

На правах рукописи



ЛАПЕНКОВ Роман Алексеевич

**МЕТОДЫ РАСЧЁТА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА
КОЛЕС ПОЛУПРИЦЕПА АКТИВНОГО АВТОПОЕЗДА
В СОСТАВЕ С СЕДЕЛЬНЫМ ТЯГАЧОМ С МЕХАНИЧЕСКОЙ
ТРАНСМИССИЕЙ**

Специальность 2.5.11. Наземные транспортно-технологические средства и
комплексы

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2026

Работа выполнена в Государственном научном центре Российской Федерации – Федеральном государственном унитарном предприятии «Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт» (ФГУП «НАМИ»).

Научный
руководитель: кандидат технических наук
Щербин Алексей Михайлович
(ФГУП «НАМИ»)

Официальные
оппоненты: **Бердников Александр Анатольевич**, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры инженерного обеспечения служебно-боевой деятельности войск национальной гвардии факультета (инженерного обеспечения) Федерального государственного казенного военного образовательного учреждения высшего образования «Пермский военный институт войск национальной гвардии Российской Федерации»

Тумасов Антон Владимирович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Автомобили и тракторы» Института транспортных систем ФГБУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» (НГТУ).

Ведущая
организация: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Московский политехнический университет»

Защита состоится «25» марта 2026 г. в 14:00 на заседании диссертационного совета 31.1.008.01 при ФГУП «НАМИ», по адресу: 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке на сайте ФГУП «НАМИ» www.nami.ru по ссылке: <https://nami.ru/directions/scientific-activity/dissertation-council>.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах с подписью, заверенные печатью организации, просим направлять по вышеуказанному адресу, ученому секретарю диссертационного совета, а копию присылать на e-mail: rinat.kurmaev@nami.ru.

Автореферат разослан «23» января 2026 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
к.т.н., доцент



Курмаев Ринат Ханяфиевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В мировой машиностроительной области наблюдается тенденция наращивания темпов применения электродвигателей в приводе колес транспортных средств самого разного назначения. Одним из перспективных направлений применения электропривода является активизация колес полуприцепов в составе автопоездов.

Исторически седельные автопоезда получили широкое распространение благодаря своей высокой грузоподъемности, монтажной способности и универсальности тягачей. При этом основным недостатком, ограничивающим расширение применяемости автопоездов, явилась их низкая проходимость. Ограничением в движении автопоезда в сложных дорожных условиях может выступать недостаточная сила тяги, которая обусловлена недостаточной мощностью двигателя, а также неполным использованием сцепного веса автопоезда. В последнем случае ограничение силы тяги происходит из-за проскальзывания колес, которое определяется коэффициентом сцепления с опорной поверхностью. По этой причине увеличение мощности двигателя тягача не дает должного эффекта для улучшения подвижности автопоезда в сложных дорожных условиях (на грунтах с низкой несущей способностью и малым коэффициентом сцепления).

Известно, что решением данной проблемы является оснащение колес прицепного звена системой передачи крутящего момента. Активизация колес полуприцепа переводит колеса оси в ведущий режим, а результирующая сила, приложенная в контакте колеса подключаемой оси с грунтом, становится направленной по ходу движения автопоезда (вместо отрицательной силы сопротивления движению ведомых колес) и увеличивает суммарную силу тяги, обеспечивающую движение автопоезда. При этом скорость движения автопоезда возрастает, обеспечивая уверенное преодоление автопоездом участка опорной поверхности с большим сопротивлением движению.

Учитывая большое количество уже разработанных тягачей с традиционными механическими и гидромеханическими трансмиссиями актуальной задачей является исследование возможности использования существующих полноприводных тягачей с активными полуприцепами, созданными на базе новых технических решений с использованием электропривода. В таких условиях разработка активных полуприцепов на новых технических решениях для применения с тягачами с традиционными механическими трансмиссиями может быть обоснованной не только технически, но и экономически. Для реализации этого подхода необходимо разработать и научно обосновать новые методы расчёта характеристик электропривода для активизации колес полуприцепа. Подобных методов до настоящего времени в открытых источниках не обнаружено.

Целью диссертационного исследования является разработка и научное обоснование методов расчёта электромеханических систем передачи крутящего момента на колеса полуприцепа автопоезда в составе седельного

тягача с механической трансмиссией и новых технических решений при разработке активных тяжелых автопоездов (АТА).

Для достижения намеченной цели в работе были поставлены и решены следующие **задачи**:

1. Проведение анализа ранее выполненных работ, опыта разработки и применения активных автопоездов, грузовых автомобилей с электромеханическими трансмиссиями.

2. Разработка комплексной математической модели динамики АТА в составе седельного тягача с механической трансмиссией и полуприцепа с электромеханическим приводом всех колес.

3. На основе разработанной математической модели проведены исследования динамики активного автопоезда для подтверждения эффективности перераспределения крутящего момента с целью повышения тягово-скоростных свойств АТА.

4. Разработка метода расчёта характеристик тягового электропривода колес полуприцепа автопоезда в составе с седельным колесным тягачом с механической трансмиссией и выбора рационального соотношения мощности между колесами тягача и полуприцепа.

5. Разработка и испытания масштабной физической модели АТА, проведение оценки повышения тягово-динамических свойств и проходимости при активизации колес полуприцепа.

Научная новизна работы:

- разработана новая комплексная математическая модель динамики АТА в составе седельного тягача с механической трансмиссией и полуприцепа с электромеханическим приводом всех колес;

- предложен новый метод расчёта характеристик электромеханических трансмиссий полуприцепов на основе мощностного баланса для обеспечения работы совместно с механической трансмиссией тягача от единой силовой установки в виде двигателя внутреннего сгорания, установленного на тягаче;

- обосновано рациональное распределение мощности между колесами тягача и полуприцепа.

Теоретическая и практическая значимость заключается:

- в новом методе расчёта характеристик тягового привода колес полуприцепа в условиях ограничения мощности силовой установки автопоезда и выбора рационального распределения мощности между колесами тягача и полуприцепа при работе от единой силовой установки;

- увеличении силы тяги на колесах в 1,6 раза для выбранного объекта исследований;

- в повышении опорной проходимости автопоездов при движении по плохим дорогам и бездорожью;

- увеличении скорости движения автопоезда в тяжелых дорожных условиях на 40 % (12,7 км/ч вместо 9,0 км/ч по сухой пахоте для выбранного объекта исследований).

Методы исследования. Теоретические исследования основаны на методах теоретической механики, теории автомобиля, математического

моделирования и вычислительной математики. Экспериментальные исследования основаны на проведении лабораторных испытаний масштабного макета автопоезда с учетом теории подобия.

Положения, выносимые на защиту

1. Комплексная математическая модель динамики активного автопоезда в составе седельного тягача с механической трансмиссией и полуприцепа с электромеханическим приводом колес.

2. Результаты моделирования динамики активного автопоезда с новыми техническими решениями.

3. Метод расчёта характеристик тягового электропривода колес полуприцепа автопоезда в составе с седельным колесным тягачом с механической трансмиссией и выбора рационального соотношения мощности между колесами тягача и полуприцепа.

Степень достоверности результатов работ обеспечивается подтверждением адекватности математической модели путем сравнения результатов различных методов расчёта тягово-скоростных характеристик автопоезда и натурных экспериментов.

Личный вклад соискателя

Непосредственно автором обобщен опыт разработки и применения активных автопоездов в отечественной и зарубежной промышленности, проведен анализ текущего парка отечественных тягачей повышенной проходимости и обоснована актуальность разработки автопоездов на новых технических решениях с седельными тягачами с механическими трансмиссиями. Предложен метод расчёта характеристик тягового привода колес полуприцепа и рационального распределения мощности на основе мощностного баланса. Разработан и изготовлен масштабный макет автопоезда, разработана программа исследований, исследованы тяговые возможности и проходимость на масштабном макете.

Апробация работы

Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на Международном автомобильном научном форуме (МАНФ-2021), XVI Всероссийской конференции молодых учёных и специалистов (с международным участием) «Будущее машиностроения России» (2023), а также на заседаниях научно-технического совета ФГУП «НАМИ».

Реализация результатов работ:

- АО «СЗРЦ Концерн ВКО «Алмаз-Антей» - Обуховский завод» для расчёта динамики транспортных средств при выполнении научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ;

- АО «НПО «Алмаз» при выполнении расчётов тягового привода колес полуприцепа специального транспортного средства;

- АО «АЗ «Урал» для расчёта характеристик тягового привода колес полуприцепа при выполнении научно-исследовательских работ.

Публикации

По теме диссертации автором опубликовано 8 печатных работ в научных журналах, сборниках и изданиях, из которых 6 работ в изданиях,

рекомендованных ВАК РФ для публикации материалов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук.

Структура работы

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения и списка литературы. Общий объем работы с приложениями составляет 140 страниц машинописного текста, включая 65 рисунков, 21 таблицы, список литературы из 106 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введение раскрыта проблематика и обоснована актуальность работы по разработке автопоездов в составе серийного тягача с механической трансмиссией и полуприцепа с электромеханическим приводом колес, описанию текущего состояния исследований, формированию целей и задач, а также определена научная новизна и практическая значимость.

В первой главе содержится описание и анализ ранее выполненных работ.

Развитие теории движения автопоездов базируется на работах Чудакова Е.А., Закина Я.Х., Взятышева Н.А., Маланина В.В., Бахмутского М.М., Гинцбурга Л.Л. и многих других ученых. Теория динамики автопоездов обобщена в работах Фаробина Я.Е. Эту теорию для АТА с элементами динамики развили в своих работах Гладов Г.И., Буланов С.В., Келлер А.В., Котиев Г.О., Горелов В.А. и целый ряд других отечественных и зарубежных ученых.

В активном автопоезде возможны несколько вариантов организации источника энергии для питания тягового привода колес полуприцепа:

- от автономного источника энергии на полуприцепе или тягаче, не связанном с силовой установкой тягача;

- отбор мощности от основного двигателя тягача.

В первом случае тяговый привод полуприцепа способен работать без влияния на силовую установку тягача, и результирующая сила тяги на колесах полуприцепа суммируется с силой тяги на колесах тягача. При этом значительно возрастает общая энерговооруженность автопоезда.

Этот вариант имеет и недостатки:

- увеличение общей массы по причине наличия двух силовых установок;

- повышенный расход топлива;

- сложности с обеспечением готовности к работе силовой установки полуприцепа, необходимость в дополнительных мероприятиях для подготовки тягового привода полуприцепа к работе.

При наличии на тягаче двигателя достаточной мощности возможна организация отбора для обеспечения работы электрогенератора привода колес полуприцепа (2-й вариант). В данном случае автоматически решается вопрос готовности источника питания к принятию нагрузки со стороны полуприцепа при меняющихся дорожных условиях. При этом очень остро стоит вопрос синхронизации работы двух типов трансмиссии, в связи с тем, что мощность основного двигателя необходимо распределять между генератором питания

тягового привода полуприцепа и трансмиссией тягача.

Данная схема очень чувствительна к потерям в трансмиссии, в связи с тем, что мощность двигателя остается той же самой, а потери серьезно увеличиваются из-за появления двух различных трансмиссий. Возрастающие потери в трансмиссии и масса АТА напрямую связаны с мощностью тягового привода полуприцепа, зависимости по ряду позиций имеют линейный характер. В итоге при построение тягового привода полуприцепа стоит задача найти и обосновать необходимые минимально возможные его параметры с целью наиболее эффективного его использования без ухудшения других важных показателей, к примеру, полной массы и грузоподъемности.

Вторая глава посвящена разработке комплексной математической модели динамики автопоезда в составе седельного тягача с механической трансмиссией и полуприцепа с электромеханическим приводом колес, позволяющая вести интерактивное исследование динамики АТА.

Общий принцип разработки математической модели динамики активного автопоезда в составе седельного тягача с механической трансмиссией и полуприцепа с электромеханическим приводом всех колес можно сформулировать следующим образом.

1) Разработка комплексной математической модели динамики активного автопоезда блочного типа со связями между блоками.

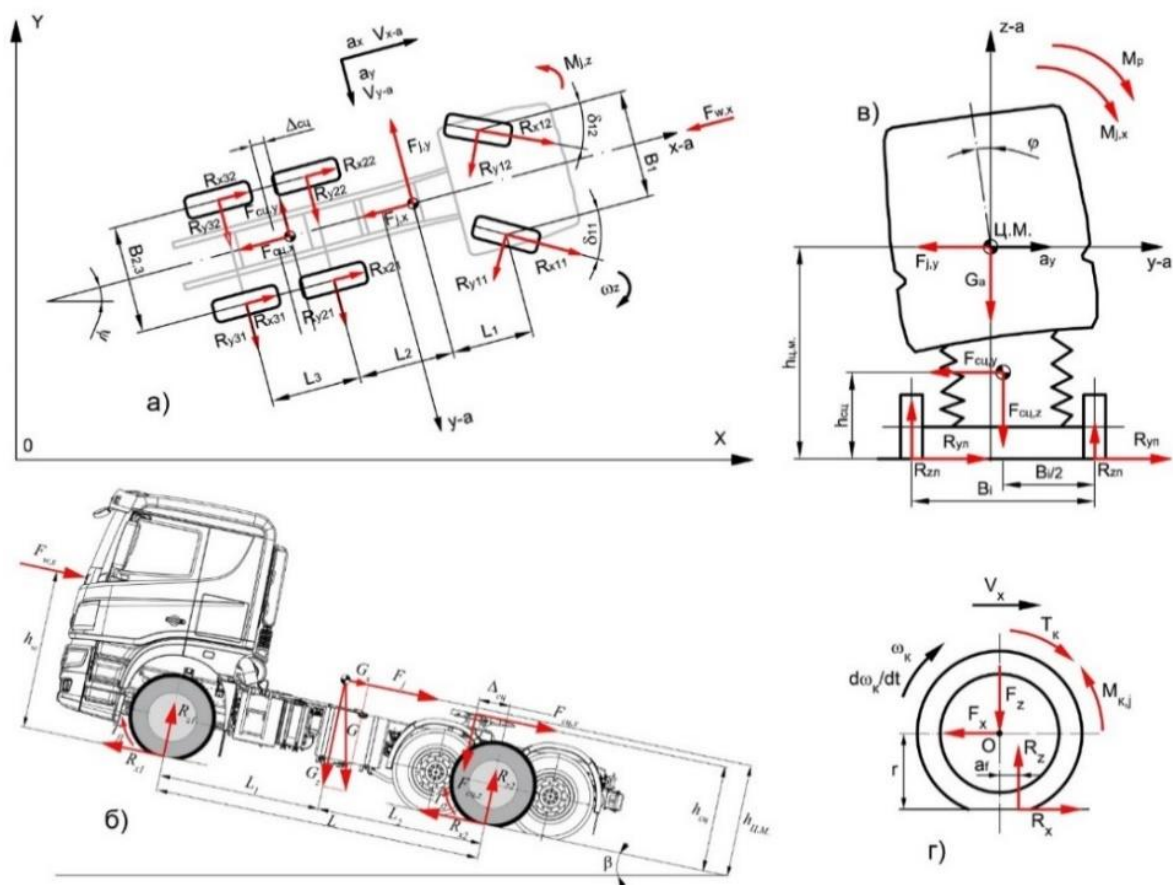
2) Анализ комплексной модели и определение связанных систем для интерактивного моделирования влияния совместного функционирования этих систем на динамику автопоезда.

3) Моделирование динамики выбранного автопоезда в базовом исполнении и с активизацией колес полуприцепа.

Поскольку основную новизну в исследованиях представляет совместная работа двух различных типов трансмиссий, наибольшее внимание уделено их описанию и моделированию.

Математическая модель автопоезда представляет собой сборку взаимосвязанных математических моделей отдельных подсистем: модели колёс, подвесок колёс, рулевого управления, силового агрегата тягача, трансмиссии и привода колёс тягача и полуприцепа и др. Каждая подсистема представляет собой набор элементов, характеризующих свойства и взаимосвязь звеньев механической системы.

Для описания процесса движения в различных дорожных условиях разработаны следующие расчётные схемы тягача и автопоезда (рисунки 1 - 2).



а – курсовое движение; б – нормальные реакции в продольной плоскости;
 в – крен кузова и нормальные реакции в поперечной плоскости;
 г – вращательная динамика колеса

Рисунок 1 – Расчётные схемы модели динамики тягача

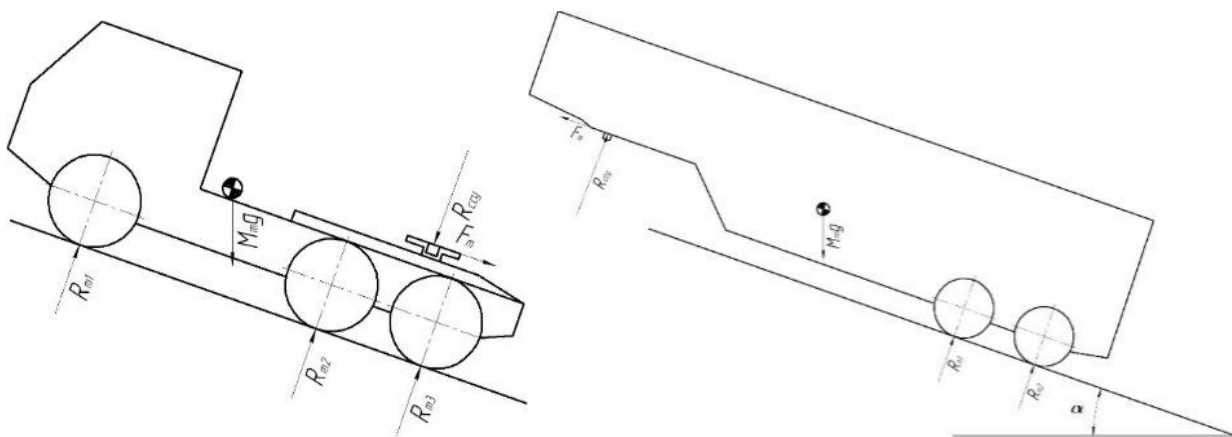


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на звенья автопоезда при движении на подъём.

Для составления модели трансмиссии тягача используется расчетная схема, приведенная на рисунке 3. Привод третьего моста аналогичен приводу второго и не показан, чтобы не загромождать схему.

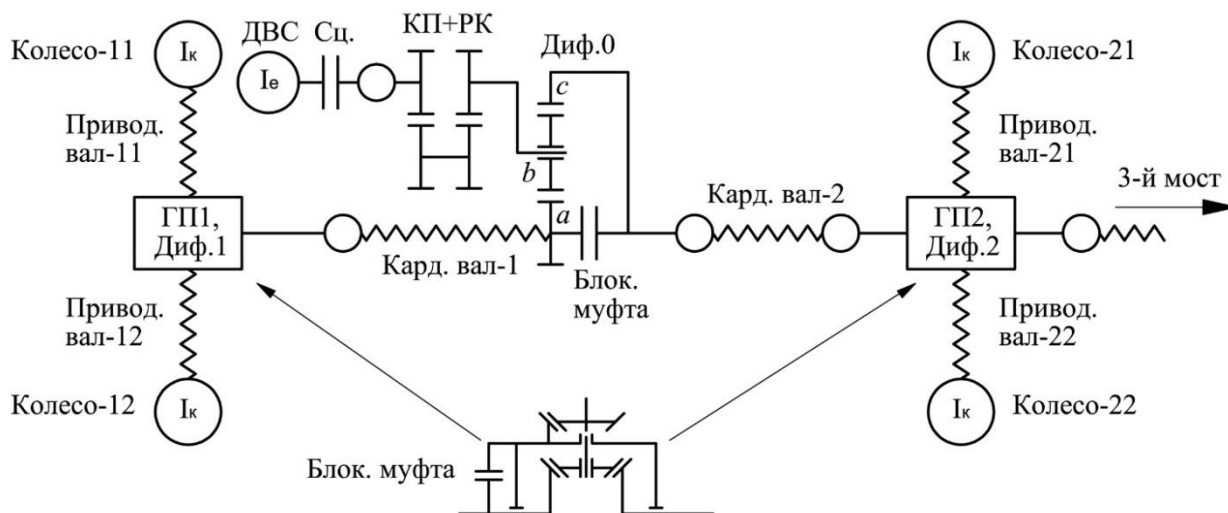


Рисунок 3 – Расчётная схема трансмиссии тягача

Сцепление моделируется функциональной зависимостью момента трения от управляющего воздействия. Коробка передач (КП), раздаточная коробка (РК) и главные передачи моделируются в виде вращающихся инерционных и трансформаторных элементов. Также их модели включают расчёт потерь мощности (т.е. учитывают КПД этих узлов). Межосевые и межколёсные дифференциалы снабжены средствами блокировки, представляют собой муфты, соединяющие звенья дифференциалов. Каждая муфта представляет собой упругодемпфирующий элемент.

При выводе моделей межосевого и межколесных дифференциалов используются известные формулы силовых и кинематических связей в планетарных механизмах. На схеме межосевого дифференциала индексы a , b , c обозначают соответственно солнечную шестерню, водило и эпициклическую шестерню. Полученная система уравнений выглядит следующим образом (расшифровка переменных и параметров модели трансмиссии приведена в таблице 1):

$$\left\{ \begin{array}{l}
J_e \cdot \dot{\omega}_e = T_e - T_{сц} \cdot sgn(\omega_e - \omega_{КП,вх}) \\
(J_{КП,вых} + J_b) \cdot \dot{\omega}_b = T_{сц} \cdot sgn(\omega_e - \omega_{КП,вх}) u_{КП} \cdot u_{РП} \cdot \eta_{КП}^{sgn(T_{сц})} \eta_{РК}^{sgn(T_b)} - T_b \\
J_c \cdot \dot{\omega}_c = T_c - T_{вал[2]} - T_{блок.0} \\
T_c = T_a \cdot k, T_b = -T_a \cdot (k + 1), T_a = T_{вал[1]} - T_{блок.0} \\
\omega_c \cdot k = \omega_b \cdot (k + 1) - \omega_a \\
T_{вал[i]} = c_{вал[i]} \cdot (\omega_a - \omega_{ГП[i],вых} \cdot u_{ГП[i]}) + \gamma_{вал[i]} \cdot (\dot{\omega}_a - \dot{\omega}_{ГП[i],вых} \cdot u_{ГП[i]}) \\
J_{ГП[i],вых} \cdot \dot{\omega}_{ГП[i],вых} = T_{вал[i]} \cdot u_{ГП[i]} \cdot \eta_{ГП[i]}^{sgn(T_{вал[i]})} - T_{дифф[i]} \\
J_{ц.к.[i,1]} \cdot \dot{\omega}_{ц.к.[i,1]} = T_{ц.к.[i,1]} - T_{пр.вал[i,1]} - T_{блок.[i,1]} \\
T_{ц.к.[i,1]} = T_{ц.к.[i,2]}, T_{дифф[i]} = -(T_{ц.к.[i,1]} + T_{ц.к.[i,2]}), T_{ц.к.[i,2]} = T_{пр.вал[i,2]} - T_{блок.[i,2]} \\
\omega_{дифф[i]} = \omega_{ГП[i],вых} = 0,5(\omega_{ц.к.[i,1]} + \omega_{ц.к.[i,2]}) \\
T_{пр.вал[i,j]} = c_{пр.вал[i,j]} \cdot (\omega_{ц.к.[i,j]} - \omega_{к,ij}) + \gamma_{пр.вал[i,j]} \cdot (\dot{\omega}_{ц.к.[i,j]} - \dot{\omega}_{к,ij})
\end{array} \right. \quad (1)$$

Выражение $sgn(\omega_e - \omega_{КП,вх})$ вводит зависимость знака момента трения сцепления от разности угловых скоростей соединяемых звеньев. При полном включении сцепления уравнение вращения вала двигателя и момент трения сцепления $T_{сц}$ исключаются из модели.

Таблица 1 – Переменные и параметры модели трансмиссии

Обозначение	Наименование
ω_e	угловая скорость вала двигателя
ω_a	угловая скорость солнечной шестерни межосевого дифференциала
ω_b	угловая скорость водила межосевого дифференциала
ω_c	угловая скорость эпициклической шестерни межосевого дифференциала
$\omega_{ГП[i],вых}$	угловая скорость выходного звена i -главной передачи
$\omega_{дифф[i]}$	угловая скорость корпуса i -го межколесного дифференциала
$\omega_{ц.к.[i,j]}$	угловая скорость j -го центрального (полуосевого) зубчатого колеса i -го межколесного дифференциала
$\omega_{к,ij}$	угловая скорость j -го колеса i -й оси автомобиля
T_e	крутящий момент на коленчатом валу двигателя
$T_{сц}$	момент трения сцепления
T_a	крутящий момент на солнечной шестерне межосевого дифференциала
T_b	крутящий момент водила межосевого дифференциала
T_c	крутящий момент на эпициклической шестерне межосевого дифференциала
$T_{блок.0}$	момент блокирующей муфты межосевого дифференциала
$T_{вал[i]}$	крутящий момент на i -м карданном валу
$T_{дифф[i]}$	крутящий момент на корпусе i -го межколесного дифференциала

$T_{ц.к.}[i,j]$	крутящий момент на j -м центральном (полуосевом) зубчатом колесе i -го межколесного дифференциала
$T_{блок}[i,j]$	момент j -й блокирующей муфты i -го межколесного дифференциала
$T_{пр.вал}[i,j]$	крутящий момент на j -м приводном валу (полуоси) i -го моста
J_e	приведенный момент инерции вращающихся частей двигателя
$J_{КП,вых}$	момент инерции вращающихся частей коробки передач (на включенной передаче), приведенный к ее выходному валу
J_b	момент инерции водила межосевого дифференциала
J_c	момент инерции эпициклической шестерни межосевого дифференциала
$J_{ГП[i],вых}$	момент инерции вращающихся частей i -й главной передачи, приведенный к ее выходному звену
$J_{ц.к.}[i,j]$	момент инерции j -го центрального (полуосевого) зубчатого колеса i -го межколесного дифференциала
$u_{КП}$	передаточное число коробки передач (на включенной передаче)
$\eta_{КП}^{sgn(T_{сч})}$	КПД коробки передач (на включенной передаче) с учетом направления крутящего момента
$\eta_{РК}^{sgn(T_b)}$	КПД раздаточной коробки с учетом направления крутящего момента на ее ведущем звене
$u_{ГП[i]}$	передаточное число i -й главной передачи
$\eta_{ГП[i]}^{sgn(T_{вал[i]})}$	КПД i -й главной передачи с учетом направления крутящего момента
k	конструктивный параметр межосевого дифференциала (планетарного механизма), равный отношению чисел зубьев эпициклической и солнечной шестерен
$c_{вал[i]}, \gamma_{вал[i]}$	угловая жесткость и коэффициент демпфирования i -го карданного вала трансмиссии
$c_{пр.вал}[i,j], \gamma_{пр.вал}[i,j]$	угловая жесткость и коэффициент демпфирования j -го приводного вала i -го моста

Для составления модели трансмиссии выбран вариант с наиболее простой расчётной схемой (рисунок 4) с индивидуальным приводом колеса.

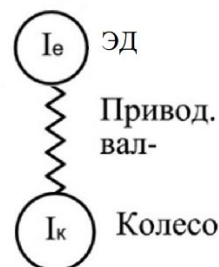


Рисунок 4. Расчётная схема трансмиссии полуприцепа

Полученная система уравнений (расшифровка переменных и параметров модели представлена в таблице 2) выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} J_e \cdot \dot{\omega}_e = T_e - T_{пр.вал} \\ T_{пр.вал} = c_{пр.вал} \cdot (\omega_e - \omega_k) + \gamma_{пр.вал} \cdot (\dot{\omega}_e - \dot{\omega}_k) \end{cases} \quad (2)$$

Таблица 2 – Переменные и параметры модели трансмиссии полуприцепа

Обозначение	Наименование
ω_k	угловая скорость колеса
ω_e	угловая скорость вала электродвигателя
T_e	крутящий момент на электродвигателе
$T_{пр.вал}$	крутящий момент на приводном валу (полуоси)
J_e	приведенный момент инерции вращающихся частей электродвигателя
$c_{пр.вал}, \gamma_{пр.вал}$	угловая жесткость и коэффициент демпфирования приводного вала

Расчётная схема может меняться в зависимости от схемы организации привода на колеса полуприцепа: индивидуальный привод, осевой, тележечный. Система дифференциальных уравнений расширяется по аналогии модели трансмиссии тягача.

Мощность электродвигателей колес полуприцепа равна мощности отобранной от основного двигателя с учётом КПД электропривода.

Для моделирования движения по деформируемым опорным поверхностям дополнительно использованы модели шины, основанной на материалах теории качения колеса по грунту, созданной Ю.В. Пирковским.

Таким образом, разработана математическая модель динамики активного автопоезда блочного типа, которая может быть реализована с использованием различных сред программирования. Блочность модели позволяет исследовать эксплуатационные свойства активного автопоезда и оценить предложенные на стадии ОКР технические решения каждой системы отдельно и их влияние на динамику активного автопоезда в целом.

В третьей главе приведены результаты моделирования динамики активного автопоезда и приведен метод расчёта определения требуемых характеристик тягового привода полуприцепа.

В качестве исходных данных базового варианта при моделировании использованы основные параметры автопоезда в составе тягача БАЗ-6402 и двухосного полуприцепа полной массы 29 т. (рисунок 5). Исследования проведены с помощью математической модели, реализованной в пакете MatLabSimulink.

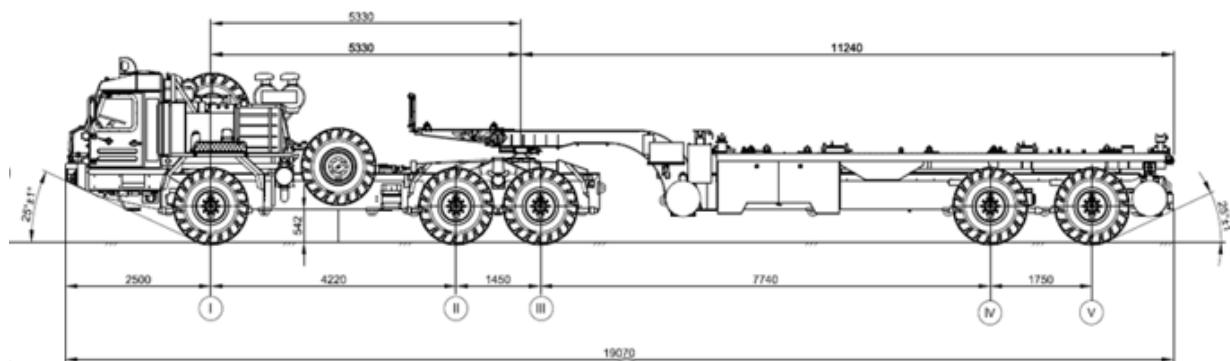


Рисунок 5 – Геометрические размеры автопоезда БАЗ-6402

Математическая модель оценена на адекватность путем сравнения результатов моделирования с результатами натурных испытаний автопоезда с тягачом БАЗ-6402, проведенных на базе 21 НИИИ ВАТ МО РФ, и результатами тягово-динамического расчёта (таблица 3).

Таблица 3 – Сравнение показателей скоростных свойств автопоезда

Показатель устойчивости	Результаты испытаний	Результаты тягово-динамического расчёта	Результаты моделирования	Разница, %
Максимальная скорость движения, км/ч	77,5	77,38	78,57	1,36
Время разгона на пути 400 м, с	44,3	40,3	44,23	8,8
Время разгона на пути 1000 м, с	80,8	75,3	80,28	6,2
Время разгона до 60 км/ч, с	64,3	59,5	61,99	3,8

Разница в результатах составила не более 8,8 %, что подтверждает адекватность модели.

В дальнейшем исследования проводились в сравнении с базовым автопоездом на подъёмах с двумя типами покрытий: асфальт ($\varphi = 0,75$) и грунт ($\varphi = 0,55$). Результаты представлены в таблицах 4–7. Критериями повышения тяговых свойств и проходимости являлось увеличение преодолеваемого подъема и скорости движения в заданных дорожных условиях.

Таблица 4 – Преодоление подъёма на асфальте базовым автопоездом

Угол наклона дороги, град	Передача		Максимальная скорость, км/ч
	КПП	РК	
5	5	высш.	18
10	3	высш.	8...8,5
15	1	высш.	5
21 (макс.)	1	высш.	4,2

Таблица 5 – Преодоление подъема на асфальте активным автопоездом

Угол наклона дороги, град	Передача		Максимальная скорость, км/ч
	КПП	РК	
22 (с места)	1	высш.	1,54
25 (с места)	1	высш.	0,93
27 (макс., с места)	1	высш.	0,56
22 (сходу)	1	высш.	4,8
24 (макс. сходу)	1	высш.	3,9

Анализ полученных результатов показал, что при движении активного автопоезда при углах подъёма более 20 град наблюдается работа силовой

установки с буксующим сцеплением (на графике разница в оборотах двигателя и входного вала КПП), рисунок 7.

Таблица 6 – Преодоление подъема на грунте базовым автопоездом

Угол наклона дороги, град	Передача		Максимальная скорость, км/ч
	КПП	РК	
5	4	высш.	16
10	2	высш.	8...9
14,9 (макс.)	1	высш.	4,2

Таблица 7 – Преодоление подъема на грунте активным автопоездом

Угол наклона дороги, град	Передача		Максимальная скорость, км/ч
	КПП	РК	
20 (с места)	1	высш.	1,72
21 (макс., с места)	1	высш.	1,51
20 (сходу)	1	высш.	4,67
23 (макс., сходу)	1	высш.	2,75

При увеличении угла подъема увеличивается буксование (разница в оборотах двигателя и КПП), падает скорость автопоезда.

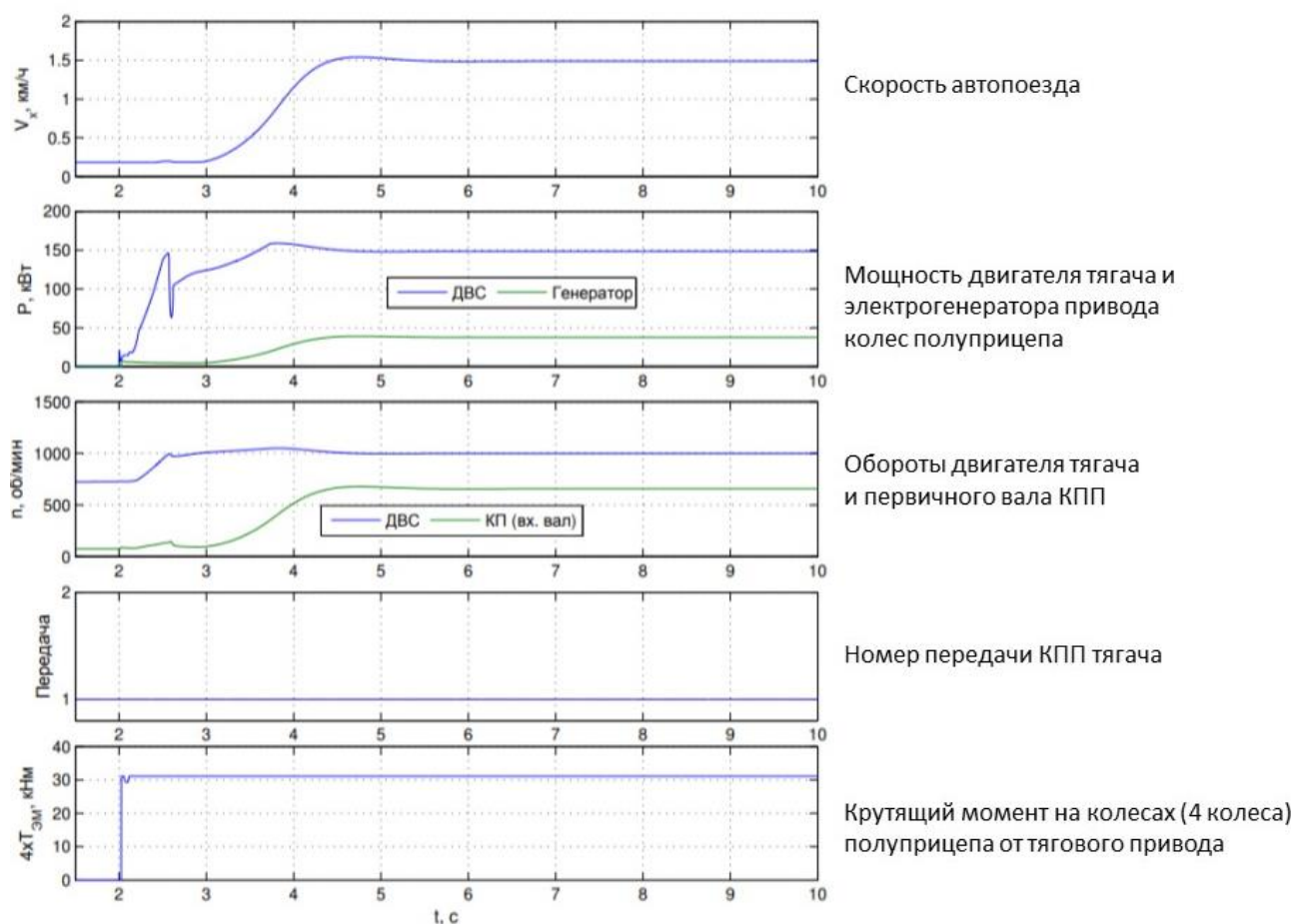


Рисунок 7 – Движение на подъем 21 град активного автопоезда на повышенной передаче в раздаточной коробке

Анализ результатов показал, что основными причинами наличия буксования (в том числе и при движении сходу) являются повышенные потери при работе тягового электропривода, связанные с наличием двух типов трансмиссий, и недостаток мощности дизельного двигателя, который объясняется отбором части момента на привод генератора и соответствующим снижением момента на колесах тягача.

Возможными направлениями частичного устранения этого недостатка могут быть повышение мощности основного двигателя тягача или использование вспомогательной силовой установки, а также применение в конструкции РК тягача пониженной передачи, т.е. снижение скоростей движения автопоезда.

Пониженная передача в РК позволяет повысить угол преодолеваемого подъема активным автопоездом на асфальте с 21,0 град (с места) до 27,9 град (с места, с отсутствием буксования сцепления), а также повысить скорость движения на подъеме с 0,56 до 3,1 км/ч. Результаты расчетов приведены на рисунке 8.

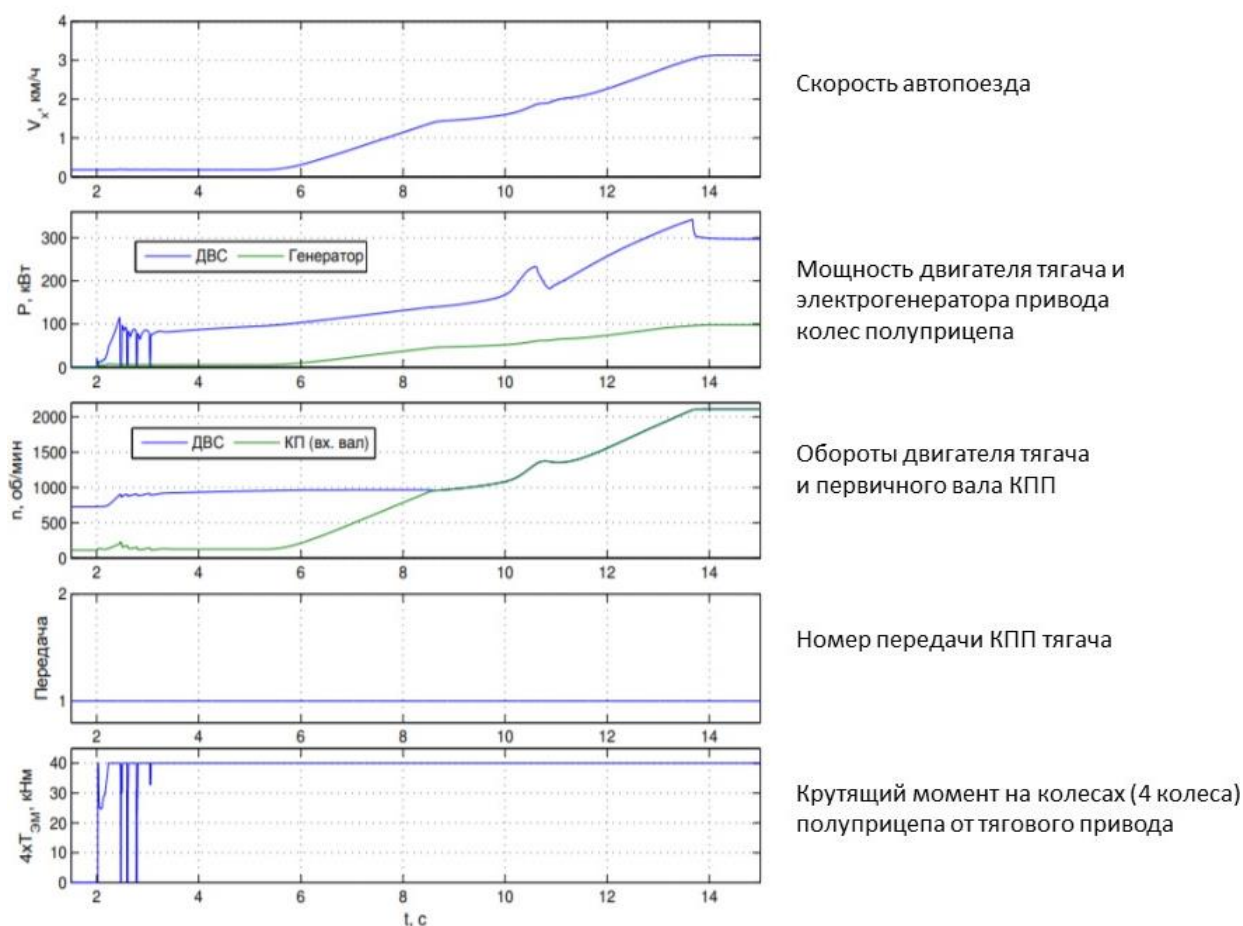


Рисунок 8 – Движение на подъем 27,9 рад на пониженной передаче в раздаточной коробке передач

Используя математическую модель определены показатели проходимости (скорость движения, потребная мощность) автопоезда при движении по различным деформируемым опорным поверхностям.

Влияние работы тягового привода на силу тяги и соответственно проходимость заметно при движении по всем поверхностям.

Получено, что подключение привода позволяет распределить тягу между колесами тягача и прицепа и таким образом более полно реализовать сцепной вес. Увеличение тяги позволяет двигаться с большей скоростью по сухой пахоте (12,7 км/ч вместо 9,0 км/ч), на третьей передаче вместо второй на базовом автопоезде.

С целью сохранения общей энерговооруженности автопоезда и необоснованного увеличения массы электропривод полуприцепа должен быть спроектирован с минимально возможной мощностью, так как мощность привода напрямую влияет на его массу и в целом на данную массу будет снижена общая грузоподъемность. Определение и подтверждение характеристик так же возможно непосредственно на созданной математической модели, но носит во много итерационный характер, требует больших затрат и вычислений.

В связи с этим в рамках данного исследования предложен отдельный метод для определения и обоснования характеристик тягового привода на основе мощностного баланса автопоезда (рисунок 9), при этом максимальная тяговая характеристика определяется по результатам тягово-динамического расчёта как разница в силах сцепления и сопротивления на требуемом угле подъема: $F_T = F_{с\text{опр}} - F_{с\text{ц}}$.

При наличии максимального тягового усилия электропривода колес полуприцепа для дальнейшего построения характеристики нам необходимо найти две рабочие точки:

- точку перехода на кривую постоянной мощности электропривода;
- максимальную скорость работы тягового привода.

Первая точка – это та скорость, на которой ещё требуется или обоснован максимально возможный реализуемый момент электропривода.

Вторая точка – скорость, до которой необходимо обеспечить работу электропривода.

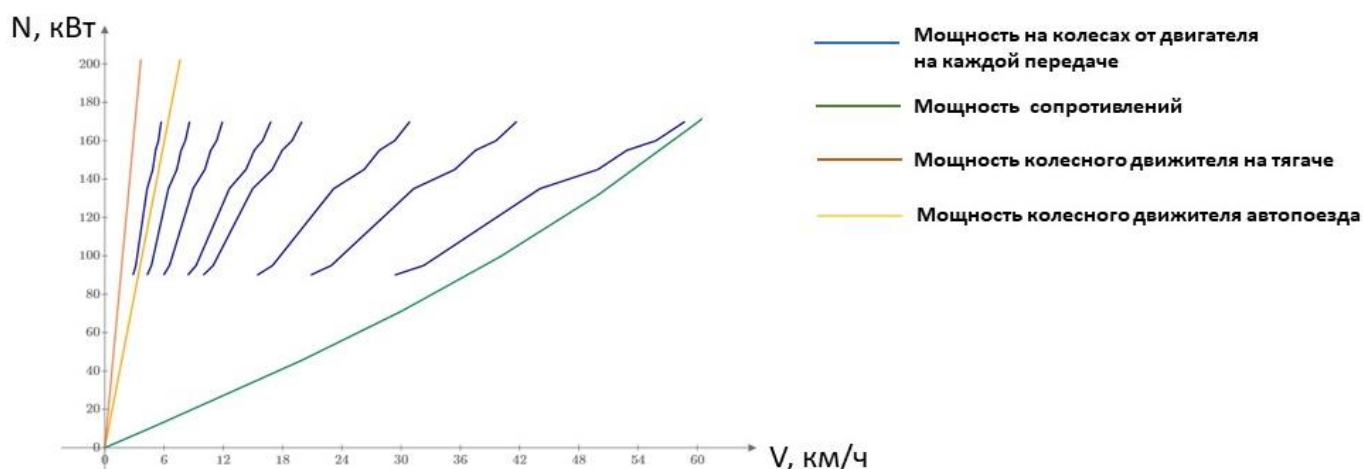


Рисунок 9 – Баланс мощностей АТА

На рисунке 9 представлены:

- зависимость мощности, приходящей от двигателя на колеса с учетом

КПД на каждой передаче;

- мощность сопротивления движению, состоящая из сопротивления воздуху, сопротивления подъему и качения:

$$N_s = c_x * \rho_v * F_{lob} * V^3 + Ma * g * f * V * \cos \alpha + Ma * g * V * \sin \alpha; \quad (4)$$

- мощность, реализуемая в пятне контакта колес тягача (реакция колес с опорной поверхностью тягача, умноженная на скорость и коэффициент сцепления:

$$N_t = R_t * V * \varphi; \quad (5)$$

- мощность движителя для всего автопоезда, т.е. с учетом реакции колес на опорную поверхность всего автопоезда:

$$N_p = Ma * g * \varphi * V * \cos \alpha. \quad (6)$$

Логика поиска максимальной скорости работы тягового электропривода полуприцепа следующая: она соответствует той скорости движения, где мощность колесного движителя тягача способна обеспечивать движение без активизации колес полуприцепа. Т.е. она соответствует максимальной скорости движения автопоезда в предельных для него условиях проходимости без буксования колес.

Условием движения будет превышение сил предельной силы по сцеплению колес тягача над суммой всех сил сопротивления, при этом сопротивлением воздуха из-за малых скоростей пренебрегаем:

$$\sum R_t * \varphi \geq M_{ап} * g * \sin \alpha + f * M_{ап}. \quad (7)$$

На горизонтальной поверхности соотношение коэффициентов сопротивления движению и сцепления будет равно соотношению масс приходящейся на тягач к массе автопоезда:

$$f/\varphi = \sum R_t / M_{ап}. \quad (8)$$

Для трехосного тягача и двухосного полуприцепа данное соотношение составляет 0,5 до 0,6.

Табличные значения в усредненном виде для дорог различного вида представлены в таблице 8.

Таблица 8 – Характеристики видов дорог

Дорога	φ	f	f/φ
Дорога с асфальто-бетонным покрытием	0,6	0,04	0,066
Грунтовая дорога удовлетворительная	0,5	0,06	0,12
Грунтовая дорога разбитая	0,4	0,08	0,2
Грунтовая дорога в период распутицы	0,25	0,15	0,6
Укатанная заснеженная дорога	0,3	0,25	0,83
Сухой песок	0,2	0,15	0,75
Снежная целина	0,25	0,25	1

Графически это можно представить следующим образом (рисунок 10).

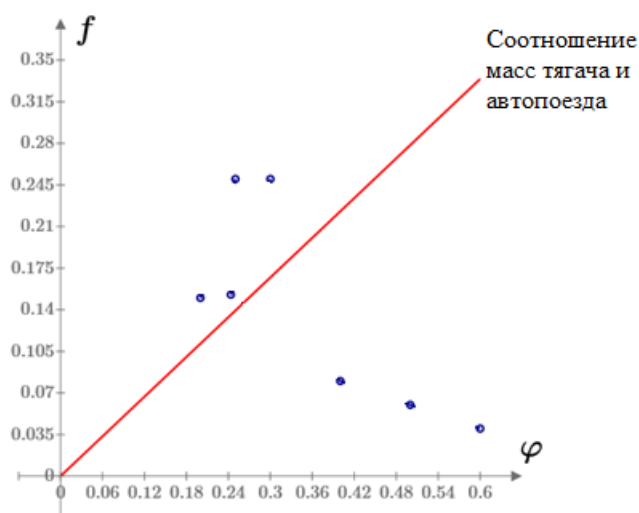


Рисунок 10 – Зависимости коэффициентов сцепления и сопротивления

Ниже кривой соотношения коэффициентов сопротивления и сцепления условия, которые преодолевает обычный автопоезд, выше – не преодолевает.

Граничные условия при соотношении 0,55 – грунтовая дорога в период распутицы: $\varphi=0,25$, $f=0,15$. Построив графики мощностей для данных условий (рисунок 11) получим максимальную скорость работы тягового привода полуприцепа.

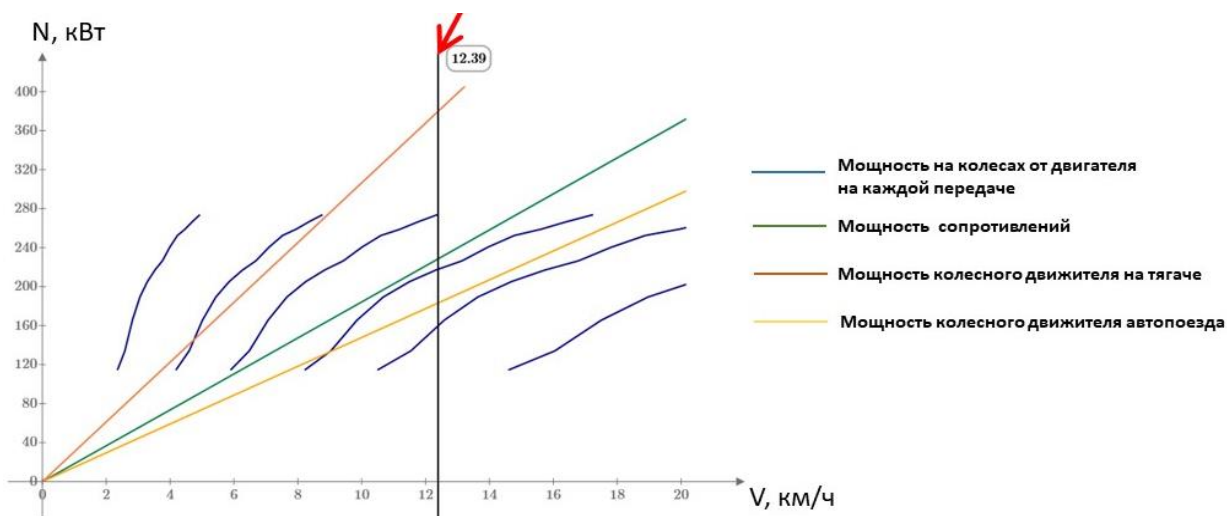


Рисунок 11 – Максимальная скорость движения АТГ в заданных условиях

Мощностной баланс позволяет наглядно объяснить природу буксования сцепления при движении на подъем на повышенной передаче (рисунок 12). На повышенной передаче мощность на колесах автопоезда меньше мощности сил сопротивления, буксование сцепления позволяет снизить скорость движения, соответственно сдвинувшись влево в зону действия меньшей мощности сопротивления. На пониженной передаче за счёт меньших скоростей движения действует меньшая мощность сопротивления, что позволяет двигаться на первой передаче в зоне максимальных оборотов двигателя, скорость соответствует расчётной при математическом моделировании.

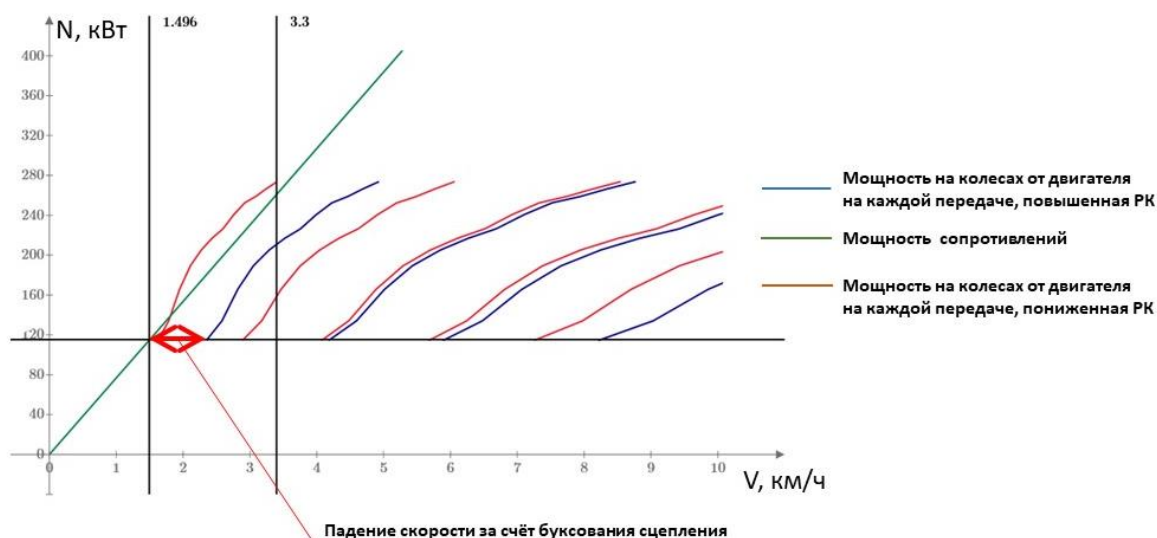


Рисунок 12 – Мощностной баланс автопоезда при движении на подъеме 28 градусов

Таким образом, разработана комплексная математическая модель, которая позволяет проводить моделирование динамики как отдельных систем, так автопоезда в целом. Предложен метод расчета и обоснования характеристик тягового привода колес полуприцепа на основе мощностного баланса автопоезда.

В четвертой главе приведены результаты экспериментальных исследований динамики автопоезда на основе масштабной физической модели и рекомендации по дальнейшим исследованиям.

Цель создания физического макета заключается в качественной проверке увеличения тягово-скоростных свойств моделируемого объекта и технических решений, направленных на повышение проходимости, косвенной проверке адекватности математической модели.

Параметры физической модели рассчитаны по критерию подобия Фруда, примеры параметров приведены в таблице 10.

Таблица 10 – Технические характеристики моделируемого автопоезда

Параметр	Значение у физической модели	Значение у моделируемого образца
Снаряжённая масса тягача, кг	1391,700	16700
Полная масса полуприцепа, кг	2416,700	29000
Колея, мм	186,700	2240
Габарит по ширине, мм	229,200	2750
Габарит по высоте, мм	240,800	2890
Маркировка шины	-	525/70 R21 (1300x530-533P)
Свободный радиус шины, мм	54,200	650
Вертикальная жёсткость шины, Н/мм	28,000	784,8
Максимальный угол поворота колёс 1 оси полуприцепа °	19,5	19,5

Общий вид окончательной сборки радиоуправляемой подвижной физической модели активного автопоезда перед экспериментальными исследованиями представлен на рисунке 13.



а



б

а – вид слева; б – вид справа

Рисунок 13 – Общий вид собранной физической модели

Экспериментальные исследования проведены методом сравнительной оценки динамики двух вариантов (с активным и неактивным приводом колес полуприцепа) физической модели в различных дорожных условиях, включающих твердую поверхность, грунт и песок с различными углами подъема испытательных участков (рисунок 14).



а



б



в

а – в – этапы испытаний физической модели

Рисунок 14 – Определение тягово-скоростных свойств физической модели

При оценке тягово-скоростных свойств физической модели зафиксированы и определены преимущественно лучшие показатели модели с активным приводом (АПП) по сравнению с физической моделью без привода колес полуприцепа (ПАП):

- превышение значений максимальной скорости с АПП по сравнению с ПАП при движении на песке на 39,2%;

- превышение значений скорости движения при различных углах подъема с АПП по сравнению с ПАП составили 13,2% на твердой поверхности и 38,1% – для задерненного грунта;

- возможность преодоления уклона с АПП на грунте при уклоне 23° при отсутствии возможности преодоления данного уклона с ПАП;

- превышение значений наибольшей силы тяги на крюке с АПП по сравнению с ПАП составили 55,57 % на твердой поверхности, на песке 60,56 % и на грунте 54,3 %;

- превышение значений электрической мощности (максимальной), потребляемой при определении силы тяги с АПП по сравнению с ПАП составили 55,6 % на твердой поверхности, на песке 60,8 % и для грунта 55,6 %, что объясняется использованием в данном эксперименте 2-х электродвигателей (тягача и полуприцепа).

Проведенное определение коэффициента сопротивления буксированию автопоезда (грунт – 0,12; песок – 0,18) показало, что наиболее близкими значениями по этому показателю являются результаты исследования при математическом моделировании на следующих типах опорных поверхностей: влажная грунтовая дорога – 0,125 и влажный песок – 0,192. Проведена косвенная оценка адекватности по величине увеличения скорости движения автопоезда при его активизации. Так, при расчетах получено повышение скорости движения автопоезда по грунту с 9,0 до 12,7 км/ч (в 1,41 раза), а при физическом моделировании получено повышение скорости движения автопоезда по песку с 13,0 до 18,1 км/ч (в 1,39 раза).

Таким образом, приведенные оценки доказывают, что результаты математического и физического моделирования достаточно коррелируются между собой и позволяют сделать общий вывод об изменении эксплуатационных свойств автопоезда при активизации колес полуприцепа. Кроме того, эти результаты позволяют рекомендовать использование математических моделей при проектировании активных автопоездов.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Обобщен опыт разработки и эксплуатации активных автопоездов и шасси с электромеханическими трансмиссиями, который показал, что наиболее перспективным направлением при создании активных автопоездов является применение тягового электропривода колес полуприцепа.

2. Разработана комплексная математическая модель динамики активного автопоезда блочного типа, отличающаяся от известных, наличием двух типов трансмиссии (механической и электромеханической) в составе одного транспортного средства. Блочность модели позволяет исследовать

эксплуатационные свойства активного автопоезда и оценить предложенные на стадии ОКР технические решения каждой системы отдельно и их влияние на динамику активного автопоезда в целом. Адекватность математической модели проверена сравнением с результатами натуральных испытаний и другими методами расчёта, разница в результатах составила не более 8,8 %.

3. Результаты математического моделирования показали:

- при отборе мощности от основного двигателя для активизации колес полуприцепа позволяет достичь максимальной величины угла преодолеваемого подъема 28° на асфальте при преодолеваемом угле подъема 21° базового автопоезда, дальнейшее увеличение угла подъема ограничено сцепными свойствами автопоезда;

- использование привода колёс полуприцепа улучшило разгон на низших передачах вследствие реализации сил тяги на 10 колёсах вместо 6 (предел по сцеплению достигается позже). По этой же причине для выбранного объекта увеличилась сила тяги на колесах в 1,6 раз;

- подключение привода позволяет распределить тягу между колесами тягача и прицепа, таким образом более полно реализовать сцепной вес. Увеличение тяги позволяет двигаться с большей скоростью по сухой пахоте (12,7 км/ч вместо 9,0 км/ч), на третьей передаче вместо второй на базовом автопоезде;

- увеличение тяги на колесах активного автопоезда за счёт использования тягового привода колес полуприцепа позволяет обеспечить проходимость на грунтах, где базовый автопоезд обеспечить проходимость не способен, к примеру сухой песок и местность.

4. Разработан метод расчёта распределения мощности между колесами тягача и полуприцепа на основе мощностного баланса, позволяющий путем простых вычислений получить требуемые технические характеристики тягового привода полуприцепа при работе от силовой установки тягача. Метод расчёта отличается от известных возможностью наглядного обоснования рационального соотношения мощности.

5. В соответствии с теорией подобия по критерию Фруда разработана и изготовлена физическая модель активного автопоезда в составе тягача БАЗ-6402 и полуприцепа массой 29 т, точность моделирования по габаритно-массовым показателям составила не более 9 %. Радиоуправляемая подвижная физическая модель автопоезда изготовлена в масштабе 1:12. Экспериментальные исследования подтвердили увеличение тяговых свойств активного автопоезда на 60% на некоторых типах грунтов по сравнению с базовым не активным, а также обеспечение проходимости активного автопоезда на всех типах грунтов в условиях испытаний.

**ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИОННОГО
ИССЛЕДОВАНИЯ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:**

1. Белоусов Б.Н., Лапенков Р.А., Стариков А.Ф., Щербин А.М. Особенности математического моделирования при создании активного автопоезда // Грузовик, № 3 – 2023. С. 3 – 9. DOI: 10.3665211684-1298-2023-3-3-9. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

2. Белоусов Б.Н., Бологов К.В., Жоголев Т.Г., Лапенков Р.А., Мухаметзянов Р.Г., Сапожкин В.С., Стариков А.Ф., Щербин А.М. Оценка эффективности технических решений активного автопоезда с помощью физического моделирования // Труды НАМИ, № 4 – 2023. С. 87 – 100. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

3. Белоусов Б.Н., Лапенков Р.А., Стариков А.Ф., Щербин А.М. Автомобильные системы управления крутящим моментом на колесах // Вестник машиностроения, № 1 – 2024. С. 104 – 114. DOI: 10.36652/0042-4633-2024-103-2-104-114. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

4. Бахмутов С.В., Белоусов Б.Н., Щербин А.М., Лапенков Р.А., Лысков А.Н., Стариков А.Ф. Анализ основных направлений исследований распределения крутящего момента по колёсам транспортных средств с электроприводом для повышения их энергоэффективности // Автомобильная промышленность, №6 – 2022. С. 1 – 6. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

5. Белоусов Б.Н. Щербин А.М. Лапенков Р.А. Лысков А.Н. Анализ архитектуры систем управления автомобилем // Автомобильная промышленность, №3 – 2022. С. 10 – 15. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**

6. Христофоров Н.В., Пивнев А.А., Лапенков Р.А. Развитие транспортных средств перспективных ПГРК // Современное состояние и перспективы развития ракетного вооружения: науч.-техн. сборник «Известия», №292, ч. 1, ВА РВСН им. Петра Великого, инв. №140176, Балашиха, – 2020. С. 89 – 95.

7. Лапенков Р.А. Поиск методов определения требуемых характеристик привода колес активного полуприцепа для использования в составе автопоезда. Будущее машиностроения России // XVI всероссийская конференция молодых ученых и специалистов (с международным участием): сборник докладов. Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, – 2024. С. 97 – 103.

8. Лапенков Р.А., Малиновский М.П., Мушкарин Е.Ю., Сапожкин В.С., Архипов А.В. К вопросу расчета параметров характеристик тягового привода колес активного полуприцепа для использования в составе автопоезда // Труды НАМИ, №3 (302) – 2025. С. 84 – 95. **Издание входит в перечень ВАК РФ.**