cdot 1 + \frac{3,31 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}}} = 18006,230 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Величина момента, циркулирующего в замкнутом контуре 2-1:

$$\Delta M_{2-1} = 18006,23 - 10197,52 = 7808,710 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Определим величину момента, циркулирующего в замкнутом контуре 3-1.

Величина момента, подведенного к первой оси:

$$M_{\kappa 1} = \frac{r_{\kappa 3} \cdot \left(\frac{r_{\kappa 1}}{r_{\kappa 3}} - \frac{R_1}{R_3} \cdot 1 \right)}{\gamma_{np3} \cdot \left(\frac{R_1}{R_3} \cdot 1 + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{np2}} \right)} + M_{\Sigma 1-3} \frac{\frac{R_1}{R_3} \cdot 1}{\frac{R_1}{R_3} \cdot 1 + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{np3}}} =$$

$$= \frac{0,68370 \cdot \left(\frac{0,66206}{0,68370} - \frac{10,1}{8,84} \cdot 1 \right)}{2,22 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{10,1}{8,84} \cdot 1 + \frac{3,31 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}} \right)} + 28203,75 \frac{\frac{10,1}{8,84} \cdot 1}{\frac{10,1}{8,84} \cdot 1 + \frac{3,31 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}}} = 10197,520 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Величина момента, подведенного к третьей оси:

$$\begin{aligned}
 M_{\kappa 3} &= \frac{r_{\kappa 63} \cdot \left(\frac{R_1}{R_3} \cdot 1 - \frac{r_{\kappa 61}}{r_{\kappa 63}} \right)}{\gamma_{np3} \cdot \left(\frac{R_1}{R_3} \cdot 1 + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{np3}} \right)} + M_{\Sigma 1-3} \cdot \frac{\frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{np3}}}{\frac{R_1}{R_3} \cdot 1 + \frac{\gamma_{np1}}{\gamma_{np3}}} \\
 &= \frac{0,68370 \cdot \left(\frac{10,1}{8,84} \cdot 1 - \frac{0,66206}{0,68370} \right)}{2,22 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{10,1}{8,84} \cdot 1 + \frac{3,31 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}} \right)} + 28203,75 \cdot \frac{\frac{3,31 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}}}{\frac{10,1}{8,84} \cdot 1 + \frac{3,31 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}}} = 18006,230 \text{ H} \cdot \text{м}
 \end{aligned}$$

Величина момента, циркулирующего в замкнутом контуре 3-1:

$$\Delta M_{3-1} = 18006,23 - 10197,52 = 7808,710 \text{ H} \cdot \text{м}$$

Определим величину момента, циркулирующего в замкнутом контуре 3-2.

Величина момента, подведенного ко второй оси:

$$\begin{aligned}
 M_{\kappa 2} &= \frac{r_{\kappa 63} \cdot \left(\frac{r_{\kappa 62}}{r_{\kappa 63}} - \frac{R_2}{R_3} \cdot 1 \right)}{\gamma_{np3} \cdot \left(\frac{R_2}{R_3} \cdot 1 + \frac{\gamma_{np2}}{\gamma_{np3}} \right)} + M_{\Sigma 2-3} \cdot \frac{\frac{R_2}{R_3} \cdot 1}{\frac{R_2}{R_3} \cdot 1 + \frac{\gamma_{np2}}{\gamma_{np3}}} = \\
 &= \frac{0,68370 \cdot \left(\frac{0,68370}{0,68370} - \frac{8,84}{8,84} \cdot 1 \right)}{2,22 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{8,84}{8,84} \cdot 1 + \frac{2,22 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}} \right)} + 36100,80 \cdot \frac{\frac{8,84}{8,84} \cdot 1}{\frac{8,84}{8,84} \cdot 1 + \frac{2,22 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}}} = 18050,400 \text{ H} \cdot \text{м}
 \end{aligned}$$

Величина момента, подведенного к третьей оси:

$$\begin{aligned}
 M_{\kappa 3} &= \frac{r_{\kappa 63} \cdot \left(\frac{R_2}{R_3} \cdot 1 - \frac{r_{\kappa 62}}{r_{\kappa 63}} \right)}{\gamma_{np3} \cdot \left(\frac{R_2}{R_3} \cdot 1 + \frac{\gamma_{np2}}{\gamma_{np3}} \right)} + M_{\Sigma 2-3} \cdot \frac{\frac{\gamma_{np2}}{\gamma_{np3}}}{\frac{R_2}{R_3} \cdot 1 + \frac{\gamma_{np2}}{\gamma_{np3}}} \\
 &= \frac{0,68370 \cdot \left(\frac{8,84}{8,84} \cdot 1 - \frac{0,68370}{0,68370} \right)}{2,22 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{8,84}{8,84} \cdot 1 + \frac{2,22 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}} \right)} + 36100,80 \cdot \frac{\frac{2,22 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}}}{\frac{8,84}{8,84} \cdot 1 + \frac{2,22 \cdot 10^{-5}}{2,22 \cdot 10^{-5}}} = 18050,400 \text{ H} \cdot \text{м}
 \end{aligned}$$

Величина момента, циркулирующего в замкнутом контуре 3-2:

$$\Delta M_{3-2} = 18050,40 - 18050,40 = 0 \text{ H} \cdot \text{м}$$

Таблица 4.4 Значения крутящих моментов, нагружающих на мосты в замкнутых контурах трансмиссий исследуемых машин при движении по мелкопесчанному уплотненному грунту

Контур	Номер оси	Момент на оси, M_i , Н·м		Циркулирующий момент ΔM_i , Н·м	
		Жесткорамный автосамосвал	Шарнирно-сочлененный автосамосвал	Жесткорамный автосамосвал	Шарнирно-сочлененный автосамосвал
С учетом тангенциальной эластичности шины					
2-1	1	10197,52	17646,58	7808,71	3352,34
	2	18006,23	20998,92		
3-1	1	10197,52	17646,58	7808,71	3352,34
	3	18006,23	20998,92		
3-2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		
Без учета тангенциальной эластичности шины					
2-1	1	10186,63	12379,90	7830,49	13885,70
	2	18017,12	26256,60		
3-1	1	10186,63	12379,90	7830,49	13885,70
	3	18017,12	26256,60		
3-2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		

Как видно из таблицы 4.4, утверждение о возможности пренебречь тангенциальной эластичностью шины при оценке нагруженности трансмиссии транспортного средства для случая движения по слабонесущей поверхности, справедливо лишь для транспортных средств, обладающих относительно небольшим значением радиусов качения колеса, значительной величиной давления воздуха в шине, при незначительной ширине ее профиля (в нашем случае – жесткорамная машина). Это можно объяснить тем, что у шины с относительно небольшой шириной профиля, а как следствие и с меньшей площадью контакта, давление на опорную поверхность в значительной степени больше, нежели в случае с шинами большей ширины и диаметра. При этом имеет место образование глубоких колеи и последующее доуплотнение грунта, т.е. тангенциальная эластичность грунта будет превалировать над тангенциальной эластичностью шины в значительной степени.

В случае взаимодействия с деформируемой опорной поверхностью шин, обладающих высокой шириной профиля, значительным по величине радиусом качения колеса и низким давлением в шине, значительно возрастает площадь пятна контакта, а давление на опорную поверхность распределяется более равномерно. В данном случае деформируемое опорное основание ведет себя как твердая опорная поверхность, демонстрируя низкие показатели колейности и последующего доуплотнения грунта. В данном случае тангенциальная эластичность шины будет превалировать над тангенциальной эластичностью грунта.

4.1.2 Движение по твердой опорной поверхности с минимальным радиусом поворота

Определим величину углов увода колес и действительные радиусы движения транспортного средства, согласно методике, изложенной в рамках п. 2.3.

Величина центробежной силы увода, согласно (2.25) для передней тележки жесткорманного автосамосвала составит:

$$F_{y-1} = m_{m-1} \cdot \frac{V^2}{R_{m-1}} = 9000 \cdot \frac{1,39^2}{10,1} = 1721,673 \text{ Н}$$

Центробежная сила увода для задней тележки:

$$F_{y-2} = m_{m-2} \cdot \frac{V^2}{R_{m-2}} = 32000 \cdot \frac{1,39^2}{8,84} = 6994,027 \text{ Н}$$

Тогда величина углов увода колес передней тележки жесткорманного автосамосвала, согласно (2.24):

$$\delta_{y^8-1} = \frac{F_{y-1}}{k_{y^8}} = \frac{1721,673}{70 \cdot 10^3} = 0,025 \text{ рад}$$

Тогда величина углов увода колес задней тележки, согласно (2.24):

$$\delta_{y^8-2} = \frac{F_{y-2}}{k_{y^8}} = \frac{6994,027}{70 \cdot 10^3} = 0,099 \text{ рад}$$

С учетом углов увода колес, графическим методом, определим реальную точку вращения, вокруг которой происходит движение транспортного средства (рис. 4.1).

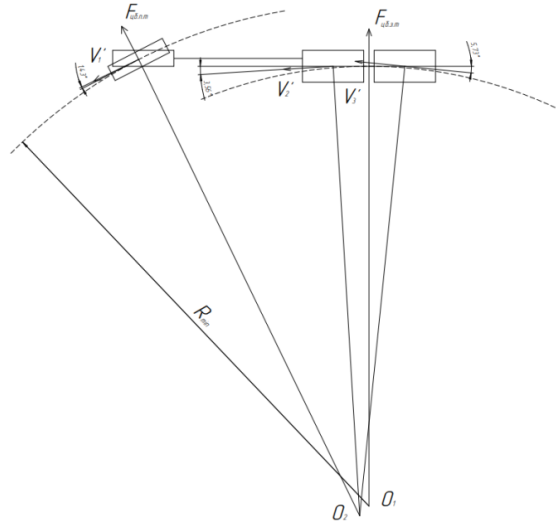


Рисунок 4.1 Схема поворота жесткорамного автосамосвала

Тогда действительные радиусы поворота для жесткорамного автосамосвала составят для колес первой оси: $R_1 = 10,18 \text{ м}$.

Для колес второй оси: $R_2 = 9,05 \text{ м}$.

Для колес третьей оси: $R_2 = 9,08 \text{ м}$.

Величина радиуса качения колеса в ведомом режиме для колес первой оси, согласно (2.27):

$$r_{кв1} = r_{св} - z_{ш} = 0,615 - 0,026 = 0,589 \text{ м}$$

Тогда для колес 2-3 осей:

$$r_{кв2} = r_{кв3} = r_{св} - z_{ш} = 0,615 - 0,033 = 0,582 \text{ м}$$

Величина суммарного момента, подведенного к контуру 1-2 и 1-3 осей:

$$\begin{aligned} M_{\sum 1-2} &= M_{\sum 1-3} = (m_{0-1} + m_{0-2}) \cdot g \cdot f_{o-acb} \cdot r_{cm} = \\ &= (16000 + 9000) \cdot 9,81 \cdot 0,017 \cdot 0,575 = 2397,319 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

К контуру 2-3 осей:

$$M_{\Sigma_{2-3}} = (m_{0-2} + m_{0-3}) \cdot g \cdot f_{o-acb} \cdot r_{cm} =$$

$$= (16000 + 16000) \cdot 9,81 \cdot 0,017 \cdot 0,575 = 3068,568 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Аналогичным образом выполним расчет вышеуказанных параметров для шарнирно-сочлененного автосамосвала. Расчетная схема для определения углов увода и действительных радиусов качения АТС приведена на рис. 4.2. Результаты расчета для жесткорамной и сочлененной машины представлены в таблице 4.5

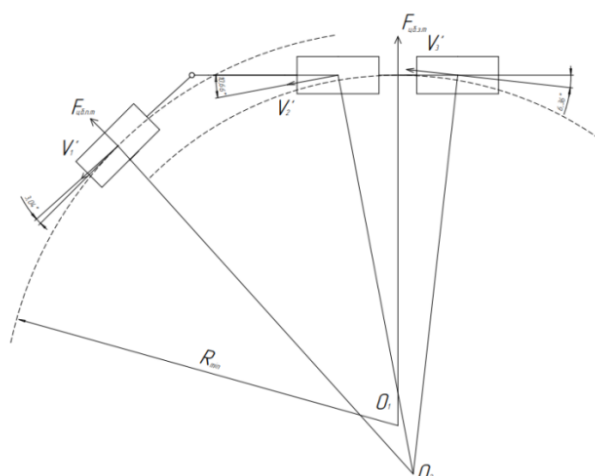


Рисунок 4.2 Схема поворота сочлененного автосамосвала

Таблица 4.5 Расчетные данные величин для определения нагруженности трансмиссий исследуемых машин

Показатель	Размерность	Величина	
		Жесткорамный автосамосвал	Шарнирно-сочлененный автосамосвал
Скорость движения	м/с	1,39	1,39
Центробежная сила увода.			
1) Передней тележки		1721,67	3516,32
2) Задней тележки		6994,03	8064,45
Угол увода колес.			
1) 1-я ось Т.С.	рад.	0,0246	0,0502
2) 2-я ось Т.С.		0,0620	0,1870
3) 3-я ось Т.С.		0,0999	0,1152
Действительные радиусы движения колес.			
1) 1-я ось Т.С.	м.	10,18	8,55
2) 2-я ось Т.С.		9,05	7,86
3) 3-я ось Т.С.		9,08	7,78

Продолжение таблицы 4.5

Величина момента, подведенного к контуру. 1) 1-2 2) 1-3 3) 2-3	Н·м	2397,32 2397,32 3068,57	3284,87 3284,87 3284,87
Приведенная тангенциальная эластичность шин. 1) $\gamma_{пр.ш-1}$ 1) $\gamma_{пр.ш-2}$ 1) $\gamma_{пр.ш-3}$	$\frac{\text{мм}}{\text{даН} \cdot \text{м}}, \left(\frac{1}{\text{Н}}\right)$	0,06 ($6,0 \cdot 10^{-6}$) 0,03 ($3,0 \cdot 10^{-6}$) 0,03 ($3,0 \cdot 10^{-6}$)	0,1 ($1,0 \cdot 10^{-5}$) 0,1 ($1,0 \cdot 10^{-5}$) 0,1 ($1,0 \cdot 10^{-5}$)
Радиус качения колеса в ведомом режиме. 1) Колеса 1-ой оси 2) Колеса 2-ой оси 3) Колеса 3-ой оси	м	0,58869 0,58193 0,58193	0,72216 0,72216 0,72216

Согласно методике, изложенной в п.2.1, определим величины моментов, действующих в замкнутых контурах трансмиссий исследуемых машин. Результаты расчетов приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6 Значения крутящих моментов, нагружающих мосты в замкнутых контурах трансмиссий исследуемых машин при движении по асфальтобетону

Контур	Номер оси	Момент на оси, M_i , Н·м		Циркулирующий момент ΔM_i , Н·м	
		Жесткорамный автосамосвал	Шарнирно-сочлененный автосамосвал	Жесткорамный автосамосвал	Шарнирно-сочлененный автосамосвал
Без учета углов увода					
2-1	1	-7209,14	-2652,53	16815,60	8589,93
	2	9606,46	5937,40		
3-1	1	-7209,14	-2652,53	16815,60	8589,93
	3	9606,46	5937,40		
3-2	2	1534,28	1642,43	0	0
	3	1534,28	1642,43		
С учетом углов увода					
2-1	1	-6274,66	-1899,93	14946,64	7084,72
	2	8671,98	5184,79		
3-1	1	-6259,02	-1875,05	14915,36	7034,96
	3	8656,34	5159,91		

Продолжение таблицы 4.6

3-2	2	1556,83	1667,37	-45,10	-49,88
	3	1511,74	1617,49		

Расчет величины момента без учета углов увода проводился с целью проверки гипотезы, изложенной в рамках [34] о том, что ввиду малости углов увода, их величиной можно пренебречь.

4.1.3 Движение по препятствиям различного геометрического профиля

Согласно методике, изложенной в п.2.2, определим величины крутящих моментов, действующих в замкнутых контурах трансмиссий исследуемых машин при преодолении препятствий различного геометрического профиля под углом 90° к их поперечной оси. С целью получения объективной картины о разности величин моментов, возникающих в замкнутых контурах трансмиссии сочлененных и жесткорамных машин, геометрические параметры препятствий были подобраны пропорционально размерам шин и длина колесной базы транспортных средств.

Общий вид преодолеваемых препятствий, их геометрические параметры, а также траектории движения колес различных осей транспортных средств представлены на рис.4.3. Каждая из траекторий движения колеса разбита на элементарные участки, обозначенные «S» и соответствующим трехзначным номером, где первая цифра-номер препятствия, вторая цифра-номер выделенного участка траектории движения, третья цифра-номер колеса. В соответствии с расчетными схемами препятствиям присвоены следующие номера: 1- ров; 2-яма; 3-эскарп; 4- спуск; 5- подъем. Длины соответствующих траекторий движения приведены в Приложении А, таблицы А.1-А.5. Полный свод результатов расчетов приведен в Приложении А, таблица А.6. Критические величины крутящих

моментов на осях транспортных средств, необходимые для дальнейших расчетов, приведены в таблице 4.7.

Таблица 4.7 Максимальные величины крутящих моментов, нагружающих мосты в замкнутых контурах трансмиссий исследуемых машин при преодолении препятствий различного геометрического профиля

Препятствие	Контур		Мост		Максимальный момент на оси, M_i , Н·м	
	Рамн.	Сочл.	Рамн.	Сочл.	Рамный	Сочлененный
Ров	2-1	2-1	1	1	9763,56	16368,61
			2	2	18440,19	22267,89
Кювет	2-3	2-3	2	2	17111,06	17292,34
			3	3	18989,74	21353,17
Эскарп	2-3	2-3	2	2	15930,26	14752,49
			3	3	20170,54	23893,49
Спуск	2-3	1-2	2	1	18910,25	21300,14
			3	2	17190,55	17345,37
Подъем	2-3	1-2	2	1	17189,26	21323,41
			3	2	18911,54	17322,10

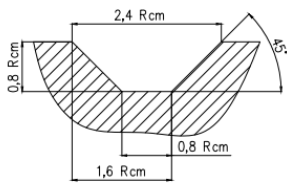
Для дальнейших прочностных расчетов в качестве исходных данных целесообразно принять наибольшую по модулю величину момента, подведенного к оси.

Конфигурация препятствий

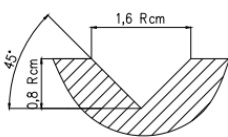
Шарнирно-сочлененный автосамосвал

Жесткорамный автосамосвал

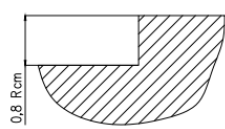
Препятствие 1.



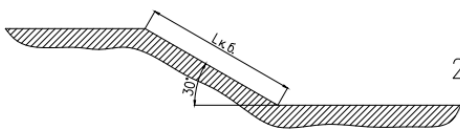
Препятствие 2.



Препятствие 3.



Препятствие 4.



Препятствие 5.

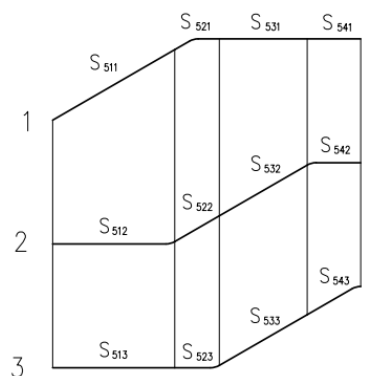
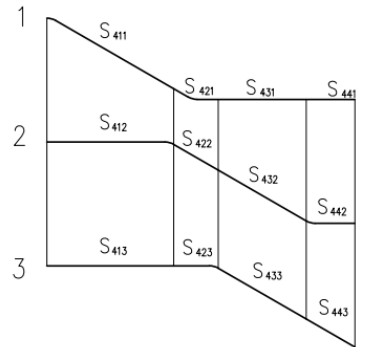
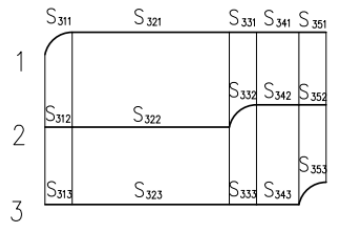
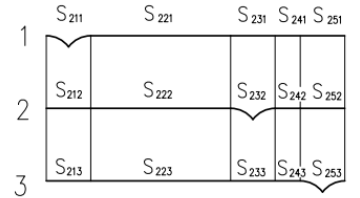
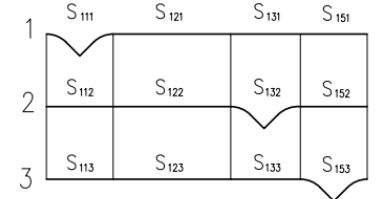
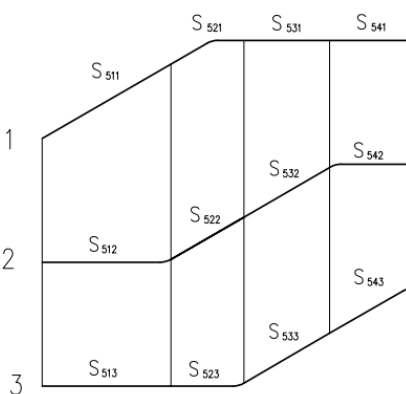
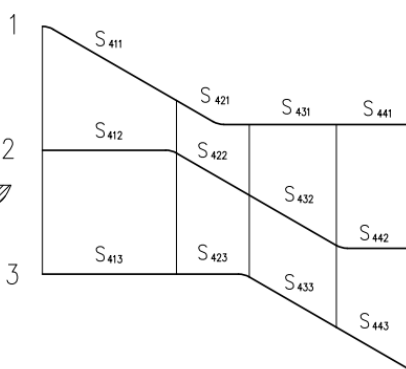
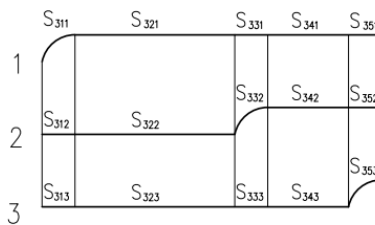
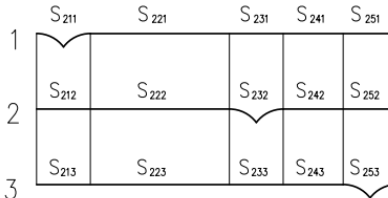
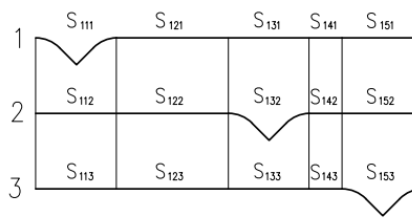
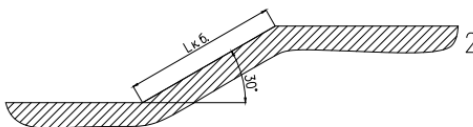


Рисунок 4.3 Геометрические параметры преодолеваемых препятствий и расчетные схемы траекторий движения колес

4.2 Прочностные расчеты элементов приводов ходового оборудования

С целью оценки допустимости применения серийно производимых узлов и агрегатов трансмиссии большегрузных автосамосвалов в конструкции шарнирно-сочлененных транспортных средств проведен сравнительный прочностной расчет базовой жесткорамной и гипотетической сочлененной машины по одному из элементов блокированных контуров трансмиссионного привода - карданным валам. Учитывая унификацию конструктивных элементов карданных валов в составе одного образца машины, расчет проведен по максимальным значениям крутящих моментов, нагружающих оси машин во всех рассмотренных случаях движения. По данным из таблиц 4.4, 4.6, 4.7 для жесткорамной машины это 2131,93 Н·м (случай въезда на подъем крутизной 30°), для шарнирно-сочлененной машины – 23893 Н·м (случай преодоления эскарпа). В ходе прочностного расчета проведена оценка: напряжений, действующих в элементах крестовины, вилки карданного шарнира и трубы карданного мала; критической угловой скорости вращения карданного вала.

4.2.1 Методика прочностных расчетов

Определение сосредоточенной нормальной силы, действующей на шип крестовины

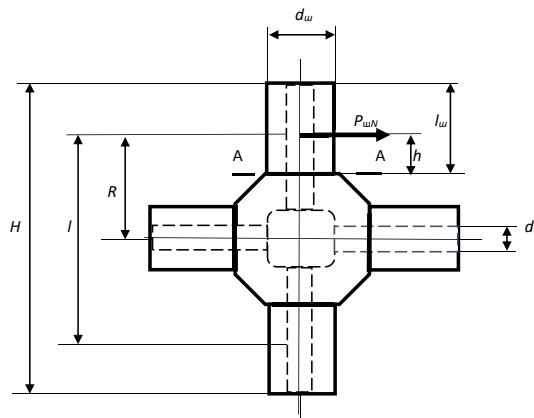


Рисунок 4.4 Расчетная схема крестовины:

Сосредоточенная сила, действующая на середине шипа:

$$P_{uN} = P_{t.max},$$

где $P_{t.max}$ – максимальная величина окружной силы, действующая на шип в его среднем сечении по высоте шипа, Н [51];

$$P_{uN} = P_{t.max} = \frac{M_{max}}{l \cdot \cos \gamma}, H \quad (4.1)$$

где l – расстояние между серединами игольчатых противоположно расположенных подшипников, м;

γ – угол наклона карданного вала (от 3° до 5°).

$$l = 2 \cdot R \quad (4.2)$$

где R – расстояние от оси шарнира до середины длины иглы подшипника, т.е. до точки приложения сосредоточенной силы, м;

$$R = 0,411 \cdot H \quad (4.3)$$

где H – габаритный размер крестовины, м.

Расчет шипа на изгиб

Напряжение изгиба шипа в сечении А-А (рис.4.4)

$$\sigma_F = \frac{P_{t.max} \cdot h}{W_u}, Па \quad (4.4)$$

где W_{II} – момент сопротивления сечения шипа;

h – плечо приложения силы $P_{t.max}$, рассчитываемое по зависимости:

$$h = 0,085 \cdot H, м \quad (4.5)$$

Величина момента сопротивления сечения шипа определяется по зависимости:

$$W_{II} = 0,1 \cdot d_{u}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_o}{d_u} \right)^4 \right] \quad (4.6)$$

где d_o – диаметр отверстия под смазочный материал, 0,01 м;

Расчет шипа на срез

Напряжение среза шипа в сечении А-А:

$$\tau_c = \frac{4 \cdot P_{t.\max}}{\pi \cdot (d_{iu}^2 - d_o^2)}, \text{ Па} \quad (4.7)$$

Расчет шипа на смятие

Давление на шип:

$$p_{ш} = \frac{P_{t.\max}}{l_{ш} \cdot d_{ш}}, \text{ Па} \quad (4.8)$$

где $l_{ш}$ – длина рабочей поверхности шипа

Для крестовины КамАЗ 65802, длина шипа $l_{ш}$, определяется выражением:

$$l_{ш} = 0,27 \cdot H, \text{ м} \quad (4.9)$$

Расчет вилки карданного шарнира на кручение в опасном сечении

Расчетная схема вилки карданного вала приведена на рисунке 4.5

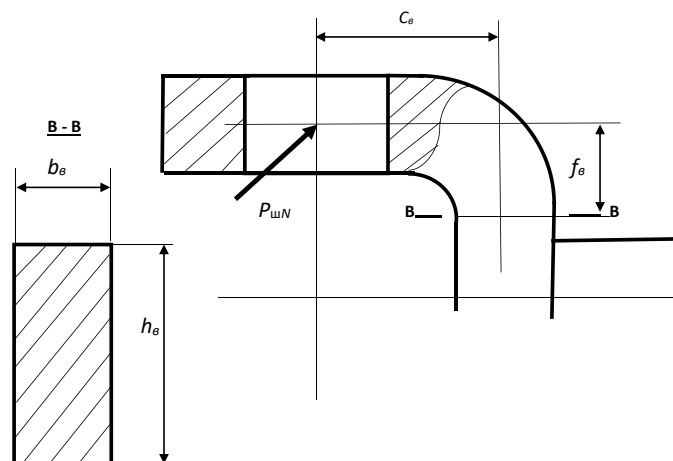


Рисунок 4.5 Расчетная схема вилки карданного вала

Скручивающий момент на плече C_B :

$$M_{кр} = P_{t.\max} \cdot C_B, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.10)$$

где C_B – плечо среза вилки изгибающим моментом по сечению В-В, для крупнотоннажных АТС $C_B=0,05$ м.

Величина напряжения кручения составит:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{P_{t.\max} \cdot C}{K_{сеч} \cdot h_с \cdot b_с^2}, \text{ Па} \quad (4.11)$$

где $h_с$ и $b_с$ – размеры вилки в сечении В-В;

$K_{сеч}$ – коэффициент, зависящий от соотношения сторон сечения и принимаемый по табл.4.8;

$W_{кр}$ – момент сопротивления сечения вилки при кручении

Таблица 4.8 Зависимость величины $K_{сеч}$ от соотношения h_6 / b_6

h_6 / b_6	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0
$K_{сеч}$	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267

Расчет вилки на изгиб в опасном сечении

Изгибающий момент на плече f_B :

$$M_u = P_{t,max} \cdot f_B, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.12)$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{из} = \frac{M_u}{W_u} = \frac{6 \cdot P_{t,max} \cdot f_B}{b_6 \cdot h_6^2}, \text{ Па} \quad (4.13)$$

Расчет карданного вала на кручение

Жесткостную прочность вала оценивают по углу его закручивания:

$$\theta_B = \frac{M_{кр} \cdot l_6}{G \cdot J_p}, \text{ рад} \quad (4.14)$$

где l_6 – длина вала, измеряемая от заделки, м;

G – модуль упругости при кручении МПа;

J_p – полярный момент инерции сечения;

Величина полярного момента:

$$J_p = \frac{\pi \cdot (D_H^4 - D_{вн}^4)}{32}, \text{ Па} \quad (4.15)$$

Расчет трубы вала на срез

Напряжение кручения вала в опасном сечении:

$$\tau_6 = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{M_{max}}{W_p}, \text{ Па} \quad (4.16)$$

Напряжение кручения в сечении с наименьшим моментом сопротивления:

$$W_p = W_{\epsilon.min} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{D_{\epsilon n}}{D_n} \right)^4 \right), \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.17)$$

где $W_{\epsilon.min}$ – минимальный момент сопротивления вертикального сечения вала Н·м;

Расчет шлицевого соединения карданного вала

Расчет шлицевого соединения на смятие проводится по зависимости:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d_c \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} \leq [\sigma_{см}], \text{ Па} \quad (4.18)$$

где d_c – средний диаметр шлицевого соединения, м;

z – число шлицев, шт;

h – высота поверхности шлицев, м;

l – длина поверхности контакта шлицев, м;

ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами (0,7...0,8)

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие рабочих поверхностей, МПа.

Средний диаметр шлицевого соединения определяется по зависимости:

$$d_c = \frac{(D + d)}{2}, \text{ м} \quad (4.19)$$

где D – максимальный диаметр шлицевого вала, м;

d – минимальный диаметр шлицевого вала, м.

Расчет карданного вала на критическую скорость вращения

Критическая угловая скорость вала [71]:

$$\omega_{кр} = \frac{1,185 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{D_{\epsilon n}^2 + D_n^2}}{l_g^2}, \text{ с}^{-1} \quad (4.20)$$

Расчет максимальной эксплуатационной угловой скорости карданного вала определим по формуле:

$$\omega_{\max} = \frac{V_{\max} \cdot U_{\epsilon n}}{r_{см}}, \text{ с}^{-1} \quad (4.21)$$

4.2.2 Исходные данные для прочностных расчетов

Исходные данные для расчетов приведены в таблице 4.9.

Таблица 4.9 Исходные данные для прочностного расчета карданных валов

Показатель	Обозначение	Значение	
		Сочлененный автосамосвал	Жесткорамный автосамосвал КамАЗ-65802
Максимальный подведенный момент с учетом циркуляции мощности, Н·м	M_{\max}	23893	20170
Допустимая полная масса автомобиля, кг	$G_{сц}$	42 300	41000
Передаточное числа РК и ГП	U	$U_{ГП} = 7,22;$ $U_{РКн} = 1,4;$ $U_{РКв} = 0,97$	$U_{ГП} = 5,262;$ $U_{РКн} = 1,536;$ $U_{РКв} = 0,89$
Статический радиус колеса	$r_{ст}$	0,695	0,575
Параметры карданного вала			
Наружный диаметр вала, м	D_n	0,130	
Внутренний диаметр вала, м	$D_{вн}$	0,120	
Длина вала, м	$l_в$	1,738	
Число шлицев, шт	z	24	
Длина контактной поверхности шлица, м	l	0,132	
Максимальный диаметр шлицевого соединения, м	D	0,065	
Минимальный диаметр шлицевого соединения, м	d	0,055	
Высота поверхности контакта шлицев, м	h	0,005	
Габаритный размер крестовины, м	H	0,152	
Диаметр шипа, м	$d_{ш}$	0,057	

4.2.3 Результаты прочностных расчетов

Величина расстояния от оси шарнира до середины длины иглы шипа, согласно (4.3):

$$R = 0,411 \cdot 0,152 = 0,063 \text{ м}$$

Расстояние между серединами игольчатых противоположно расположенных подшипников, согласно (4.2):

$$l = 2 \cdot 0,063 = 0,126 \text{ м}$$

Тогда максимальная окружная сила, действующая на шип, согласно (4.1):

$$P_{uN} = P_{t.\max} = \frac{23893,39}{0,126 \cdot \cos 4} = 190093,14 \text{ Н}$$

Величина плеча приложения силы, согласно (4.5):

$$h = 0,085 \cdot 0,152 = 0,013 \text{ м}$$

Величина момента сопротивления сечения шипа, согласно (4.6):

$$W_{II} = 0,1 \cdot 0,057^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,01}{0,057} \right)^4 \right] = 2 \cdot 10^{-5}$$

Тогда напряжение изгиба шипа в сечении А-А, согласно (4.4)

$$\sigma_F = \frac{190093,14 \cdot 0,013}{10^6 \cdot 2 \cdot 10^{-5}} = 123,56 \text{ Па}$$

Величина допустимого напряжения для стали $[\sigma_F]=250-300\text{МПа}$.

Напряжение среза шипа в сечении А-А, согласно (4.7):

$$\tau_c = \frac{4 \cdot 190093,14}{10^6 \cdot 3,14 \cdot (0,057^2 - 0,01^2)} = 76,90, \text{ Па}$$

Величина допустимого напряжения на срез $[\tau_c]=75\dots 100\text{МПа}$

Длина рабочей поверхности шипа, согласно (4.9):

$$l_{ш} = 0,27 \cdot 0,152 = 0,04 \text{ м}$$

Давление на шип, согласно (4.8):

$$p_{ш} = \frac{190093,14}{0,04 \cdot 0,057 \cdot 10^6} = 83,37 \text{ Мпа}$$

Величина допустимого давления на смятие $[p_{ш}]=70\dots 80\text{МПа}$

Скручивающий момент на плече, согласно (4.10):

$$M_{кр} = 190093,14 \cdot 0,05 = 9504,66 \text{ Н·м}$$

Величина напряжения кручения согласно (4.11) составит:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{9504,66}{10^6 \cdot 0,267 \cdot 0,085 \cdot 0,03^2} = 465,33 \text{ МПа}$$

Величина допустимого напряжения кручения $[\tau_{кр}] = 80 \dots 165 \text{ МПа}$

Изгибающий момент на плече, согласно (4.12):

$$M_u = 190093,14 \cdot 0,02 = 3801,86 \text{ Н·м}$$

Напряжение изгиба, согласно (4.13):

$$\sigma_{II} = \frac{M_u}{W_u} = \frac{6 \cdot 3801,86}{10^6 \cdot 0,03 \cdot 0,085^2} = 105,24 \text{ МПа}$$

Величина допустимого напряжения изгиба $[\sigma_{II}] = 50 \dots 80 \text{ МПа}$

Величина полярного момента, согласно (4.15):

$$J_p = \frac{3,14 \cdot (0,130^4 - 0,120^4)}{32} = 7,7 \cdot 10^{-6} \text{ Па}$$

Тогда величина угла закручивания, согласно (4.14):

$$\theta_B = \frac{23893,39 \cdot 1,738}{8,5 \cdot 10^{10} \cdot 7,7 \cdot 10^{-6}} = 0,0634 \text{ рад} = 3,63^\circ$$

Величина допустимого угла закручивания $[\theta]$ составляет 3...9 град/м длины вала.

Напряжение кручения в сечении с наименьшим моментом сопротивления, согласно (4.17):

$$W_p = W_{\epsilon, \min} = \frac{3,14 \cdot 0,130}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{0,120}{0,130} \right)^4 \right) = 0,00699 \text{ Н·м}$$

Напряжение кручения вала в опасном сечении, согласно (4.16):

$$\tau_{\epsilon} = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{23893,61}{0,00699 \cdot 10^6} = 3,41 \text{ МПа}$$

Величина допустимого напряжения кручения в опасном сечении вала $[\tau_B]$ составляет 100...300 МПа

Средний диаметр шлицевого соединения, согласно (4.19):

$$d_c = \frac{(0,065 + 0,055)}{2} = 0,06 \text{ м}$$

Расчет шлицевого соединения на смятие проводится согласно (4.18):

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 23893,39}{10^6 \cdot 0,06 \cdot 24 \cdot 0,005 \cdot 0,132 \cdot 0,8} = 62,85 \text{ МПа}$$

Величина допустимого напряжения на смятие рабочих поверхностей $[\sigma_{см}] = 120 \text{ МПа}$. [46]

Критическая угловая скорость вала, согласно (4.20):

$$\omega_{кр} = \frac{1,185 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{0,130^2 + 0,120^2}}{1,738^2} = 699,8 \text{ с}^{-1}$$

Расчет максимальной эксплуатационной угловой скорости карданного вала при $V = 40 \text{ км/ч}$ ($11,11 \text{ м/с}$) как максимальной для данного вида транспортного средства, ввиду его конструктивных особенностей, согласно (4.21):

$$\omega_{max} = \frac{11,11 \cdot 7,22}{0,695} = 115,41 \text{ с}^{-1}$$

Тогда величина запаса:

$$\frac{\omega_{кр}}{\omega_{max}} = \frac{699,8}{115,41} = 6,06$$

Допустимые и расчетные значения параметров, рассматриваемых в рамках данного раздела приведены в таблице 4.10.

Таблица 4.10 Допустимые и расчетные значения нагрузочных параметров

Параметр	Допустимое значение	Расчетное значение	
		Сочлененный АС	Жесткорамный АС
Крестовина			
Напряжение изгиба, МПа	250...300	123,56	104,31
Давление на смятие, МПа	70...80	83,37	70,38
Напряжение среза, МПа	75...100	76,90	64,92
Вилка			
Напряжение кручения, МПа	80...165	465,33	382,82
Напряжение изгиба, МПа	50...80	105,24	88,84
Вал			
Угол закручивания, град/м. длины вала	3...9	3,63	3,09
Напряжение кручения в опасном сечении, МПа	100...300	3,41	2,89
Напряжение на смятие рабочих поверхностей, МПа	120	62,85	53,06

Продолжение таблицы 4.10

Эксплуатационная угловая скорость, с ¹	699,80	115,41	228,78
---	--------	--------	--------

В соответствии с результатами расчетов, величина нагрузок, приходящихся на узлы и агрегаты трансмиссии шарнирно-сочлененного автосамосвала сопоставима с нагрузками, приходящимися на узлы жесткорамной машины, что свидетельствует о возможности их применения в рамках единого унифицированного семейства большегрузных автосамосвалов.

Расчетным путем установлено, что использование блокировки дифференциалов при преодолении значительных по величине препятствий может привести к поломкам прочностного характера отдельно взятых элементов трансмиссии.

Так, согласно результатам расчетов, крестовина и труба карданного вала обладают достаточным запасом прочности. Величина нагрузок, приходящихся на вилку карданного вала превышает значения, допустимые для данного узла.

4.3 Технико-экономическая оценка внедрения предлагаемых решений

Оценка проведена на основании расчета эффективности использования шарнирно-сочлененного автосамосвала, которая определяется комплексным показателем – удельные приведенные затраты. Они позволяют оценить в едином показателе технические и экономические показатели машины, установить необходимые данные о ее рентабельности и размеры прибыли, которая может быть получена в результате приобретения и внедрения рассматриваемой техники [45, 86].

Автосамосвал состоит из базового шасси и самосвального оборудования. Было проведено сравнение технико-экономические показатели двух исследованных автосамосвалов: автосамосвал КамАЗ- 65802 (6х6); шарнирно-сочлененный автосамосвал 6х6 на базе единых с ним узлов и агрегатов.

4.3.1 Методика проведения расчета

Расчет годовой эксплуатационной производительности. Теоретическая производительность машины определяется по номинальным значениям ее технико-конструктивных параметров. Примем за такой параметр массу груза, перевезенного автосамосвалом за 1 ч.

Время преодоления заданного расстояния составит:

$$t = \frac{S}{V}, \text{ ч}, \quad (4.22)$$

где S – необходимое расстояние, км;

V – скорость АТС, км/ч.

Тогда потребное количество рейсов N за один час составит:

$$N = \frac{1}{t}, \text{ рейсов/ч}, \quad (4.23)$$

Величина теоретической производительности АТС:

$$P_{теор} = G \cdot N, \text{ т/ч}, \quad (4.24)$$

где G – грузоподъемность АТС, т.

Техническая производительность машины определяется при непрерывной работе с учетом условий работы по формуле:

$$P_m = P_{теор} \cdot k_y, \text{ т/ч}, \quad (4.25)$$

где k_y – коэффициент условий работы, снижающих производительность машины по сравнению с теоретической.

Эксплуатационная производительность определяется с учетом потерь рабочего времени из-за обеденных перерывов, по организационным, техническим и метеорологическим причинам:

$$P_э = P_m \cdot k_э, \text{ т/ч}, \quad (4.26)$$

где $k_э$ – коэффициент использования рабочего времени машины.

Тогда годовой объем перевезенных грузов составит:

$$P_г = P_э \cdot T \cdot K_u, \text{ т/г}, \quad (4.27)$$

где K_u – коэффициент использования;

T – количество часов работы машины в течении года, ч.

$$T = (D_k - D_в - D_n - D_{н} - D_z^{TOuP}) \cdot t_{cm}, \text{ ч}, \quad (4.28)$$

где D_k – количество календарных дней, 365 шт;

$D_в$ – количество выходных дней, 104 шт;

D_n – количество праздничных дней, 15 шт;

$D_{н}$ – количество дней с неблагоприятными метрологическими условиями в данном регионе, 14 шт;

D_z^{TOuP} – количество дней простоя в периоды ТОиР, 5 шт.

Затраты на одну тонну перевезенных грузов:

$$Z_{m.z} = \frac{C_m}{P_z}, \text{ руб/т}, \quad (4.29)$$

где C_m – стоимость комплекта машины;

Величина экономического эффекта, согласно [45] определяется по зависимости:

$$\mathcal{E} = (Z_{n1} - Z_{n2}) \cdot A_z, \text{ руб} \quad (4.30)$$

где Z_{n1} , Z_{n2} – приведенные затраты на единицу объема работ базовой и внедряемой техники;

A_z – годовой объем работ, выполняемый новой техникой.

Величина приведенных затрат определяется по зависимости:

$$Z_i = C_i + E_n \cdot K_i, \text{ руб} \quad (4.31)$$

где C_i – себестоимость продукции по i -му варианту техники;

E_n – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, принимаемый равным 0,15;

K_i – удельные капитальные вложения в производственные фонды на единицу продукции по i -му варианту техники.

Тогда для транспортных машин (4.30) принимает

$$\mathcal{E} = ((Z_{m.z-1} - E_i \cdot \frac{C_{\text{маи1}}}{P_{z1}}) - (Z_{m.z-2} - E_i \cdot \frac{C_{\text{маи2}}}{P_{z2}})) \cdot P_{z2} \cdot n, \text{ руб} \quad (4.32)$$

где $Z_{m.z-1}$, $Z_{m.z-2}$ – себестоимость тонны груза, перевезенного базовой и внедряемой машиной;

$C_{\text{маи1}}$, $C_{\text{маи2}}$ – стоимость базовой и внедряемой машины;

P_{z1} , P_{z2} – годовой объем перевезенных грузов базовой и внедряемой машиной;

n – количество машин в парке, шт.

4.3.2 Результаты расчета

Время преодоления расстояния 5 км (средняя величина плеча развоза) , согласно (4.22) составит:

$$t = \frac{5}{40} = 0,125, \text{ ч}$$

Тогда потребное количество рейсов N за один час, согласно (4.23) составит:

$$N = \frac{1}{0,125} = 8, \text{ рейсов/ч}$$

Величина теоретической производительности жесткорамного автосамосвала, согласно (4.24):

$$P_{\text{теор}} = 24,8 \cdot 8 = 198,4, \text{ т/ч}$$

Величина теоретической производительности шарнирно-сочлененного автосамосвала:

$$P_{\text{теор}} = 25,6 \cdot 8 = 204,8, \text{ т/ч}$$

Техническая производительность машины определяется при непрерывной работе с учетом условий работы для жесткорамного автосамосвала (величина k_y как для машины с меньшей профильной проходимостью принимается равным 0,4), согласно (4.25):

$$P_m = 198,4 \cdot 0,4 = 79,36, \text{ м/ч}$$

Для шарнирно-сочлененного автосамосвала (величина k_y как для машины с лучшей профильной проходимостью принимается равным 0,5):

$$P_m = 204,8 \cdot 0,5 = 102,40, \text{ м/ч}$$

Эксплуатационная производительность с учетом потерь рабочего времени из-за обеденных перерывов, по организационным, техническим и метеорологическим причинам (при величине коэффициента использования, равного 0,8), согласно (4.26) для жесткорамного автосамосвала:

$$P_g = 79,36 \cdot 0,8 = 63,49, \text{ м/ч}$$

Для шарнирно-сочлененного автосамосвала:

$$P_g = 102,40 \cdot 0,8 = 81,92, \text{ м/ч}$$

Количество часов работы машины в течении года, согласно (4.28):

$$T = (365 - 104 - 15 - 14 - 5) \cdot 8 = 1816, \text{ ч}$$

Тогда годовой объем перевозимых грузов, согласно (4.27) составит:

$$P_z = 63,49 \cdot 1816 \cdot 0,85 = 98003,16, \text{ м/г}$$

Для шарнирно-сочлененного автосамосвала:

$$P_z = 81,92 \cdot 1816 \cdot 0,85 = 126451,71, \text{ м/г}$$

Затраты на одну тонну груза для жесткорамной машины стоимостью 11000 тыс.руб (спрогнозировано по данным из открытых источников), согласно (4.29):

$$Z_{m.z-1} = \frac{11000000}{98003,16} = 112,24, \text{ руб/м}$$

Для шарнирно-сочлененного автосамосвала стоимостью АТС 14000 тыс/руб. (спрогнозировано по данным из открытых источников):

$$Z_{m.z-2} = \frac{14000000}{126451,71} = 110,16, \text{ руб/м}$$

Величина экономического эффекта на единицу техники, согласно (4.32)

$$\mathcal{E} = \left((112,24 + 0,15 \cdot \frac{11000000}{98003,16}) - (110,16 + 0,15 \cdot \frac{14000000}{126451,71}) \right) \cdot 126451,71 \cdot 1 = 291983,80, \text{ руб}$$

Оценим величину экономического эффекта применения парка машин в условиях реального строительства.

Так, согласно [44] при реконструкции 165-172км федеральной трассы «Лена» парк строительной техники составлял 40 машин. Среди них 22 машины приходилось на автосамосвалы. Тогда экономический эффект применения в рассматриваемых условиях составит:

$$Z_{m,2-2} = 291983,80 \cdot 22 = 6423643,60$$

Таблица 4.11 Техничко-экономические показатели исследуемых машин

Показатель	Единица измерения	Рамный автосамосвал	Сочлененный автосамосвал
Годовой объем перевезенных грузов	т	98003,16	126451,71
Себестоимость единицы техники	руб	11000000	14000000
Себестоимость тонны груза	руб/т	112,24	110,16
Экономический эффект на одну машину	руб		291983,80
Экономический эффект на парк машин (реконструкция трассы «Лена», 165-172км)	руб		6423643,60

Выводы по четвертой главе

1. Согласно результатам расчетов, величина момента, циркулирующего в замкнутом контуре шарнирно-сочлененного автосамосвала, значительно ниже такового в замкнутом контуре его жесткорамного аналога, однако величина момента, приходящегося на одну ось превосходит таковой у жесткорамной машины, что объясняется большим диаметром шин и большей вертикальной нагрузкой на колеса.

2. Меньшее значение циркулирующего момента объясняется тем, что в рассматриваемом гипотетическом образце шарнирно-сочлененного транспортного средства нагрузка распределена равномерно по всем трем осям, что обеспечивает одинаковую деформацию всех его шин и исключает возникновение рассогласования вследствие различных радиусов качения колес в ведомом режиме. Кроме того, отсутствие двускатной ошиновки задних колес обеспечивает

равенство значений приведенной тангенциальной эластичности грунта для шин всех колес.

3. Расчетным путем установлено, что утверждение о возможности пренебречь тангенциальной эластичностью шины при оценке нагруженности трансмиссии транспортного средства для случая движения по слабонесущей поверхности, справедливо лишь для транспортных средств, обладающих относительно небольшим значением радиуса качения колеса, значительной величиной давления воздуха в шине, при незначительной ширине ее профиля.

4. Расчетным путем установлено то, что для получения точных значений уровня нагруженности трансмиссии циркулирующим моментом целесообразно учитывать такой фактор, как угол увода колес транспортного средства. Разность полученных значений без учета углов увода колес и с их учетом составляет от 12,5% до 21,2%.

5. Согласно результатам прочностного расчета, использование блокировки межосевого дифференциала в передней тележке при преодолении значительных по величине препятствий, потенциально может привести к поломкам прочностного характера в элементах трансмиссионного привода.

6. Результаты прочностного расчета свидетельствуют о необходимости применения в конструкции узлов и агрегатов трансмиссии сочлененного автосамосвала легированных сталей, обладающих большими прочностными характеристиками, нежели применяются на данный момент в конструкции жесткорманых аналогов, при условии их создания с едиными узлами и агрегатами в составе высокоунифицированного семейства автосамосвалов.

7. Техничко-экономическая оценка подтвердила целесообразность внедрения шарнирно-сочлененных транспортных средств в звене развоза грунта по участку линейного строительства дорожной насыпи. Ожидаемый от этого экономический эффект предположительно может составить около 292 тыс. руб. на единицу техники. Величина экономического эффекта в условиях реального дорожно-строительного производства составила более 6,4 млн. руб.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработан концептуальный облик шарнирно-сочлененного автосамосвала, входящего в состав высоко унифицированного семейства большегрузных землевозов и проведена его сравнительная оценка с жесткорамным аналогом. Результаты сравнения подтвердили целесообразность использования шарнирно-сочлененных автосамосвалов в дорожно-строительном производстве в составе высоко унифицированного семейства большегрузных грузовиков.

2. Разработаны математические модели нагружения заблокированных контуров трансмиссий многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами в условиях движения, характерных для строительной площадки, достоверность которых подтверждена экспериментальными данными.

3. Проведены экспериментальные исследования по определению физико-механических свойств уплотненного грунтового покрытия дорожной насыпи, необходимых для моделирования процесса качения деформируемого колеса по деформируемому грунту. Определены диапазоны характерных значений поверхностного удельного сопротивления грунта вдавливанию.

4. На основе разработанных математических моделей и экспериментально полученных исходных данных предложен универсальный метод оценки нагруженности трансмиссии циркулирующими моментами. Разработана блок-схема расчетов и компьютерная программа ее реализации.

5. Проведена сравнительная оценка нагруженности циркулирующими моментами трансмиссий строительных автосамосвалов на базе колесных полноприводных шасси шарнирно-сочлененной и жесткорамной конструкций. Подтверждена возможность применения в конструкции шарнирно-сочлененных автосамосвалов конструктивных элементов трансмиссий, унифицированных с серийными большегрузными автомобилями.

6. Технико-экономическая оценка разработки подтверждает целесообразность включения в состав высоко унифицированного семейства строительных землевозов шарнирно-сочлененного автосамосвала. Годовой экономический эффект от внедрения одной машины при односменном режиме работы может составлять около 292 тыс.руб. в год.

Список литературы

- 1) Агейкин, Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с
- 2) Агейкин Я.С., Вольская Н.С. Моделирование движения автомобиля по мягким грунтам: проблемы и решения//Автомобильная промышленность. – 2004. - №10. – С. 24–25
- 3) Агейкин, Я.С. Проходимость автомобилей / Я.С. Агейкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
- 4) Агейкин, Я.С. Расчет проходимости автомобилей при проектировании // Теория, проектирование и испытания автомобилей: межвуз. сб. научн. тр. – 1982. –Вып. 1. – С. 8–15
- 5) Аксенов П.В., Поляков А.С. Анализ схем силовой передачи автомобилей высокой проходимости//Автомобильная промышленность,- 1968 -№10. с.11-15.
- 6) Аксенов П. В. Многоосные автомобили / П.В. Аксенов. – 2-е изд. перераб. и доп. -М., 1989. – 230с.
- 7) Аксенов, П.В. Многоосные автомобили / П.В. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1980. – 208 с
- 8) Андронов А.В. Расчет жесткости лесного грунта под воздействием колесного движителя / А.В. Андронов, А.А. Егорин, С.С. Петросян, М.В. Степанищева, Ю.М. Елизаров // Системы. Методы. Технологии. – 2022. № 1(53). – С.175-179.
- 9) Антонов А.С., Магидович Е.И., Кононович Ю.А. Прозоров В.С. Армейские автомобили. Теория. М: 1970. – 521 с. – С. 331– 340
- 10) Афанасьев А.А., Данилов Н.НН, Копылов В.Д., Сысоев Б.В., Терентьев О.М. Технология строительных процессов Москва: «Высшая школа»: 1997. 461с. – С. 48–53
- 11) Бабков В.Ф. Деформация грунта при колееобразовании. Труды ХАДИ. Вып. 10. Изд-во ХГУ, 1950. – С. 31– 44

- 12) Бабков В.Ф. Качение автомобильного колеса по грунтовой поверхности. Труды МАДИ. Вып. 15. Дориздат, 1953. – С. 50– 68.
- 13) Бабков В.Ф. Напряжения в грунтовых основаниях дорожных одежд. Труды ДОРНИИ. Вып. III. «Исследование по механике дорожной одежды». Дориздат, Вып.3, 1941. – С. 99–195.
- 14) Бабков В.Ф., Бируля А.К., Сидоренко В.М. Проходимость колесных машин по грунту. – М.: Автотрансиздат, 1959. – 189с
- 15) Бабков В.Ф. Сопровождение по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. Известия АН СССР. Отделение технических наук. №3 1949., – С. 462 – 466
- 16) Беховых Л.А., Макарычев С.В., Шорина И.В., Основы гидрофизики. Учебное пособие для студентов высших учебных заведений. – Барнаул: ИД «АГАУ», 2008г. – 172с.
- 17) Бочаров Н.Ф. Распределение крутящих моментов в трансмиссии многоприводных колесных машин на твердых дорогах // Известия ВУЗов. Машиностроение, 1964. №12. – С. 6–9.
- 18) Бочаров Н.Ф. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. - М., 1978. – 208с
- 19) Бочаров Н.Ф., Цитович И.С., Полунгян А.А. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости. – Москва, 1983. – 299 с.
- 20) Бируля А.К., Батраков О.Т. Взаимодействие пневматического колеса, рассматриваемого как безмоментная оболочка, с нежесткими поверхностями качения. Труды ХАДИ. Вып. 21. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1959. – С. 18–20.
- 21) Бируля А.К. Деформация и уплотнение грунта при качении колеса.- сб. труды ХАДИ. – Харьков, 1950, вып.1. – С. 21-30.
- 22) Ванцевич В.В. Синтез схем привода к ведущим мостам и колесам многоприводных транспортно-тяговых машин: Автореферат дис. ... д-ра техн. наук., Минск, 1992. – 44с.

- 23) Ведомственные строительные нормы ВСН 52-96 Инструкция по производству земляных работ в дорожном строительстве и при устройстве подземных инженерных сетей. – Москва, 1998. – 22с.
- 24) Вирабов Р.В. Мамаев А.Н. и др. Исследование влияния параметров автомобиля на сопротивление его движению по дорогам с твердым покрытием // Вестник машиностроения, 1986.№4. – С. 48 – 51.
- 25) Вихрев А.В. Дорожные машины: учебное пособие к курсу лекций/Владим. гос. ун-т;. Владимир, 2018. – 84 с.
- 26) Вольская Н.С. Разработки методов расчета опорно-тяговых характеристик колесных машин по заданным дорожно-грунтовым условиям в районах эксплуатации: диссерт. докт. техн. наук: 05.05.03. – М., 2010. – 374с
- 27) Вонг, Дж. Теория наземных транспортных средств / Дж. Вонг. – Пер. с англ. А.И. Аксенова. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.
- 28) Выгонный В. В. Выбор оптимального варианта погрузочно-транспортных комплектов для производства земляных работ в линейном строительстве /В.В. Выгонный//Вестник СамГУПС. –2015. – №. 3. – С. 31– 37.
- 29) Государственное информационное агенства ТАСС: Кабмин расширил пятилетний план дорожного строительства. [Электронный ресурс]. URL: <https://tass.ru/>
- 30) Глебов, А.В. Методика оценки технического уровня карьерных автосамосвалов: диссертация кандидата технических наук: 25.00.22. – Екатеринбург, 2001. – 133 с.
- 31) Горшков Ю.Д., Калугин А.А., Житенко И.С., Старунова И.Н., Золотых С.В. Экспериментальные исследования энергетических потерь мощности в пневматических шинах колесных транспортных средств / Известия Оренбургского государственного аграрного университета, 2016. № 3 (59). – С. 74–78.

- 32) Гришкевич А.И., Бусел Б.У., Бутусов Г.Ф., Вавуло В.А., Каноник И.В., Молибошко Л.А., Руктешель О.С., Таубес Л.Е. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник. – М: Машиностроение, 1984. – 272 с: ил.
- 33) Гришкевич, А.И. Автомобили: Теория / А.И. Гришкевич. –Минск: Высшая школа, 1986. – 208 с.
- 34) Добромиров В.Н. Автомобили двойного назначения. Основы теории специальных свойств. М: «М.П. Глобал-концепт», 2000г. – 225с.
- 35) Добромиров В.Н., Евтюков С.С., Алейник В.И. Автотракторный транспорт. Основы теории движения и элементы расчета; Под общ. ред. В.Н. Добромирова.-СПб.:ИД “Петрополис”, 2018г. – 248с. – С. 169– 170.
- 36) Добромиров В.Н. // Анализ основных эксплуатационных свойств и расчет отдельных элементов конструкции грузового автомобиля: метод. указания-СПб 2018. – 42с. – С. 12–32.
- 37) Добромиров В.Н. «Методы оценки и пути снижения нагруженности трансмиссий автомобилей 8x8 общетранспортного назначения»: дисс на соиск. учен. степ, к.т.н. 05.05.03 - М.: 1989. МАМИ. – 193 с.
- 38) Добромиров В.Н. Прогнозирование номенклатуры и обоснование специальных свойств автомобильных базовых шасси вооружения и военной техники. Диссерт. д. т. н.: 05.05.03 – Бронницы: 21 НИИИ АТ МО РФ, 1999. – 392с.
- 39) Добромиров В.Н. Сравнительная оценка технического уровня автосамосвалов отечественного и зарубежного производства / В.Н. Добромиров, У.Н. Мейке // «Автомобильные дороги и транспорт»: сб. статей магистрантов и аспирантов. Вып. 1; СПбГАСУ. – СПб., 2018 – 232 с. – С.126–130.
- 40) Дубовик Д.А. Повышение проходимости внедорожной машины посредством рационального привода колес управляемых мостов: Автореферат дис. канд. техн. наук. Минск, 2003. – 20с.

- 41) Ефимов А.В. Влияние дифференциала с ограниченным передаточным отношением на КПД буксования колесной машины: Дисс. на соиск. канд. техн. наук. – Волгоград: 2002. – 176с.
- 42) Золин Р. Н., Махмутов М. М., Сахапов Р. Л., Капитанов С. Е., Махмутов М. М. Влияние параметров колесных движителей строительных машин на уплотнение почвы / Техника и технология транспорта: научный Интернет-журнал. 2017. №1(2).[Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://transport-kgasu.ru/files/N2-08IM117.pdf> (дата обращения: 20.09.2024).
- 43) Интернет журнал «Спецтехника и транспорт» / Российский рынок самосвалов в 2022-2023 году. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://spec-technika.ru/>
- 44) Интернет-портал «Газета БАМ» / «Бамстроймеханизация» продолжает реконструкцию федеральной трассы «Лена» на участке 165-172 км. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://gazeta-bam.ru/>
- 45) Инструкция по определению экономической эффективности использования в строительстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. СН 509–78. // ГУП ЦПП, 1979. – 66с.
- 46) Исайчев, В.Т. Проектирование и расчет агрегатов и систем автотранспортных средств (трансмиссия): методические указания / В.Т. Исайчев: Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2013. – 93 с.
- 47) Казаченко Г.В. Колесные движители горных машин : методическое пособие / Г. В. Казаченко, Г. А. Басалай, Э. А. Кремчеев. – Минск : БНТУ, 2012. – 37 с
- 48) Калошина С.В. Расчеты при проектировании стройгенплана : учеб.-метод. пособие / С.В. Калошина, С.А. Сазонова, М.С. Казаков. – Пермь : Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2023. – 205 с. – С. 25–26.
- 49) Ковригин В.Д. Сочлененные гусеничные и колесные машины высокой проходимости // Техника и вооружение вчера, сегодня, завтра. – 2003, №5. – 13 с.

- 50) Кравченко В.А. Специализированный подвижной состав. Курс лекций / В.А. Кравченко. – Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА, 2008. – 216 с.
- 51) Кузьмин Ю.А. Конструирование и расчет автомобиля. Расчет карданных передач: методические указания / Ю.А. Кузьмин. – Ульяновск: УлГТУ, 2008. – 29с.
- 52) Куклина В.В., Осипова М.Е. Роль зимников в обеспечении транспортной доступности арктических и субарктических районов Республики Саха (Якутия). Общество. Среда. Развитие, 2018. № 2. – С. 107–112.
- 53) Куликов А.В., Фирсова С.Ю., Дорохина В.С. Повышение эффективности автомобильных перевозок в условиях крайнего севера // Вестник СибАДИ том 18, 2021.№ 3 (79). – С. 286–305.
- 54) Левин И.А. К вопросу о циркуляции мощности в трансмиссии многоприводного автомобиля // Труды МАМИ. Вып.1 / МАМИ, 1964. №3 С. 36–38.
- 55) Левин И.А. О рациональной степени блокировки дифференциалов многоприводного автомобиля // Автомобильная промышленность, 1964. №3. – С. 14–18.
- 56) Летошнев М.Н. Взаимодействие конной повозки и дороги//НКПС. - М-Л., 1929. – 127 с.
- 57) Маркина, А.А.Теория движения колесных машин : учебное пособие / А.А. Маркина, В.В. Давыдова ; М-во науки и высш. образования РФ.— Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2021. – 216 с.
- 58) Мейке, У.Н. Исследование состоятельности методов оценки технического уровня строительных автосамосвалов / У.Н. Мейке // Технический журнал «Грузовик: транспортный комплекс, спецтехника». – 2022. – № 6. – С. 13 – 22.
- 59) Мейке У.Н. Методы оценки технического уровня транспортно-технологических машин для дорожно-строительной отрасли: диссертация кандидата технических наук: 2.5.11. – Санкт-Петербург, 2023. – 155с.

- 60) Мейке, У.Н. Методика выбора автомобильных базовых шасси для транспортно-технологических машин строительной отрасли на основе оценки их технического уровня / У.Н. Мейке // Двадцать четвертая Санкт-Петербургская ассамблея молодых ученых и специалистов; Правительство Санкт-Петербурга, Комитет по науке и высшей школе. Санкт-Петербург, 2019. – 242 с.
- 61) Морозова В.С., Поляцко В.Л. Транспортные и погрузочно-разгрузочные средства: учебное пособие сост.: – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – 96 с.
- 62) Назарян А.С. Технический отчет НТЦ КамАЗ «Нагруженность трансмиссий автомобиля КамАЗ-Э6320», 1985. – 26с.
- 63) Немцов В.В., Контанистов С.П., Семенов В.М. О динамической упругой закрутке заблокированного привода автомобиля // Известия ВУЗов. Машиностроение, 1979. №12. – С.79-83.
- 64) Обухов И.С., Баженов Е.Е. Транспортные средства с шарнирно-сочлененной конструкцией рамы / Международный научно-исследовательский журнал. Екатеринбург, 2014, №12-1 (31). – С.76–77.
- 65) Пирковский, Ю.В. Затраты мощности на колееобразование при качении жесткого колеса по деформируемому грунту / Ю.В. Пирковский, М.П. Чистов // Труды. Научный автотранспортный институт – 1971. – №131. –С.73–78.
- 66) Пирковский, Ю.В. Об изменении некоторых параметров грунта при повторных проходах колеса по одной колее / Ю.В. Пирковский, М.П. Чистов // Труды Центр. н.-и. автомоб. и автотранспорт. института. – 1975. – Вып. 154. – С. 21–26.
- 67) Пирковский, Ю.В. Сопротивление качению многоприводных автомобилей и автопоездов по твердым дорогам и деформируемому грунту: дис. д-ра. техн. наук: 05.05.03 / Ю.В. Пирковский. – М., 1976. – 301 с.

- 68) Пирковский, Ю.В., Шухман, С.Б. Снижение затрат мощности на преодоление сопротивления качению / Ю.В. Пирковский, С.Б. Шухман // Автомобильная промышленность. – 1987. – № 5. С. 15–16.
- 69) Пирковский Ю.В., Шухман СБ. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси). - М., 2001. – 230с.
- 70) Плескунов М.А. Теория вероятностей : справочник / М.А. Плескунов, Л.В. Корчёмкина. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2017. – 136 с.
- 71) Поварехо А.С. Конструирование и расчет машин: учебно-методическое пособие / А.С. Поварехо. – Минск: БНТУ, 2022. – 73с. С.49.
- 72) Подсветова Т.В. Транспортная составляющая экономики Арктики / Подсветова Т.В. // Вестник МГТУ том 17, 2014. №3. – С 552–555.
- 73) Поляков А.С. Исследование распределения мощности в трансмиссиях четырехосных автомобилей: дисс. на соиск. ст. канд. техн. наук: 05.05.03. МАМИ, 1969. – 184с.
- 74) Прядкин В.И., Шапиро В.Я., Годжаев З.А., Гончаренко С.В. Транспортно-технологические средства на шинах сверхнизкого давления: - Монография. «Воронежский государственный лесотехнический университете им. Г.Ф. Морозова».: Воронеж, 2019. – 492 с.
- 75) Прядкин В.И. Гуров М.Н., Кольцов А.Ю. Татаринцев В.Ю. Оценка влияния широкопрофильных шин 600/50R22,5 на тягово-динамические свойства автомобиля Урал Next / Роботизированные и автоматизированные системы в автомобиле-и тракторостроении. Материалы Всероссийской научной конференции. Воронеж, 2024. – С. 79 – 90.
- 76) Распоряжение правительства Российской Федерации №3907-р О перечнях мероприятий по осуществлению дорожной деятельности в 202402028 гго в отношении автомобильных дорог общего пользования от 25.04.2023. – 394с.

- 77) Розенцвайг А.К, Исавнин А.Г. Статистика. Сводка и группировка данных статистического наблюдения: Учебно-методическое пособие / Розенцвайг А.К, Исавнин А.Г. – Набережные Челны: Изд-во Набережночелнинского института КФУ, 2019. – 29 с.
- 78) Сандригайло И.Н. Анализ эффективности шарнирно-сочлененных автосамосвалов при разработке месторождений с малыми запасами / Известия Уральского государственного горного университета, 2015, №2 (38). С. 23–27.
- 79) Симоненко А.Н. Определение кинематического рассогласования в трансмиссиях многоосных полноприводных колесных машин. Электронно-библиотечная система ГРАУ-МСХА имени К.А. Тимирязева [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://elib.timacad.ru/>
- 80) Смирнов Г.А., Куприянов А.А. и др. О выборе рациональных схем системы «трансмиссия – двигатель» полноприводных автомобилей // Автомобильная промышленность, 1984.№ 5. – С.15-17.
- 81) Смирнов, Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
- 82) Строительство в высоких широтах. Принципы, возможности и перспективы // Строительный и архитектурный портал ArdExpert. [Электронный ресурс]. URL: <https://ardexpert.ru/>
- 83) Тараненко Н.С., Глухенко Н.В., Семенов В.И. Технология строительных процессов. Учебное пособие. Симферопольский университет экономики и управления., 2016г. – 337с.
- 84) Тарасов П.И., Хазин М.Л, Тарасов А.П., Мариев П.Л. Автотехника для строительства транспортных коридоров. Горная промышленность. 2020. №6. – С. 132–136.
- 85) Тверсков Б.М. Шашин В.А. Шикман Я.М. Нагруженность трансмиссий тягачей с заблокированным приводом // Автомобильная промышленность, 1985. №6. – С 14-15.

- 86) Торопов А.Г. Волков С.А. Федоров В.А. Определение себестоимости эксплуатации машин при организации и планировании производства, обслуживания и ремонта техники: Методическое указание к выполнению курсового проекта. - Санкт-Петербург, 2004. – 55 с.
- 87) Указ Президента РФ от 27.02.2023 N 126 "О внесении изменений в Стратегию развития Арктической зоны Российской Федерации и обеспечения национальной безопасности на период до 2035 года, утвержденную Указом Президента Российской Федерации от 26 октября 2020 г. № 645. Москва. – 4с.
- 88) Фасхиев, Х.А. Анализ методов оценки качества и конкурентоспособности грузовых автомобилей (часть 1) / Х.А. Фасхиев // Методы менеджмента качества. – 2001. – № 3. – С. 24–28.
- 89) Фасхиев Х. А. . Оценка и выбор подвижного состава по технико-экономическим критериям /Х.А. Фасхиев// Научно-методический электронный журнал «Концепт». – 2016., – Т. 15. – С. 921–925
- 90) Фаузер В.В. Демографический потенциал северных регионов России как фактор экономического освоения Арктики / Журнал «Экономика региона», 2014. №4(40). – С. 69–81
- 91) Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.gost.ru/>
- 92) Фомин К.И. Сравнительная оценка автосамосвалов с жесткой и шарнирно-сочлененной рамой в условиях дорожно-строительного производства / К.И. Фомин, В.Н. Добромиров, У.Н. Мейке // Вестник гражданских инженеров. 2020. №4 (81). – С. 174 – 181.
- 93) Фомин К.И., Мейке У.Н., Блиндер М.М. «Повышение конкурентоспособности НТТМ, как одна из актуальных проблем современного строительного производства» // Актуальные проблемы современного строительства. Материалы LXXIV Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. В 2-х частях. Санкт-Петербург, 2021. – С. 35–44.

- 94) Фомин К.И., Добромиров В.Н., Арифуллин И.В., Мейке У.Н. «Концептуальная оценка возможности создания отечественного сочлененного автосамосвала для использования по всем видам дорог и местности» // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ), 2021. № 2 (65). С. 18–25.
- 95) Фомин К.И., Добромиров В.Н., Арифуллин И.В., Мейке У.Н., Лукашук Е.Р. «Обоснование рациональных компоновочных схем автосамосвалов для дорожно-строительной отрасли» // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ), 2021. № 4 (67). – С. 48–55.
- 96) Фомин К.И. Сравнительная оценка нагруженности приводов ходового оборудования рамных и шарнирно-сочлененных автосамосвалов / Фомин К.И., Добромиров В.Н // Грузовик, 2023 № 10. – С. 9–15.
- 97) Фомин К.И. Метод расчета упругой податливости заблокированного контура трансмиссии многоприводной пневмоколесной машины на деформируемом грунте / Фомин К.И., Добромиров В.Н., Мейке У.Н. // Грузовик, 2024 № 7. – С. 8–13.
- 98) Фомин К.И. Расчетно-экспериментальное определение некоторых характеристик грунтов опорных поверхностей дорожных насыпей / К.И. Фомин // Русский инженер. – 2024. – №3 (84). – С. 44– 48.
- 99) Фрумкин А.К. Теоретические и экспериментальные исследования динамических нагрузок в колесной машине: дисс. докт. техн. наук: ВАБТВ, 1955. – 437с.
- 100) Хитров Е.Г., Андронов А.В., Хахина А.М., Григорьев Г.В. Математические модели взаимодействия движителей машин с грунтами (обзор)/ Resources and technology, 2020 . №4. – С. 15 – 64.
- 101) Хитров Е.Г. Должиков И.С., Дмитриев А.С., Каляшов В.А., Григорьев И.В., Григорьева О.И. Расчет коэффициента сцепления колесного движителя лесной

- машины с почвогрунтом. Известия высших учебных заведений. Лесной журнал, 2023. №5 (395). – С. 126 – 134.
- 102) Хусаинов А.Ш. , В.В. Селифонов. Теория автомобиля. Конспект лекций. – Ульяновск: УЛГТУ, 2008. – 121 с.
- 103) Чистов М.П., Лильбок А.Э., Острецов А. В. Математические модели прямолинейного качения колесных машин по деформируемым грунтам. Научно - технич. сб., в/ч 63539, №4, 1993. –С. 3 – 25.
- 104) Чистов М.П. Оценка проходимости полноприводных автомобилей / Платонов В.Ф., Чистов М.П., Аксенов А.И.//Автомобильная промышленность. - 1980. - № 3. – С. 10–13.
- 105) Чистов М.П. Исследование сопротивления качению при движении полноприводного автомобиля по деформируемым грунтам: Дисс. канд. техн. наук. - МВТУ им.Н.Э.Баумана. - М., 1971. –136 с.
- 106) Чудаков, Е.А. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков. – 3-е изд, перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1950. – 344 с
- 107) Чудаков Е.А. Циркуляция паразитной мощности в механизмах бездифференциального автомобиля. М.: Машгиз, 1950. – 80с.
- 108) Чудаков Е.А. Испытания автомобиля и его механизмов. Москва: Огиз–Гострансиздат, 1931. – 232с.
- 109) Чудаков. Е.А. Избранные труды в 3-х томах. Том 1. – Москва: изд. АН СССР, 1961. – 463с.
- 110) Шаронов А.Н., Шаронов Е.А. Материалы XVIII Международной научной конференции в рамках Общественно-научного форума "Россия: ключевые проблемы и решения". Том Выпуск 2. Часть 2. М: 2019. – 301с.
- 111) Шаронов А.Н., Коновалов В.Б., Шаронов Е. А. Научное обоснование тактико-технических требований к разработке арктических технических средств продовольственной службы: – Монография. МО РФ, ФГКВОУ ВО «Военная академия материальнотехнического обеспечения им. генерала армии А.В. Хрулёва». – СПб: Р-КОПИ: ВА МТО, 2016. – 211с. С. 42

- 112) Шуклин С.А. К вопросу о выборе коэффициентов блокировки межколесных дифференциалов автомобиля высокой проходимости // Труды НАМИ. Вып. 181. НАМИ, 1980. – С.62-72.
- 113) Шуклин С.А. Проблемы повышения эффективности многоприводных грузовых автомобилей и пути их решения. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. - М., 1980. – 32с
- 114) Шуклин С.А. Особенности распределения крутящих моментов между мостами многоприводного автомобиля/ Московкин В.В., Петрушов В.А., Шуклин С.А. и др.//Труды НАМИ. –1971. – Вып. 131. – С. 24 – 28.
- 115) Шухман, С.Б. Влияние распределения массы по мостам полноприводного автомобиля с колесной формулой 4x4 на сопротивление движению /С.Б. Шухман // Надежность и активная безопасность автомобиля: Межвуз. сб. научн. трудов. – М., 1985. – С. 251–256
- 116) Шухман СБ., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Гидрообъемные передачи - перспектива для полноприводных АТС. //Автомобильная промышленность, 1997, №6. – С. 21-23
- 117) Шухман, С.Б. Исследование и разработка метода повышения эффективности колесных машин за счет рационального типа силового привода: диссертация на соискание степени доктора технических наук 05.05.03. – Москва, 2001. – 370 с.
- 118) Эйдман А.А. Повышение проходимости полноприводного автомобиля за счет реализации максимальной силы тяги колесного движителя с помощью гидрообъемного силового привода: Дисс. на соиск. канд. техн. наук. – МАМИ. – М: - 2006. – 154 с.
- 119) Allen, R.W., Rosenthal, T. J., Chrstos, J. P. A Vehicle. Dynamics Tire Model for Both Pavement and Off-Road Conditions, in SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 1997. – 14 p.

- 120) Gee-Clough, D. The Bekker theory of rolling resistance amended to take account of skid and deep-sinkage. – Journal of Terramechanics, 1976, Vol. 13, №2, P. 87–105.
- 121) Gee-Clough, D. The effect to wheel with on the rolling resistance of rigid wheels in sand. – J. of Terramechanics, 1979, Vol. 15, № 4, P. 161–184.
- 122) Graeme Scott Wood. The of articulated dump trucks on haul roads/ department of civil and environmental engineering, University of Edinburgh, 1994. –364 p.

Приложение А

Таблица А.1 Длины траекторий движения колес при преодолении первого препятствия

Шарнирно-сочлененный автосамосвал				
S_{111}	S_{121}	S_{131}	S_{141}	S_{151}
2,069	2,315	1,668	0,682	1,668
S_{112}	S_{122}	S_{132}	S_{142}	S_{152}
1,668	2,315	2,069	0,682	1,668
S_{113}	S_{123}	S_{133}	S_{143}	S_{153}
1,668	2,315	1,668	0,682	2,069
Жесткорамный автосамосвал				
S_{111}	S_{121}	S_{131}	S_{141}	S_{151}
1,705	2,430	1,440	-	1,380
S_{112}	S_{122}	S_{132}	S_{142}	S_{152}
1,380	2,430	1,765	-	1,380
S_{113}	S_{123}	S_{133}	S_{143}	S_{153}
1,380	2,430	1,440	-	1,705

Таблица А.2 Длины траекторий движения колес при преодолении второго препятствия

Шарнирно-сочлененный автосамосвал				
S_{211}	S_{221}	S_{231}	S_{241}	S_{251}
1,289	2,875	1,112	1,238	1,112
S_{212}	S_{222}	S_{232}	S_{242}	S_{252}
1,112	2,875	1,289	1,238	1,112
S_{213}	S_{223}	S_{233}	S_{243}	S_{253}
1,112	2,875	1,112	1,238	1,289
Жесткорамный автосамосвал				
S_{211}	S_{221}	S_{231}	S_{241}	S_{251}
1,066	2,890	0,920	0,520	0,920
S_{212}	S_{222}	S_{232}	S_{242}	S_{252}
0,920	2,890	1,066	0,520	0,920
S_{213}	S_{223}	S_{233}	S_{243}	S_{253}
0,920	2,890	0,920	0,520	1,066

Таблица А.3 Длины траекторий движения колес при преодолении третьего препятствия

Шарнирно-сочлененный автосамосвал				
S_{311}	S_{321}	S_{331}	S_{341}	S_{351}
0,952	3,304	0,681	1,669	0,681
S_{312}	S_{322}	S_{332}	S_{342}	S_{352}

Продолжение таблицы А.3

0,681	3,304	0,952	1,669	0,681
S_{313}	S_{223}	S_{333}	S_{343}	S_{353}
0,681	3,304	0,681	1,669	0,952
Жесткорамный автосамосвал				
S_{311}	S_{321}	S_{331}	S_{341}	S_{351}
0,787	3,247	0,563	0,877	0,563
S_{312}	S_{322}	S_{332}	S_{342}	S_{352}
0,563	3,247	0,787	0,877	0,563
S_{313}	S_{323}	S_{333}	S_{343}	S_{353}
0,563	3,247	0,563	0,877	0,787

Таблица А.4 Длины траекторий движения колес при преодолении спуска

Шарнирно-сочлененный автосамосвал				
S_{411}	S_{421}	S_{431}	S_{441}	
4,964	2,550	2,812	2,515	
S_{412}	S_{422}	S_{432}	S_{442}	
4,348	2,715	3,247	2,528	
S_{413}	S_{423}	S_{433}	S_{443}	
3,331	2,367	3,247	2,901	
Жесткорамный автосамосвал				
S_{411}	S_{421}	S_{431}	S_{441}	
4,700	1,526	2,840	1,573	
S_{412}	S_{422}	S_{432}	S_{442}	
4,111	1,663	3,279	1,587	
S_{413}	S_{423}	S_{433}	S_{443}	
4,098	1,454	3,279	1,817	

Таблица А.5 Длины траекторий движения колес при преодолении подъема

Шарнирно-сочлененный автосамосвал				
S_{511}	S_{521}	S_{531}	S_{541}	
4,803	2,554	2,764	2,724	
S_{512}	S_{522}	S_{532}	S_{542}	
4,176	2,723	3,197	2,743	
S_{513}	S_{523}	S_{533}	S_{543}	
4,159	2,375	3,197	3,102	
Жесткорамный автосамосвал				
S_{511}	S_{521}	S_{531}	S_{541}	
4,553	1,526	2,840	1,727	
S_{512}	S_{522}	S_{532}	S_{542}	
3,957	1,663	3,279	1,741	
S_{513}	S_{523}	S_{533}	S_{543}	
3,943	1,453	3,279	1,964	

Таблица А.6 Результаты расчета величины момента, циркулирующего в замкнутом контуре при преодолении геометрических препятствий

Контур	Колесо	Момент на колесе M_i , Н·м		Циркулирующий момент ΔM_i , Н·м	
		Жесткорамный автосамосвал	Шарнирно-сочлененный автосамосвал	Жесткорамный автосамосвал	Шарнирно-сочлененный автосамосвал
Препятствие 1, участок 1					
2-1	1	9763,56	16368,61	8676,63	5908,28
	2	18440,19	22276,89		
3-1	1	9763,56	16368,61	8676,63	5908,28
	3	18440,19	22276,89		
3-2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		
Препятствие 1, участок 2					
2-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	2	17272,52	19322,75		
3-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	3	17272,52	19322,75		
3-2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		
Препятствие 1, участок 3					
2-1	1	12013,32	22276,89	4177,10	-5908,28
	2	16190,43	16368,61		
3-1	1	10931,23	19322,75	6341,29	0
	3	17272,52	19322,75		
3-2	2	16754,69	16368,61	2591,42	5908,28
	3	19346,11	22276,89		
Препятствие 1, участок 4					
2-1	1	-	19322,75	-	0
	2	-	19322,75		
3-1	1	-	19322,75	-	0
	3	-	19322,75		
3-2	2	-	19322,75	-	0
	3	-	19322,75		
Препятствие 1, участок 5					
2-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	2	17272,53	19322,75		
3-1	1	12051,53	22276,89	4100,69	-5908,28
	3	16152,22	16368,61		
3-2	2	19392,80	22276,89	-2684,80	-5908,28
	3	16708,00	16368,61		
Препятствие 2, участок 1					
2-1	1	10119,31	17292,34	7695,13	4060,83
	2	18084,44	21353,17		
3-1	1	10119,31	17292,34	7695,13	4060,83
	3	18084,44	21353,17		

Продолжение таблицы А.6

3-2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		
Препятствие 2, участок 2					
2-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	2	17272,53	19322,75		
3-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	3	17272,53	19322,75		
3-2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		
Препятствие 2, участок 3					
2-1	1	11719,96	21353,17	4763,83	-4060,83
	2	16483,79	17292,34		
3-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	3	17272,53	19322,75		
3-2	2	17111,06	17292,34	1878,68	4060,83
	3	18989,74	21353,17		
Препятствие 2, участок 4					
2-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	2	17272,53	19322,75		
3-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	3	17272,53	19322,75		
3-2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		
Препятствие 2, участок 5					
2-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	2	17272,53	19322,75		
3-1	1	11719,96	21353,17	4763,83	-4060,83
	3	16483,79	17292,34		
3-2	2	18989,74	21353,17	-1878,68	-4060,83
	3	17111,06	17292,34		
Эскарп, участок 1					
2-1	1	9064,18	14752,01	10075,38	9141,48
	2	19139,57	23893,49		
3-1	1	9064,18	14752,01	10075,38	9141,48
	3	19139,57	23893,49		
3-2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		
Эскарп, участок 2					
2-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	2	17272,53	19322,75		
3-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	3	17272,53	19322,75		
3-2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		
Эскарп, участок 3					
2-1	1	12680,05	23893,49	2843,65	-9141,48
	2	15523,70	14752,01		

Продолжение таблицы А.6

3-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	3	17272,53	19322,75		
3-2	2	15930,26	14752,01	4240,28	9141,48
	3	20170,54	23893,49		
Эскарп, участок 4					
2-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	2	17272,53	19322,75		
3-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	3	17272,53	19322,75		
3-2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		
Эскарп, участок 5					
2-1	1	10931,23	19322,75	6341,30	0
	2	17272,53	19322,75		
3-1	1	12680,05	23893,49	2843,65	-9141,48
	3	15523,70	14752,01		
3-2	2	20170,54	23893,49	-4240,28	-9141,48
	3	15930,26	14752,01		
Спуск, участок 1					
2-1	1	10193,91	17500,78	7815,93	3643,94
	2	18009,84	21144,72		
3-1	1	10176,29	17450,24	7851,17	3745,02
	3	18027,46	21195,26		
3-2	2	18030,16	19271,98	40,48	101,54
	3	18070,64	19373,52		
Спуск, участок 2					
2-1	1	11391,68	20137,43	5420,38	-1629,36
	2	16812,07	18508,07		
3-1	1	10666,99	18249,23	6869,77	2147,04
	3	17536,75	20396,27		
3-2	2	17197,46	17436,72	1705,88	3722,06
	3	18903,34	21208,78		
Спуск, участок 3					
2-1	1	11701,23	21300,14	4801,29	-3954,77
	2	16502,52	17345,37		
3-1	1	11701,23	21300,14	4801,29	-3954,77
	3	16502,52	17345,37		
3-2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		
Спуск, участок 4					
2-1	1	10979,41	19388,30	6244,93	-131,10
	2	17224,34	19257,20		
3-1	1	11700,79	21285,72	4802,17	-3925,93
	3	16502,96	17359,79		
3-2	2	18910,25	21215,06	-1719,70	-3784,62
	3	17190,55	17430,44		

Продолжение таблицы А.6

Подъем, участок 1					
2-1	1	10158,27	17399,47	7887,21	3846,56
	2	18045,48	21246,03		
3-1	1	10131,53	17343,58	7926,69	3958,35
	3	18065,22	21301,93		
3-2	2	18027,76	19266,58	45,28	112,35
	3	18073,04	19378,93		
Подъем, участок 2					
2-1	1	11394,90	20204,82	5413,95	-1764,14
	2	16808,85	18440,68		
3-1	1	10663,21	18322,53	6877,32	2000,45
	3	17540,54	20322,98		
3-2	2	17189,26	17442,64	1722,28	3760,22
	3	18911,54	21202,86		
Подъем, участок 3					
2-1	1	11701,23	21323,41	4801,29	-4001,31
	2	16502,52	17322,10		
3-1	1	11701,23	21323,41	4801,29	-4001,31
	3	16502,52	17322,10		
3-2	2	18050,40	19322,75	0	0
	3	18050,40	19322,75		
Подъем, участок 4					
2-1	1	10971,99	19423,53	6259,77	-201,56
	2	17231,76	19221,97		
3-1	1	11618,32	21114,79	4967,11	-3584,07
	3	16585,43	17530,72		
3-2	2	18819,47	21014,41	-1538,14	-3383,21
	3	17281,33	17631,09		

Приложение Б

Компьютерная программа определения тангенциальной эластичности грунта и радиуса качения колеса в ведомом режиме.

Исходный код программы:

```

1. using System.Reflection.Metadata.Ecma335;
2.
3. namespace FirstApp;
4.
5. public class Calculator
6. {
7.     public float CoefficientSoilResistanceToIndentation { get; set; }
8.     public float AxisMass { get; set; }
9.     public float AxisWheelsCount { get; set; }
10.    public float RollingResistanceCoefficient { get; set; }
11.    public float SoilResistanceToIndentation { get; set; }
12.    public float AdhesionToTheSurfaceCoefficient { get; set; }
13.    public float SlippingCoefficient { get; set; }
14.    public float InputAxleWheelMaxLoad { get; set; }
15.    public float InputWidthOfTheWheelProfile { get; set; }
16.    public float InputNominalPressure { get; set; }
17.    public float InputFreeRadius { get; set; }
18.    public float InputStaticRadius { get; set; }
19.
20.    // 1
21.    public float TireRadialStiffness()
22.    {
23.        return (float) (InputAxleWheelMaxLoad * 9.81) / (InputFreeRadius - InputStaticRadius);
24.    }
25.
26.    // 2
27.
28.    public float WheelLoad()
29.    {
30.        return (float)(AxisMass * 9.81 / AxisWheelsCount);
31.    }
32.
33.    // 3
34.
35.    public float TireActualDeformationValue()
36.    {
37.        return (float) (
38.            WheelLoad() / (3.14 * InputNominalPressure * Math.Sqrt(2 * InputFreeRadius *
InputWidthOfTheWheelProfile))
39.        );
40.    }
41.
42.    // 4
43.    public float FlatContactAreaLength()
44.    {
45.        return (float) (2 * Math.Sqrt(
46.            TireActualDeformationValue() * (2 * InputFreeRadius -
TireActualDeformationValue())
47.        ));
48.    }

```



```

49.
50. // 5
51.
52. public float FlatContactAreaSquare()
53. {
54.     return (float) (1.57 * InputWidthOfTheWheelProfile * Math.Sqrt(
55.         TireActualDeformationValue() * (2 * InputFreeRadius - TireActualDeformationValue())
56.     )
57.     );
58. }
59.
60. // 6
61.
62. public float ClutchTractionForce()
63. {
64.     return (float) (
65.         AdhesionToTheSurfaceCoefficient * WheelLoad() /
66.         Math.Tanh(
67.             5 * Math.Pow(10, -7) * TireRadialStiffness() * (1 /
FlatContactAreaSquare())
68.         )
69.     );
70. }
71.
72. // k (7)
73. public float CoefficientK()
74. {
75.     var brackets = (InputFreeRadius - TireActualDeformationValue()) / InputFreeRadius;
76.
77.     return (float)
78.     (
79.         0.204 * Math.Pow(brackets, 2) - (0.408 * brackets) + 0.219
80.     );
81. }
82.
83.
84. // n (8)
85. public float CoefficientN()
86. {
87.     var brackets = (InputFreeRadius - TireActualDeformationValue()) / InputFreeRadius;
88.
89.     return (float) (0.76 * Math.Pow(brackets, 2) - (0.35 * brackets) + 0.59);
90. }
91.
92. // 9
93. public float TrackDepth()
94. {
95.     var stiffness = TireRadialStiffness();
96.     var tireDeformation = TireActualDeformationValue();
97.     var coeffK = CoefficientK();
98.     var coeffN = CoefficientN();
99.     var pow1 = coeffK * CoefficientSoilResistanceToIndentation;
100.     var pow2 = CoefficientSoilResistanceToIndentation * (1 - coeffN);
101.     var areaLength = FlatContactAreaLength();
102.
103.     var brackets = stiffness * tireDeformation /
104.     (
105.         SoilResistanceToIndentation * InputWidthOfTheWheelProfile
106.         * Math.Pow(10, pow1)
107.         * Math.Pow(
108.             InputFreeRadius,
109.             pow2
110.         )
111.         * areaLength
112.     );
113.

```

```

114.         return (float)
115.             Math.Pow(brackets, 1 / (coeffN * CoefficientSoilResistanceToIndentation));
116.     }
117.
118.     // 10
119.
120.     public float RollingResistanceOfTheWheel()
121.     {
122.         var mu = CoefficientSoilResistanceToIndentation;
123.         var pow2 = mu * (1 - CoefficientN());
124.
125.         var firstPart = SoilResistanceToIndentation * InputWidthOfTheWheelProfile
126.             * Math.Pow(10, CoefficientK() * mu)
127.             * Math.Pow(InputFreeRadius, pow2);
128.
129.         var secondPart = (1
130.             - (mu / (CoefficientN() + 1))
131.             + (mu * (mu + 1) / (2 * (2 * CoefficientN() + 1)))
132.             );
133.
134.         var thirdPart = Math.Pow(TrackDepth() + TireActualDeformationValue(), CoefficientN()
135. * mu + 1)
136.             - Math.Pow(TireActualDeformationValue(), CoefficientN() * mu + 1);
137.
138.         return (float)(
139.             firstPart * secondPart * thirdPart
140.         );
141.     }
142.
143.     // 11
144.     public float RollingRadiusOfTheWheel()
145.     {
146.         var firstPart = SlippingCoefficient * (InputFreeRadius -
147.         TireActualDeformationValue());
148.         var sqrtTop = 0.97 * RollingResistanceOfTheWheel() - 1.97 * ClutchTractionForce();
149.         var sqrtBottom = 2.97 * RollingResistanceOfTheWheel() - 1.97 *
150.         ClutchTractionForce();
151.
152.         return (float)
153.         (
154.             firstPart * Math.Log(
155.                 Math.Sqrt(
156.                     sqrtTop / sqrtBottom
157.                 )
158.             ) + InputFreeRadius - TireActualDeformationValue()
159.         );
160.     }
161.
162.     // 12
163.     public float TorqueAppliedToTheWheel()
164.     {
165.         return (float)
166.         (
167.             RollingResistanceOfTheWheel() / 10 * (InputFreeRadius -
168.             TireActualDeformationValue())
169.             +
170.             RollingResistanceCoefficient / 10 * (InputFreeRadius -
171.             TireActualDeformationValue())
172.         );
173.     }
174.
175.     //13
176.     public float ReducedTangentialElasticity()
177.     {

```

```
175.         return (float)
176.         (
177.             (RollingRadiusOfTheWheel() * 1000 - InputFreeRadius * 1000 +
178.              TireActualDeformationValue() * 1000)
179.             /
180.             TorqueAppliedToTheWheel()
181.         );
182.     }
183. }
```

Приложение В

Акты внедрения и патенты



МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет»
(СПбГАСУ)

ул. 2-я Красноармейская, д. 4, Санкт-Петербург, 190005

12.09.2024 № 08.32/24/15

[Акт внедрения материалов диссертации
 в учебный процесс]



АКТ

внедрения материалов, содержащихся в диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук «Метод оценки нагруженности блокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси» Фомина Кирилла Игоревича, в учебный процесс Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета

Учебно-методическая комиссия автомобильно-дорожного факультета:

Председатель:

кандидат технических наук, доцент Зызыкян А.В. – декан автомобильно-дорожного факультета.

Секретарь:

кандидат технических наук, доцент Виноградова Т.В.

Настоящим подтверждает внедрение материалов, содержащихся в диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук «Метод оценки нагруженности блокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси» аспиранта кафедры наземных транспортно-технологических машин Фомина Кирилла Игоревича (научный руководитель: доктор технических наук, профессор Добромиров Виктор Николаевич), в учебный процесс выпускающей кафедры Наземных транспортно-технологических машин автомобильно-дорожного факультета в рабочую программу дисциплин «Автотракторный транспорт» и «Эксплуатация подъемно-транспортных, строительных дорожных средств и оборудования» по направлениям подготовки 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», специализация «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные средства и оборудование» 15.03.02 и 23.04.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы», 23.04.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 15.04.03 «Прикладная механика».

Результаты диссертационного исследования «Метод оценки нагруженности блокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси» также нашли теоретическое и практическое применение в учебном процессе при подготовке специалистов по направлению подготовки по дисциплине:

23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»:

- Конструкция автотранспортных средств.

Внедрение результатов диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук обсуждено на заседании учебно-методической комиссии автомобильно-

дорожного факультета Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета 10 сентября 2024 года (протокол № 01).

Научная новизна диссертации заключается в следующем:

1. В научном обосновании целесообразности применения сочлененных транспортных средств в сфере дорожно-строительного производства и возможности их создания в составе высокоунифицированных семейств автосамосвалов.

2. В разработке математических моделей нагружения заблокированных контуров трансмиссии многоприводного колесного транспортного средства циркулирующими моментами при движении в характерных условиях выполнения дорожно-строительных работ: по твердым опорным поверхностям, по грунтам с низкой несущей способностью и по дорожным препятствиям различного геометрического профиля.

3. В результатах экспериментальных исследований по определению физико-механических свойств грунтов с низкой несущей способностью, необходимых для моделирования процесса качения деформируемого колеса по деформируемому грунту.

4. В разработке на основе созданных математических моделей и экспериментально полученных исходных характеристик опорных грунтов универсального метода оценки нагруженности трансмиссии многоприводного колесного шасси циркулирующими моментами с созданием компьютерной программы его реализации.

5. В разработке научно обоснованных рекомендаций по использованию в конструкциях сочлененных автосамосвалов узлов и агрегатов трансмиссий, унифицированных с базовыми жесткорамными образцами.

Основные положения диссертационного исследования, позволяющие развивать научно-методические подходы к расчету и проектированию транспортных средств, для подготовки специалистов в области автомобильного транспорта, обладающих различными компетенциями, как исполнителя, так и руководителя, изложены в следующих печатных трудах:

1. Фомин К.И. Метод расчета упругой податливости заблокированного контура трансмиссии многоприводной пневмоколесной машины на деформируемом грунте / К.И. Фомин, В.Н. Добромиров, И.В., У.Н. Мейке, // Грузовик. – 2024. – № 7. – С. 8–13.

2. Фомин К.И. Обоснование рациональных компоновочных схем автосамосвалов для дорожно-строительной отрасли / К.И. Фомин, В.Н. Добромиров, И.В., У.Н. Мейке, И.В. Арифуллин, Е.Р. Лукашук // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – 2021. – № 4 (67). – С. 48–55.

3. Фомин К.И. Сравнительная оценка нагруженности приводов ходового оборудования рамных и шарнирно-сочлененных автосамосвалов / Фомин К.И., Добромиров В.Н // Грузовик. – 2023. – № 10. – С. 9–15.

Председатель УМК АДФ:
декан АДФ, к.т.н., доцент



Зазыкин А.В.

Секретарь УМК АДФ:
к.т.н., доцент кафедры НТТМ



Виноградова Т.В.



-НАМИ-

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
 ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
 «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ» (ФГУП «НАМИ»)»
 ИНН/КПП 7711000924/774301001, ОКПО 00234703, ОГРН 1027739228408

ул. Автомоторная, д. 2, г. Москва, 125438
 info@nami.ru; nami.ru

Тел.: +7 495 456-57-00
 Факс: +7 495 456-57-00, доб. 305

№ _____
 на № _____ от _____



«УТВЕРЖДАЮ»

Заместитель генерального
 директора ФГУП «НАМИ»
 по науке, д.т.н.

Г.Г. Надарейшвили

« 17 » сентября 2024 г.

АКТ

об использовании результатов диссертационной работы аспиранта федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет» **Фомина Кирилла Игоревича**

Комиссия в составе: председателя – к.т.н. Ломако Сергея Михайловича, заместителя директора Центра «Специальные транспортные средства» и членов к.т.н. Старикова Александра Федоровича, главного специалиста Центра «Специальные транспортные средства» и к.т.н. Христофорова Николая Васильевича, главного специалиста Центра «Специальные транспортные средства», составили настоящий акт о том, что научные результаты диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук «Метод оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси», выполненной аспирантом Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета Фоминым Кириллом Игоревичем, в части метода расчетного определения нагрузок в заблокированных контурах трансмиссий полноприводных автомобилей от действия циркулирующих моментов использованы ГИЦ ФГУП «НАМИ» при выполнении НИОКР по обоснованию технического облика и ТТХ трансмиссий многоосных транспортных средств (НИР «Перспектива-УРАЛ», ОКР «Кедр-РВ-СКШ-НАМИ»), выполненных в 2023-24 годах.

Метод и разработанная на его основе программа расчета позволяют обоснованно выбирать характеристики агрегатов трансмиссий многоосных транспортных средств с учетом значительного количества показателей, характеризующих эксплуатационные свойства автомобилей. При этом трудозатраты при выборе или обосновании ТТХ трансмиссии сокращаются, по оценкам наших специалистов, на 15-20 процентов.

Председатель комиссии:

к.т.н.

Члены комиссии:

к.т.н., с.н.с.

к.т.н., доцент

С.М. Ломако

А.Ф. Стариков

Н.В. Христофоров

EVOCARGO

ООО «ЭВОКАРГО»
 ИНН/КПП: 7714459603/771701001
 ОГРН 1207700132804
 Расчетный счет: 40702810038000257848
 Банк: ПАО СБЕРБАНК БИК: 044525225
 Корр. счет: 30101810400000000225

Адрес: 129085, вн. тер.г. муниципальный округ Останкинский,
 г. Москва, ул. Годовикова, д. 9, стр. 4, под.4.15, этаж 3, помещение 3.9
 тел.: +7 (495) 926 26 67
 e-mail: info@evocargo.com

УТВЕРЖДАЮ

Директор по качеству

Кульков Д.В.

«17» сентября 2024 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационного исследования аспиранта Фомина Кирилла Игоревича на тему «Метод оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси» в конструкторскую и исследовательскую деятельность ООО «ЭвоКарго».

Настоящим актом подтверждается, что научные результаты диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук «Метод оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси», выполненной аспирантом Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета Фоминым Кириллом Игоревичем, внедрены в научно-исследовательский и опытно-конструкторский процесс ООО «ЭвоКарго», в части использования разработанного автором метода расчетного определения нагрузок в контурах трансмиссий высокоавтоматизированных транспортных средств при разработке программ автоматического управления. Использование предложенного метода позволило снизить трудоемкость конструкторских разработок на 5-7%

Генеральный конструктор



Федичев И.М.

Главный научный сотрудник, д.т.н., профессор

Шухман С.Б.



АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
ПЕТЕРБУРГСКИЙ ТРАКТОРНЫЙ ЗАВОД

пр. Стачек, 47, литера АВ, кабинет 615 г. Санкт-Петербург, 198097, Россия, тел./факс: (812) 326-56-15, 305-20-38
 E-mail: market2@sptz.ru http:// www.kirovets-ptz.com; ОКПО 39448337, ОГРН 1027802714411, ИНН/КПП 7805059867/
 785050001

«27» 08 2024 г. № 94324-04286

АКТ
О внедрении результатов диссертационной работы
Фомина Кирилла Игоревича
«Метод оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссий
многоприводных колесных шасси»

АО «Петербургский тракторный завод» подтверждает, что методика, разработанная в ходе написания диссертации Фоминым К. И. «Метод оценки нагруженности заблокированных контуров трансмиссий многоприводных колесных шасси», применяется при разработке узлов трансмиссии сельскохозяйственных и промышленных тракторов «Кировец».

Начальник инженерного центра –
 главный конструктор



Дмитриев М.И.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2024681092

**Цифровая реализация математического аппарата по
определению тангенциальной эластичности
деформируемого грунта при взаимодействии с
колесным движителем транспортного средства**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования «Санкт-
Петербургский государственный архитектурно-
строительный университет» (RU)*

Авторы: *Фомин Кирилл Игоревич (RU), Добромиров Виктор
Николаевич (RU), Мейке Ульяна Николаевна (RU)*

Заявка № 2024669296

Дата поступления 16 августа 2024 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 05 сентября 2024 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов