Государственный научный центр Российской Федерации –
Федеральное Государственное унитарное предприятие
«Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-
исследовательский автомобильный и автомоторный институт»
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

На правах рукописи

КУЛИКОВ Илья Александрович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СРЕДСТВ СОЗДАНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ С КОМБИНИРОВАННЫМИ ЭНЕРГОУСТАНОВКАМИ С ПОМОЩЬЮ ТЕХНОЛОГИЙ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

Специальность 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук, профессор
Селифонов Валерий Викторович

Москва – 2016 г.

Содержание

стр.

Введение..... 5

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ КОМБИНИРОВАННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК И ИХ ФУНКЦИЙ. ЗАДАЧИ ДЛЯ СОЗДАНИЯ ИНСТРУМЕНТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ АВТОМОБИЛЕЙ С КЭУ..... 15

1.1. Концепция КЭУ и способы ее реализации..... 15

1.2. Организация потоков мощности в КЭУ..... 22

1.3. Аспекты функционирования системы рекуперации..... 28

1.4. Исследование и разработка автомобилей с КЭУ: задачи и инструменты..... 34

1.4.1. Режимы испытаний..... 35

1.4.2. Средства испытаний..... 36

1.4.3. Специфика использования виртуальных и физических средств в исследованиях автомобилей с КЭУ. Ограничения используемых инструментов и подходов..... 41

1.5. Выводы..... 44

ГЛАВА 2. СИСТЕМЫ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ..... 45

2.1. Виртуальные системы, дублирующие физические объекты..... 45

2.2. Виртуальные системы, дополняющие физические объекты..... 50

2.3. Выводы..... 62

2.4. Цель и задачи исследования..... 63

ГЛАВА 3. МЕТОДИКА СОЗДАНИЯ СИСТЕМ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ АВТОМОБИЛЕЙ С КЭУ..... 64

3.1. Виртуальный объект, дублирующий физический. Решение задач идентификации ненаблюдаемых переменных..... 65

3.2. Дополняющие друг друга виртуальный и физический объекты. Системы лабораторных испытаний..... 71

3.3. Регуляторы..... 76

ГЛАВА 4. ВЫБОР МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ОСНОВНЫХ КОМПОНЕНТОВ АВТОМОБИЛЯ И ЭНЕРГОУСТАНОВКИ..... 78

4.1 Моделирование тяговых батарей..... 78

4.1.1. Особенности моделирования аккумуляторов тяговых батарей..... 80

4.1.2. Анализ схем замещения аккумуляторов..... 82
4.1.3. Сравнительная оценка адекватности и точности моделей напряжения аккумулятора..... 85
4.1.4. Расчет КПД и степени заряженности аккумулятора..... 89
4.1.5. Моделирование работы тяговых батарей КЭУ..... 90
4.2. Моделирование тепловых и электрических двигателей..... 94
4.2.1. Входные и выходные переменные моделей двигателей..... 94
4.2.2. Расход топлива ДВС..... 96
4.2.3. КПД электропривода..... 99
4.2.4. Моделирование двигателей как динамических звеньев системы управления..... 101
4.3. Моделирование сцепных свойств колеса..... 104
4.4. Выводы..... 110
ГЛАВА 5. ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ С СИСТЕМОЙ РЕКУПЕРАЦИИ... 114
5.1. Задачи и объект исследования..... 114
5.2. Испытания автомобиля с системой рекуперации..... 115
5.3. Определение сил сопротивления движению автомобиля..... 119
5.4. Математическая модель исследуемого объекта..... 123
5.5. Создание системы идентификации работы энергоустановки..... 127
5.6. Эксперименты и анализ их результатов..... 131
5.7. Выводы..... 140
ГЛАВА 6. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОМПОНЕНТОВ И ПОТОКОВ МОЩНОСТИ КЭУ СЕРИЙНОГО АВТОМОБИЛЯ..... 142
6.1. Задачи и объект исследования..... 142
6.2. Анализ нагрузочных режимов испытаний..... 144
6.3. Математическая модель исследуемого объекта..... 147
6.4. Создание системы идентификации режимов работы КЭУ..... 154
6.5. Эксперименты и анализ их результатов..... 158
6.6. Анализ потоков мощности и КПД КЭУ..... 161
6.7. Выводы..... 166
ГЛАВА 7. СОЗДАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ СИСТЕМЫ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ КЭУ ГРУЗОВОГО ВТОМОБИЛЯ..... 168
7.1. Объект и задачи исследования..... 168
7.2. Объекты и средства лабораторных испытаний..... 170

7.3. Математическая модель виртуальной части объекта испытаний..... 172
7.4. Архитектура системы виртуально-физических испытаний..... 174
7.5. Виртуально-физические испытания автомобиля с КЭУ..... 177
7.5.1. Программа испытаний..... 177
7.5.2. Испытания в ездовом цикле..... 177
7.5.3. Испытания с моделированием сцепления шин с дорогой..... 179
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ..... 183
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ..... 186
ПРИЛОЖЕНИЕ А. МОДЕЛИРОВАНИЕ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМЫ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ..... 196
А.1. Математическая модель курсового движения автомобиля..... 196
А.1.1. Модель динамики автомобиля..... 196
А.1.2. Кинематическая модель автомобиля..... 198
А.1.3. Модель сцепных характеристик шин..... 201
А.2. Виртуально-физическое моделирование курсового движения автомобиля..... 202

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования

Комбинированные энергоустановки (КЭУ), в зарубежных публикациях называемые гибридными (англ. hybrid powertrains), являются одной из интенсивно развивающихся технологий повышения энергетической эффективности автомобильного транспорта и снижения его вредного воздействия на окружающую среду. Они представляют собой системы, комбинирующие двигатель внутреннего сгорания (ДВС) с компонентами тягового электрического (реже – гидравлического) привода, буферным накопителем энергии (батареей аккумуляторов или электрохимических конденсаторов) и агрегатами механической трансмиссии. КЭУ обеспечивает снижение расхода топлива и выбросов токсичных веществ тепловым двигателем за счет его временного выключения с движением автомобиля на электрической тяге, а при включенном ДВС – за счет в значительной степени не зависящего от скорости автомобиля управления им в режимах повышенного КПД и сниженных концентраций токсичных веществ. Свобода выбора режима ДВС достигается с помощью управления трансмиссией, а также путем регулирования нагрузки на ДВС электрическим двигателем, работающим в режиме генератора. Буферный накопитель служит источником энергии для движения на электротяге, а заряжается посредством генерации от ДВС и рекуперации кинетической энергии автомобиля при его замедлении тяговым электродвигателем.

Оценка эффективности тех или иных типов КЭУ является основным и нередко дискуссионным вопросом. Для ее выполнения, помимо теоретических исследований, которые проводятся в настоящее время в большом объеме, требуется проводить сравнительные испытания автомобилей с разными типами энергоустановок, а также оценивать их показатели в ходе эксплуатации. Эти два экспериментальных подхода дают возможность выполнения как инженерно-научных, так и практических или потребительских оценок. Значительные усилия прилагает в этом направлении ряд некоммерческих исследовательских организаций США (лаборатории Argonne, Oak Ridge, Idaho). Они проводят большое количество исследований и публикуют результаты не только в форме отчетов, но и в виде числовых данных, полученных при измерениях в ходе испытаний. Подробная информация о показателях автомобилей вообще и автомобилей с альтернативными энергоустановками в частности публикуется в США агентством EPA (Environmental Protection Agency – Агентство защиты окружающей среды). В рейтинге самых экономичных легковых автомобилей EPA 2016 года из восьми категорий (от компактных автомобилей до семейных универсалов) в пяти первое место занимают автомобили с КЭУ без внешней подзарядки от электрической сети [1]. В качестве примера в таблице 1 представлено сопоставление топливной экономичности по базе данных EPA автомобиля с КЭУ

и трех автомобилей того же класса из того же ценового диапазона, оснащенных традиционными энергоустановками с дизелями и механическими ступенчатыми коробками передач (наиболее сильные конкуренты автомобилей с КЭУ на рынке). В сравнении с этими аналогами автомобиль с КЭУ имеет меньший расход топлива: при лабораторных испытаниях в смешанном цикле EPA – на 35%, а по данным эксплуатации – в среднем на 30%.

Таблица 1 – Сопоставление топливной экономичности автомобиля с КЭУ (без зарядки батареи от сети) и аналогичных автомобилей с традиционными дизельными энергоустановками (база данных EPA, 2015-2016 модельные годы [1])

	Автомобиль с КЭУ 1.8 L, 4 cyl, Automatic (variable gear ratios) MSRP: $24,700	Автомобиль с ДВС #1 2.0 L, 4 cyl, Manual 6-spd, Turbo MSRP: $16,215 - $30,380	Автомобиль с ДВС #2 2.0 L, 4 cyl, Manual 6-spd, Turbo MSRP: $17,995 - $29,495	Автомобиль с ДВС #3 2.0 L, 4 cyl, Auto(AM-S6), Turbo MSRP: $29,900 - $41,050
Путевой расход топлива в циклах EPA, л/100 км EPA Fuel Economy	Regular Gasoline 4.2 L/100km (4.1 city, 4.4 highway; combined city/highway) 1.8 gal/100mi Топливо: бензин Gasoline 1019 kilometers Total Range	Diesel 6.4 L/100km (7.6 city, 5.1 highway; combined city/highway) 2.8 gal/100mi Топливо: дизель Diesel 840 kilometers Total Range	Diesel 6.5 L/100km (7.8 city, 5.2 highway; combined city/highway) 2.8 gal/100mi Топливо: дизель Diesel 764 kilometers Total Range	Diesel 6.6 L/100km (7.6 city, 5.5 highway; combined city/highway) 2.8 gal/100mi Топливо: дизель Diesel 764 kilometers Total Range
Unofficial MPG Estimates from Vehicle Owners Путевой расход топлива в эксплуатации л/100 км	Average based on 3 vehicles Сред. 3.8 L/100 km 4.1 → 3.7 Макс. Мин.	Average based on 4 vehicles Сред. 5.7 L/100 km 6.7 → 4.8 Макс. Мин.	Average based on 5 vehicles Сред. 4.8 L/100 km 5.5 → 4.4 Макс. Мин.	Average based on 2 vehicles Сред. 5.8 L/100 km 6.4 → 5.3 Макс. Мин.

Практически все крупные зарубежные автопроизводители имеют автомобили с КЭУ в модельных рядах. Но некоторые – для коммерческих массовых продаж, а другие – для выполнения требований к среднему расходу топлива или выбросам CO_2 модельного ряда [2, 3].

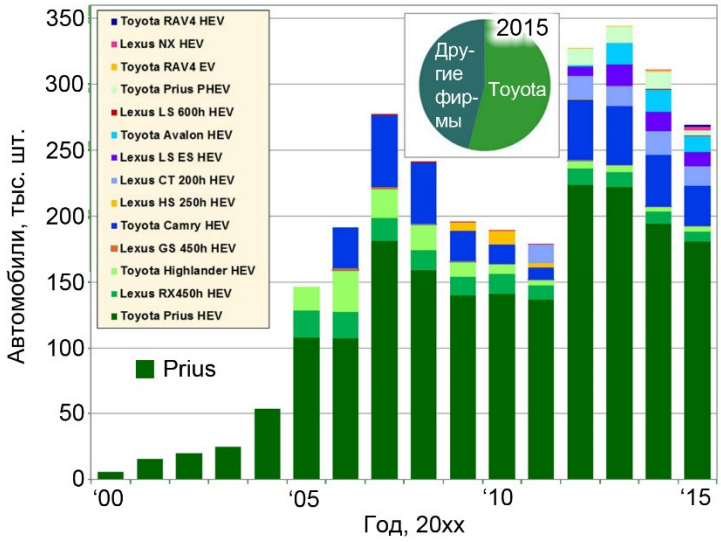


Рисунок 1 – Продажи автомобилей с КЭУ фирмы Toyota в США в период 2000-2015 гг. [4]

Японские автопроизводители выпускают автомобили с КЭУ с конца 1990-х гг. Первым серийным автомобилем стал Toyota Prius, история которого насчитывает уже почти 20 лет, в течение которых сменилось 4 поколения этого семейства автомобилей. На рисунке 1 показаны данные продаж автомобилей с КЭУ фирмы Toyota в США в течение 15 лет, начиная с 2000 г. Prius составляет бóльшую часть реализуемых автомобилей с КЭУ (не только в США, но и в мире).

В 2014 г. в Европейском Союзе

доля проданных автомобилей с КЭУ в общем объеме рынка пассажирских автомобилей составила 1.4% или порядка 200 тыс. [5]; в США в 2012-2014 гг. – 3.5...3.8% или 490...590 тыс. автомобилей в год [4]. В Японии КЭУ оснащаются порядка 20% продаваемых новых автомобилей или 857...1015 тыс. в год (данные 2012-2014 гг.) [6]. Рисунок 2 иллюстрирует структуру автопарка Японии на 2014 г. и доли автомобилей с различными типами энергоустановок в нем.

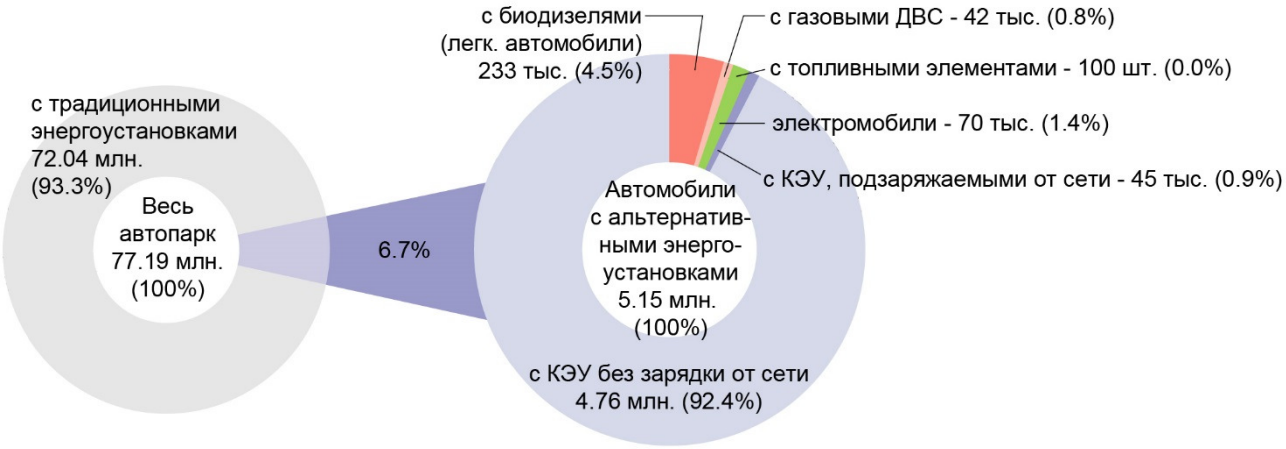


Рисунок 2 – Структура автопарка Японии по данным на 2014 г.
с разделением по типам используемых энергоустановок [6]

В целом распространенность автомобилей с КЭУ пока невелика. Это обусловлено не только экономическими факторами и консервативными предпочтениями потребителей: далеко не все из выпускаемых или выпускавшихся автомобилей с КЭУ имеют характеристики, оправдывающие ожидания даже тех потребителей, которые проявляют интерес к этой технологии. Реализация потенциала КЭУ является нетривиальной задачей, имеющей ряд аспектов, каждый из которых определяет свойства автомобиля:

– выбор оптимальной структуры (или схемы) КЭУ и параметров ее компонентов;

– управление режимом работы ДВС, обеспечивающее снижение расхода топлива и выполнение экологических требований к автомобилю;

– управление потоками мощности в КЭУ, обеспечивающее наиболее эффективное использование энергии, которая вырабатывается ДВС;

– организация системы рекуперации, возвращающей в накопитель максимум энергии автомобиля при замедлении и работающей согласованно с тормозной системой и системами активной безопасности.

Решение этих задач требует достаточно глубокого понимания технологии КЭУ, которое возможно только при наличии теоретического и экспериментального инструментариев исследования и разработки автомобилей с этими энергоустановками. Развитие существующих

инструментов и создание новых – это актуальные направления, в которых работают научные, инженерные и производственные организации, деятельность которых связана с КЭУ. Настоящая работа мотивирована пониманием значимости этого вопроса и целесообразностью систематизации и обобщения результатов проведенных автором исследований, которые позволяют предложить научно-обоснованные усовершенствования и новые инструменты, представляющиеся практически полезными в развитии автомобилей с комбинированными энергоустановками.

Степень проработанности темы исследований

Виртуальные исследовательские средства, базирующиеся на математических моделях, являются неотъемлемой частью теоретического инструментария разработки и исследования автомобилей с КЭУ. В подавляющем большинстве опубликованных работ используются модели с простой динамикой автомобиля и силового привода и отражением основных энергетических свойств компонентов КЭУ. Встречаются и более сложные модели, но отражающие только отдельные аспекты работы энергоустановки или ее компонентов. Вместе с тем отмечается необходимость воспроизведения КЭУ на системном уровне с отражением комплекса свойств, специфических для этого вида энергоустановок. В частности, система рекуперации имеет как энергетический аспект (преобразование энергии из механической формы в электрическую), так и аспект тормозных свойств автомобиля; кроме того, ее работа должна быть согласована с системами активной безопасности, которые регулируют тормозные усилия. Работа КЭУ в режиме разделения мощности ДВС характеризуется передачей энергии механическими и электрическими путями, а также ее буферизацией с помощью тяговой батареи. Таким образом, всестороннее исследование автомобилей с КЭУ виртуальными средствами подразумевает моделирование механических и электрических компонентов энергоустановки, динамики автомобиля, тормозной системы, динамики и сцепных свойств колес. Для решения этих задач требуются модели, объединяющие физические процессы разной природы и их показатели. Также в модели должна быть воспроизведена система управления КЭУ и ее компонентов. Создание таких комплексных моделей автомобилей с КЭУ стало практиковаться относительно недавно; существует ряд открытых, обсуждаемых вопросов, которые связаны с выбором подходов к моделированию тех или иных компонентов КЭУ и автомобиля, способов их реализации на ЭВМ, а также с экспериментальным подтверждением адекватности моделей, что является основным критерием их практической ценности.

Для получения экспериментальных данных исследователю необходимо либо располагать автомобилем (или энергоустановкой) собственной разработки, либо испытывать серийные автомобили. Большое количество моделей автомобилей с КЭУ, присутствующих на рынке, при

наличии возможностей их испытывать может дать широкий и полезный материал для анализа. Однако существует проблема закрытости программного обеспечения серийных автомобилей: поскольку алгоритм управления КЭУ, как правило, неизвестен, то анализировать результаты испытаний с помощью виртуальных моделей весьма проблематично. Также испытания полнокомплектных автомобилей имеют определенные ограничения по возможностям измерений. Для решения этих проблем могут быть использованы средства идентификации ненаблюдаемых переменных. Они представляют собой т.н. виртуальные датчики и виртуальные модели, дублирующие физические объекты. Их применение в последние годы получает распространение в области управления энергоустановками и силовым приводом автомобилей. Системы идентификации переменных состояния, называемые в теории автоматического управления наблюдателями, уже несколько десятилетий используются в разных областях техники. Средства идентификации ненаблюдаемых входных переменных, особенно актуальные в области силового привода (идентификация неизмеряемых крутящих моментов), являются новыми разработками и только начинают применяться. Существует необходимость их адаптации применительно к автомобилям с КЭУ.

Из практикуемых экспериментальных исследовательских методов дорожные испытания автомобилей обеспечивают самые широкие возможности воспроизведения режимов движения и внешних условий; кроме того, испытания этого типа дают наиболее достоверные данные об исследуемом объекте. Однако им свойственен ряд ограничений и трудностей, которые можно условно разделить на две группы. Первая группа – это ограничения возможностей проведения испытаний, зависящие от сезона, погоды, атмосферных условий и стабильности состояния дорожного покрытия. Вторая группа – это ограничения, связанные с измерениями. Прежде всего они касаются показателей работы компонентов энергоустановки, доступ к которым в полнокомплектном автомобиле проблематичен или невозможен. Современное оборудование для дорожных испытаний обеспечивает широкие возможности измерения динамических показателей автомобиля. Однако существенной проблемой в этом вопросе может быть высокая стоимость такого оборудования (особенно когда требуется полный комплект), а также ограничение его применимости в силу конструктивных особенностей, что требует приобретения нескольких комплектов для испытаний автомобилей разных категорий.

Для полноценной проработки натурных образцов энергоустановок используются агрегатные стенды. Они обеспечивают удобный доступ к компонентам энергоустановки и большие возможности для измерения ее переменных и отработки системы управления. Однако возможности традиционных решений в этой области ограничены в аспекте режимов движения автомобиля, которые они позволяют воспроизводить. Для устранения этого недостатка необходимо расширение функциональных возможностей стендовых испытаний.

За последние пятнадцать лет, благодаря совершенствованию аппаратных и программных средств, в автомобильной отрасли существенное развитие получили технологии виртуально-физических испытаний, основные принципы которых были разработаны еще в середине прошлого века в авиации и космонавтике. Система испытаний этого типа состоит из физически присутствующей в лаборатории части исследуемого объекта и математической модели остальных, отсутствующих, его частей, а также окружающей среды. Модель реализуется в вычислительной машине, которая обсчитывает ее в реальном времени. Физическая часть объекта и модель соединяются и синхронизируются информационными и силовыми интерфейсами. Получающаяся система воспроизводит весь исследуемый объект и окружающую его среду частично в физической форме, а частично – в виртуальной.

Использование виртуально-физической технологии при разработке автомобильных энергоустановок, сохраняя все возможности и преимущества лабораторных испытаний, позволяет воспроизводить работу энергоустановки в условиях движения автомобиля, которые в традиционных подходах реализуются только при его испытаниях на дороге. Характерными примерами являются испытания автомобиля на динамические и тормозные свойства со значительным проскальзыванием колес, а также испытания на управляемость. Актуальным является также воспроизведение движения автомобиля на дорогах с различными сцепными свойствами. Виртуально-физические системы с подобными функциональными возможностями уже созданы фирмами, лидирующими в области автомобильных систем испытаний (AVL, Horiba). Вместе с тем, известные публикации по подобным системам в большинстве своем носят либо популярный характер, демонстрируя технические возможности разработчиков, либо защищают системы испытаний как интеллектуальную собственность. Существует определенный дефицит работ, посвященных анализу и научному обоснованию способов создания виртуально-физических средств испытаний автомобилей, в том числе с КЭУ, который целесообразно восполнять.

Целью настоящей работы является создание усовершенствованного инструментария исследования и разработки автомобилей с КЭУ на основе технологий виртуально-физических испытаний. Для этого необходимо решить следующие **задачи**:

1. Разработать методику создания виртуально-физических систем, позволяющих проводить идентификацию режимов работы компонентов энергоустановки по экспериментальным данным и расширяющих функциональные возможности испытаний энергоустановок в лабораторных условиях на агрегатных стендах.

2. Разработать математические модели компонентов КЭУ и автомобиля, которые позволяют исследовать потоки мощности в КЭУ и работу системы рекуперации совместно с тормозной системой.

3. Разработать и опробовать способ исследования системы рекуперации автомобиля с тяговым электроприводом по комплексу показателей энергоэффективности и тормозных свойств с использованием средств виртуально-физического моделирования.

4. Разработать и опробовать способ исследования организации потоков мощности и энергоэффективности КЭУ с использованием средств виртуально-физического моделирования.

5. Разработать и опробовать систему виртуально-физических испытаний, расширяющую функциональные возможности исследования энергоустановок на агрегатных стендах.

Научная новизна работы

1. Разработана и проверена методика, которая вводит обобщенный подход для синтеза виртуально-физических объектов, включающих автомобиль и его энергоустановку, посредством создания замкнутых систем автоматического регулирования, связывающих и синхронизирующих физическую и виртуальную части объекта исследования.

2. В рамках методики разработан и проверен новый способ динамической идентификации ненаблюдаемых входных переменных (крутящих моментов) энергоустановки и силового привода.

3. В рамках методики дано научное обоснование способа создания нагрузки в виртуально-физических испытаниях, предложен и практически реализован усовершенствованный способ создания виртуально-физических объектов для испытаний энергоустановок с несколькими силовыми агрегатами.

4. Созданы математические модели автомобилей с КЭУ, включающие автомобиль, колеса с шинами, силовой привод, тепловой и электрические двигатели, тяговую батарею. Модели отражают свойства КЭУ, характеризуемые переменными механической и электрической природы. Адекватность моделей подтверждена сопоставлением с экспериментальными данными.

5. Предложен и проверен способ виртуально-физического исследования организации потоков мощности и энергоэффективности КЭУ с двухпоточной бесступенчатой трансмиссией (power-split).

6. Предложен и проверен способ виртуально-физического исследования систем рекуперации в отношении комплекса показателей энергоэффективности и тормозных свойств автомобиля.

7. Исследовано влияние используемых в модели динамики автомобиля физических параметров на качество идентификации режимов работы его энергоустановки (крутящих моментов на колесах). Определены наиболее существенные параметры, учет которых обеспечивает корректность идентификации.

Практическая значимость работы

1. Разработанные математические модели автомобиля, КЭУ и компонентов энергоустановок могут использоваться для проведения виртуальных испытаний, являющихся частью процесса создания и исследования автомобилей с КЭУ и их систем управления. Характеристики, показатели работы и ограничения тяговой батареи являются ключевыми факторами при выборе компонентов КЭУ и разработке ее системы управления. Для решения этих задач в состав модели КЭУ включена модель тяговой батареи, которая позволяет адекватно воспроизводить ее наиболее значимые переменные – ток и напряжение – а также достаточно точно рассчитывать ее степень заряженности.

2. Предложенные способы идентификации режимов работы компонентов энергоустановок могут быть использованы для исследования организации потоков мощности в КЭУ, ее энергоэффективности и функционирования системы рекуперации экспериментальных и серийных автомобилей. Они также применимы для других исследований, требующих определения ненаблюдаемых крутящих моментов – например, на колесах автомобиля: исследование разгонной, тормозной и курсовой динамики автомобиля со срабатыванием таких систем регулирования тормозных и/или тяговых усилий, как АБС, система курсовой устойчивости и противобуксовочная система. Кроме того, предложенные способы могут применяться для создания в рамках систем управления энергоустановок средств идентификации, определяющих крутящие моменты, которые используются для управления.

3. Разработанные способы создания и управления системами виртуально-физических испытаний позволяют объединить преимущества лабораторного, дорожного и вычислительного экспериментов. По сравнению с традиционными методами стендовых испытаний виртуально-физическая технология имеет следующие преимущества:

– воспроизведение нагрузки с имитацией произвольной массы автомобиля, не требующее использования инерционных элементов (маховиков);

– возможность испытывать энергоустановки с любым количеством силовых агрегатов или приводных осей/колес, в том числе механически не связанных;

– возможность испытывать энергоустановки с воспроизведением их работы в режимах движения автомобиля, характеризующихся влиянием таких факторов, как сцепление колес с опорной поверхностью, траектория движения, перераспределение нормальных реакций, профиль дороги.

Разработанные способы виртуально-физических испытаний позволяют заменить бóльшую часть отладочных дорожных испытаний автомобиля с КЭУ лабораторными, при этом значительно увеличивая объем испытаний, осуществимый в единицу рабочего времени. Таким

образом, процесс исследования или разработки энергоустановки существенно ускоряется, становится дешевле и эффективнее.

Реализация результатов работы:

1. Результаты исследования автомобиля с КЭУ на базе серийного электромобиля, описанные в главе 5, использовались при выполнении прикладного научного исследования, проводившегося при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки РФ, соглашение № 14.576.21.0031, уникальный идентификатор проекта RFMEFI57614X0031;

2. Способ идентификации крутящих моментов на колесах автомобиля, описанный в главах 3 и 5, а также математическая модель динамики автомобиля и сцепных свойств колеса, описанная в главе 5 и в приложении А, использовались при выполнении научно-исследовательской работы по государственному контракту № 14412.0859999.20.003 в рамках ФЦП «Повышение безопасности дорожного движения в 2013-2020 гг.» при финансовой поддержке государства в лице Минпромторга РФ;

3. Система виртуально-физических испытаний и результаты исследований, описанные в главе 7, использовались при выполнении работ по государственному контракту «Создание полноприводного грузового автомобиля типа 6х6 с комбинированной энергоустановкой, соответствующего перспективным международным требованиям по экологии, безопасности, энерго-ресурсосбережению и утилизации» №12411.0810200.20.В26 от 24.07.2012 г.

4. Различные модификации разработанных моделей автомобиля с КЭУ использовались в ряде работ ФГУП «НАМИ», МГТУ/МГМУ «МАМИ» (в наст. время Московский Политехнический Университет) и НИИ Автоэлектроники.

Методы исследования. Теоретические исследования основаны на методах теоретической механики, теории автомобиля, теории автоматического управления, теории электротехники, математического моделирования и вычислительной математики. Экспериментальные исследования основаны на методах проведения лабораторных и дорожных испытаний и методах обработки результатов испытаний.

Объектами исследования являлись:

– экспериментальный автомобиль с КЭУ на базе серийного электромобиля;

– серийный автомобиль с КЭУ;

– серийная КЭУ грузового автомобиля.

Основные положения, выносимые на защиту.

1. Методика создания виртуально-физических объектов (систем) для разработки и исследования КЭУ и оснащенных ими автомобилей с использованием в качестве средств

синхронизации замкнутых систем автоматического регулирования, связывающих виртуальную и физическую части исследуемого объекта.

2. Способ идентификации ненаблюдаемых входных переменных (крутящих моментов) агрегатов и силового привода, входящих в энергоустановку.

3. Математические модели автомобиля, КЭУ и компонентов КЭУ.

4. Способ исследования системы рекуперации с использованием виртуально-физического моделирования.

5. Способ исследования потоков мощности и энергоэффективности КЭУ с двухпоточной бесступенчатой трансмиссией с использованием виртуально-физического моделирования.

6. Способ исследования и разработки КЭУ с помощью испытаний виртуально-физического объекта на базе агрегатного стенда.

Степень достоверности результатов работы. Достоверность результатов, полученных в данной работе, подтверждается сопоставлением данных математического моделирования с результатами экспериментальных исследований трех объектов: автомобиля с КЭУ на базе электромобиля, серийного автомобиля с КЭУ и серийной КЭУ грузового автомобиля. Экспериментальные исследования выполнялись с использованием метрологически поверенного измерительного оборудования на специализированных дорогах и испытательных стендах.

Апробация работы. Основные результаты работы доложены на международных научно-технических конференциях Ассоциации автомобильных инженеров (НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ», 2009-2016 гг., МГТУ «МАМИ» 2010-2011 гг.), на международной конференции «Энергоэффективный транспорт будущего» (МГМУ «МАМИ», 2012 г.), на конференции технологической платформы «Зеленый автомобиль» (ФГУП «НАМИ», 2014 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 14 печатных работ: 9 работ в изданиях, входящих в перечень ВАК РФ, 2 патента на изобретение, 1 учебное пособие, 2 публикации SAE Technical Paper.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, семи глав, общих результатов и выводов, списка литературы и одного приложения. Общий объем работы составляет 195 страниц без приложения, включая 102 рисунка и 6 таблиц. Библиография работы содержит 142 наименования.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ КОМБИНИРОВАННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК И ИХ ФУНКЦИЙ. ЗАДАЧИ ДЛЯ СОЗДАНИЯ ИНСТРУМЕНТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ АВТОМОБИЛЕЙ С КЭУ

Используемая терминология. Энергоустановка – система, содержащая по крайней мере один источник (накопитель) энергии, двигатель и трансмиссию, передающую энергию от двигателя к колесам автомобиля. Традиционной будет условно называться энергоустановка, имеющая один источник энергии – топливо (бензин, дизельное топливо, альтернативное топливо) и один двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Комбинированной будет называться энергоустановка, имеющая больше одного источника энергии. Во всех рассматриваемых случаях этими источниками являются топливо и электрохимические накопители – аккумуляторные батареи. Для каждого источника энергии в КЭУ предусмотрен как минимум один двигатель, преобразующий энергию в механическую форму (ДВС, электродвигатели) или в электрическую (генераторы). Силовой агрегат – часть энергоустановки, которая состоит из двигателя и трансмиссии, соединяющей двигатель с колесами автомобиля. КЭУ может включать несколько силовых агрегатов. Автономной будет называться КЭУ, тяговая батарея которой не имеет возможности заряжаться от внешней электрической сети. При использовании термина КЭУ без упоминания зарядки от сети подразумевается автономная КЭУ. Автомобили, оборудованные КЭУ с зарядкой батареи от сети, или сами энергоустановки этого типа, будут обозначаться аббревиатурами, принятыми в англоязычных работах, по причине отсутствия их кратких названий в отечественной практике. Если батарея КЭУ обеспечивает пробег на электротяге не более 50 км, то автомобиль или сама КЭУ будет называться PHEV (англ. plugin hybrid electric vehicle). Автомобили с бóльшим пробегом на электротяге будут называться REEV (англ. range extended electric vehicle – электромобиль с расширенным пробегом).

1.1. Концепция КЭУ и способы ее реализации

Автомобиль с КЭУ можно рассматривать как систему из трех взаимосвязанных накопителей энергии: бака с топливом, тяговой батареи и массы автомобиля как накопителя кинетической энергии. Два последних могут как принимать, так и отдавать энергию. На этом взаимодействии основаны два механизма экономии топлива в КЭУ: буферизация мощности ДВС и рекуперация. Основным режимом работы КЭУ является комбинированный режим, в котором энергия топлива «заряжает» массу автомобиля, разгоняя его, или поддерживает текущий уровень энергии, т.е. постоянную скорость, компенсируя потери от действия сил сопротивления движению. Батарея при этом может как принимать, так и отдавать энергию, работая мощностным и энергетическим буфером. Две основные задачи, решаемые для

комбинированного режима – это обеспечение в определенном смысле оптимального режима работы ДВС и наиболее эффективное использование энергии, вырабатываемой ДВС, посредством организации потоков мощности в КЭУ.

Работа ДВС в энергоустановке характеризуется режимной точкой (РТ), которая определяется двумя «координатами»: угловой скоростью вала ДВС и развиваемым крутящим моментом (или мощностью). При рассмотрении ДВС как управляемого компонента энергоустановки значение имеют: зависимость РТ от управляющего сигнала и нагрузки; показатель качества работы ДВС в выбранной режимной точке (точках). Оптимальность режима работы ДВС математически выражается минимумом показателя качества. В большом числе работ этим показателем является удельный расход топлива [7]. Однако такой подход представляется упрощенным. Минимумы удельного расхода топлива и вредных веществ, нормируемых экологическими классами, находятся в разных режимных точках ДВС, нередко существенно отстоящих друг от друга, и оптимизация по одному показателю может ухудшить другие. В этой связи более корректной является формулировка оптимальности выбираемого режима работы ДВС как имеющего в определенном смысле сбалансированное сочетание удельного расхода топлива и вредных выбросов. В качестве примера анализа разных принципов выбора режимных точек ДВС в КЭУ, можно привести работу [8], в которой автор рассматривает как оптимальные режимные точки ДВС по удельному расходу топлива (ОРТg_e), так и Парето-оптимальные режимы, обеспечивающие минимальный удельный расход топлива при заданном экологическом классе автомобиля. В более широкой постановке задача выбора оптимального режима работы относится не к ДВС, а ко всей энергоустановке, и формулируется как обеспечение максимальной энергетической эффективности КЭУ при соответствии оснащенного ей автомобиля заданному экологическому классу. Распространенным способом решения этой задачи является использование динамического программирования – метода теории оптимального управления [9-13]. В работе [14] в задачу оптимального управления КЭУ, помимо расхода топлива, включены вредные выбросы ДВС и эффективность очистки отработавших газов в функции температуры нейтрализатора и режима работы ДВС. В настоящей работе ДВС рассматривается как компонент КЭУ с одним показателем качества – расходом топлива; исследование экологических показателей автомобилей с КЭУ выходит за рамки работы.

Концепцией «идеального» функционирования ДВС в КЭУ является работа в одной оптимальной режимной точке (ОРТ). Стационарный режим ДВС позволяет устранить отрицательное влияние переходных процессов (изменение подачи топлива и/или угловой скорости вала ДВС) на расход топлива и вредные выбросы. Это может быть реализовано при

выполнении двух условий независимости РТ: от скорости автомобиля и от мощности, которую развивает на ведущих колесах энергоустановка. Выполнение первого условия требует наличия в составе КЭУ бесступенчатой трансмиссии (БСТ). Второе условие требует наличия мощностного и энергетического буфера, который в случае, если мощность стационарной работы ДВС больше, чем требуется для движения, забирает избыток мощности, и, наоборот, если номинальной мощности ДВС не хватает – восполняет ее недостаток. Этим буфером в КЭУ является тяговая батарея.

Обеспечение работы ДВС в одной режимной точке в реальной КЭУ может быть проблематичным. Если мощность ДВС в этой точке относительно мала (экономия топлива за счет уменьшения объема ДВС), то при увеличении интенсивности движения мощность, требуемая от батареи, существенно возрастет. Длительное динамичное движение или движение автомобиля с высокой скоростью (по автомагистрали) с компенсацией недостатка мощности ДВС батареей требует ее большой энергоемкости. В той или иной мере этому требованию соответствуют КЭУ с возможностью зарядки батареи от электрической сети (PHEV, REEV). В автономных КЭУ используются батареи малой емкости, и длительная буферизация существенного недостатка мощности ДВС в этих КЭУ невозможна.

Если мощность ДВС в ОРТ, наоборот, большая, то при движении в городском режиме батарея малой емкости будет быстро заряжаться, что потребует слишком частого включения и выключения ДВС (старт-стоп). Еще одним недостатком зарядки батареи большим избытком мощности ДВС является то, что много энергии передается по низкоэффективному пути с серией преобразований: ДВС → генератор → батарея → тяговый электропривод → трансмиссия. Кроме того, заряд батареи большим током снижает ее КПД (и срок службы). Таким образом, возможна ситуация, когда при работе ДВС в оптимальной режимной точке КПД всей КЭУ окажется сниженным из-за неэффективного использования энергии, вырабатываемой ДВС. В этой связи целесообразен переход от единственной ОРТ к рабочей линии с оптимальными режимными точками для всего диапазона мощностей ДВС (линия ОРТ). В качестве примера на рисунке 1.1. показана линия ОРТ ДВС, используемого в КЭУ автомобиля Chevrolet Volt, нанесенная на многопараметровую характеристику по удельному расходу топлива [15]. Этот способ управления используется и в традиционных энергоустановках с бесступенчатыми трансмиссиями, однако в КЭУ

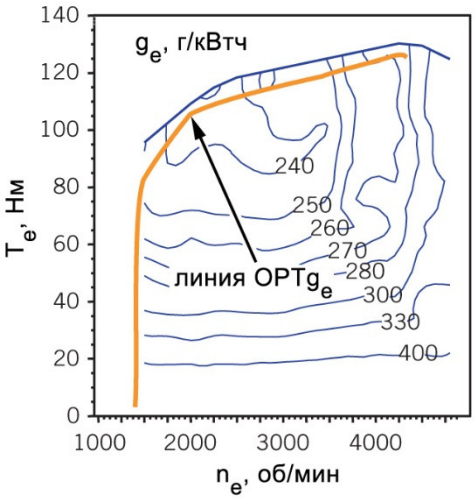


Рисунок 1.1 – Многопараметровая характеристика бензинового ДВС по удельному расходу топлива с линией ОРТg_e [15]

буферизация мощности с помощью батареи позволяет сделать перемещение режимной точки ДВС по линии ОРТ более медленным, чем это требуется режимом движения автомобиля – кратковременное движение с высокой динамикой и «шум» мощности на колесах автомобиля, связанный с корректировками скорости водителем и с изменением сил сопротивления движению, обеспечиваются электроприводом за счет энергии батареи. Такой способ буферизации можно назвать сглаживанием или фильтрацией режима работы ДВС. Это позволяет хотя и не устранить полностью, но в существенной степени снизить негативное влияние переходных процессов в ДВС на его расход топлива и вредные выбросы [8]. В результате использования линии ОРТ и сглаживающей буферизации мощности снижается потребная емкость батареи и мощность ее заряда-разряда. В PHEV при исчерпании основного запаса энергии в режиме электротяги система также переходит в комбинированный режим с работой ДВС по линии ОРТ [15].

Компонентный состав КЭУ и связи между компонентами, электрические и механические, формируют так называемую схему КЭУ (в зарубежных работах используется термин topology – топология). Описанные условия обеспечения независимости режима работы ДВС могут быть выполнены посредством представленных на рисунке 1.2 схем КЭУ, которые на сегодняшний день реализованы в серийных и экспериментальных автомобилях. Аббревиатурой ЭМ (электромашина) на этом рисунке обозначается электропривод, в который входят электродвигатель и силовой преобразователь (инвертор).

В последовательной схеме (рисунок 1.2 а) реализуется электрическая БСТ: ЭМ1, работающая в режиме генератора, создает нагрузку на валу ДВС и передает вырабатываемую энергию через силовое электрическое соединение в ЭМ2 – тяговый электропривод, соединенный с ведущими колесами автомобиля. В этой схеме генератор ЭМ1 должен иметь мощность не меньшую, чем ДВС, а привод ЭМ2 должен в длительном режиме работы обеспечивать полный тягово-скоростной диапазон автомобиля. Недостатком реализации БСТ по этой схеме является двойное преобразование энергии (механическая → электрическая → механическая) при ее передаче от ДВС к колесам, сопровождающееся потерями энергии в электроприводе. При повышении скорости автомобиля потенциал экономии топлива КЭУ последовательной схемы снижается, поскольку уменьшение удельного расхода топлива ДВС обеспечивается в этом случае и в традиционной энергоустановке (за счет роста нагрузки от сопротивления движению), а КПД электрической БСТ значительно ниже, чем у обычной механической трансмиссии.

В параллельной схеме КЭУ (рисунок 1.2 б), как правило, используется одна электромашина, которая в зависимости от ее назначения (вспомогательная или тяговая) может иметь мощность, значительно меньшую чем ДВС, или сопоставимую с ним. ДВС и ЭМ

устанавливаются либо на общем валу (вариант на рисунке), либо связаны общей механической трансмиссией. Между ними также может устанавливаться сцепление – для отсоединения ДВС от трансмиссии при движении на электротяге или при рекуперации. В данной схеме бесступенчатое регулирование может обеспечиваться только с помощью механического вариатора, соединенного с валом ДВС. Если ДВС и ЭМ конструктивно объединены, то для трогания автомобиля с места используется сцепление, соединенное с ведущим валом вариатора. Такой вариант параллельной схемы КЭУ реализован в автомобилях Honda Insight и Honda Civic Hybrid с электромашиной малой мощности, встроенной в маховик ДВС (система Honda Integrated Motor Assist, IMA).

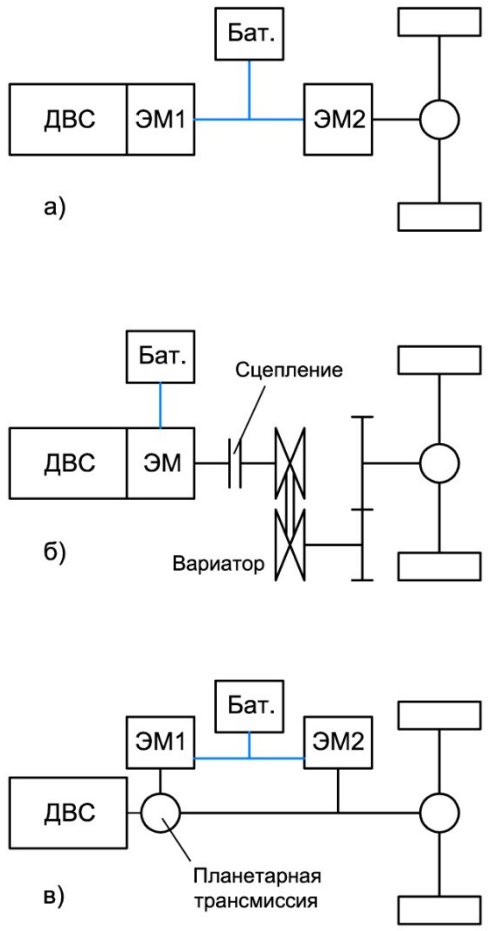


Рисунок 1.2 – Схемы КЭУ с бесступенчатыми трансмиссиями. а – последовательная, б – параллельная с механической БСТ, в – с двухпоточной БСТ

Вариатор создает в трансмиссии две степени свободы, одновременно обеспечивая поддержание заданной угловой скорости вала ДВС и изменяя скорость автомобиля. Его управляющей переменной, как правило, является скорость регулирования передаточного числа [7, 16, 17]. Она определяет ускорение автомобиля при стационарном режиме работы ДВС. Особенностью регулирования вариатора является динамический эффект, называемый в публикациях реактивным, или эффектом буксующего сцепления, или эффектом резиновой ленты [16]. Он заключается в том, что при увеличении мощности ДВС путем повышения частоты вращения его вала, которое выполняется за счет регулирования вариатора, мощность, необходимая для преодоления инерции ДВС, забирается от массы автомобиля. Если регулирование вариатора для осуществления этого перехода выполняется быстро, то это вызывает кратковременное замедление автомобиля перед началом ускорения. При более плавном регулировании ускорение автомобиля будет нарастать медленно, что проявится в «вялой» динамике. При необходимости снижения мощности ДВС возникает обратный эффект – ускорение автомобиля за счет передачи ему мощности замедления инерции ДВС при регулировании вариатора. В традиционных энергоустановках с БСТ эти негативные динамические эффекты уменьшаются или устраняются путем ухода из области ОРТ в режимы с

меньшей загрузкой двигателя (линия ОРТ характеризуется загрузкой ДВС от 80 до 100%, см. рисунок 1.1). Это дает запас момента для ускорения автомобиля. Снижение скорости автомобиля выполняется не регулированием вариатора, а уменьшением крутящего момента ДВС. При этом ухудшается топливная экономичность – не только из-за отклонения от линии ОРТ, но и из-за пониженного КПД вариатора при малых нагрузках [16, 18].

Установка в силовом агрегате с вариатором тяговой батареи и электропривода позволяет устранить «негативную динамику». При переходе ДВС в режим большей мощности с увеличением угловой скорости вала электромашина создает крутящий момент, который преодолевает инерцию ДВС. И наоборот – при снижении мощности ДВС электропривод «поглощает» его инерционный момент, генерируя ток, который заряжает батарею. Это позволяет обеспечивать постоянную работу ДВС по линии ОРТ с увеличенной загрузкой вариатора, повышающей его КПД.

КЭУ с двухпоточными БСТ (рисунок 1.2 в – на примере КЭУ Toyota Hybrid System) называются в зарубежной литературе термином power-split [20, 21]. Двухпоточные трансмиссии различных типов описаны в большом количестве публикаций [19, 22-24]. Они разрабатываются для традиционных энергоустановок рядом производителей (Voith, Renault, LuK, Perbury, Torotrak и др.) как в виде экспериментальных агрегатов, так и серийно. Один поток мощности в этих БСТ передается вариатором, который может быть механическим (LuK, Perbury, Torotrak), гидродинамическим (Voith), гидростатическим ([19]) или электрическим (Renault [25]). Второй поток передается механической трансмиссией простой конструкции с высоким КПД. Чем больше этот поток мощности, тем выше КПД всей БСТ. В месте разветвления или суммирования мощности для реализации бесступенчатого регулирования должно обеспечиваться две степени свободы трансмиссии. Это осуществляется посредством планетарного механизма, звенья которого не соединены ни между собой, ни с корпусом трансмиссии. Для реализации двухпоточной БСТ в КЭУ используется две электромашины. Первая (ЭМ1 на рисунке 1.2 в) выполняет функцию уравновешивания планетарной передачи и одновременно регулирует режим работы ДВС (угловую скорость его вала). Вторая (ЭМ2) механически соединяется с выходным звеном трансмиссии, которое, в свою очередь, через главную передачу связано с колесами автомобиля. Toyota Hybrid System (THS) является КЭУ типа power-split, получившей наибольшее распространение. Она используется в серийных автомобилях Prius, Lexus Hybrid, а также, с некоторыми модификациями, в автомобилях с КЭУ фирмы Ford. В главе 6 описано исследование работы этой КЭУ и потоков мощности в ней. Помимо THS существуют КЭУ типа power-split с несколькими планетарными механизмами и фрикционными элементами, которые переключают режимы (диапазоны) работы трансмиссии: КЭУ автомобиля Chevrolet Volt с двумя диапазонами бесступенчатого регулирования и одной

ступенью с постоянным передаточным числом [26]; КЭУ фирмы Allison для автобусов и грузовых автомобилей с двумя диапазонами БСТ [27], КЭУ фирмы Daimler с двумя диапазонами БСТ и четырьмя ступенями с постоянными передаточными числами [28].

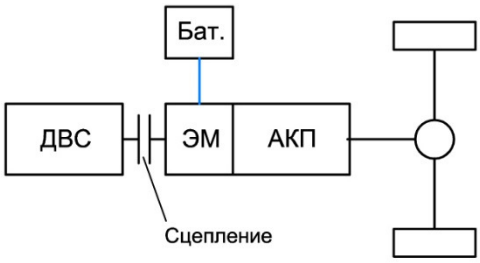


Рисунок 1.3 – Параллельная схема КЭУ с АКП

Частой практикой является создание КЭУ параллельной схемы со ступенчатым изменением передаточного числа трансмиссии посредством автоматической коробки передач (АКП) (рисунок 1.3). В случае грузовых автомобилей и автобусов, которые эксплуатируются в городах, это представляется целесообразным. В этих транспортных средствах используются дизели большого объема, которые имеют низкие показатели удельного расхода топлива в широкой области режимных точек. Создание на их базе КЭУ с БСТ дает небольшое снижение удельного расхода, которое теряется либо в усложненной трансмиссии, либо при преобразованиях в электроприводе. Экономия топлива при использовании КЭУ на большегрузных транспортных средствах в городских условиях может быть достигнута в основном за счет рекуперации. Это обусловлено циклическим режимом движения (разгон-замедление) при относительно малой скоростной составляющей сил сопротивления, а также низким сопротивлением качению грузовых шин. Бóльшая часть энергии в тяговом режиме идет на «зарядку» массы автомобиля и может быть в существенной мере возвращена в батарею КЭУ. Рекуперация и движение на электротяге в этой связи должны быть обеспечены во всем тягово-скоростном диапазоне транспортного средства для возврата максимального количества кинетической энергии и быстрого освобождения ограниченной по емкости батареи для новой рекуперации. Также необходимо обеспечить наибольший КПД самой рекуперации и использования рекуперируемой энергии. Эти требования могут быть выполнены с помощью механических автоматизированных коробок передач, которые используются в традиционных энергоустановках большегрузных автомобилей. Управление созданными на их базе КЭУ происходит в релейном режиме: чередуются фазы зарядки батареи и электротяги с отсоединением ДВС от трансмиссии. Возможность работы ДВС по линии ОРТ в такой схеме сохраняется, однако с меньшей функциональной гибкостью в сравнении с использованием БСТ: регулирование избытка мощности, заряжающего батарею, ограничено, поскольку режимная точка обусловлена выбором передачи и скоростью автомобиля. Из средств, позволяющих свободно регулировать режим работы ДВС, доступна только мощностная буферизация с помощью батареи (плавное регулирование по угловой скорости вала невозможно).

КЭУ параллельной схемы с АКП выпускаются для грузовых автомобилей и автобусов фирмами ZF Friedrichshafen и Eaton. Конструктивно они реализуются в виде агрегата, называемого модулем КЭУ (в англ. варианте hybrid module), который присоединяется к серийной АКП. Исследование системы этого типа описано в главе 7. Эта схема КЭУ получила распространение и в легковых автомобилях. В разное время она использовалась в автомобилях Mercedes-Benz, BMW и концерна Volkswagen Group (Volkswagen, Audi, Porsche) [29]. В настоящее время автомобили с КЭУ этого типа (на базе дизелей) выпускает фирма Peugeot.

1.2. Организация потоков мощности в КЭУ

Описанные варианты КЭУ в той или иной мере обеспечивают независимость режима работы ДВС от условий движения автомобиля. Основные различия между ними состоят в организации потоков мощности, т.е. в том, какими путями и насколько эффективно они передают и используют энергию, вырабатываемую ДВС (а в случае PHEV и REEV – и получаемую из сети). В этой связи организация потоков мощности является одним из ключевых аспектов разработки и исследования КЭУ.

На рисунках 1.4 и 1.5 показаны примеры результатов расчетного исследования потоков мощности в КЭУ, проведенного НТЦ Energies Nouvelles (Франция) [30]. Объектом исследования являлся автомобиль Toyota Prius 2-го поколения.

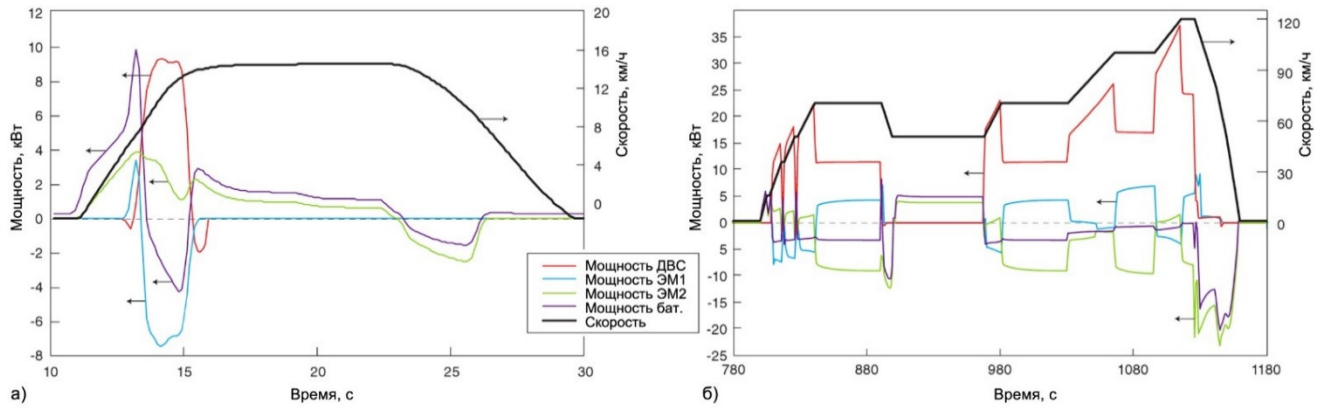


Рисунок 1.4 – Мощности, развиваемые компонентами КЭУ автомобиля Toyota Prius при выполнении ездового цикла NEDC. Результаты математического моделирования из работы [30]. а – первый участок городской фазы цикла; б – загородная фаза цикла.

Его математическая модель использовалась для проведения вычислительных экспериментов с воспроизведением испытаний в ездовых циклах. Мощности, развиваемые ДВС, двумя электромашинами и тяговой батареей КЭУ в разных фазах европейского цикла NEDC (New European Driving Cycle, используется в Правилах ЕЭК ООН №83 и 101), показаны на рисунке 1.4.

На графиках можно различить два режима работы КЭУ. На участках ускоренного движения мощность ЭМ1 отрицательна (режим генерации), а ЭМ2 – положительна. При равномерном же движении со включенным ДВС ЭМ1 работает в режиме тяги (положительная мощность), а ЭМ2 – в режиме генерации. В первом случае с помощью БСТ мощность ДВС разделяется на два потока – механический и электрический. На выходе из КЭУ они снова соединяются в один механический поток, который передается к ведущим колесам. Во втором случае в БСТ возникает циркуляция мощности. На рисунке 1.5 показаны оба варианта разделения потоков мощности с числовыми значениями в кВт.

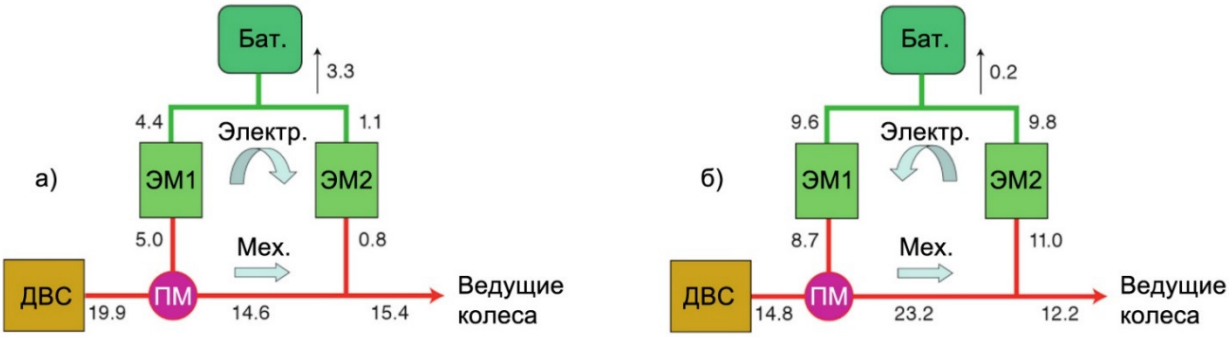


Рисунок 1.5 – Примеры разделения потоков мощности в КЭУ Toyota Prius.
а – «положительный split»; б – «отрицательный split» [30]

В некоторых публикациях, посвященных КЭУ Toyota Hybrid System, эти варианты работы БСТ называются «положительный split» («positive split») и «отрицательный split» («negative split») соответственно [31]. В главе 6 описано проведенное автором исследование КЭУ Toyota Prius. При анализе его результатов рассмотрены представленные на рисунке 1.5 варианты разделения потоков мощности.

Показателями, определяющими организацию потоков мощности в КЭУ, являются режимные точки компонентов и эффективность компонентов в смысле передачи и преобразования энергии. В экспериментальных исследованиях не все параметры режимных точек могут быть измерены. Для доопределения недостающих параметров должно быть использовано математическое моделирование. В этой связи математическая модель КЭУ должна отражать все факторы, определяющие потоки мощности: силы сопротивления движению автомобиля; динамику механического силового привода; характеристики КПД компонентов КЭУ или альтернативные формы расчета потерь мощности в них (например, тепловыделение на внутреннем сопротивлении аккумуляторов тяговой батареи, см. раздел 4.1).

В автономной КЭУ восполнение заряда батареи происходит за счет избытка мощности ДВС и рекуперации. КЭУ этого типа работают по принципу циклического расходования и

восполнения энергии батареи с поддержанием ее уровня в некотором диапазоне. В определении показателей топливной экономичности и вредных выбросов автомобиля, обеспечиваемых автономными КЭУ, существенную роль играет понятие баланса энергии. При испытаниях КЭУ или оснащенного ей автомобиля в ездовом цикле возможны три варианта уровня энергии батареи в конце испытания. Они иллюстрируются рисунком 1.6.

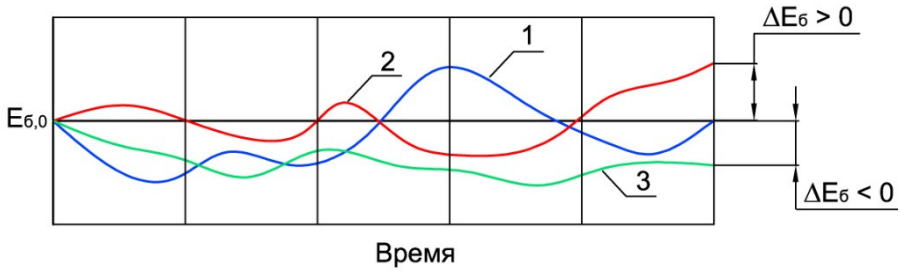


Рисунок 1.6 – Баланс и дисбаланс энергии батареи КЭУ

Кривые соответствуют следующим состояниям батареи в конце цикла: 1 – $\Delta E_б = 0$ – баланс энергии; 2 – $\Delta E_б > 0$ – избыток энергии; 3 – $\Delta E_б < 0$ – дефицит энергии. Избыток энергии означает, что автомобилем был реализован не весь пробег на электротяге, который могла бы обеспечить энергия, накопленная в батарее в процессе испытания (сверх исходного уровня). Наличие потенциального дополнительного пробега на электротяге делает завышенными рассчитанные по результатам испытания путевые величины (на 100 км и на км пути) расхода топлива и вредных выбросов автомобиля. Дефицит энергии означает, что была использована часть заряда, имевшегося в батарее до начала испытаний. Это дало дополнительный пробег на электротяге, и показатели расхода топлива и вредных выбросов занижены. Адекватную оценку этих показателей обеспечивает только выполнение условия баланса энергии. Это имеет существенное значение для сравнения различных схем, компонентных составов и способов управления КЭУ. Точный баланс без труда может быть получен при математическом моделировании. При испытаниях автомобиля можно задавать некоторое малое значение дисбаланса, которое требуется получить в конце ездового цикла или на котором испытание должно завершиться. Эта практика применяется в сертификационной процедуре США в соответствии со стандартом SAE 1711. Допустимым считается дисбаланс, не превышающий ±1% от энергии топлива ДВС, потраченной на движение.

Другим способом устранения влияния дисбаланса энергии батареи на показатели автомобиля является расчетная коррекция. В процедуре сертификации автомобилей с КЭУ по Правилам ЕЭК ООН №101 для этого используются результаты исследований, проведенных институтом TNO (Нидерланды) и рядом других европейских исследовательских организаций в рамках проекта MATADOR [32]. В этой работе соотношение между дисбалансом и расходом

топлива оценивалось расчетным и экспериментальным способами. В качестве примера полученных экспериментальных данных на рисунке 1.7 приведены результаты испытаний автомобиля Toyota Prius (1-го поколения) в нескольких ездовых циклах, выполненных с различными значениями дисбаланса.

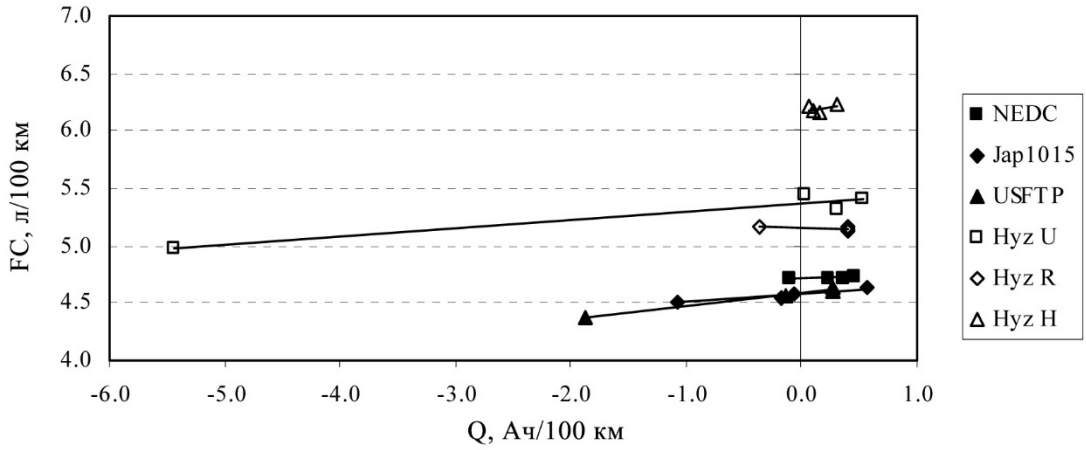


Рисунок 1.7 – Соотношения между дисбалансом заряда батареи и расходом топлива ДВС, полученные при испытаниях автомобиля Toyota Prius в различных ездовых циклах [32]

Во всех экспериментах и расчетах были выявлены соотношения между дисбалансом заряда Q и расходом топлива FC, удовлетворительно аппроксимируемые линейными функциями. Это свойство используется в Правилах ЕЭК ООН №101 для расчета эквивалентного расхода топлива автомобиля с автономной КЭУ:

$$FC_0 = FC - K_{fuel}Q,$$

где FC_0 – теоретический расход топлива, соответствующий балансу заряда; FC – расход топлива, полученный фактически в результате испытания; Q – дисбаланс заряда, полученный в конце испытания. K_{fuel} является коэффициентом линейной регрессии, рассчитываемым по экспериментальным данным с помощью формулы наименьших квадратов:

$$K_{fuel} = \frac{n\sum Q_i FC_i - \sum Q_i \sum FC_i}{n\sum Q_i^2 - (\sum Q_i)^2},$$

где n – число испытаний; Q_i – дисбаланс заряда, полученный при i-м испытании; FC_i – расход топлива, полученный при i-м испытании.

Вместе с тем исследования, проведенные в рамках проекта MATADOR, не выявили поддающихся аппроксимации соотношений между дисбалансом энергии и выбросами вредных веществ. Возможно, что по этой причине коррекция по дисбалансу не применяется для транспортных средств с автономными КЭУ при определении экологического класса по Правилам ЕЭК ООН №83 [33].

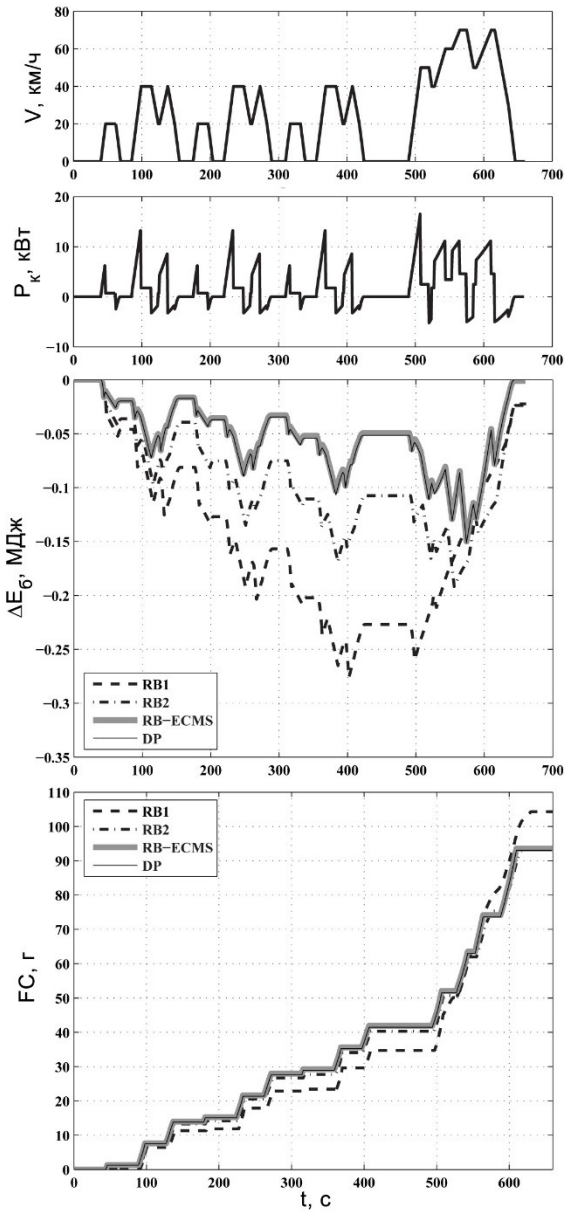


Рисунок 1.8 – Влияние управления энергетическим балансом батареи КЭУ на топливную экономичность автомобиля [35]

Стратегию организации потоков мощности в КЭУ можно рассматривать как управление уровнем энергии батареи. Прямая связь между балансом заряда и расходом топлива позволяет анализировать влияние управления энергией батареи на топливную экономичность автомобиля. Это наглядно демонстрируется рисунком 1.8, где представлены результаты расчетного сравнения нескольких стратегий управления КЭУ из работы [35].

Объектом исследования являлся автомобиль Toyota Prius. В качестве режима движения использовался ездовой цикл JP10-15 (Япония). На первых двух графиках сверху показана скорость автомобиля V и мощность на ведущих колесах $P_к$, требуемая для движения автомобиля в цикле. Сравнивались четыре стратегии управления, две из которых (RB1 и RB2) были основаны на эвристических правилах, третья (RB-ECMS) совмещала в себе правила и элементы оптимизации, а последняя являлась результатом поиска оптимального управления с помощью динамического программирования (DP). При использовании методов оптимального управления уровень энергии или степень заряженности батареи является управляемой фазовой переменной или переменной состояния КЭУ.

Задача оптимального управления состоит в том, чтобы найти значения управляющих переменных (для КЭУ ими являются мощности силовых агрегатов), переводящих управляемую систему из начального состояния в конечное по фазовой траектории, обеспечивающей выполнение критерия качества [36], которым в случае исследования КЭУ в работе [35] является минимальный путевой расход топлива. Третий и четвертый графики сверху показывают изменение уровня энергии в батарее ($\Delta E_б$) и расход топлива (FC) соответственно. Видно, что изменение «траектории» уровня энергии существенно отражается на расходе топлива. Разница между максимальным и минимальным значениями FC в конце цикла составляет 10.5%. (Строго говоря, эвристические стратегии дали отрицательный дисбаланс энергии, коррекция которого дополнительно увеличит расход топлива).

Уровень энергии батареи определяется мощностью, которой она заряжается или разряжается. В свою очередь, мощность определяется двумя электрическими переменными батареи – напряжением и силой тока – и ограничена их рабочими диапазонами, которые зависят от типа и параметров аккумуляторных ячеек, формирующих батарею. Связь этого фактора с организацией потоков мощности в КЭУ можно проиллюстрировать на примере работы [37], в которой проводилось сравнительное теоретическое исследование стратегий управления КЭУ с учетом показателей работы батареи. Объектом исследования являлся автобус полной массой 16500 кг с КЭУ последовательной схемы. На рисунке 1.9 показаны результаты моделирования работы батареи при движении автобуса в загородной части ездового цикла NEDC. Для управления КЭУ использовалось три стратегии. При управлении-1 ДВС работал стационарно в одной оптимальной режимной точке, заряжая батарею. По достижении степенью заряженности батареи заданного верхнего предела ДВС выключался, и запасенная в батарее энергия расходовалась в режиме электротяги до достижения нижнего предела, после чего снова следовала фаза зарядки. Управление 2 подразумевало работу ДВС по линии ОРТ со «сглаживанием» переходных режимов. Для ее реализации авторами был использован способ, описанный в работах [38, 8]. Управление-3 являлось квазиоптимальной стратегией организации потоков мощности ECMS (Equivalent Consumption Minimizationn Strategy – стратегия минимизации эквивалентного расхода топлива), которая основана на пропорциональности между балансом энергии батареи и расходом топлива [39].

В статье [37] не указывается использованный тип литий-ионных аккумуляторов. Приводится только их емкость – 90 А·ч. Для распространенных литий железо-фосфатных аккумуляторов

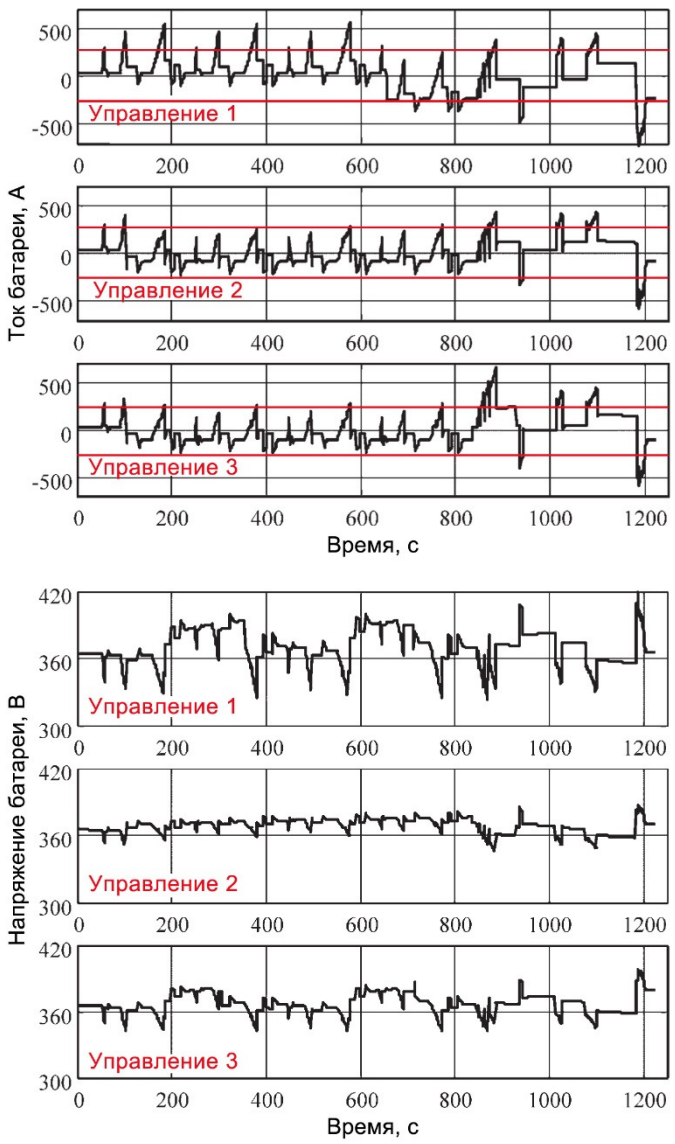


Рисунок 1.9 – Влияние управления потоками мощности в КЭУ на режим работы тяговой батареи [37]

этой емкости максимальный длительный ток разряда и максимально допустимый ток заряда составляют порядка 270 А. На графиках тока красными линиями нанесены эти уровни. Видно, что при управлении 1 часть разгонных режимов происходит при токах, значительно превышающих 270 А. Достаточно длительная зарядка батареи осуществляется токами, близкими к допустимому значению кратковременной работы, а местами – и превышающими его. Управления 2 и 3 обеспечивают ток в допустимых пределах практически на всем протяжении цикла за исключением последнего участка рекуперации с большим током заряда и участка разгона в районе 850...900 с. Сравниваемые стратегии управления также дают существенно разнящиеся расходы топлива. Управление 2 дает расход на 4.4% ниже, чем управление 1. Управление 3 обеспечивает расход топлива на 7.4% ниже, чем управление 2, и на 11.5% ниже, чем управление 1.

Таким образом, в задаче управления потоками мощности КЭУ уровень энергии батареи является ключевой переменной. Он определяет топливную экономичность автомобиля и его экологический класс. Возможности буферизации мощности ДВС в КЭУ ограничены не только мощностными характеристиками электропривода, но и рабочим диапазоном батареи, задаваемым допустимым током и напряжением. Эти показатели должны учитываться при исследованиях КЭУ как с помощью моделирования, так и в физических экспериментах.

1.3. Аспекты функционирования системы рекуперации

Процесс рекуперации представляет собой передачу энергии от массы автомобиля в батарею при его замедлении. Это осуществляется тяговым электроприводом КЭУ, работающим

в режиме генерации. Свойства рекуперации можно охарактеризовать тремя основными аспектами: энергетической эффективностью; мощностью рекуперации, реализуемой в условиях физических ограничений компонентов системы; тормозными характеристиками автомобиля. Исследование первого аспекта подразумевает оценку эффективности цепочки передачи энергии от автомобиля в батарею. На этом пути происходят потери энергии, связанные с ее передачей и преобразованиями. Можно выделить следующие виды потерь:

– рассеивание энергии автомобиля силами сопротивления, действующими на него – аэродинамического и составляющей силы тяжести, направленной параллельно плоскости дороги при движении на подъеме (скатывающая сила);

– сопротивление качения шин;

– трение в механической трансмиссии;

– потери в электроприводе, связанные с преобразованием энергии из механической формы в электрическую (КПД электродвигателя) и преобразованием переменного тока в постоянный (КПД силового преобразователя);

– потери в тяговой батарее при ее заряде.

В рамках обеспечения требуемого распределения тормозных сил (см. ниже) реализуемая мощность рекуперации определяется характеристикой момента электродвигателя, характеристиками тяговой батареи и текущей степенью заряженности батареи. Под характеристиками батареи имеются ввиду: тип используемых в ней аккумуляторных ячеек, их зарядная емкость (А·ч), число ячеек в батарее и способ их электрического соединения. Эти характеристики определяют рабочие диапазоны силы тока и напряжения батареи. Их ограничения, как и вопрос степени заряженности батареи, актуальны в основном для автономных КЭУ. В них используются батареи с относительно небольшой емкостью, что обуславливает существенные ограничения не только по запасаемой энергии, но и по мощности, которая для режима заряда более ограничена, чем для разряда. В качестве иллюстрации к этому вопросу на рисунке 1.10 представлены показатели работы системы рекуперации и рабочей тормозной системы автомобиля Toyota Prius, который был исследован и модифицирован IFP Energies Nouvelles в рамках научно-исследовательского проекта [30]. При испытаниях автомобиля на нагрузочном стенде выполнялись одинаковые по интенсивности торможения с разной степенью заряженности батареи. Измерялся ток батареи и давление в гидравлической тормозной системе. На рисунке видно, что при высокой степени заряженности батареи система управления ограничивает ток рекуперации на уровне 25...30 А, а при низком заряде ток достигает 100 А. Рекуперируемая мощность в этих двух случаях различается примерно в 3 раза. При снижении мощности рекуперации недостающее тормозное усилие компенсируется повышением давления в тормозной системе.

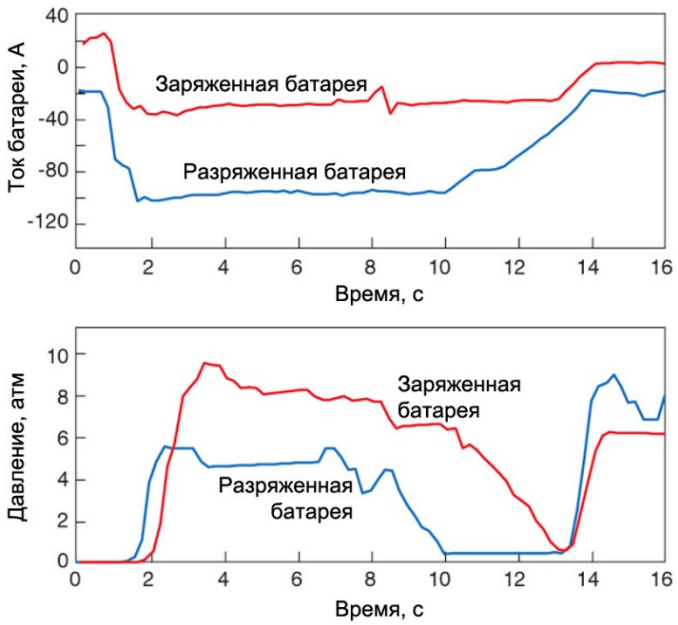


Рисунок 1.10 – Показатели работы тяговой батареи и тормозной системы автомобиля Toyota Prius при замедлениях с разной степенью заряженности батареи [30]

Для достижения максимальной экономии топлива за счет рекуперации система управления КЭУ должна при любых условиях обеспечивать наличие свободной емкости в тяговой батарее. В этой задаче может оказаться эффективным управление с заранее известным маршрутом движения или с его расчетом по спутниковым данным, которые позволяют определить рельеф дороги и освободить емкость в батарее для будущей рекуперации [40].

В Правилах ЕЭК ООН №13 и 13-Н, предъявляющих нормативные требования к тормозным свойствам транспортных средств, вводится термин «категория системы электрического рекуперативного торможения». Правила определяют две категории:

– категория «А». Соответствующая ей система рекуперации не является частью рабочей тормозной системы автомобиля. Она активизируется при отпускании педали акселератора и имитирует торможение двигателем.

– категория «В». Соответствующая ей система рекуперации является частью рабочей тормозной системы автомобиля. Она работает как при отпускании педали акселератора, так и при нажатии на педаль тормоза. Ниже системы этого типа будут называться рекуперативно-механическими, поскольку задействуют электропривод и фрикционные тормозные механизмы.

Существенное улучшение топливной экономичности автомобиля может быть достигнуто только при использовании рекуперации категории «В», работающей во всем диапазоне служебных замедлений. Вместе с тем, ее применение требует проработки вопроса тормозных свойств автомобиля. В нем существует два аспекта: распределение тормозных сил по колесам/осям и соотношение тормозных сил, создаваемых электроприводом и тормозными механизмами на ведущих колесах.

В соответствии с Правилами ЕЭК ООН №13 интенсивность замедления автомобиля характеризуется коэффициентом торможения, который одновременно является реализуемым коэффициентом сцепления: $z = a_x / g$, где a_x – замедление автомобиля. Для анализа

распределения тормозных сил с помощью представленных ниже диаграмм разделим коэффициент торможения на составляющие для передних и задних колес автомобиля[1]:

$$z = \frac{F_{торм}}{g \cdot m} = \frac{F_{торм1}}{g \cdot m_1} + \frac{F_{торм2}}{g \cdot m_2} = z_1 + z_2,$$

где $F_{торм}$ – суммарная тормозная сила на колесах; $F_{торм1}$ и $F_{торм2}$ – тормозные силы на передней и задней осях соответственно; m_1 и m_2 – масса автомобиля, приходящаяся на переднюю и заднюю оси соответственно.

На рисунке 1.11 представлены тормозные диаграммы, построенные для автомобиля с передним (а) и задним (б) электрическим приводом [30]. Сплошными диагональными линиями показаны уровни реализуемых замедлений или коэффициентов торможения. Кривые параболической формы соответствуют оптимальному распределению тормозных сил, при котором на колесах обеих осей реализуются одинаковые коэффициенты сцепления [41]. В качестве практически реализуемого представлено соотношение тормозных сил, отображаемое прямой, лежащей под линией оптимального распределения. Это упрощает систему управления и гарантирует предотвращение опережающей блокировки задних колес.

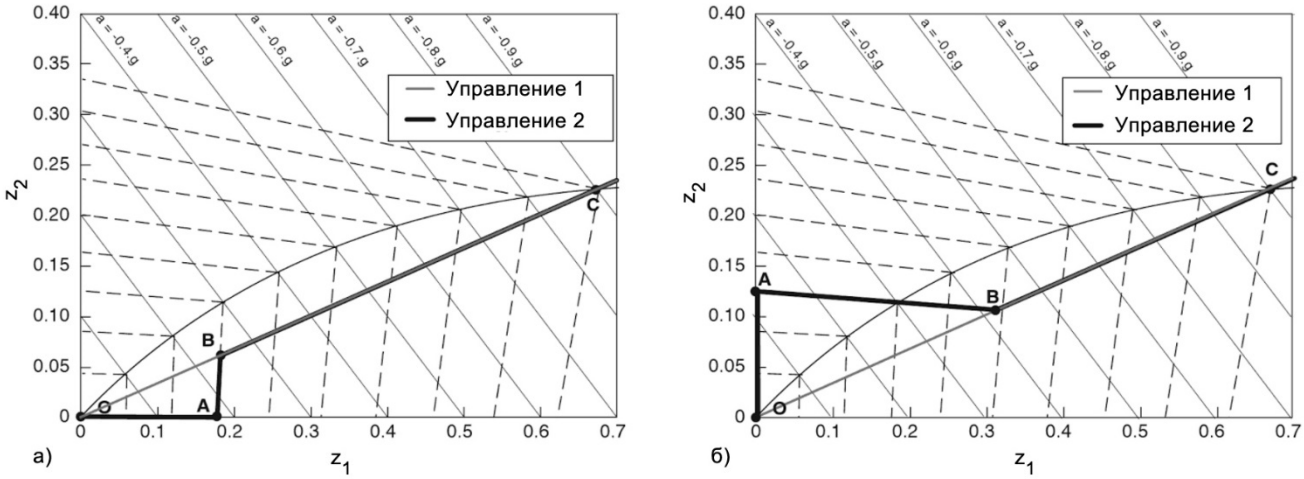


Рисунок 1.11 – Тормозные диаграммы автомобиля с рекуперативно-механической тормозной системой. а – с передним приводом; б – с задним приводом. [30]

Для каждого варианта привода описаны две стратегии управления тормозными силами. При управлении 1 торможение всегда осуществляется двумя осями. Таким образом, часть тормозного усилия создается осью, которая не приводится электромашиной. При управлении 2 до некоторого порогового значения коэффициента торможения замедление осуществляется

[1] Аэродинамическим сопротивлением и сопротивлением качения шин пренебрегаем

только рекуперацией на приводной оси. После достижения порога подключаются тормозные механизмы обеих осей.

На рисунке 1.12 представлены диаграммы, характеризующие комплексное влияние стратегии распределения тормозных сил по осям на эффективность рекуперации, мерой которой является доля теоретического максимума возвращаемой энергии [30]. Варьируемыми параметрами являлись соотношение рекуперативного и механического торможения на приводной оси и мощность электромашины (ЭМ). Диаграммы построены для легкового автомобиля массой 1360 кг. Его режим движения задавался европейским ездовым циклом «Artemis» [42]. Управления 1 и 2 соответствуют описанным выше стратегиям распределения тормозных сил (рисунок 1.11). Управление с индексом «a» подразумевает динамическое регулирование соотношения рекуперации и механического торможения на приводной оси. В этом случае электромашина может реализовать свой максимальный тормозной момент и полную мощность. Недостаток тормозного усилия электромашины компенсируется механическими тормозами в соответствии с формой характеристики момента электромашины. В управлении с индексом «b» тормозной момент электромашины ограничен постоянной величиной, в результате чего создается неизменное соотношение между рекуперативным и механическим торможениями на приводной оси.

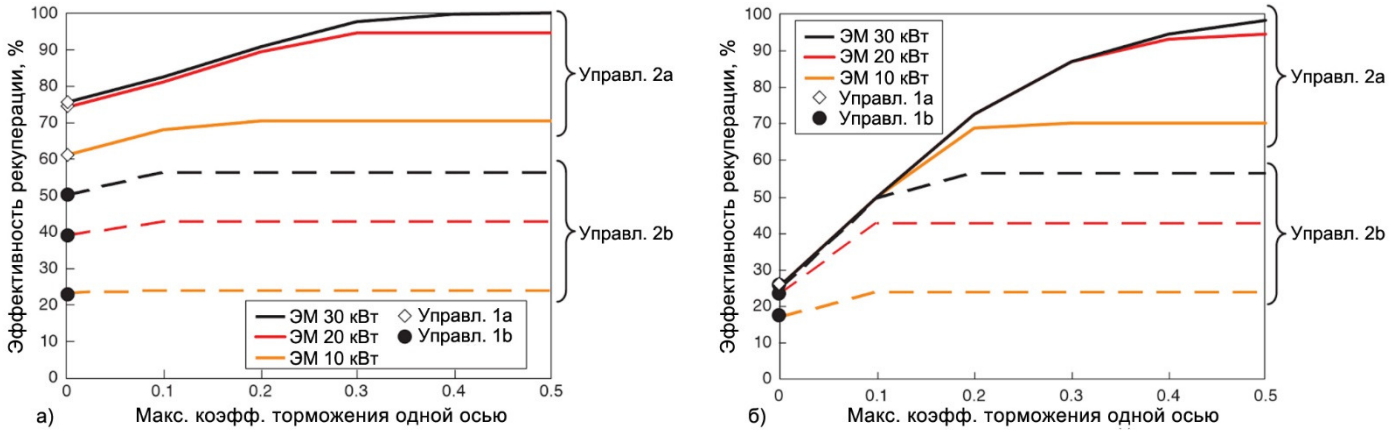


Рисунок 1.12 – Эффективность рекуперации в зависимости от мощности электромашины и управления распределением тормозных сил. а – передний привод; б – задний привод. [30]

Диаграммы демонстрируют преимущества динамического управления распределением тормозных сил между электромашиной и механическими тормозами на приводной оси (управление с индексом «a»). На рисунке 1.13 представлены показатели работы системы рекуперативно-механического торможения фирмы Continental (ФРГ), реализующей этот принцип. Они были получены в результате испытания автомобиля с выполнением торможения со скорости 90 км/ч при постоянном замедлении порядка 3.5 м/с^2.

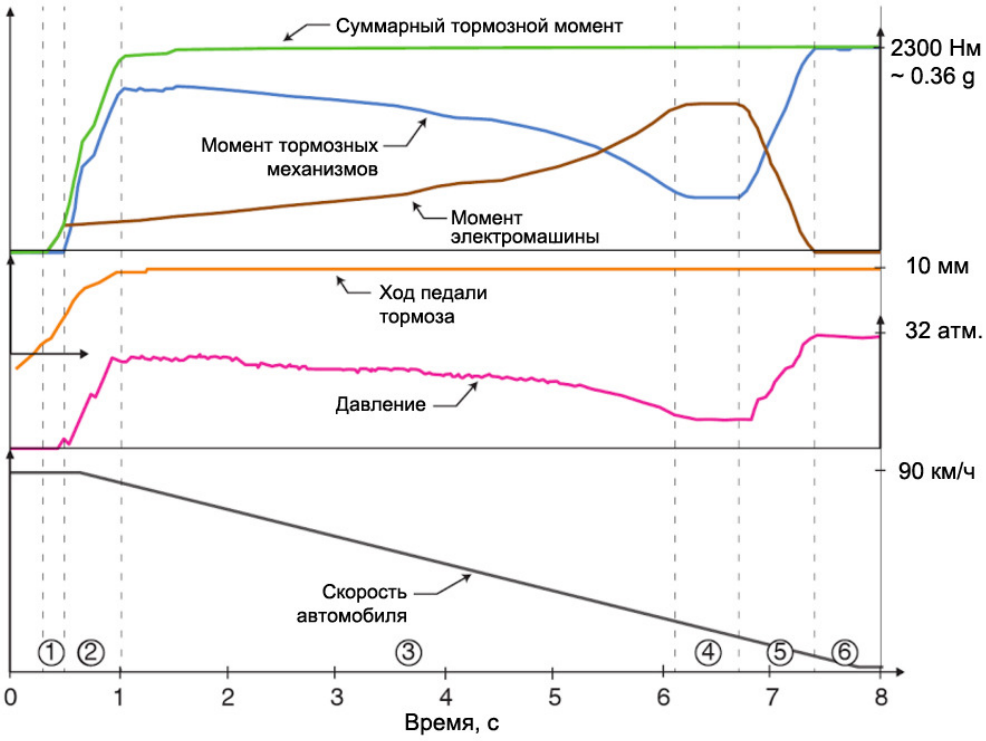


Рисунок 1.13 – Показатели процесса торможения автомобиля с совмещением работы системы рекуперации и фрикционных тормозных механизмов [43, 30]

Цифрами на рисунке выделены следующие фазы процесса торможения: 1 – начало торможения только за счет электропривода; 2 – нарастание давления в гидравлической тормозной системе при увлечении нажатия на педаль тормоза, когда электродвигатель, в силу ограничения характеристики момента, не может обеспечить требуемое замедление; 3, 4 и 5 – смешанное торможение электроприводом и тормозными механизмами, соотношение тормозных усилий между которыми определяется характеристикой момента электродвигателя; 6 – замедление только за счет тормозных механизмов на малой скорости до полной остановки автомобиля.

Еще одним существенным вопросом является функционирование рекуперации в условиях срабатывания систем активной безопасности, прежде всего антиблокировочной системы (АБС). Как правило, при срабатывании АБС рекуперация отключается [30, 43]. В работе [44] описано проектирование системы управления рекуперативно-механическим торможением и, в частности, моделируется управление системой рекуперации при срабатывании АБС. Показатели этого процесса представлены на рисунке 1.14. В вычислительном эксперименте на дороге с пониженным коэффициентом сцепления (0.5) выполнялось служебное торможение с замедлением 2 м/с^2, переходящее в экстренное торможение с замедлением 4.8 м/с^2. На верхнем поле рисунка представлены следующие переменные, характеризующие замедление автомобиля

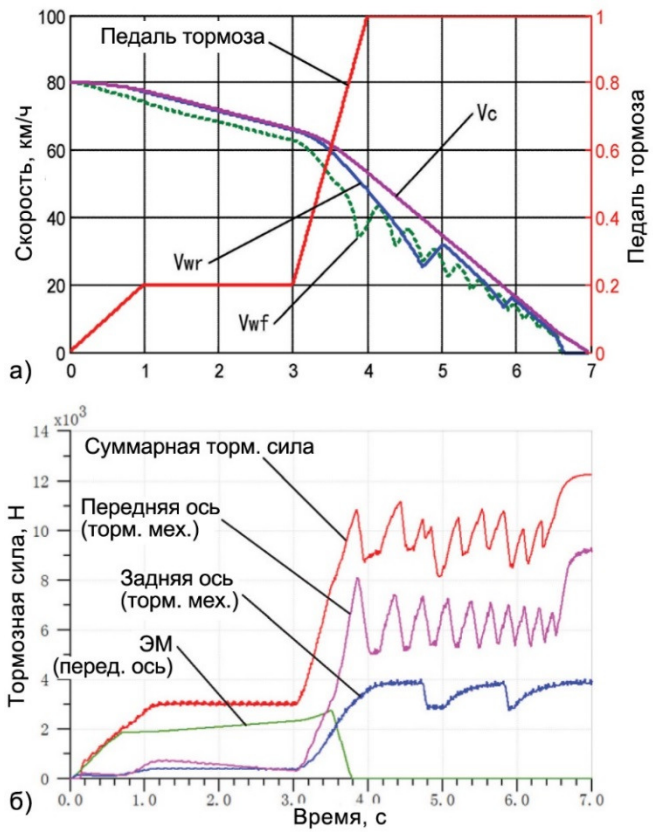


Рисунок 1.14 – Моделирование работы рекуперативно-механической тормозной системы автомобиля с КЭУ при экстренном торможении [44]

и управление проскальзыванием колес: Vc – скорость автомобиля, Vwr – окружная скорость задних колес, Vwf – окружная скорость передних колес. На нижнем поле показаны: суммарная тормозная сила; силы, создаваемые тормозными механизмами передних и задних колес (торм. мех.); тормозная сила, создаваемая при рекуперации электромашиной (ЭМ), приводящей передние колеса. Служебное замедление осуществляется в основном с помощью электродвигателя. При экстренном торможении рекуперация отключается, и для предотвращения блокировки колес АБС осуществляет модуляцию моментов, создаваемых тормозными механизмами.

1.4. Исследование и разработка автомобилей с КЭУ: задачи и инструменты

Для исследования и разработки КЭУ и, в частности, описанных выше функций используются теоретические и экспериментальные средства и методы, с помощью которых проводятся испытания – виртуальные (вычислительные эксперименты) и физические. С их помощью решаются следующие задачи:

– исследование серийных и экспериментальных автомобилей с КЭУ с целью лучшего понимания технологии – плюсов и минусов ее самой и ее конкретных реализаций;

– сравнение автомобилей с КЭУ и автомобилей с традиционными энергоустановками;

– сравнение автомобилей с различными схемами КЭУ;

– сравнение серийных автомобилей с КЭУ с новыми разработками. Например, оценка эффективности новой системы управления по сравнению с серийной для одного и того же автомобиля в одинаковых условиях испытаний. Или оценка модификации схемы КЭУ по сравнению с серийной для одного и того же автомобиля в одинаковых условиях испытаний.

Целями проведения экспериментов могут быть: определение характеристик автомобилей (топливно-экономических, экологических, динамических, показателей активной безопасности), идентификация режимов работы компонентов КЭУ, расчет потоков мощности и КПД КЭУ, анализ энергоустановки и ее компонентов как объектов управления.

1.4.1. Режимы испытаний

Разделение потоков мощности и связанные с ним свойства КЭУ и автомобиля лучше всего исследовать и разрабатывать с воспроизведением относительно длительного движения автомобиля в типичных условиях эксплуатации. Наиболее очевидным решением представляется использование для этого ездовых циклов. Этот подход используется в большинстве известных работ. Ездовой цикл представляет собой не временну̀ю модель дорожного движения, а статистическую: на ограниченном промежутке времени представлены скоростные режимы, характерные для эксплуатации транспортного средства в заданных условиях дорожного движения (город, автомагистраль). Относительная длительность участков цикла соответствует их временно́му распределению в реальных условиях эксплуатации автомобиля. Для традиционных энергоустановок такая модель является вполне репрезентативной, поскольку их режимные точки достаточно однозначно определяются скоростью и ускорением автомобиля. Однако для автомобилей с КЭУ это может быть не оптимальным вариантом. КЭУ являются системами с меняющимся поведением во времени (оно зависит, например, от степени заряженности батареи) и существенной независимостью режимов работы агрегатов от условий движения. Поэтому их испытания в ездовых циклах – это совмещение статистической и динамической систем, которое может давать в той или иной мере нерепрезентативные результаты. В этой связи наилучшим способом испытаний (как исследовательских, так и связанных с разработкой КЭУ и ее системы управления) представляется воспроизведение реальных условий движения, записанных с помощью регистрирующей аппаратуры. В настоящее время решение этой задачи упростилось благодаря распространению устройств, определяющих скорость по спутниковым данным [40].

Испытания по исследованию и отработке системы рекуперативно-механического торможения представляют собой относительно кратковременные заезды двух типов:

– разгон до заданной скорости и последующее торможение с заданным замедлением. Испытания целесообразно проводить на дорогах с разным коэффициентом сцепления и меняющимся от заезда к заезду замедлением вплоть до срабатывания АБС. В результате определяются показатели смешанного торможения и реакция системы рекуперации на срабатывание систем активной безопасности.

– разгон до заданной скорости и последующее равномерное движение на спуске заданным углом наклона дороги для определения максимального длительного режима рекуперации. В случае использования в системе управления КЭУ спутниковых данных с помощью испытаний этого типа также можно установить эффективность подготовки емкости батареи к предстоящей рекуперации.

Если КЭУ имеет батарею малой энергоемкости, то испытания должны проводиться с разной степенью заряженности, чтобы установить, как она влияет на работу системы рекуперации и количество возвращаемой энергии.

1.4.2. Средства испытаний

Виртуальные средства – наиболее доступный инструмент исследования и разработки автомобилей с КЭУ. Модель с минимальными исходными данными практически всегда является исходным и часто единственным инструментом на первом этапе разработки новых систем. На следующих этапах могут проводиться испытания автомобиля, на базе которого создается КЭУ, и компонентов энергоустановки для уточнения исходных данных и подтверждения адекватности разработанной модели. При исследовании серийного автомобиля с КЭУ модель с исходными данными, полученными из доступных информационных источников, используется для предварительной оценки его характеристик. Информация об алгоритмах управления энергоустановок серийных автомобилей, как правило, весьма ограниченная. В этой связи для идентификации модели и воспроизведения работы КЭУ необходимы испытания автомобиля. По их результатам модель уточняется, определяются режимы работы компонентов КЭУ и выявляются особенности ее функционирования, исходя из которых можно в той или иной мере реконструировать алгоритм управления.

Модель динамики автомобиля. Для исследования разделения потоков мощности в КЭУ достаточно простой модели прямолинейного движения автомобиля без учета сцепных свойств колес. Для исследования рекуперативно-механического торможения, особенно со значительными замедлениями и срабатыванием АБС, должна использоваться модель прямолинейного движения автомобиля, отражающая как минимум перераспределение нормальных реакций, сцепление шин с дорогой, проскальзывание колес и действие тормозных моментов на колесах каждой оси.

Модель КЭУ. Наибольшее распространение в публикациях имеют модели энергоустановок с использованием сосредоточенных масс для воспроизведения динамики механического привода и энергетическими моделями компонентов, отражающими их КПД. Однако, как было показано выше, электрические переменные батареи являются ключевым фактором в мощностном и энергетическом балансах КЭУ и в определении режимов работы ее

компонентов. В этой связи модели КЭУ, включающие как механическую, так и электрическую части, становятся все более востребованными. Существенным вопросом является метод реализации таких моделей на ЭВМ. Системным подходом к его решению является формализация моделей с помощью графов. В задачах моделирования динамических систем в зарубежной практике распространение получают графы связей (bond graphs) [45].

В соответствии с теорией графов связей [46] модель исследуемого объекта разбивается на блоки, имеющие смысл функционально законченных подсистем. Каждый из них обладает несколькими входными и выходными портами (в англоязычных публикациях эти блоки называются multiports – «многопортовые»). В модели автомобиля такими блоками могут быть двигатель, сцепление, коробка передач, дифференциал и сам автомобиль как движущаяся масса. Каждый входной порт одного блока соединен с выходным портом другого блока связью (англ. bond), которая осуществляет передачу между ними мощности или энергии. Передача мощности осуществляется с помощью двух обобщенных переменных – переменной потока и переменной усилия (или потенциала). Потоковыми переменными для механических систем являются линейные или угловые скорости, а для электрических – сила тока. Переменные усилия/потенциала – это сила и крутящий момент в механических системах и напряжение – в электрических. Произведение соответствующих потоковой и силовой переменных дает мощность.

Теория графов связей используется как системообразующий метод в ряде программных пакетов, предназначенных для моделирования технических систем вообще и автомобильных в частности: Simulink (библиотеки Simscape), AMEsim, Modelica, Argonne Autonomie, AVL Cruise и др. В этих программах также реализуется интерфейс визуального моделирования, в котором каждый элемент модели представлен графическим изображением типа блока и соединяется с другими элементами линиями-сигналами. На рисунке 1.15 в качестве примера показан типовой блок из библиотеки компонентов энергоустановок программы Argonne Autonomie.

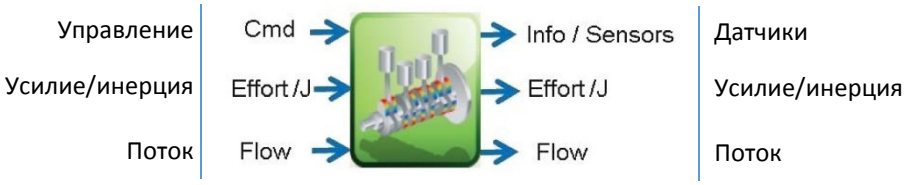


Рисунок 1.15 – Интерфейсы модели компонента энергоустановки в Autonomie [47]

Блок имеет пару интерфейсов «усилие-поток» на входе и выходе. Для взаимодействия с системой управления энергоустановки каждый блок снабжается входом Cmd, на который

подаются управляющие сигналы, и выходом Info/sensors, из которого могут быть считаны переменные модели, используемые системой управления для обратной связи.

Применение теории графов связей позволяет организовать модель в иерархическую структуру, подсистемы которой воспроизводят отдельные, функционально законченные элементы моделируемого объекта и взаимодействуют друг с другом единообразным способом. Это позволяет достаточно просто строить модели систем, в которых реализуются физические процессы разной природы (механические, электрические, тепловые, гидравлические). Дискретизация моделей по функциональному признаку и стандартные интерфейсы взаимодействия между ними позволяют создавать библиотеки компонентов, из которых, как из деталей конструктора, собираются модели различных систем. На рисунке 1.16 показан пример модели КЭУ, построенной в Autonomie:

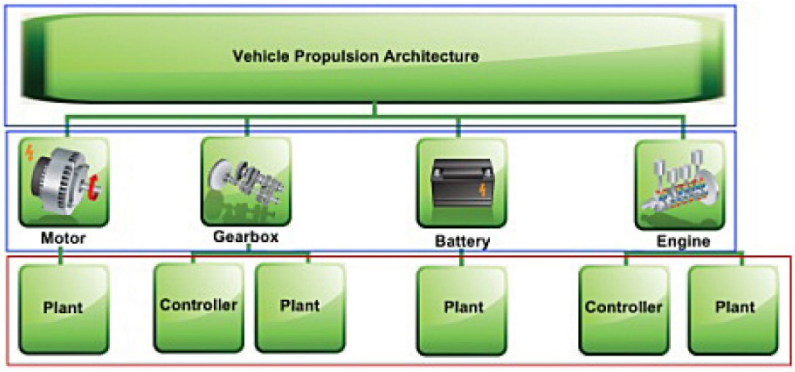


Рисунок 1.16 – Структура модели КЭУ в программе Argonne Autonomie [47]

В данном случае это КЭУ параллельной схемы, включающая модели: ДВС (Engine), электродвигателя (Motor), коробки передач (Gearbox) и тяговой батареи (Battery). Внутри каждого из этих блоков находятся подсистемы двух типов: Plant и Controller. Первая содержит собственно модель компонента, а вторая – модель его системы управления.

Физические средства

Лабораторные испытания являются наиболее удобным способом экспериментального исследования КЭУ и оснащенных ими автомобилей, особенно при выполнении ездовых циклов. Их преимущества – это повторяемость, широкие возможности измерений различных переменных, независимость от сезона и погодных условий. Это особенно актуально при создании новых КЭУ, когда экспериментально отрабатываются инженерные решения и элементы системы управления, которые по тем или иным причинам не могут быть проработаны с помощью математического моделирования или которые нецелесообразно отражать в модели, чтобы излишне ее не усложнять. Объем экспериментальных работ может быть достаточно

большим и требовать воспроизведения различных режимов движения автомобиля. Наличие в распоряжении разработчика КЭУ лаборатории стендовых испытаний в этом случае является необходимым.

В лабораторных испытаниях используются стенды, снабженные нагружающими устройствами, которые имитируют сопротивление движению автомобиля, приведенное к ведущим колесам или к валу силового агрегата. Нагрузка в стендах традиционного типа, как правило, создается электрической машиной и вращающимся инерционным устройством – маховиком. Электромашина воспроизводит сопротивление, соответствующее равномерному движению автомобиля и являющееся функцией его скорости. Маховик имитирует массу автомобиля. Величина массы определяется моментом инерции маховика, который настраивается перед испытаниями.

Для испытаний полнокомплектных автомобилей обычно используются стенды с беговыми барабанами. Каждое колесо ведущей оси автомобиля устанавливается на пару барабанов (роликов), один из которых связан с системой создания нагрузки, а другой является опорным. На рисунке 1.17 показан фрагмент стендовых испытаний экспериментального автомобиля REEV, созданного в рамках научно-исследовательских работ ФГУП «НАМИ» [48]. (Его исследования в аспектах работы тяговой батареи и рекуперативно-механической тормозной системы описаны в главах 4 и 5).

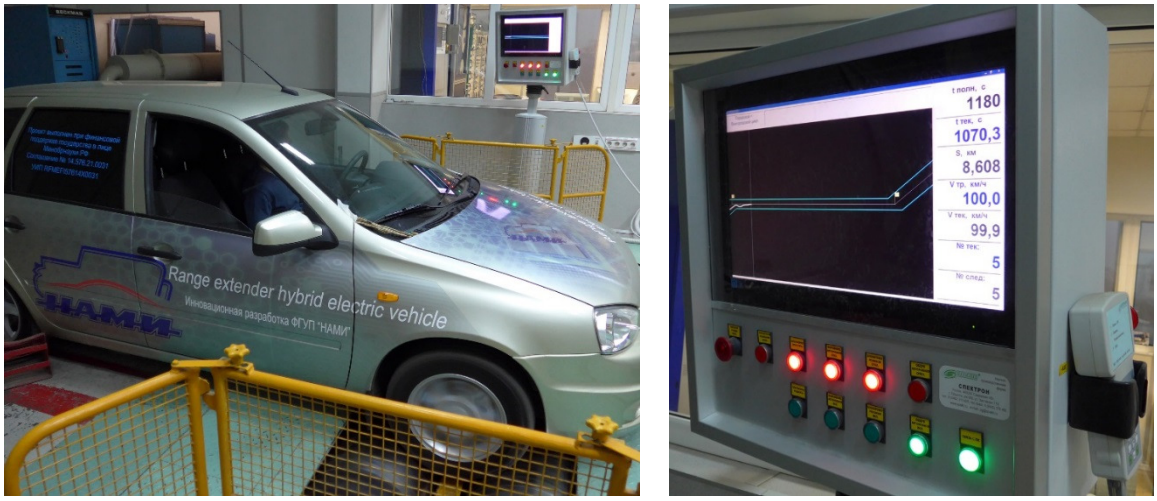


Рисунок 1.17 – Испытания автомобиля REEV на стенде с беговыми барабанами в режиме ездового цикла. а – водитель-испытатель выполняет программу цикла; б – монитор контроля скорости.

Скорость автомобиля, требуемая операционной картой цикла, обеспечивается водителем-испытателем (рисунок 1.17 а), который управляет педалями акселератора и тормоза. Текущее значение скорости, требуемая циклом скорость, а также диапазон допустимых отклонений от

требуемой скорости показываются в виде динамического графика на мониторе, который служит средством обратной связи для водителя (рисунок 1.17 б). Возможно выполнение цикла автоматическими системами, включающими актуаторы педалей акселератора и тормоза, а также привод рычага управления коробкой передач. Такие системы производятся, например, фирмой Froude Hofmann (Великобритания).

Принципы испытаний и создания нагрузки на агрегатном стенде по сути такие же, как и на барабанном, однако первый имеет существенные преимущества. Он обеспечивает свободный доступ к агрегатам исследуемой энергоустановки, что дает большие возможности для монтажа измерительных устройств. Если энергоустановка имеет механически не связанные силовые агрегаты, то возможно их произвольное расположение в лаборатории, не воспроизводящее их компоновку в автомобиле. Также агрегатные стенды позволяют проводить испытания отдельных компонентов энергоустановок, предназначенные для получения их характеристик, которые используются для моделирования этих компонентов или в системах управления. В качестве примера агрегатного стенда на рисунке 1.18 показана система для испытаний КЭУ последовательно-параллельной схемы [49, 50], созданная в Университете Машиностроения («МАМИ») [51, 52].

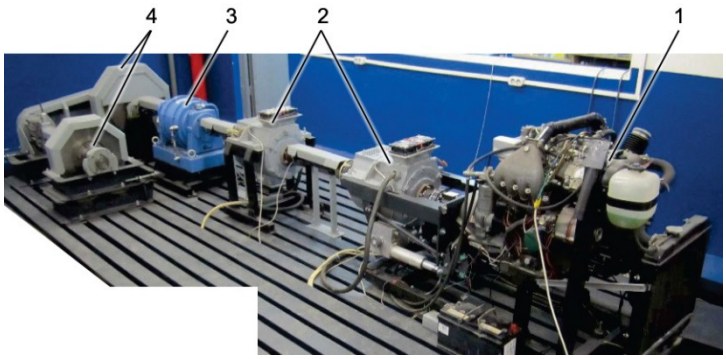


Рисунок 1.18 – Агрегатный стенд для испытаний КЭУ. 1 – ДВС; 2 – электродвигатели КЭУ; 3 – электрическое нагружающее устройство; 4 – инерционная нагрузка

Дорожные испытания. Наиболее часто дорожные испытания проводятся для определения контрольных показателей, характеризующих те или иные свойства автомобиля (например, тормозные). Однако исследовательские работы подразумевают и другую задачу испытаний: получение исходных данных для математической модели исследуемого объекта и для проверки адекватности моделирования. Получаемые в результате дорожных испытаний показатели и характеристики являются наиболее репрезентативной информацией об исследуемом объекте в условиях его работы, близких к эксплуатационным. Это особенно важно, когда требуются данные для исследования динамики автомобиля в различных режимах движения. Поэтому дорожные испытания представляются наилучшим (и наиболее доступным) методом исследования систем рекуперативно-механического торможения, особенно если испытания оснащенных ими автомобилей требуют выполнения экстренных замедлений.

Другой задачей, решаемой посредством дорожных испытаний, является определение сил сопротивления движению автомобиля. Результаты этих испытаний используются для задания нагрузки при стендовых испытаниях и в виртуальном моделировании автомобиля. Точность определения сопротивления имеет принципиальное значение в оценке энергетической эффективности автомобиля, что требует применения научно-обоснованных методов испытаний. В качестве примера работы с подробным описанием и анализом этих методов можно привести монографию В.А. Петрушова «Автомобили и автопоезда. Новые технологии исследования сопротивления качения и воздуха» [53].

1.4.3. Специфика использования виртуальных и физических средств в исследованиях автомобилей с КЭУ. Ограничения используемых инструментов и подходов

Одной из наиболее актуальных, но в то же время сложных, задач, для решения которой требуется применение виртуальных моделей, является идентификация режимов работы КЭУ серийных автомобилей. Исходными данными для ее решения являются результаты испытаний автомобиля или КЭУ – как правило, стендовых, поскольку они обеспечивают наибольшие возможности измерений и повторяемость имитируемых режимов движения. Ряд примеров решения задач этого типа представлен в публикациях лаборатории Argonne [54-56], которая проводит исследования технологии КЭУ и сравнение различных ее реализаций, как теоретически, так и экспериментально. В этих работах алгоритмы управления КЭУ реконструировались исследователями по данным из доступных информационных источников. При моделировании использовались те же параметры автомобиля и тот же скоростной режим, которые имели место при физических испытаниях. Результаты моделирования сопоставлялись с контрольными переменными, измеренными при испытаниях. На рисунке 1.19 показан пример идентифицированных таким образом показателей работы КЭУ Toyota Prius по результатам стендовых испытаний энергоустановки в режиме автомагистрального ездового цикла [56]. На графиках представлены следующие переменные, полученные при испытаниях (Эксп) и с помощью моделирования (Мод): V – скорость автомобиля; ω_e – угловая скорость вала ДВС; T_e – крутящий момент ДВС (измерялся напрямую датчиком); FC – расход топлива; SOC – степень заряженности тяговой батареи.

Являясь полезным и эффективным, этот способ, тем не менее, имеет существенные ограничения. Первое из них – недостаток информации об алгоритмах управления серийных КЭУ. Алгоритмы, используемые в КЭУ Prius, описаны в материалах фирмы Toyota [57, 58].

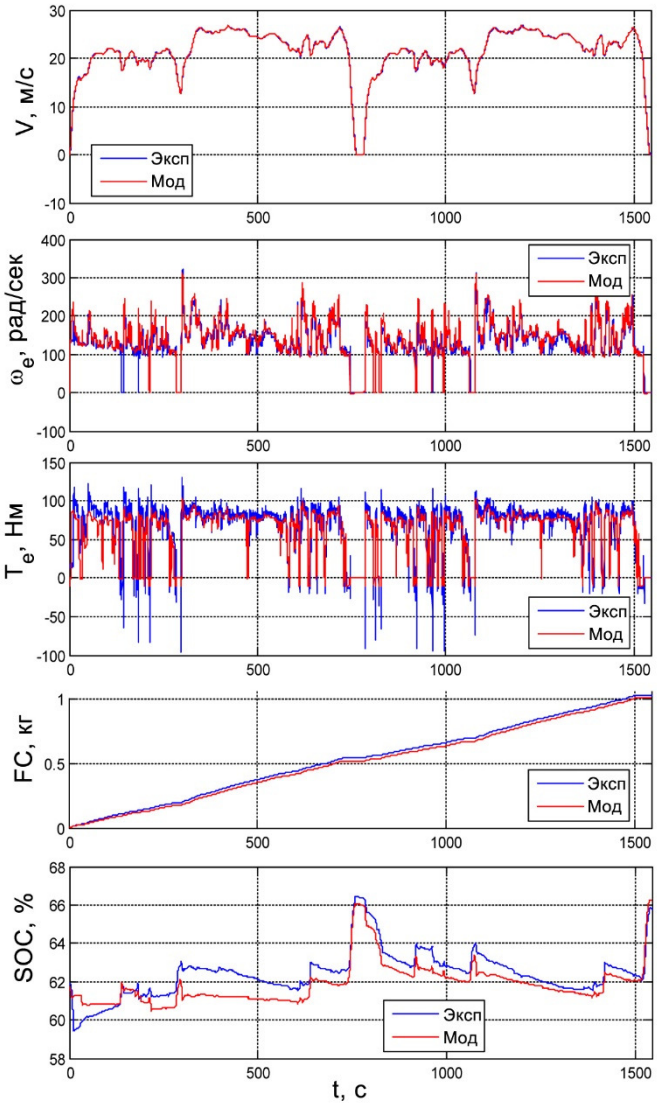


Рисунок 1.19 – Пример результатов идентификационного моделирования испытаний автомобиля с КЭУ в ездовом цикле [56]

Однако это один из редких случаев подробного описания алгоритмов. Второй проблемой являются ограничения возможностей измерений, если речь идет об испытаниях полнокомплектных автомобилей. В этом случае измерение крутящих моментов силовых агрегатов подразумевает существенный объем работ по установке датчиков внутри автомобиля, а если вмешательство в конструкцию автомобиля недопустимо (автомобиль передан лаборатории только для проведения испытаний), то прямое измерение крутящих моментов невозможно.

Отдельным видом задачи идентификации режимов работы КЭУ является исследование системы рекуперативно-механического торможения в аспектах ее энергетических свойств и тормозных свойств автомобиля. Наиболее доступный метод исследования – это дорожные испытания автомобиля с их последующим воспроизведением посредством математического моделирования. Как и при стендовых испытаниях полнокомплектных автомобилей, существенную проблему представляет измерение силовых факторов в приводах колес. Одним из них является крутящий момент тягового электродвигателя, а другим – моменты, создаваемые тормозными механизмами. Последние могут быть определены пересчетом из давления в тормозной системе. Если для его измерения невозможно использовать сигналы блока управления АБС (к нему нет доступа), то требуется установка датчиков в тормозном приводе. Это трудоемкая задача, поскольку речь идет об измерении давления в приводе каждого колеса. Кроме того, существуют факторы, которые изменяют пропорциональность моментов, создаваемых тормозными механизмами, и давлений в тормозных приводах. Прежде всего, это зависимость коэффициента трения от температуры тормозов и скорости скольжения поверхностей трения. Она должна быть отражена в модели, а

соответствующие факторы измерены при испытаниях. Фактор, влияние которого практически невозможно измерить – это попадание влаги в тормозные механизмы, что может иметь место при испытаниях на поверхностях, покрытых водой, снегом или льдом. Для точного измерения всех реакций и моментов на колесах можно использовать тензометрические ступицы. Однако они весьма дороги и изготавливаются индивидуально под конкретную конструкцию колеса; кроме того, процесс их изготовления достаточно долгий.

Традиционным методам лабораторных испытаний свойственен ряд недостатков, которые делают ограниченными возможности их применения для исследования КЭУ и оснащенных ими автомобилей. Использование механической инерционной нагрузки для имитации массы автомобиля на стенде не очень удобно с точки зрения воспроизведения разных масс – требуется изготовление составного маховика с отсоединяемыми дисками. Также требуется обеспечение динамической уравновешенности маховика. Кроме того, маховики могут быть весьма громоздкими и тяжелыми, что усложняет их размещение в лабораториях и монтаж на стендах.

Традиционный метод создания нагрузки на стенде не позволяет проводить испытания силовых агрегатов с имитацией проскальзывания колес автомобиля или с имитацией курсового (криволинейного) движения автомобиля. Это существенно ограничивает возможности проработки систем рекуперативно-механического торможения и их алгоритмов управления в лабораторных условиях. Для стендовых испытаний энергоустановок с несколькими силовыми агрегатами, даже без воспроизведения их кинематического рассогласования, необходимо усложнение системы создания нагрузки – соединение всех испытываемых агрегатов с общим маховиком.

Из-за перечисленных ограничений функциональности стендовых испытаний система рекуперативно-механического торможения может отрабатываться в основном посредством дорожных испытаний. Из-за сложности системы объем калибровочных работ может быть достаточно большим, что требует выполнения многочисленных тестовых заездов. Их подготовка, а также подготовка испытательных дорог связаны с существенными затратами времени и труда. Кроме того, выполнение калибровок системы управления в полевых условиях является весьма проблематичным.

Как разработка, так и исследование автомобилей посредством дорожных испытаний сопряжены со следующими трудностями:

– описанные выше проблемы измерения внутренних переменных автомобиля, прежде всего, крутящих моментов в силовом приводе;

– при планировании испытаний должны быть учтены погодные условия (температура воздуха, ветер, осадки). Для корректности результатов и повторяемости испытаний необходимо обеспечивать поддержание стабильного состояния дорожного покрытия, что может быть затруднительным, особенно при испытаниях на льду и снегу. Возможно отсутствие подходящих погодных условий, в том числе в течение сезона, которое нарушит программу разработки или исследования автомобиля.

1.5. Выводы

1. Основными функциями КЭУ, инструментарий исследования и разработки которых подлежит созданию в рамках настоящей работы, являются: организация потоков мощности в энергоустановке и работа рекуперативно-механической тормозной системы, рассматриваемая в аспектах энергетической эффективности и тормозных свойств автомобиля.

2. Для воспроизведения названных функций виртуальная часть инструментария (модели) должна отражать переменные КЭУ механической и электрической природы, а также динамику автомобиля с учетом сцепных свойств колес.

3. Для компенсации недостатка получаемой при испытаниях информации о внутренних переменных КЭУ, обусловленного ограничениями измерений, необходим способ идентификации ненаблюдаемых переменных (в частности, крутящих моментов), который позволит доопределить режимные точки компонентов энергоустановки. Способ должен подходить для работы с результатами дорожных и стендовых испытаний автомобилей, а также стендовых испытаний КЭУ. Способ должен быть работоспособен в отсутствии знаний об алгоритме управления КЭУ.

4. Для экспериментального исследования и разработки автомобилей с КЭУ необходимо применение систем лабораторных испытаний с более широкой функциональностью, чем традиционные. Использование этих систем должно заменить существенную часть «полевых» работ лабораторными. Для этого они должны воспроизводить работу энергоустановки в режимах движения автомобиля, которые реализуются только в дорожных испытаниях (с проскальзыванием колес, на поверхностях с различными сцепными свойствами, при криволинейном движении и т. д.), а также имитировать стабильные условия окружающей среды, в том числе специфические для определенного сезона. Системы с расширенной функциональностью также должны позволять выполнять испытания энергоустановок с несколькими силовыми агрегатами, в том числе механически не связанными.

ГЛАВА 2. СИСТЕМЫ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

Выводы главы 1 подразумевают решение двух задач, связанных с развитием инструментария исследования и разработки автомобилей с КЭУ. Первая задача – создание способа идентификации показателей работы КЭУ и ее компонентов по результатам испытаний самой энергоустановки или оборудованного ей автомобиля в условиях ограниченных возможностей измерений. Вторая задача – это расширение функциональных возможностей лабораторных испытаний КЭУ с помощью систем, имитирующих работу энергоустановки в различных условиях движения автомобиля, в том числе с воспроизведением сцепных свойств шин и их проскальзывания относительно поверхности дороги.

Решение обеих задач может быть достигнуто комбинированием методов физических испытаний с вычислительными экспериментами, проводимыми на виртуальных моделях. В первой задаче виртуальный объект должен воспроизводить физический, т.е. «дублировать» его, будучи синхронизированным с ним по измеряемым переменным и реконструируя те переменные, которые не наблюдаются в физическом объекте. Во второй задаче виртуальный объект должен воспроизводить ту часть объекта испытаний, которая физически отсутствует в лаборатории. Как минимум этой частью будет являться автомобиль. Взаимодействие виртуального и физического объектов должно обеспечиваться таким образом, чтобы их комбинация воспроизводила единую систему – автомобиль с КЭУ – и условия, в которых проводятся ее испытания. Очевидно, что это требует синхронизации виртуальной и физической частей в реальном времени.

2.1. Виртуальные системы, дублирующие физические объекты

В теории автоматического управления система, использующая сигналы физического объекта для определения его неизмеряемых переменных, называется наблюдателем (в англоязычной литературе – observer). Она представляет собой модель физического объекта, за которым она «наблюдает». Устройство этой системы может быть различным – в зависимости от того, какой метод лучше подходит для воспроизведения характеристик и функционирования наблюдаемого объекта. В работе «Mechatronic Systems. Fundamentals» [59] («Мехатронные системы. Основы») R. Isermann описывает наблюдатели, создаваемые как на базе классических моделей динамики технических систем, так и с использованием относительно новых методов моделирования – нечеткой логики и искусственных нейронных сетей. В зависимости от выполняемых функций наблюдатели разделяются на два типа: идентифицирующие физические или конструктивные параметры объекта и идентифицирующие переменные состояния объекта. На рисунке 2.1 показаны блок-схемы систем обоих типов.

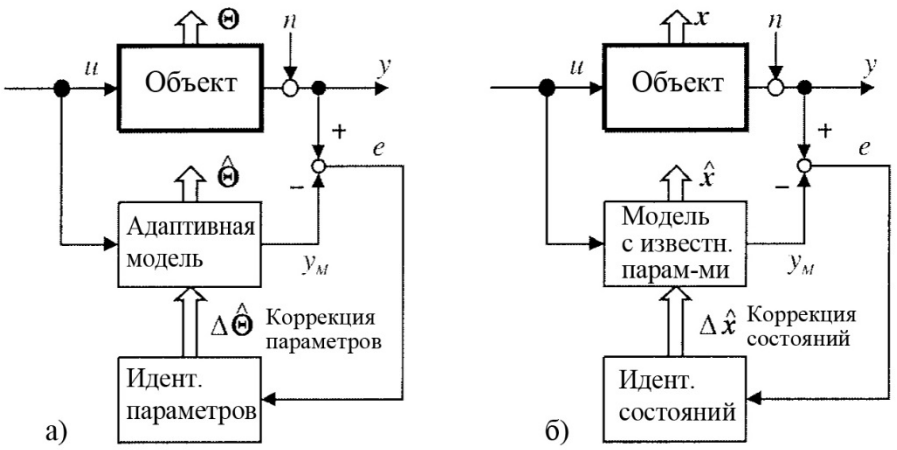


Рисунок 2.1 – Организация систем идентификации ненаблюдаемых показателей физического объекта с помощью дублирующей его модели-наблюдателя. а – идентификация физических и/или конструктивных параметров; б – идентификация переменных состояния [59]

Физический объект, как правило, является управляемым. Сигнал *u* представляет собой вектор измеряемых управляющих воздействий. Вектор выходных переменных объекта *y* также измеряется. На объект действует возмущение *n*, которое является ненаблюдаемым случайным процессом. Идентификация параметров Θ объекта выполняется с помощью наблюдателя, представляющего собой его модель, соответствующие параметры которой могут настраиваться в процессе работы. Настройку выполняет блок идентификации. Для этого он использует ошибку наблюдения *e*, которая представляет собой разность измеренных выходных сигналов физического объекта и выходных сигналов модели y_M, полученных под воздействием на нее того же (измеренного) управления *u*. Для выполнения этой операции модель должна быть синхронизирована с наблюдаемым объектом, то есть должна работать в реальном времени. В блоке идентификации ошибка наблюдения используется как аргумент в функции, рассчитывающей корректирующие значения оценок параметров $\Delta\hat{\Theta}$ или состояний $\Delta\hat{x}$. (Знак «^» означает, что данный параметр или переменная является результатом оценки). Для выполнения коррекции используются различные алгоритмы и функции. В случае идентификации физических параметров объекта для этого может использоваться, например, метод наименьших квадратов.

Помимо ненаблюдаемых случайных возмущений, действующих на физический объект, фактором ошибок при идентификации является зашумленность измерений входных и выходных сигналов. Если случайная составляющая в измерениях велика, а параметры физического объекта известны неточно, то для идентификации его переменных состояния может быть использована фильтрация Калмана [60, 61]. В этом методе для идентификации

ненаблюдаемых переменных состояния используется дискретная модель динамики физического объекта, что позволяет применять этот метод в электронных системах управления. В автомобильной области он получил распространение в основном в системах активной безопасности, где требуется знание таких не наблюдаемых или не измеряемых в серийных автомобилях переменных, как проскальзывание и увод колес, коэффициент сцепления, нормальные реакции [60, 62]. В области автомобилей с электроприводом также существует задача, в которой используется этот метод – определение степени заряженности тяговой батареи [63, 64], которая не может быть измерена напрямую, а ее расчет путем интегрирования измеряемой силы тока заряда/разряда может накапливать ошибку, вызванную шумом и неточностями измерений. Исходный вариант фильтра Калмана допускает использование только линейных моделей наблюдаемых объектов. При наличии в модели нелинейных звеньев должна быть выполнена их линеаризация с помощью ряда Тейлора. Этот подход получил название расширенной фильтрации Калмана (Extended Kalman Filtering) [60, 63, 64]. Он применяется для определения степени заряженности аккумуляторов, поскольку их модели содержат нелинейные элементы.

Задача наблюдения неизмеряемых крутящих моментов является актуальной для систем активной безопасности автомобиля, а также для управления автоматическими трансмиссиями. Прямое измерение крутящих моментов в серийных автомобилях является слишком дорогим решением, и вместо этого используются различные способы их расчетного определения. Например, в АБС фирмы Bosch применяется ПИД-регулятор проскальзывания колеса [65], одной из переменных которого является расчетный момент тормозного механизма, определяемый по измеренному давлению в тормозной магистрали. Система курсовой устойчивости ЭКУ управляет не только тормозами, но и силовым агрегатом. Для этого в контроллере ЭКУ Bosch рассчитывается крутящий момент в трансмиссии с использованием характеристики ДВС и передаточных чисел трансмиссии. Такой подход требует знания параметров и режимов работы системы, которое доступно ее разработчику, но далеко не всегда – исследователю.

Методом, более подходящим для исследовательских работ, является использование наблюдателей с неизвестными входными сигналами (unknown input observers), описания которых появились в литературе относительно недавно. Анализ их структуры показывает, что исходной конструкцией для их создания являлся наблюдатель переменных состояния, называемый наблюдателем Луенбергера (Luenberger observer) [66]. Он применяется к объектам, которые можно описать в пространстве состояний системой стандартного вида:

$$\begin{cases} \dot{x} = A \cdot x + B \cdot u \\ y = C \cdot x + D \cdot u \end{cases}$$

где A, B, C и D – матрицы или векторы параметров объекта, которые считаются известными.

Для учета ненаблюдаемых случайных факторов вводится линейная функция компенсации ошибки наблюдения с вектором настраиваемых параметров *L*:

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = A \cdot \hat{x} + B \cdot u + L \cdot (y - \hat{y}) \\ \hat{y} = C \cdot \hat{x} + D \cdot u \end{cases}$$

Для перехода от этого наблюдателя к наблюдателю неизвестных входных сигналов система преобразуется следующим образом. Переменная состояния становится наблюдаемой и одновременно выходной переменной. Управляющая переменная становится ненаблюдаемой и представляется в виде функции ошибки наблюдения переменной состояния:

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = A \cdot \hat{x} + B \cdot \hat{u} + L \cdot (x - \hat{x}) \\ \dot{\hat{u}} = f\,(x - \hat{x}) \end{cases}$$

В литературе представлены описания применения этого наблюдателя для идентификации крутящих моментов в силовом приводе автомобиля [67-69]. В качестве примера приведем в сокращенном виде решение задачи идентификации моментов на отдельных колесах автомобиля, описанное в работе [69]. Модель была составлена для случая движения по горизонтальной гладкой дороге и не учитывала аэродинамическое сопротивление. Автомобиль и каждое колесо рассматривались как отдельные движущиеся массы, связанные касательными реакциями дороги. Система уравнений для вращающейся массы одного колеса и прямолинейно движущейся массы автомобиля выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_к I_к = T_к - R_z \cdot \varphi_x \cdot r \\ \dot{V}_x M = \sum (R_z \cdot \varphi_x) \end{cases}$$

где $\omega_к$ – угловая скорость колеса; $I_к$ – момент инерции колеса; $T_к$ – крутящий момент на колесе; R_z – нормальная реакция дороги; φ_x – коэффициент сцепления колеса с дорогой; r – радиус колеса; V_x – скорость прямолинейного движения автомобиля; произведение $R_z \cdot \varphi_x$ является касательной реакцией R_x.

Модель преобразуется в наблюдатель:

$$\begin{cases} \dfrac{d\hat{\omega}_к}{dt} = \dfrac{1}{\hat{I}_к}\left[\hat{T}_к - \hat{R}_z \cdot \hat{\varphi}_x \cdot \hat{r}\right] + 2L(\omega_к - \hat{\omega}_к) \\ \dfrac{d\hat{T}_к}{dt} = L^2 \hat{I}_к (\omega_к - \hat{\omega}_к) \\ \dfrac{d\hat{V}_x}{dt} = \dfrac{\sum(\hat{R}_z \cdot \hat{\varphi}_x)}{\hat{M}} \end{cases}$$

Практически все параметры в уравнениях являются оценками, т.е. расчетными величинами. Их определение в условиях реальной эксплуатации автомобиля само по себе является нетривиальной задачей. Описание методов идентификации массы автомобиля, нормальных реакций, коэффициента сцепления шин с дорогой, а также угла наклона дороги можно найти в работах [62, 70]. Однако если наблюдатель предназначен для исследования физического объекта посредством испытаний, то некоторая часть этих параметров может быть измерена, а другая – идентифицирована сравнительно несложными способами.

На рисунке 2.2 показаны представленные в работе [69] результаты идентификации моментов на колесах автомобиля для случая его торможения со скорости 125 км/ч с замедлением порядка 6.6 м/с^2. Необходимо отметить, что для идентификации использованы не данные физических испытаний автомобиля, а результаты вычислительных экспериментов с «эталонной» моделью с высоким уровнем детализации моделируемого объекта (аналогичный подход используется и в других работах, описывающих наблюдатели крутящего момента – [67, 68]). Идентифицированные моменты на переднем левом (к12) и заднем правом (к21) колесах показаны на графиках пунктирными линиями. На третьем сверху поле показаны погрешности идентификации e_T. Результаты идентификации в сравнении с «эталонной» моделью представляются вполне удовлетворительными, однако отсутствие

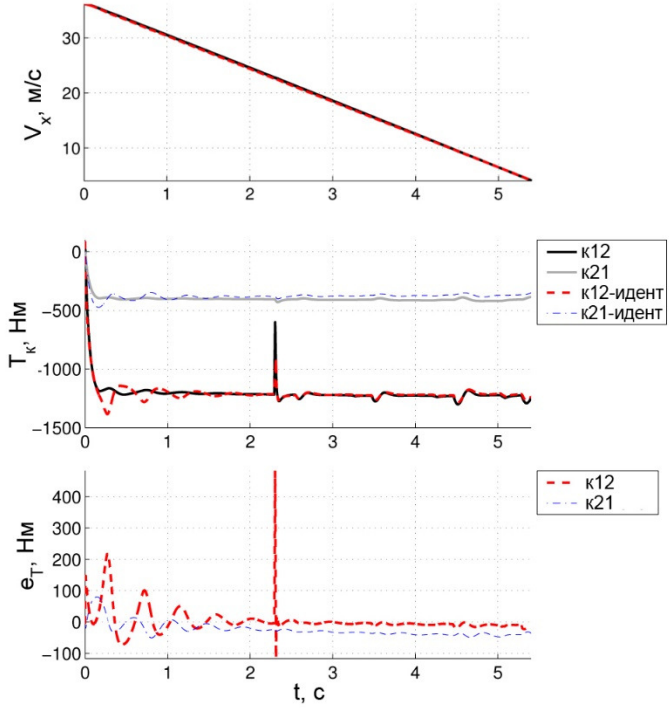


Рисунок 2.2 – Пример результатов идентификации крутящих моментов на колесах автомобиля для случая экстренного торможения [69]

информации об адекватности «эталонной» модели не позволяет оценить реальную точность идентификации.

В работе [69] также описаны некоторые затруднения, возникшие при идентификации с различными исходными данными и конфигурациями объекта исследования. Показана, в частности, некорректность идентификации моментов на колесах автомобиля с приводом на одну ось (переднюю), которая состояла в том, что при движении в тяговом режиме на ведомой оси идентифицировался значительный момент, который компенсировался системой идентификации с помощью дополнительного момента на ведущей оси. Ошибка была устранена введением специальной корректирующей функции. Затруднения были связаны авторами с ограничениями (досл. limits) метода, однако это утверждение представляется необоснованным, а проблемы с идентификацией – связанными с недостаточной адекватностью отражения некоторых свойств исследуемого объекта. В главе 5 настоящей работы при решении аналогичной задачи показано обеспечение адекватности идентификации не с помощью корректирующих ad-hoc функций (из-за которых могут быть не выявлены существенные свойства моделируемого объекта), а за счет отражения в модели определенных физических параметров автомобиля и их корректного определения.

Представляется, что использовать в качестве базовой форму наблюдения переменных состояния несколько нелогично. Корректор с коэффициентом L предназначен в ней для компенсации шума измерений и возмущений. В описанном примере из работы [69] его предлагается использовать как часть выражения для идентификации входной переменной, что требует его (корректора) существенного усиления. Значение коэффициента L было выбрано равным 700. Т.е. из средства компенсации возмущений корректор превращается в весьма жесткое пропорциональное звено, не имеющее физического эквивалента в моделируемом объекте и искажающее отражение моделью его физики. Вместе с тем, наличие пропорционального звена в идентификаторе, очевидно, требуется. Зависимость производной момента от ошибки наблюдения делает систему колебательным звеном, и увеличение коэффициента L для получения более точной идентификации может вызывать колебания большой амплитуды, не соответствующие реальному процессу. Это может быть компенсировано введением в идентификатор пропорционального звена. Таким образом, целесообразным и возможным представляется создание нового наблюдателя входных переменных.

2.2. Виртуальные системы, дополняющие физические объекты

Расширение функциональности физических испытаний стало необходимой мерой для обеспечения возможности сертификации грузовых автомобилей и автобусов с КЭУ на соответствие экологическим требованиям. Определение экологического класса большегрузных

автомобилей с традиционным энергоустановками проводится по процедурам Правил ЕЭК ООН №49, которые предусматривают испытания не самих автомобилей, а их ДВС в стационарных и динамических циклах, отражающих их работу в типичных для сертифицируемых транспортных средств условиях движения. Эти циклы не подходят для автомобилей с КЭУ, поскольку режимы работы ДВС в них в той или иной степени независимы от скорости и мощности, требуемой для движения (см. главу 1). Для того чтобы обеспечить единый для всех автомобилей испытательный цикл, его скоростные и нагрузочные режимы должны быть независимыми от особенностей конструкции и функционирования энергоустановки. В случае КЭУ это может быть цикл, приведенный либо к колесам автомобиля, либо к валу энергоустановки, который соединен с колесами механической трансмиссией с постоянным передаточным числом. Однако сертификация полнокомплектных большегрузных автомобилей связана с проблемами, делающими ее нецелесообразной (чем собственно и обусловлены испытания отдельных ДВС по Правилам ЕЭК ООН №49). Основной проблемой является практика создания большого числа модификаций шасси с одной и той же энергоустановкой. Сертификация всех модификаций требует слишком большого числа испытаний, что практически неосуществимо.

Для решения данной проблемы в 2010 г. в рамках рабочей группы по проблемам энергии и загрязнения окружающей среды (GRPE) КВТ ЕЭК ООН была создана подгруппа HDH (Heavy Duty Hybrids – большегрузные транспортные средства с КЭУ). Результаты ее работы вошли в качестве приложения в Глобальные Технические Правила 4. Были предложены два варианта модификации исходной процедуры испытаний. Первый вариант подразумевает проведение виртуального моделирования испытаний автомобиля с КЭУ в ездовом цикле, в результате которого получаются расчетные скоростные и нагрузочные режимы входящего в КЭУ ДВС, используемые затем в качестве индивидуального цикла при его испытаниях по процедуре, аналогичной Правилам ЕЭК ООН №49. Прототипом этого подхода являлась процедура сертификации большегрузных автомобилей с КЭУ, применяемая в Японии [71, 72].

Модель автомобиля с КЭУ состоит из трех основных частей: модели движения автомобиля, моделей компонентов энергоустановки и модели системы управления. Для того, чтобы не предъявлять слишком высоких требований к исходным данным, модели компонентов должны быть достаточно простыми, но обеспечивающими приемлемую точность и адекватность взаимодействия с системой управления КЭУ. Для этого были выбраны в основном энергетические модели компонентов, дополненные динамическими звеньями для отражения временной характеристики реакции компонента на управляющий сигнал. Исключение составляет только модель накопителя энергии (батареи или суперконденсатора), которая должна отражать его электрические переменные. (В разделе 4.1 анализируются модели,

построенные по этим принципам). Исходные данные для моделей компонентов КЭУ должны быть получены экспериментально. Это усложняет процедуру сертификации, однако в современных энергоустановках, особенно в КЭУ, используются системы управления, в которые закладываются характеристики компонентов, подходящие для их моделирования. Также экспериментальные данные используются при калибровке блоков управления компонентов ECU. Производитель может предоставить эти характеристики в качестве исходных данных для моделирования (возможно, с некоторыми модификациями).

При включении в виртуальную модель системы управления КЭУ возникает вопрос, в каком виде она должна предоставляться для испытаний производителем автомобиля. Программный код системы управления, как правило, является коммерческой тайной и снабжается защитой от неавторизированного доступа. Системы управления разрабатываются с помощью различных программных средств, и их совмещение со средой моделирования с обеспечением защиты информации является слишком трудоемкой задачей, чтобы обязывать производителя автомобиля ее выполнять. Приемлемой альтернативой является использование технологии виртуально-физического моделирования, имеющей международное название HiL или HiLS (от англ. hardware in the loop system – замкнутая система с аппаратным контроллером). Она используется в качестве инструмента тестирования аппаратных контроллеров в разных областях техники и основана на идее замены виртуальной моделью объекта, которым управляет контроллер, и окружающей среды, с которой взаимодействует управляемый объект. Контроллер через интерфейс (например, CAN) обменивается сигналами с моделью, синхронизированной с реальным временем, так, как это происходило бы в физическом объекте. В рамках процедуры сертификации производитель транспортного средства предоставляет испытательной лаборатории контроллер КЭУ, сопровождаемый интерфейсом для взаимодействия со стандартизированной средой виртуального моделирования. Испытания представляют собой двухшаговую процедуру. На первом шаге проводится HiL-моделирование движения автомобиля с КЭУ в ездовом цикле, результатом которого являются режимные точки ДВС. На втором шаге выполняются стендовые испытания используемого в КЭУ ДВС с обеспечением его работы в этих режимных точках и измерением выбросов вредных веществ. Рисунок 2.3 иллюстрирует данную процедуру.

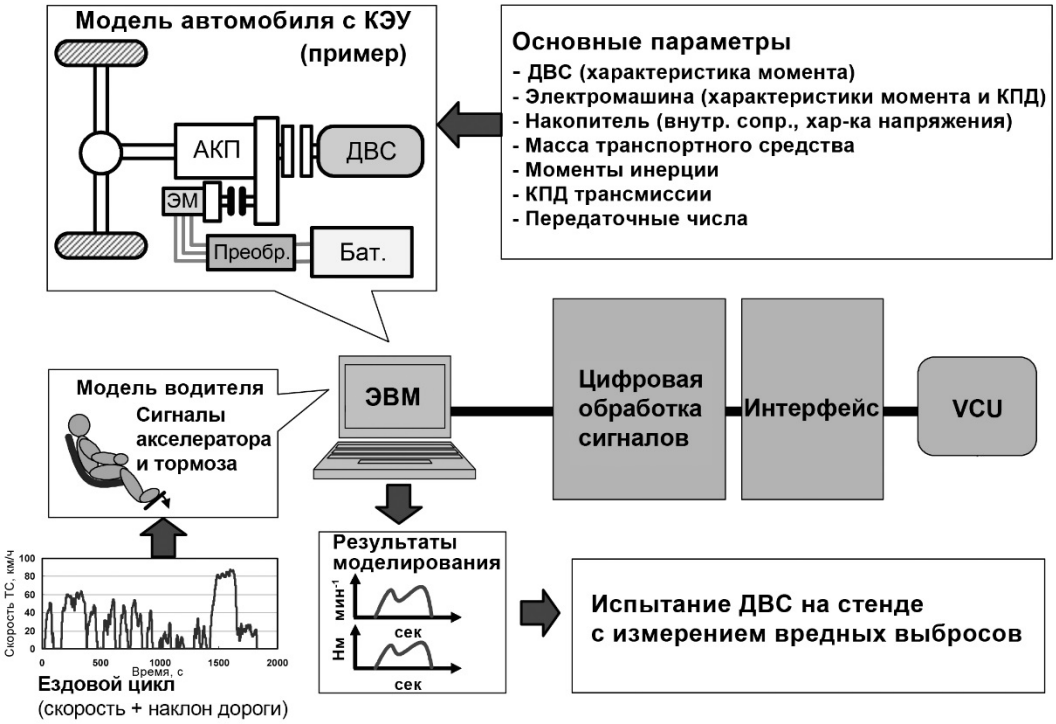


Рисунок 2.3 – Использование технологии HiL для виртуально-физических сертификационных испытаний грузовых автомобилей и автобусов с КЭУ по процедуре Глобальных Технических Правил №4

Аппаратный контроллер КЭУ представлен на рисунке блоком VCU (vehicle control unit – блок управления автомобиля, стандартное название контроллера, осуществляющего управление на уровне всей энергоустановки). Управление скоростью виртуального автомобиля осуществляется т.н. моделью водителя. Для этого она в соответствии с операционной картой ездового цикла и текущей скоростью модели автомобиля задает сигналы нажатия на педали акселератора и тормоза и отправляет их в VCU.

Ввиду разнообразия схем и компонентов КЭУ, а также предназначения разработанных моделей для использования в качестве средств серийных испытаний, к ним предъявляются повышенные требования в аспектах гибкости архитектуры, унификации компонентов и организации интерфейса, с помощью которого «собирается» виртуальный автомобиль с КЭУ и задаются его параметры. Для выполнения этих требований в качестве системообразующего метода создания моделей используются графы связей с реализацией программной архитектуры, аналогичной системе моделирования Argonne Autonomie (см. главу 1). Разработанные в программной среде Simulink модели находятся в открытом доступе в разделе HDH на сайте ЕЭК ООН [73].

Второй вариант сертификационной процедуры подразумевает стендовые испытания полнокомплектной КЭУ с воспроизведением ее работы при движении автомобиля в ездовом

цикле. Для этого используется система виртуально-физических испытаний, схема которой представлена на рисунке 2.4.

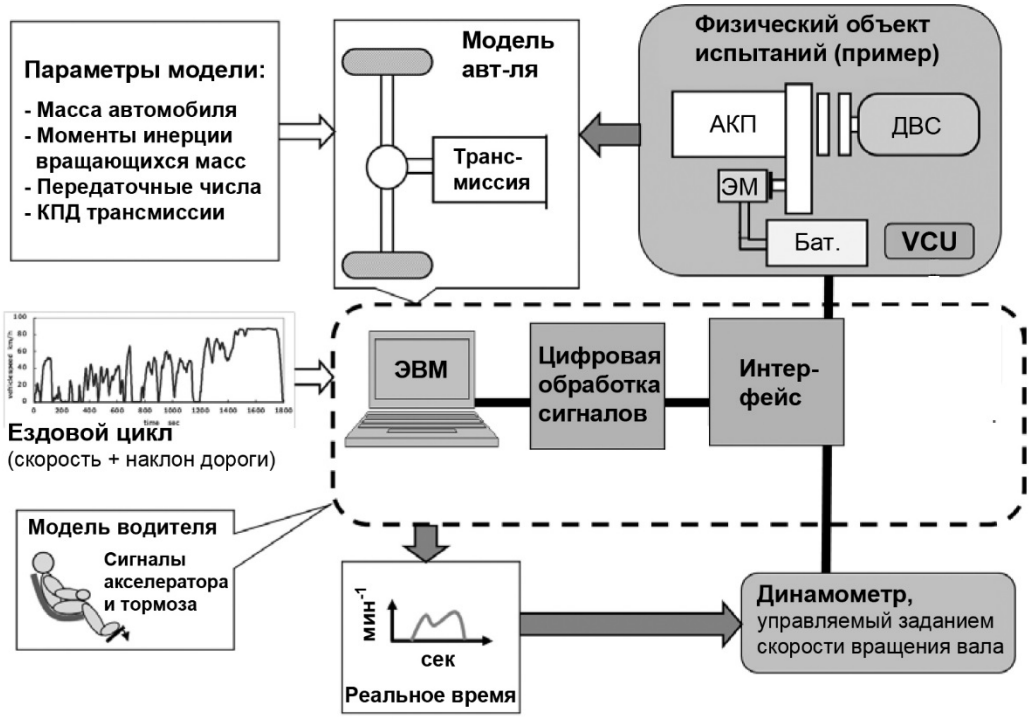


Рисунок 2.4 – Система виртуально-физических сертификационных испытаний грузовых автомобилей и автобусов с КЭУ по процедуре Глобальных Технических Правил №4 (с полнокомплектной энергоустановкой в качестве физической части объекта испытаний)

Как и в традиционных агрегатных стендах, нагрузка на выходном валу испытываемой КЭУ создается с помощью динамометра; однако инерционной нагрузки, воспроизводящей массу автомобиля, не предусматривается – ее имитирует тот же динамометр, управление которым осуществляется с помощью виртуальной части объекта испытаний – модели динамики автомобиля. Скорость автомобиля является сигналом задания, выполняя который, динамометр создает нагрузку на валу энергоустановки. Для приведения модели автомобиля в движение используется сигнал крутящего момента, измеренного динамометром. Организованная таким образом система позволяет имитировать автомобиль любой массы (в пределах возможностей нагружающего устройства) без использования традиционных маховиков.

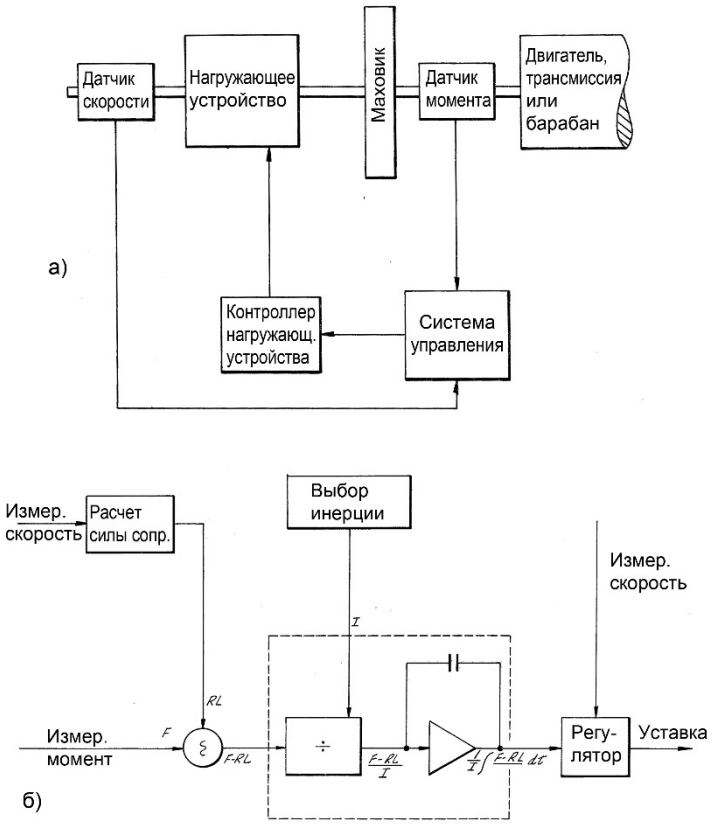


Рисунок 2.5 – Система стендовых испытаний автомобилей и их силовых агрегатов с виртуальным моделированием массы автомобиля. Патент фирмы Automotive Environmental Systems, 1979 г. [74]

Описания подобных систем нечасто встречаются в научных публикациях – статьях и книгах. Техническую информацию о них можно получить в основном из патентов. В результате патентного поиска, проведенного автором настоящей работы (в рамках оформления заявки на изобретение системы виртуально-физических испытаний), был выявлен ряд изобретений, самое раннее из которых описано в патенте США № US4161116 «Inertia and road load simulation for vehicle testing» («Имитация инерции и сил сопротивления движению при испытаниях транспортного средства»), опубликованном в 1979 г. В нем представлены несколько вариантов устройств для стендовых испытаний силовых агрегатов и полнокомплектных автомобилей (на беговых барабанах), одно из которых показано на рисунке 2.5 а. Структура системы автоматического управления этими устройствами представлена на рисунке 2.5 б. Объектом управления является динамометр, соединенный с валом испытываемого агрегата или с приводным барабаном стенда. Момент нагрузки, создаваемый динамометром, управляется регулятором, который компенсирует отклонение измеренной скорости вращения вала испытываемого агрегата от значения сигнала задания. Последний генерируется комбинацией блоков (аналоговых элементов), решающих уравнение динамики вращения маховика с моментом инерции I, который эквивалентен массе имитируемого автомобиля и задается оператором стенда в настройках системы управления. Вращение виртуального маховика происходит под действием сигнала крутящего момента на валу испытываемого силового агрегата, который измеряется датчиком, а также сигнала силы сопротивления равномерному движению (RL), который рассчитывается как функция угловой скорости вала силового агрегата (пропорциональна скорости движения виртуального автомобиля). На валу нагружающего

устройства может дополнительно устанавливаться маховик, который имитирует некоторую часть массы автомобиля, что снижает требуемую мощность динамометра.

Существенным развитием описанной концепции можно считать изобретение фирмы General Motors, описанное в патенте США № US4680959 «Emulation system for a motor vehicle drivetrain» («Система имитации для силового привода транспортного средства»), который был опубликован в 1987 г. В ней используется тот же общий принцип замкнутой системы управления (рисунок 2.6), однако виртуальная модель воспроизводит не только динамику движения автомобиля, но и трансмиссию, соединяющую двигатель с ведущими колесами, в качестве которой в патенте описана автоматическая гидромеханическая передача. Ее модель включает гидротрансформатор с нелинейными характеристиками коэффициента момента насосного колеса и коэффициента трансформации, сцепление блокировки гидротрансформатора и ступенчатую механическую коробку передач с системой управления. Вторым нововведением является устройство автоматического управления скоростью модели автомобиля в соответствии с операционной картой ездового цикла (модель «водителя»). Оно представляет собой простой пропорциональный регулятор с коэффициентом усиления K_1, который управляет сервоприводом (актуатором) дроссельной заслонки двигателя, компенсируя отклонение E_V скорости виртуального автомобиля $[V_V]$ от скорости V_{des}, задаваемой циклом.

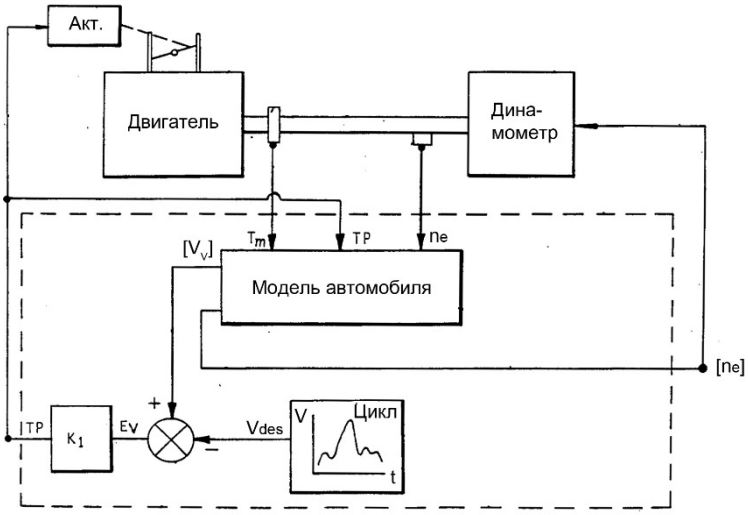


Рисунок 2.6 – Система виртуально-физических испытаний ДВС с моделями автомобиля и «водителя». Патент фирмы General Motors, 1987 г. [75]

Появление в 1990-е – 2000-е гг. систем активной безопасности автомобиля и контроля тягового усилия, управляющих крутящим моментом силового агрегата и снабжаемых сложными системами управления, вызвало необходимость их отработки, калибровки и доводки посредством лабораторных испытаний. В то же время ускорилось развитие вычислительных мощностей и программного обеспечения ЭВМ, что дало возможность создавать электронные системы управления нагружающими устройствами, содержащие достаточно сложные модели автомобиля и силового привода, которые позволяют воспроизводить на стенде работу силового агрегата в условиях проскальзывания колес и отрабатывать таким образом новые системы

контроля крутящего момента. Одна из систем управления такого типа, разработанная фирмой Horiba, описана в патенте США № US8631693 «Wheel Slip Simulation Systems And Methods» («Системы и методы моделирования проскальзывания колеса»), который был опубликован в 2014 г. Ее блок-схема показана на рисунке 2.7.

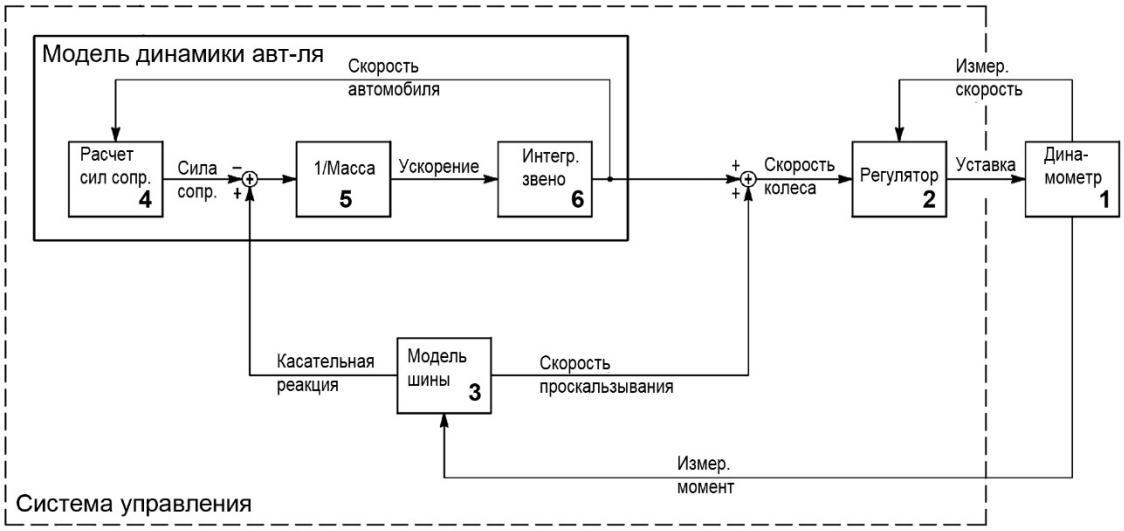


Рисунок 2.7 – Система управления нагружающим устройством силового агрегата, воспроизводящая движение автомобиля с проскальзыванием колес. Патент фирмы Horiba, 2014 г. [76].

Как и в более ранних разработках, описанных выше, нагружающее устройство (3) управляется регулятором (2) по отклонению расчетной скорости вращения его вала от измеренной. Модель динамики автомобиля аналогична представленной на схеме рисунка 2.5: сумма сил, приложенных к массе автомобиля, делится на эту массу (5) и интегрируется (6) с получением скорости автомобиля. В данном случае в сумму сил входят касательные реакции на колесах, рассчитываемые с помощью модели шины 3. Для этого используется эмпирическая модель шины. Модели этого типа рассчитывают касательную реакцию как функцию от проскальзывания. Однако в данном случае применяется обратное решение модели шины итерационном способом: по измеренному моменту рассчитывается касательная реакция, а по ней – скорость проскальзывания. В патенте отсутствует обоснование корректности данного подхода или ссылки на литературные источники, где данный подход обоснован. В связи с такой организацией структуры модели она не воспроизводит динамику вращения колеса, которое связано с валом испытываемой энергоустановки в реальном автомобиле. Момент инерции колеса приведен к массе автомобиля, что является известным упрощением, выполняемым при допущении пренебрежимо малого проскальзывания колеса.

Существенно отличный от предыдущих способ управления нагружающим устройством описан в патенте фирм AVL и Porsche № US6754615 «Method of simulating the performance of a vehicle on a road surface» («Метод моделирования динамики транспортного средства»), который был опубликован в 2004 г. Схема этой системы представлена на рисунке 2.8. На валу испытываемого агрегата устанавливается только датчик скорости вращения (ω_R). Нагружающее устройство управляется заданием момента (M_{soll}), генерируемым блоком модели шины. Момент нагрузки (M_{soll}) определяется продольной силой F_x на колесе, которая рассчитывается как произведение нормальной силы F_z и коэффициента сцепления μ.

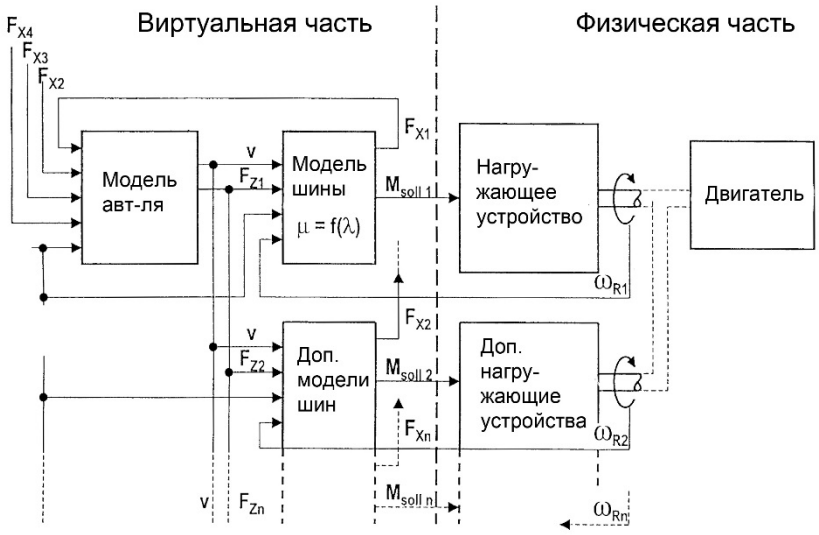


Рисунок 2.8 – Система управления нагружающим устройством силового агрегата, воспроизводящая движение автомобиля с проскальзыванием колес. Патент фирм AVL и Porsche, 2004 г. [77]

Последний рассчитывается по характеристике сцепления шины в функции проскальзывания колеса λ. Проскальзывание определяется соотношением между измеренной скоростью вращения вала (ω_R) и скоростью автомобиля (v), рассчитываемой его моделью, в которой также рассчитывается нормальная сила F_z. При необходимости испытаний энергоустановки с несколькими приводами колес их нагружающие устройства соединяются с дополнительными моделями шин, которые выполняют функции регуляторов моментов M_{soll2}... $M_{soll\ n}$. В зависимости от используемой модели автомобиля при испытаниях может воспроизводиться как прямолинейное, так и курсовое движение.

В описанной системе регулятором момента нагружающего устройства является модель шины, что делает имитацию нагрузки ближе к физике моделируемого объекта. Однако эта же особенность обуславливает и недостатки системы. В ней отсутствуют средства обеспечения устойчивости и точности регулирования. В частности, нет обратной связи по моменту (датчика на валу). Это критично при управлении нагружающим устройством, особенно в связи с тем, что источник задания его момента – это характеристика шины, которая имеет высокую жесткость: проскальзывание 7...15% соответствует максимальному моменту на колесе. Следовательно, требуется исключительно высокая точность измерения угловой скорости. Учитывая то, что

датчик частоты вращения имеет определенную погрешность и шум, существует вероятность исказить проскальзывание и получить неверное задание момента (возможны пульсации с большой амплитудой, представляющие опасность).

Методы испытаний, аналогичные описанным выше для агрегатных стендов, были предложены и для полнокомплектных автомобилей [78, 79]. В качестве примера можно привести разработку шведской фирмы Rototest, выпускаемую серийно и описанную в европейском патенте № EP2018534 «A method and a device for dynamometer testing of a motor vehicle and vehicle components» («Метод и устройство для стендовых испытаний транспортного средства и его компонентов»), рисунок 2.9.

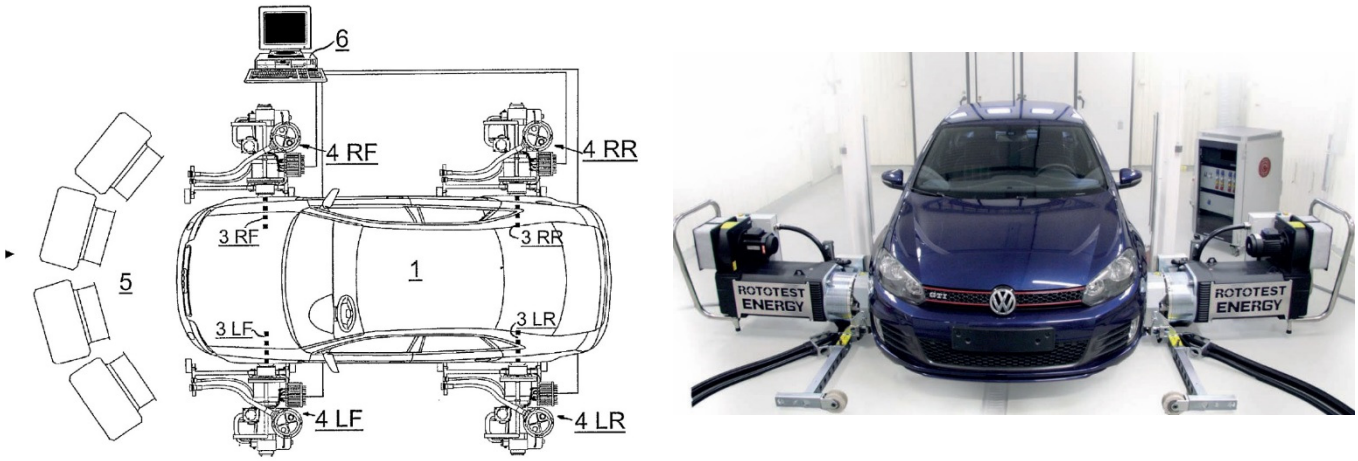


Рисунок 2.9 – Система фирмы Rototest для испытаний силового привода полнокомплектного автомобиля [79]

Нагружающие устройства в этой системе подсоединяются к каждому колесу испытываемого автомобиля. Система управления нагрузкой включает модель движения автомобиля в различных режимах, в том числе с воспроизведением проскальзывания колес.

Технологии виртуально-физических испытаний применяются не только к энергоустановкам и автомобилям, но и к отдельным компонентам энергоустановок. Например, фирма AVL располагает виртуально-физическим инструментарием собственной разработки для испытаний компонентов КЭУ. Примеры входящих в него систем представлены на рисунок 2.10 [80].

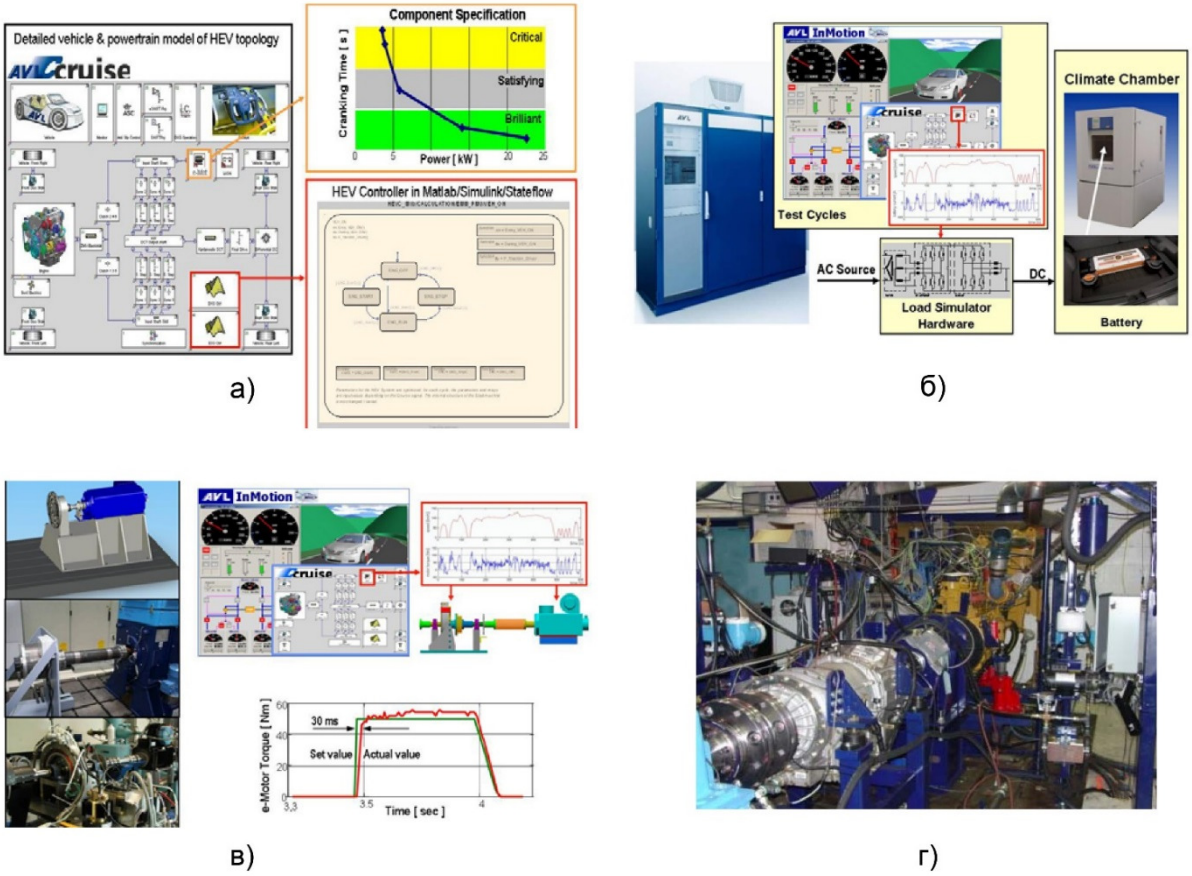


Рисунок 2.10 – Средства виртуально-физических испытаний компонентов КЭУ фирмы AVL [80].
а – программное обеспечение; б – система испытаний тяговых батарей;
в – система испытаний тягового электропривода; г – система испытаний КЭУ

На рисунке 2.10 б показана система испытаний тяговых батарей, которая воспроизводит их электрическую нагрузку, соответствующую работе энергоустановки в заданном режиме движения автомобиля, а также температурный режим батареи. Все компоненты КЭУ, кроме батареи, а также автомобиль и окружающая среда воспроизводятся виртуальной моделью. Сходный принцип применяется и для испытаний отдельного тягового электропривода (рисунок 2.10 в).

Наиболее ранние отечественные публикации, посвященные созданию средств виртуально-физических испытаний, принадлежат научному коллективу под руководством А.А. Ревина (Волгоградский технический университет – ВолгГТУ). Их основная тематика – исследование и разработка тормозных систем и систем активной безопасности автомобиля. В работе [81] описывается система виртуально-физического моделирования автомобиля с АБС (рисунок 2.11).

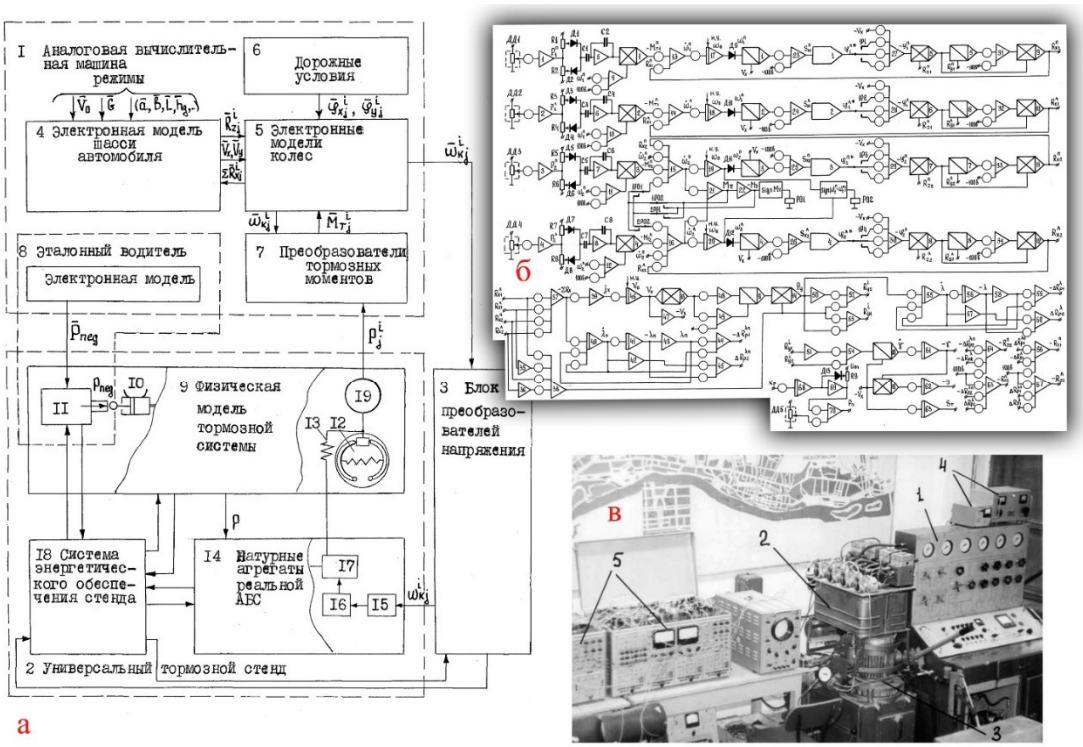


Рисунок 2.11 – Виртуально-физическая система для испытаний тормозного привода с АБС. а – схема стенда; б – модель автомобиля, реализованная на АВМ; в – внешний вид стенда [81]

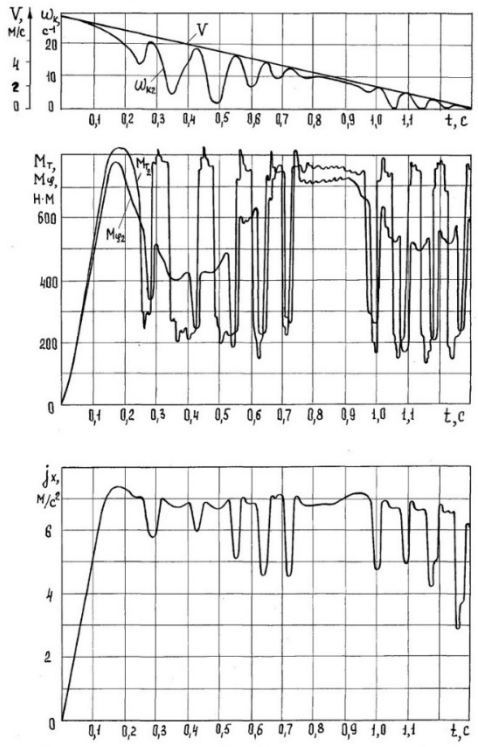


Рисунок 2.12 – Результаты виртуально-физических испытаний тормозной системы с АБС [81]

Физическая часть представлена тормозным приводом, тормозным механизмом и компонентами антиблокировочной системы. Виртуальная часть представляет собой реализованную на аналоговой вычислительной машине (АВМ) модель динамики автомобиля, которая воспроизводит его движение с учетом сцепных свойств и проскальзывания колес. При активации тормозного привода, которую осуществляет исполнительный механизм под управлением модели «эталонного водителя», сигнал датчика давления передается в АВМ, где пересчитывается в тормозной момент. Этот сигнал используется в качестве управления для модели автомобиля. Обратной связью для физической части системы является угловая скорость вращения колеса автомобиля, которая через преобразователь напряжения передается в блок управления АБС. По

этому сигналу алгоритм АБС определяет состояние виртуального колеса и предотвращает его блокировку, модулируя давление в тормозном приводе. На рисунке 2.12 показаны результаты одного из испытаний этой системы. Верхний график отражает процесс работы АБС. Сигналы, представленные на нем, – скорость автомобиля V и угловая скорость колеса $\omega_к$ – получены из математической модели. На втором графике показан сигнал тормозного момента M_T, который рассчитан по измерениям давления в тормозном приводе, а также рассчитываемый в модели сигнал максимального момента, реализуемого по условиям сцепления (M_φ). Нижний график показывает продольное замедление автомобиля (j_x), рассчитанное моделью.

Развитием данной разработки стала система испытаний, описанная, в частности в работе [82], в которой к аппаратной части был добавлен рулевой привод и рабочее место водителя с рулевым колесом и педалями. В 2010-2012 гг. появился ряд публикаций [83-85] Нижегородского технического университета и ВолгГТУ о создании совместно с фирмой Knorr-Bremse (ФРГ) стенда для виртуально-физических испытаний тормозных систем грузовых автомобилей с функциями АБС и курсовой устойчивости (ЭКУ).

2.3. Выводы

1. Анализ публикаций показывает, что существует и используется метод идентификации ненаблюдаемых входных переменных, которыми могут быть, в частности, крутящие моменты агрегатов энергоустановок и силового привода автомобилей. Метод в принципе применим для решения задач, сформулированных в п. 3 выводов главы 1. Однако ему свойственен недостаток, который заключается в том, что в модели-наблюдателе часть идентифицируемого момента воспроизводится звеном, которое не имеет физического эквивалента в моделируемом объекте. Это может нарушать адекватность модели и приводить к некорректной идентификации ненаблюдаемых переменных. В этой связи целесообразно разработать альтернативный вариант системы-наблюдателя, сохраняющий исходную структуру модели объекта исследования и увеличивающий возможности управления качеством и точностью идентификации.

2. Существует определенный дефицит работ, посвященных анализу и научному обоснованию управления системами виртуально-физических испытаний автомобильных энергоустановок на агрегатных стендах. В ряде публикаций даются некорректные описания расчета нагрузки («учет» инерции динамометра) в системах этого типа. В этой связи представляется необходимым провести научный анализ управления нагрузочными режимами в системах виртуально-физических испытаний и обосновать способ(ы) их расчета.

3. Для усовершенствования технологии виртуально-физических испытаний энергоустановок на агрегатных стендах представляется целесообразным разработать способ

управления нагрузкой, который обеспечит устойчивость ее регулирования, нечувствительность к неточностям измерений и управления (что снизит требования к нагружающему приводу), а также обеспечит структуру системы управления, позволяющую использовать модели автомобиля любой необходимой сложности для воспроизведения требуемых режимов движения, в том числе при испытаниях энергоустановок с несколькими силовыми агрегатами.

4. Представляется возможным и целесообразным создать обобщенную методику виртуально-физических испытаний для решения задач разработки и исследования автомобилей с КЭУ, связанных с идентификацией ненаблюдаемых переменных и с испытаниями КЭУ на агрегатных стендах. Общий подход к решению этих задач может заключаться в использовании замкнутых систем автоматического регулирования, выполняющих сопряжение и синхронизацию физической и виртуальной частей исследуемого объекта.

2.4. Цель и задачи исследования

Исходя из анализа, проведенного в главах 1 и 2, и выводов из этих глав были сформулированы цель и задачи настоящей работы.

Целью работы является создание усовершенствованного инструментария исследования и разработки автомобилей с КЭУ на основе технологий виртуально-физических испытаний. Для этого необходимо решить следующие **задачи**:

1. Разработать методику создания виртуально-физических систем, позволяющих проводить идентификацию режимов работы компонентов энергоустановки по экспериментальным данным и расширяющих функциональные возможности испытаний энергоустановок в лабораторных условиях на агрегатных стендах.

2. Разработать математические модели компонентов КЭУ и автомобиля, которые позволяют исследовать потоки мощности в КЭУ и работу системы рекуперации совместно с тормозной системой.

3. Разработать и опробовать способ исследования системы рекуперации автомобиля с тяговым электроприводом по комплексу показателей энергоэффективности и тормозных свойств с использованием средств виртуально-физического моделирования.

4. Разработать и опробовать способ исследования организации потоков мощности и энергоэффективности в КЭУ с использованием средств виртуально-физического моделирования.

5. Разработать и опробовать систему виртуально-физических испытаний, расширяющую функциональные возможности исследования энергоустановок на агрегатных стендах.

ГЛАВА 3. МЕТОДИКА СОЗДАНИЯ СИСТЕМ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ И РАЗРАБОТКИ АВТОМОБИЛЕЙ С КЭУ

Методика, предлагаемая в данной главе, описывает принципы создания виртуально-физических систем для исследования и разработки КЭУ и оснащенных ими автомобилей. С ее помощью могут решаться задачи двух типов: идентификация режимов работы компонентов энергоустановки и проведение лабораторных испытаний КЭУ с широким диапазоном воспроизводимых режимов движения автомобиля.

Задача первого типа подразумевает воссоздание достаточно полной картины функционирования КЭУ в виде массивов режимных точек ее компонентов в условиях ограниченного объема исходных данных. Последние представляют собой измерения некоторых показателей компонентов энергоустановки, получаемых в результате (офлайн) или в ходе (онлайн) лабораторных или дорожных испытаний. Состав экспериментальных данных зависит от возможностей используемых измерительных систем и наблюдаемости тех или иных переменных энергоустановки. Для решения задачи достраивания ненаблюдаемых или неизмеренных показателей создается виртуальная система-наблюдатель, дублирующая физический объект испытаний (в пределах требуемой детализации) как по структуре и свойствам, так и по поведению. Структура и свойства объекта испытаний воспроизводятся посредством его математической модели, а поведение – путем сопряжения и синхронизации виртуального и физического объектов либо в реальном, либо в машинном времени. Задача динамической идентификации не предполагает влияния виртуального объекта на физический, т.е. объединения их в замкнутой систему. В этой связи для сопряжения и синхронизации используются только информационные связи, представляющие собой сигналы систем измерения показателей физического объекта.

Для решения задач второго типа создается виртуальная система, которая воспроизводит физически отсутствующую в лаборатории часть объекта испытаний. В нее входит автомобиль (с колесами), а также узлы энергоустановки, силового привода или шасси, которые отсутствуют в физической части объекта испытаний. Виртуальная и физическая системы соединены как информационными, так и силовыми связями. Их работа синхронизируется в реальном времени, что означает, прежде всего, использование специальных программных средств компьютерного моделирования реального времени. Две системы образуют замкнутый контур, то есть между ними осуществляется двухстороннее взаимодействие. Их комбинация воспроизводит весь автомобиль с КЭУ и условия, в которых он испытывается.

Для сопряжения и синхронизации виртуальной и физической частей объекта испытаний они включаются в одну или несколько замкнутых систем автоматического регулирования (САР). Объектом управления (ОУ) САР может быть устройство имитации нагрузочного режима агрегатов КЭУ или компонент виртуальной модели автомобиля с КЭУ. Управление каждым ОУ осуществляется посредством регулятора по отклонению сигнала обратной связи от сигнала задания. В случае если ОУ является нагружающим устройством, сигнал задания генерируется виртуальной моделью, а сигнал обратной связи измеряется датчиком, установленным в физической части объекта испытаний, с которым соединено данное нагружающее устройство. Если ОУ является частью модели, то сигнал задания приходит от датчика, установленного в физической части, а сигнал обратной связи – это переменная модели.

Состав и уровень детализации математических моделей, на которых основаны виртуальные объекты, определяются требованиями конкретного исследования, типом решаемой задачи (идентификация или лабораторные испытания) и соответствующим ему способом взаимодействия с физическим объектом.

3.1. Виртуальный объект, дублирующий физический. Решение задач идентификации ненаблюдаемых переменных

Предлагаемый в настоящей работе способ соединения и синхронизации виртуального (дублирующего) объекта с физическим (идентифицируемым) можно считать развитием одного из подходов к решению задачи определения (с помощью модели) режима работы двигателя автомобиля при его движении с заданной скоростью, например, в ездовом цикле. Как известно, для этого может быть использовано два метода моделирования: решение обратной задачи динамики и решение прямой задачи динамики [86-88].

Первый метод подразумевает расчет нагрузочного и скоростного режима силового агрегата по задаваемым циклом скорости и ускорению автомобиля. На рисунке 3.1а представлена иллюстрирующая его блок-схема. В блоке «Модель автомобиля» находится уравнение динамики его прямолинейного движения, разрешенное относительно крутящего момента на ведущих колесах: $T_к = f(V_x, \dot{V}_x, \mathbf{a})$, где V_x – скорость прямолинейного движения автомобиля, задаваемая ездовым циклом; **а** – вектор параметров автомобиля, требуемых для расчета сил сопротивления движению. Момент $T_к$, а также угловая скорость ведущих колес $\omega_к$, являются выходными переменными «обратной» модели автомобиля. Блок «Модель трансмиссии» содержит ее силовую и кинематическую передаточные функции, представленные таким образом, что выходными сигналами блока являются крутящий момент ДВС (T_e) и угловая скорость его вала (ω_e). Наиболее частой задачей, решаемой с помощью моделирования

движения автомобиля в ездовом цикле, является расчет его расхода топлива. Поэтому в качестве примера возможной модели ДВС на блок-схеме показан вариант, который рассчитывает часовой расход топлива G_t как функцию режимной точки ДВС, задаваемой парой значений (ω_e, T_e). Таким образом, решение задачи движения автомобиля в цикле с определением расхода топлива ДВС методом обратной динамики подразумевает направление расчета всех переменных модели, определяющих режим работы энергоустановки, «от колес к двигателю».

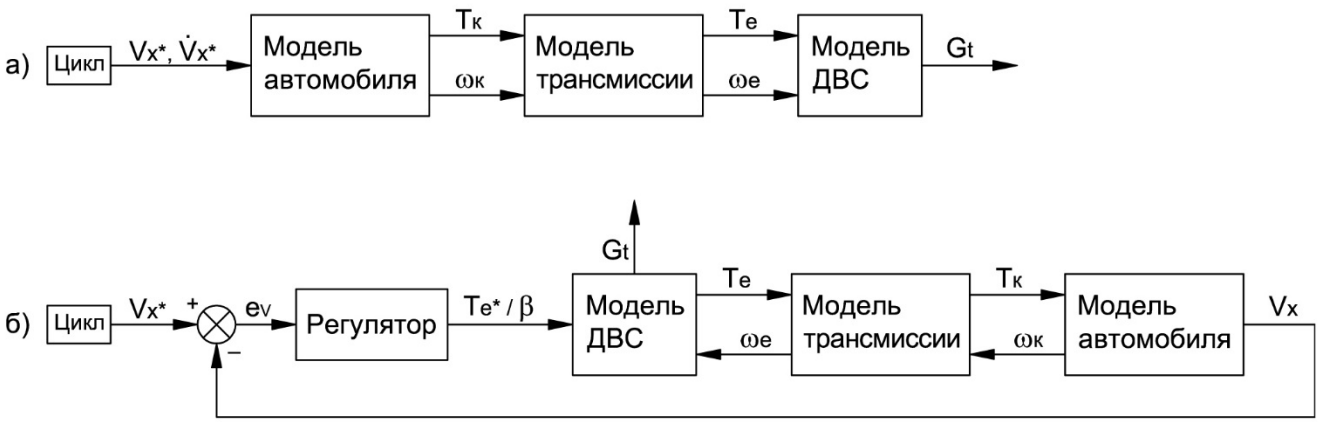


Рисунок 3.1 – Блок-схемы моделей движения автомобиля с заданной скоростным режимом.
а – обратная задача динамики; б – прямая задача динамики с регулятором скорости

Второй подход состоит в прямом решении уравнения динамики автомобиля $\dot{V}_x = f(T_к, V_x, \mathbf{a})$. В этом случае управляющее воздействие ($T_к$) является результатом преобразования крутящего момента ДВС (T_e) «прямой» передаточной функцией трансмиссии (рисунок 3.1. б). Для выполнения этой моделью скоростного режима цикла она снабжается регулятором, который компенсирует отклонение (e_V) скорости модели (V_x) от скорости, задаваемой циклом (V_x^*) для текущего момента времени. Для этого он генерирует сигнал задания либо непосредственно момента ДВС (T_e^*), либо положения педали акселератора (β).

В модели, представленной на рисунке 3.1 б, управляющие, а затем силовые, переменные передаются от системы управления к колесам автомобиля, а кинематические – в обратном направлении. Это типичное представление «прямых» моделей динамики, в т. ч. при их формализации с помощью теории графов связей [47, 71, 72 86]. Оно связано с численным интегрированием используемых в моделях дифференциальных уравнений. Кинематические переменные – это переменные состояния, производные которых находятся в левых частях уравнений. Их значения с предыдущего временно́го шага («обратные связи») используются на текущем для интегрирования и расчета силовых переменных, являющихся их функциями.

Силовые переменные, задаваемые управляющими сигналами, рассчитываются и действуют на текущем шаге.

При исследовании автомобиля с ДВС и механической ступенчатой трансмиссией реализация «прямого» метода сложнее, чем «обратного», поскольку она требует хотя бы простейшего воспроизведения трогания автомобиля с места с буксованием сцепления и переключения передач, в то время как «обратная» модель может эти процессы «игнорировать». Ситуация меняется при исследовании объектов с более сложными трансмиссиями (гидромеханическими, бесступенчатыми) или с комбинированными энергоустановками. «Обратный» метод становится уже скорее алгоритмом расчета, чем моделью физического объекта. Требуется декомпозиция модели с адаптацией ее структуры для этого алгоритма [89] и использование обратных передаточных функций для нелинейных звеньев модели (например, гидротрансформатора [88]). Решение прямой задачи динамики с регулятором скорости автомобиля оказывается в этом случае удобнее, поскольку в ней используется исходная модель автомобиля и силового привода без преобразований ее структуры. Кроме того, в модели сохраняются причинно-следственные связи между управляющими сигналами и откликом объекта управления на них, что позволяет создавать в рамках модели систему управления энергоустановкой, использующую обратные связи.

В задаче моделирования движения автомобиля с заданной скоростью в качестве таковой может использоваться не операционная карта цикла, а запись измерений скорости автомобиля, полученная при его испытаниях на стенде с беговыми барабанами или на дороге. В этом случае будет решаться задача идентификации режима работы силового агрегата по экспериментальным данным. Для того, чтобы адекватно и точно воспроизвести это испытание и рассчитать по имеющимся характеристикам ДВС расход топлива, необходимо определить его нагрузочный режим. Для этого в модель должны быть заложены экспериментально полученные силы сопротивления, масса автомобиля и КПД силового привода.

Задачу идентификации можно обобщить для силового агрегата с несколькими степенями свободы (с бесступенчатой трансмиссией или с индивидуальным приводом колес) или для энергоустановки с несколькими силовыми агрегатами (КЭУ). Как было сказано выше, для решения подобных задач наиболее удобным представляется «прямой» подход. Для его реализации необходимо присоединить регулятор к модели каждого агрегата, режим работы которого требуется идентифицировать, и назначить ему управляемую переменную модели (обратную связь), требуемое значение которой (уставка) измеряется при испытаниях энергоустановки или оснащенного ей автомобиля. Корректность идентификации определяется точностью воспроизведения сил сопротивления и КПД компонентов энергоустановки, а также качеством моделирования компонентов (например, тяговой батареи КЭУ). Погрешности

моделирования будут компенсированы регуляторами, что сделает менее адекватной выполняемую ими идентификацию режимов работы силовых агрегатов. Для уменьшения погрешностей желательно экспериментально определять характеристики компонентов энергоустановки и проводить отдельную оценку адекватности и точности моделей этих компонентов. В качестве средства компенсации случайных возмущений можно предложить наблюдатель Луенбергера с малым коэффициентом усиления, который не будет искажать математическую модель и результаты идентификации крутящего момента.

Таким образом, создается виртуальная модель, «дублирующая» испытываемый автомобиль и связанная с ним посредством замкнутых систем управления, которые используют сигналы физического объекта и соответствующие сигналы модели для идентификации режимов работы силовых агрегатов. На рисунке 3.2 показаны два примера организации систем идентификации по этому принципу.

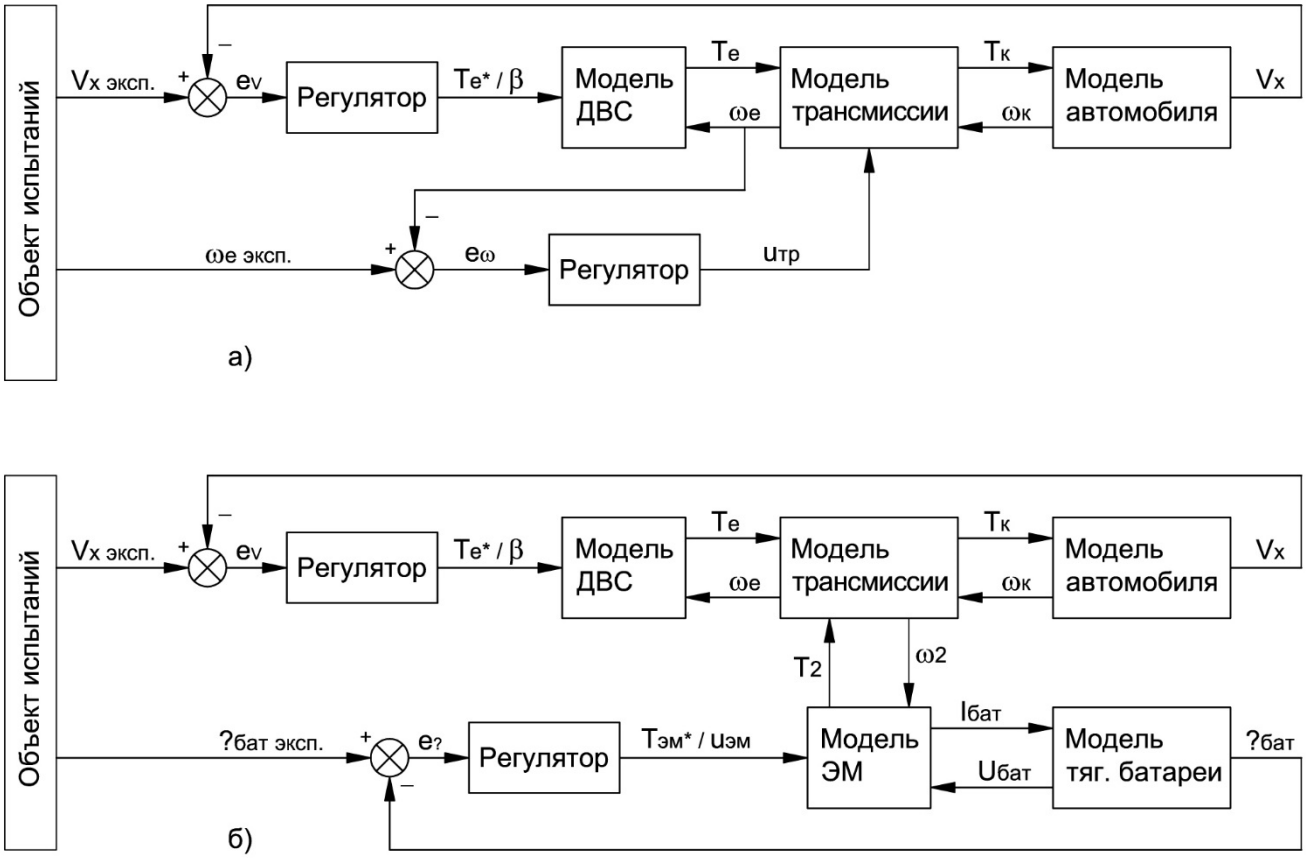


Рисунок 3.2 – Блок-схемы систем идентификации (наблюдателей) режимов работы энергоустановок. а – на базе ДВС с бесступенчатой трансмиссией; б – КЭУ параллельного типа

Первая система (рисунок 3.2. а) предназначена для исследования автомобиля с силовым агрегатом, включающим бесступенчатую передачу. Она создает в трансмиссии две степени свободы. Следовательно, для реконструкции режимов работы исследуемого физического

объекта требуется идентификация двух управляющих переменных: крутящего момента ДВС T_e и передаточного числа трансмиссии $u_{тр}$ (или скорости его изменения). Они рассчитываются регуляторами, использующими в качестве обратных связей переменные, характеризующие степени свободы системы: угловую скорость вала ДВС ω_e и скорость автомобиля V_x. Следует заметить, что их назначение может быть и обратным: ω_e – для регулятора T_e, V_x – для регулятора $u_{тр}$. Выбор будет определяться особенностями конкретного объекта исследования. Сигналы задания для управляемых переменных – $V_{x,эксп.}$ и $\omega_{e,эксп.}$ – передаются от датчиков, измеряющих соответствующие переменные физического объекта.

Вторая система (рисунок 3.2. б) предназначена для исследования автомобиля с КЭУ параллельного типа, которая включает ДВС и электромашину (ЭМ), связанные общей механической трансмиссией (ступенчатой), а также тяговую батарею. Поскольку у системы есть только одна независимая кинематическая переменная – скорость автомобиля, которая используется для идентификации момента ДВС, то в качестве обратной связи для регулятора момента электромашины должна использоваться переменная, не связанная с механической трансмиссией. Мощность, вырабатываемая электромашиной, определяется силой тока ($I_{бат}$) и напряжением ($U_{бат}$) батареи, и один из этих показателей может использоваться для идентификации. Какой именно, должно быть определено в результате анализа динамики этих переменных. Он выполнен в главе 4 настоящей работы, а выбор переменной обратной связи обоснован в главе 5.

Для подтверждения корректности идентификации режимов работы силовых агрегатов можно предложить два способа. Первый – подтверждение данными измерений крутящего момента в каких-либо других испытаниях того же или аналогичного объекта. Второй способ – это анализ ряда косвенных подтверждающих признаков: соответствие идентифицированного момента известным рабочим режимам агрегата; соответствие расхода топлива ДВС, измеренного при испытаниях и полученного в результате их идентификации; по другим признакам, зависящим от знаний об исследуемом объекте.

Для реконструкции работы системы рекуперативно-механического торможения необходима идентификация крутящего момента электродвигателя и моментов, создаваемых тормозными механизмами на каждом колесе. Специфика этого случая заключается в том, что для решения задачи идентификации моментов на отдельных осях или колесах требуется применение модели, в которой они не объединены с массой автомобиля, а имеют собственные степени свободы. При такой структуре модели для идентификации можно применить

регуляторы моментов $T_к$ на колесах/осях, использующие в качестве обратных связей их угловые скорости $\omega_к$ (рисунок 3.3), не связанные фиксированными соотношениями со скоростью автомобиля.

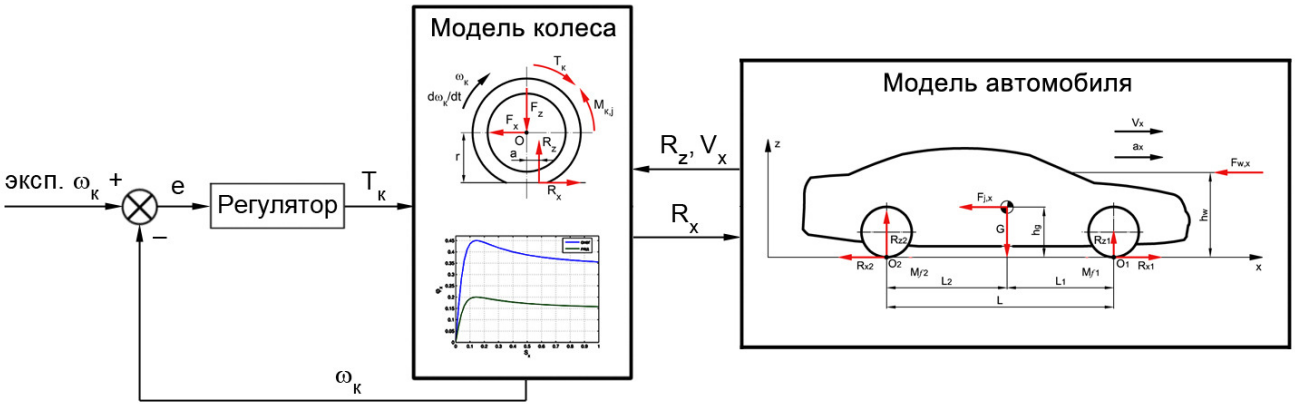


Рисунок 3.3 – Схема системы идентификации крутящих моментов на колесах автомобиля

Для получения сигнала задания регулятора $\omega_{к,эксп.}$ необходима установка датчика угловой скорости (или частоты вращения) на колесо испытываемого автомобиля. Число датчиков зависит от исследуемых режимов движения автомобиля. Если исследуется прямолинейное движение, то датчик можно установить на одно колесо каждой оси, поскольку проскальзывания колес одной оси практически равны (при соблюдении ряда условий испытаний). При криволинейном движении возникает различное проскальзывание и кинематическое рассогласование колес, поэтому датчики должны быть установлены на каждом из них.

Адекватность моделирования подтверждается посредством сопоставления его результатов с контрольными переменными, также измеряемыми при испытаниях: скоростью и ускорением автомобиля. Качество идентификации определяется точностью воспроизведения факторов нагрузки, основными из которых являются действующие на колеса касательные реакции. Они зависят от нормальных реакций и коэффициента сцепления шин с опорной поверхностью. Для определения нормальных реакций должны быть измерены весовые параметры автомобиля: масса, распределение веса по колесам, координаты центра масс. Коэффициент сцепления рассчитывается моделью шины. Ее параметры идентифицируются по экспериментальным данным. Ключевыми факторами при моделировании сцепных свойств шины является максимальное значение коэффициента сцепления и соответствующее ему проскальзывание колеса. Они могут быть определены (как минимум в первом приближении) при испытаниях автомобиля с реализацией максимального сцепления. Для этого выполняется экстренное торможение либо со срабатыванием АБС, либо по методике Правил ЕЭК ООН №13 с

отключенной АБС (желательно). Остальные составляющие нагрузки – силы сопротивления равномерному движению – определяются по результатам испытаний типа «выбег».

При реализации идентификационной модели на ЭВМ средства ее синхронизации с физическим объектом – регуляторы, сигналы с датчиков и обратные связи – могут быть организованы в рамках одной подсистемы, выполняющей для модели функцию контроллера. Если исследователю или разработчику КЭУ требуется сравнить идентифицированные режимы работы энергоустановки в серийном автомобиле с результатами работы созданного им контроллера, то для этого может быть использована та же модель КЭУ с простой заменой идентифицирующего блока новой системой управления. Использование «прямой» модели автомобиля с КЭУ, организованной в соответствии с теорией графов связей [47, 71, 72], также позволит легко заменять в ней компоненты энергоустановки или ее схему с тем, чтобы оценить эффект этих изменений в сравнении с серийной системой на том же автомобиле в одинаковых условиях испытаний.

3.2. Дополняющие друг друга виртуальный и физический объекты. Системы лабораторных испытаний

Базовым виртуально-физическим объектом для лабораторных испытаний является замкнутая система, состоящая из силового агрегата с одним выходным валом, виртуальной модели и связывающих их информационно-силовых интерфейсов (рисунок 3.4). В зависимости от используемой модели эта система может воспроизводить весь автомобиль или силовой привод отдельной оси/колеса.

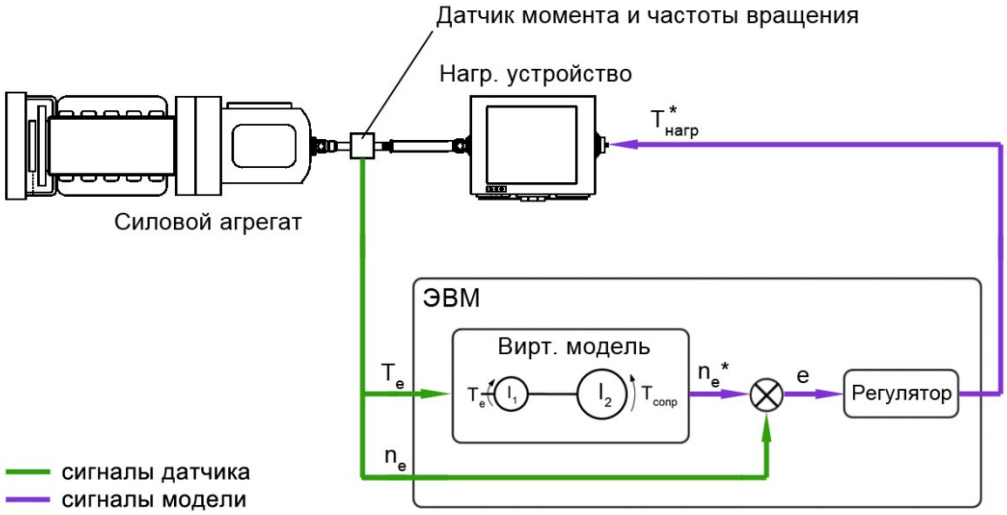


Рисунок 3.4 – Схема базовой системы виртуально-физических испытаний

Имитация нагрузочного режима силового агрегата осуществляется устройством, обычно называемым динамометром, которое может представлять собой, например, электрическую машину. Датчик крутящего момента и частоты вращения устанавливается в месте, где заканчивается физическая часть объекта испытаний и начинается виртуальная. Для корректного моделирования физическая часть должна полностью располагаться до места установки датчика. Динамометр и все устройства, согласующие режим нагрузки, должны быть установлены после датчика.

Исходным действием, приводящим систему в работу, является начало вращения вала силового агрегата после поступления в него управляющего сигнала (например, нажатия на педаль акселератора). В это время виртуальная часть системы еще неподвижна, и частота вращения ее вала n_e^*, являющегося «продолжением» вала силового агрегата, равна нулю. Поскольку измеренная датчиком частота вращения физического вала n_e уже отлична от нуля, то кинематическое рассогласование виртуальной и физической части создает ошибку регулирования: $e = n_e^* - n_e$. Она передается в регулятор динамометра, который рассчитывает крутящий момент $T_{нагр}^* = f(e)$ (или соответствующий ему управляющий сигнал), компенсирующий ее. Этот момент создается нагружающим устройством на валу силового агрегата и измеряется датчиком. Затем он в виде сигнала T_e передается в виртуальную модель, которая начинает движение. Таким образом, создается замкнутая система с информационно-силовым взаимодействием, синхронизирующим виртуальную и физическую часть объекта испытаний.

Ключевым вопросом имитации нагрузочного режима силового агрегата является соотношение между инерционной частью нагрузки и моментом, который создает динамометр. В принципе описанный способ управления нагружающим устройством позволяет воспроизводить неустановившиеся режимы движения автомобиля и работы его энергоустановки без использования инерционной нагрузки (маховика). Однако определенной инерцией обладает сам динамометр и, кроме того, применение дополнительного инерционного элемента может быть целесообразным в некоторых типах испытаний. Для определения роли инерции, связанной с динамометром, рассмотрим структуру нагрузки, создаваемой в испытаниях двух типов: без воспроизведения проскальзывания колес автомобиля и с проскальзыванием. При этом будут сделаны следующие допущения: жесткость соединения силового агрегата с нагружающим устройством не учитывается; считается, что все нагрузки в модели приведены к валу силового агрегата. Уравнения равновесия моментов в физической и

виртуальной частях объекта испытания для случая без проскальзывания колес приведены в системе (3.1), а с проскальзываем – в системе (3.2).

$$\begin{cases} T_e = T_{нагр.} + M_{j,дин} \\ T_e = M_{j,авт.} + M_{\psi} \\ M_{j,дин} < M_{j,авт.} \end{cases} \quad (3.1) \qquad \begin{cases} T_e = T_{нагр.} + M_{j,дин} \\ T_e = M_{j,к} + M_{Rx} \\ M_{j,дин} > M_{j,к} \end{cases} \quad (3.2)$$

В физической части, в месте установки датчика, с одной стороны действует крутящий момент силового агрегата T_e, а с другой – равная ему сумма момента $T_{нагр.}$, создаваемого динамометром, и приведенного инерционного момента $M_{j,дин}$ вращающихся частей динамометра, а также других механически соединенных с ним устройств. В модели автомобиля, не учитывающей проскальзывание колес, момент сил сопротивления M_{ψ} действует на одну массу, которая может быть приведена к эквивалентному маховику, создающему инерционный момент $M_{j,авт.}$. Сумма этих моментов уравновешивается в виртуальной модели крутящим моментом T_e, измеряемым датчиком на валу. Таким образом, правые части первого и второго уравнений системы (3.1) равны. Если к динамометру не присоединен дополнительный маховик, то его инерция будет значительно меньше эквивалентной инерции автомобиля. Недостаток инерционной нагрузки будет компенсирован регулятором динамометра и войдет в момент $T_{нагр.}$. При моделировании ускоренного движения автомобиля имитируемая масса будет увеличивать требуемый тормозной момент динамометра, а при замедлениях либо уменьшать его, либо переводить динамометр в тяговый режим. При длительных испытаниях с воспроизведением ускоренного движения автомобиля, например, в ездовых циклах, имитация массы автомобиля с помощью электрического динамометра потребует отвода значительного количества генерируемой энергии. Если в лаборатории нет технической возможности возвращать ее в электрическую сеть или отправлять в некоторый накопитель, она должна быть тем или иным образом рассеяна. Чтобы уменьшить количество вырабатываемой энергии можно имитировать неизменную часть массы автомобиля (снаряженную массу) дополнительным маховиком. Динамометром будет воспроизводиться только дополнительная загрузка автомобиля, которая в случае, например, испытаний в ездовых циклах по Правилам ЕЭК ООН №83 и 101 составит всего 100 кг.

При моделировании работы силового агрегата с проскальзыванием приводимых им колес виртуальная нагрузка включает инерционный момент этих колес $M_{j,к}$ и момент M_{Rx} действующей на них касательной реакции (для упрощения примера пренебрегаем моментом

сопротивления качению). Если к динамометру присоединен дополнительный маховик, то инерция $M_{j,дин}$ может превышать $M_{j,к}$. При воспроизведении повышенного проскальзывания колес, сопровождающегося ускорением вала силового агрегата, избыточная инерционная нагрузка $M_{j,дин}$ должна быть компенсирована регулятором динамометра посредством момента $T_{нагр.}$. Учитывая то, что угловое ускорение колеса, приведенное к валу силового агрегата через передаточное число трансмиссии, может быть весьма высоким, то и инерционный момент, который потребуется компенсировать, будет большим. Таким образом, в испытаниях данного типа нецелесообразно использовать присоединяемую к динамометру вращающуюся массу, инерция которой значительно превышает моделируемую инерцию колес и виртуальной части их привода.

Возможен обратный случай: инерция силового агрегата и соединенного с ним динамометра очень мала. Это может иметь место, если оба устройства представляют собой электродвигатели небольшой мощности. Воспроизведение динамичных режимов работы такой системы предъявляет высокие требования к быстродействию нагружающего устройства. Присоединение к нему дополнительного инерционного элемента позволит сгладить высокочастотную составляющую требуемого нагрузочного момента и снизить требования к быстродействию. В качестве минимальной величины присоединяемой инерции можно выбрать инерцию колес, привод которых моделируется виртуальной частью объекта испытаний.

Принцип устранения ошибки регулирования, по которому работает система управления динамометром, позволяет ей автоматически компенсировать избыток или недостаток инерционной нагрузки без включения в ее расчет значения инерции динамометра и дополнительного маховика, если таковой используется. Знание их величин не требуется для организации системы управления нагрузкой. В некоторых публикациях упоминается учет инерции динамометра в виртуальной модели путем изменения имитируемой массы автомобиля [90, 91]. Это действие является некорректным и при большой величине «учитываемой» инерции может внести значительную ошибку в нагрузочный режим объекта испытаний. Также некорректным является внесение в виртуальную модель инерции агрегатов, входящих в состав физической части объекта испытаний [75], поскольку влияние этой инерции уже отражено в крутящем моменте, который измеряется датчиком.

Описанный способ управления распространяется на системы испытаний энергоустановок с несколькими силовыми агрегатами, приводящими разные оси или колеса автомобиля. В простейшем случае – моделировании движения автомобиля без учета проскальзывания колес – согласование нагрузки на приводах разных осей/колес осуществляется с помощью

кинематических соотношений между ними. Если же модель учитывает сцепные свойства колес, то согласование осуществляется способом, который иллюстрируется рисунком 3.5 на примере прямолинейного движения полноприводного автомобиля. Блоком «интерфейс» на рисунке обозначена совокупность измерительных, информационных и силовых устройств, синхронизирующих работу физической и виртуальной частей объекта испытаний.

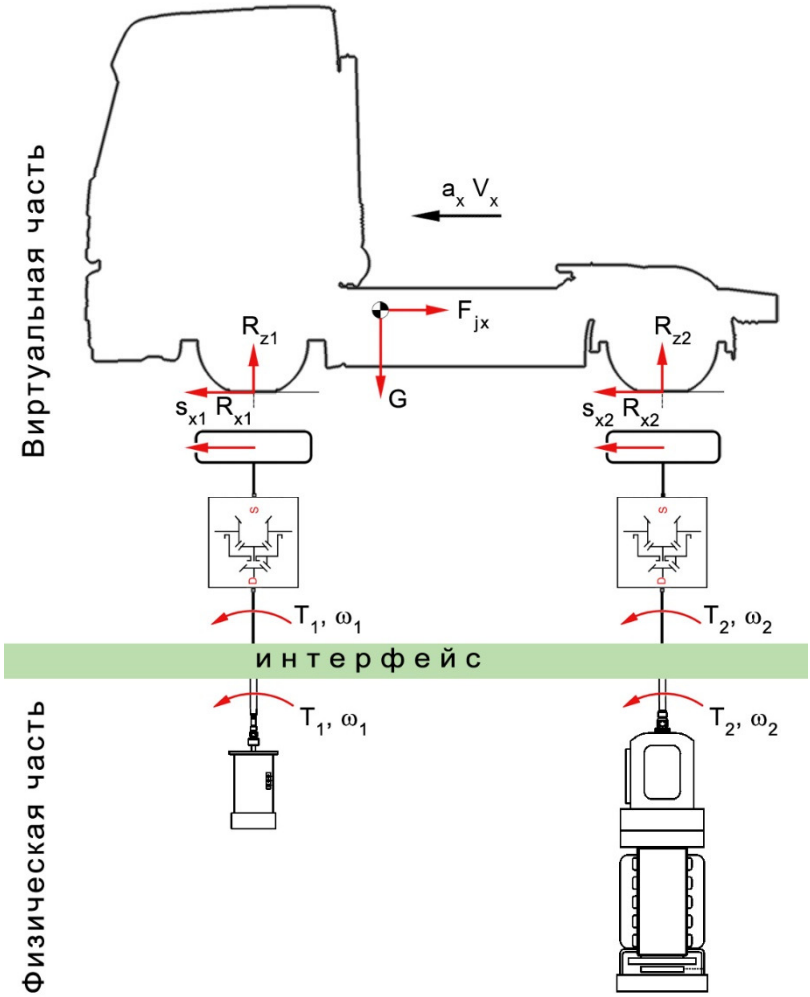


Рисунок 3.5 – Схема системы виртуально-физических испытаний автомобиля с энергоустановкой, включающей несколько силовых агрегатов или приводов, с учетом сцепления шин с дорогой

Переменной для управления нагрузкой является частота вращения вала силового агрегата. Она определяется угловой скоростью колеса или оси автомобиля в виртуальной модели, которая включает проскальзывание S_{xi}. Действующая на колесо касательная реакция R_{xi} задается в виде функции его проскальзывания (см. раздел 4.3). Реализуя рассчитываемую моделью скорость вращения вала силового агрегата, нагружающее устройство создает момент, уравновешивающий расчетную касательную реакцию. Поскольку касательные реакции

являются общими силовыми факторами для моделей динамики колес и автомобиля (см. главу 5), то виртуальная модель автомобиля становится связующим звеном в цепи координации нагрузочных режимов отдельных силовых агрегатов физической части объекта испытаний.

Для обеспечения корректности виртуально-физических испытаний должна быть подтверждена адекватность и точность модели автомобиля, используемой в ее виртуальной части. Это выполняется с использованием данных дорожных испытаний автомобиля в соответствующих (репрезентативных) режимах движения.

3.3. Регуляторы

В описанных системах идентификации и виртуально-физических испытаний для создания воздействий, компенсирующих ошибки регулирования, представляется наиболее подходящим использование пропорционально-интегральных регуляторов (ПИ-регуляторов):

$$u = k_П \cdot e + k_И \cdot \int e dt,$$

где u – управление; e – ошибка регулирования; $k_П$ – коэффициент усиления пропорционального звена; $k_И$ – коэффициент усиления интегрирующего звена.

Обычно исследуемые системы содержат много нелинейных звеньев. Их аналитическая линеаризация с последующим анализом устойчивости замкнутой системы с несколькими регуляторами – слишком трудоемкая задача. Вместо этого можно использовать автоматизированные системы синтеза САР. Можно настраивать регуляторы эмпирически – сначала на модели (если есть возможность смоделировать исследуемый объект), а потом на физическом объекте – по его реакции. Для этого может быть использован, например, эмпирический метод Циглера-Никольса [92].

На управление u, как правило, налагаются ограничения. При достижении границы рабочей области (насыщении регулятора) рост ошибки регулирования перестает компенсироваться увеличением u. Если коэффициент $k_И$ отличен от нуля, то интегрирующее звено продолжает накапливать ошибку (перенасыщается). При последующем снижении уставки управляемой переменной накопленная ошибка сбрасывается интегрирующим звеном в течение некоторого времени, вследствие чего происходит отставание компенсирующего воздействия от текущей ошибки регулирования. Это ухудшает следящее действие регулятора, что иллюстрируется рисунком 3.6. Степень ухудшения зависит от величины коэффициента $k_И$. На верхнем поле представлена управляемая переменная x. График x^* является ее сигналом задания. На нижнем поле показана управляющая переменная. Значение u-lim является ее ограничением. Кривые u (а) и x (а) демонстрируют эффект перенасыщения интегрирующего звена.

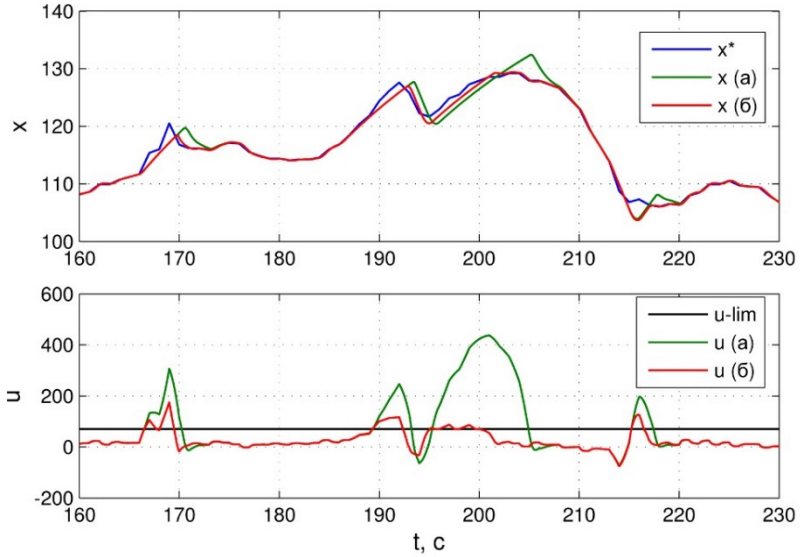


Рисунок 3.6 – Работа ПИ-регулятора. а – с перенасыщением интегрирующего звена; б – с предотвращением перенасыщения интегрирующего звена (anti-windup)

Для предотвращения этого эффекта используются приемы, имеющие в международной практике англоязычное название anti-windup. Они разнообразны: в работе [93] представлено более десятка их вариантов. Наиболее эффективная, в то же время одна из самых простых и логичных схем anti-windup показана на рисунке 3.7 с помощью блоков программы Simulink.

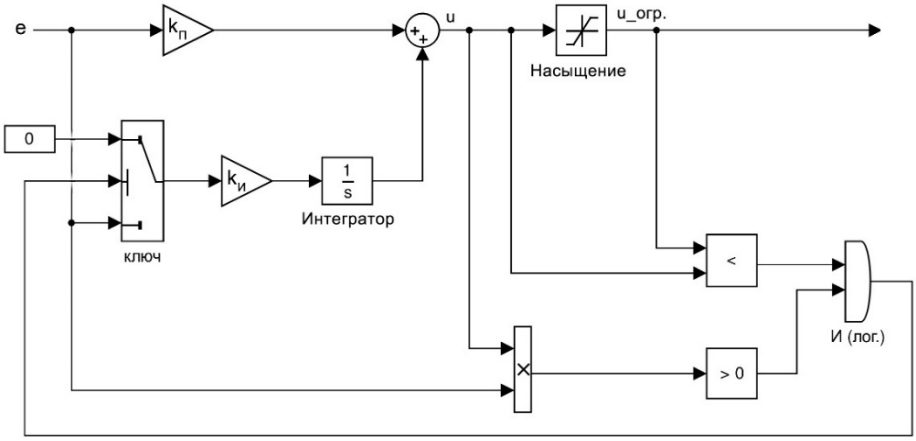


Рисунок 3.7 – Схема ПИ-регулятора с предотвращением перенасыщения интегрирующего звена (anti-windup)

На входе интегрирующего звена устанавливается ключ, который размыкается при достижении границы насыщения, выключая звено из работы. Сигналом для размыкания является одновременное выполнение двух условий: превышение управляющей переменной своего максимального значения (u_огр < u) и совпадение знаков ошибки регулирования *e* и не ограниченного значения управления *u*. Результат действия данной схемы демонстрируется графиками *u* (б) и *x* (б) на рисунке 3.6.

ГЛАВА 4. ВЫБОР МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ОСНОВНЫХ КОМПОНЕНТОВ АВТОМОБИЛЯ И ЭНЕРГОУСТАНОВКИ

Модели некоторых узлов и агрегатов используются при исследованиях автомобилей с практически любым составом энергоустановки и любыми схемами КЭУ. В частности, они необходимы для решения задач идентификации режимов работы КЭУ при создании виртуальных объектов испытаний, дублирующих физические. Речь идет о моделях тяговой батареи, двигателей, тепловых и электрических, и эластичного колеса. Все эти объекты имеют достаточно сложные структуру и свойства. В этой связи в данной главе анализируются и выбираются способы их моделирования в контексте решаемых задач.

4.1. Моделирование тяговых батарей

В автомобилях с КЭУ тяговая батарея является ключевым инструментом повышения энергоэффективности – мощностным и энергетическим буфером. В автомобилях PHEV и REEV батарея в той или иной мере выполняет функцию топливного бака. Одновременно она является «слабым звеном» этих энергоустановок. Аккумуляторы, из которых состоит батарея, даже современные литий-ионные, имеют относительно низкие показатели удельной мощности и удельной энергоемкости. Первое критично для автономных КЭУ. В них используются батареи с малой емкостью, от которых требуется реализация больших мощностей, а следовательно – работа с большими перегрузками по току. Второе критично для PHEV и особенно – для REEV, в которых для обеспечения пробега на одной зарядке, сравнимого с пробегом на одной заправке традиционного автомобиля с ДВС, требуется батарея большой энергоемкости и, следовательно, большой массы.

Допустимая мощность и доступная энергоемкость батареи являются ключевыми факторами организации потоков мощности и их разделения между ДВС и электроприводом в КЭУ. Мощность и энергоемкость батареи также обуславливают реализуемую рекуперацию и определяют тягово-скоростные и динамические характеристики при движении автомобиля на электротяге. Показателями, которые определяют развиваемую и принимаемую батареей мощность, являются ее напряжение и ток. Их рабочие диапазоны зависят от используемого типа аккумуляторных ячеек, от их количества и схемы соединения в батарее. Электрической мерой энергии батареи является ее степень заряженности (часто обозначается англоязычной аббревиатурой SOC – state of charge), исчисляемая в ампер-часах (А·ч) или в процентах от максимального значения. Ее изменение определяется током, которым разряжается или заряжается батарея. Для корректного определения запаса энергии или степени заряженности аккумулятора необходимо учитывать его КПД.

Поскольку мощность и запас энергии тяговой батареи отражаются ее электрическими переменными, которые имеют свои особенности динамики и ограничения, то в виртуальный инструментарий исследования и разработки КЭУ необходимо включать математическую модель батареи, отражающую эти переменные. В задачах выбора конфигурации и компонентного состава энергоустановки модель батареи позволит определить мощностные и энергетические параметры компонентов с учетом типа и характеристик используемых аккумуляторных ячеек. При разработке систем управления энергоустановкой модель батареи позволит учесть в алгоритме ограничения тока и напряжения, а также степень заряженности и температуру батареи при использовании тех или иных типов аккумуляторных ячеек и конструкции системы охлаждения батареи.

Для детального исследования аккумуляторов безотносительно к конкретной области их применения, как правило, используются электрохимические модели, которые отражают взаимодействия на уровне электродов и электролита внутри аккумулятора [86]. Для решения задач разработки и исследования автомобилей с КЭУ моделирование внутренних процессов аккумуляторов не представляет интереса и только усложняет модель исследуемого объекта. В этих задачах целесообразно использовать т.н. имитационные модели, которые с помощью некоторых физических или математических систем достаточно адекватно и точно воспроизводят реакцию основных переменных аккумулятора на заданные входные воздействия [94]. В литературе описаны различные подходы к имитационному моделированию аккумуляторов. Известны, например, работы, в которых для этого используются искусственные нейронные сети [95]. Однако самыми распространенными и практичными являются модели, представляющие собой т.н. эквивалентные схемы или схемы замещения аккумуляторов [86, 96]. Это электрические схемы, которые содержат источники напряжения, резисторы и конденсаторы (конкретный состав зависит от разновидности схемы), соединенные друг с другом и с источником нагрузки, которым обычно является модель электропривода той или иной сложности.

В данном разделе проводится сравнительный анализ моделирования аккумуляторов посредством схем замещения, наиболее часто встречающихся в публикациях. Также описывается способ расчета КПД и состояния заряда аккумуляторов. Температурные свойства аккумуляторов важны для определения их предпочтительных режимов работы и создания систем термостатирования для них, однако рассмотрение этих свойств выходит за рамки настоящей работы. Во всех описанных исследованиях тяговые батареи работали в оптимальном диапазоне температур (15...20°C). Для оценки адекватности и точности моделирования использованы экспериментальные данные, полученные при лабораторных испытаниях КЭУ, а

также в результате дорожных испытаний автомобиля REEV. Оба объекта были оснащены литий-ионными тяговыми батареями.

4.1.1. Особенности моделирования аккумуляторов тяговых батарей

Модель аккумулятора, представляющая собой электрическую схему замещения, предназначена для воспроизведения изменения его напряжения в ответ на заданную нагрузку – ток разряда или заряда. В КЭУ изменение нагрузки по времени может происходить достаточно быстро и в широком диапазоне амплитуд тока. Амплитуда тока часто представляется в единицах «С». 1С равняется номинальной ампер-часовой емкости аккумулятора. Например, ток 1С для аккумулятора емкостью 20 А·ч равен 20 А.

В REEV, как правило, используются т.н. «энергетические» аккумуляторы – с повышенной удельной энергоемкостью (150...210 Вт·ч/кг), но не предназначенные для значительных нагрузок по мощности. Рабочий диапазон тока «энергетических» аккумуляторов в длительном режиме работы находится в пределах 3С при разряде батареи и в пределах 1...1.5С – при заряде. Необходимость обеспечения длительного пробега на одной зарядке требует применения аккумуляторов большой емкости. В легковых REEV и электромобилях используются ячейки емкостью 40...90 А·ч. Это позволяет обеспечить мощность, требуемую для движения и рекуперации, не выходя за пределы диапазона длительных нагрузок.

В автономных КЭУ используются батареи малой емкости – 5...7 А·ч для легковых автомобилей. Однако мощность, которую они должны отдавать и принимать, часто сопоставима с мощностью, требуемой от батареи REEV или электромобиля, что подразумевает токи до 20...30С. Для работы с такими токами используются т.н. «мощностные» аккумуляторы с малой удельной энергоемкостью (<120 Вт·ч/кг), но высокой нагрузочной способностью.

Перечисленные особенности нагрузочных режимов тяговой батареи должны адекватно отражаться моделью динамики напряжения. Основной показатель адекватности модели – это точность расчета амплитуды падения напряжения под нагрузкой и протекания переходных процессов.

Специфика электрохимических аккумуляторов состоит в том, что их напряжение без нагрузки (напряжение разомкнутой цепи) в общем случае не пропорционально состоянию заряда, как это имеет место в супер-конденсаторах. В случае, например, литий железо-фосфатных ($LiFePO_4$) ячеек напряжение разомкнутой цепи может практически не изменяться в диапазоне 60...80% глубины разряда. Для REEV это – бóльшая часть рабочего диапазона SOC, а для автономных КЭУ это в 2-4 раза больше, чем рабочий диапазон. Таким образом, динамика напряжения аккумулятора при переменной нагрузке, имеющей место в КЭУ, представляет собой колебания напряжения относительно мало изменяющегося базового значения –

напряжения разомкнутой цепи. Для моделирования этого процесса используются либо схемы замещения с базовой статической частью – источником напряжения разомкнутой цепи – и динамической частью, отражающей падение напряжения под нагрузкой, либо схемы с конденсатором большой емкости для воспроизведения напряжения разомкнутой цепи и динамической частью из конденсаторов малой емкости и резисторов для воспроизведения падения напряжения под нагрузкой.

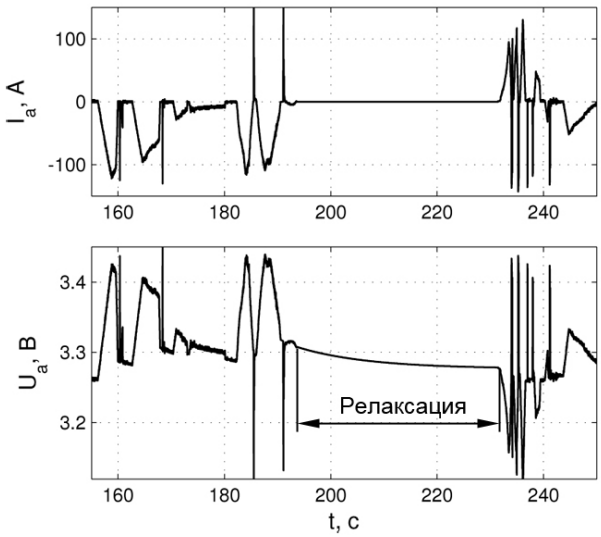


Рисунок 4.1 – Релаксация напряжения литий-ионного аккумулятора при снятии нагрузки

Существуют две особенности динамики напряжения аккумуляторов, которые отдельно отмечаются в литературе [97, 98]. Первой является т.н. релаксация (voltage relaxation – термин из работы [97]). Она проявляется в том, что при снятии нагрузки напряжение возвращается к уровню разомкнутой цепи не сразу, а через переходный процесс экспоненциального характера (рисунок 4.1). Для расчета мощности разряда/заряда батареи этот процесс не важен (мощность равна нулю), однако если модель аккумулятора содержит дифференциальные уравнения, и напряжение рассчитывается путем их интегрирования, то во избежание накопления погрешности релаксация должна воспроизводиться моделью.

Второй особенностью динамики напряжения является гистерезис. После снятия нагрузки в процессе релаксации напряжение восстанавливается, приближаясь к характеристике разомкнутой цепи, однако не достигает ее в течение достаточно длительного времени. Если предшествующий режим нагрузки аккумулятора был разрядным, то по окончании релаксации напряжение будет несколько меньше исходного значения разомкнутой цепи. В случае заряда картина будет обратной. Пример характеристик разомкнутой цепи, отражающих гистерезис, показан на рисунке 4.2 [97]. Учет гистерезиса в модели аккумулятора, предназначенной для перечисленных выше задач, не представляется

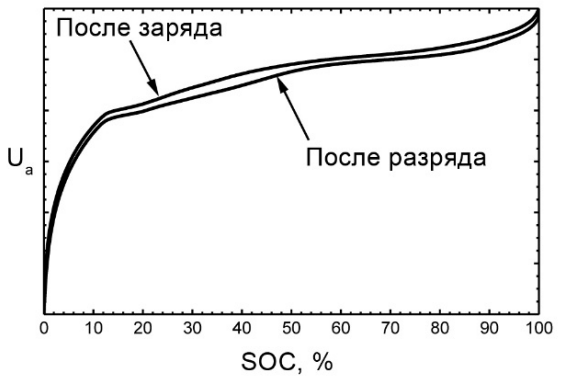


Рисунок 4.2 – Характеристика напряжения разомкнутой цепи литий-ионного аккумулятора с гистерезисом [97]

целесообразным, поскольку их решение подразумевает моделирование динамических процессов, значительно более коротких по времени, чем дрейф напряжения при гистерезисе, а погрешность, связанная с пренебрежением им, невелика. Вместе с тем следует отметить, что при более глубоких исследованиях свойств аккумуляторов, а также при создании систем мониторинга и балансировки батарей (Battery Management Systems, BMS) моделирование гистерезиса является необходимым.

4.1.2. Анализ схем замещения аккумуляторов

Наиболее простая схема замещения аккумулятора показана на рисунке 4.3. Она представляет собой последовательное соединение источника напряжения U_{OC} разомкнутой цепи, внутреннего сопротивления аккумулятора R_0, на котором происходит падение напряжения под нагрузкой, и самой нагрузки, подсоединяемой к клеммам. Ниже эта схема сокращенно называется R-моделью. Данная схема в основном применяется для решения тех задач, где не требуется высокая точность моделирования электрических показателей тяговой батареи, а исходные данные – минимальны. Характеристика разомкнутой цепи $U_{OC} = f(SOC)$ и внутреннее сопротивление R_0 могут быть взяты из технических данных аккумуляторных ячеек, которые, как правило, публикуются производителями в сети интернет.

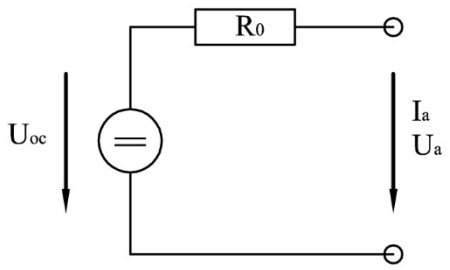


Рисунок 4.3 – R-модель аккумулятора

Известны работы, в которых R-модель используется в составе моделей КЭУ, предназначенных для поиска оптимального управления энергоустановкой [99]. Поскольку R-модель очень проста, она не требовательна к вычислительным ресурсам ЭВМ, которые являются критическим аспектом при решении задач оптимального управления. Вместе с тем, использование электрической модели позволяет включать в задачу ограничения тока и напряжения батареи, что повышает пригодность результатов поиска оптимального управления к адаптации в контроллере реальной энергоустановки.

Математическая запись R-модели представляет собой уравнение равновесия напряжений в контуре:

$$U_a = U_{OC} - R_0 I_a,$$

где U_a – напряжение аккумулятора, U_{OC} – напряжение разомкнутой цепи; I_a – ток нагрузки; R_0 – внутреннее сопротивление аккумулятора.

R-модель не содержит динамических звеньев, позволяющих задавать параметры переходного процесса (например, его постоянную времени). В работе [97] для исправления этого недостатка автор предлагает применять к уравнению напряжения U_a фильтр высоких частот и рассматривает варианты фильтров, представляющих собой линейные динамические звенья от первого до четвертого порядка. Их использование позволяет с достаточно высокой точностью воспроизводить переходные процессы, в том числе релаксацию напряжения.

Среди моделей с динамическими звеньями наибольшее распространение получила модель Тевенéна [86]. Эта схема реализуется путем включения в контур R-модели одного или нескольких конденсаторов, шунтированных резисторами (рисунок 4.4). Эти дополнительные RC-контуры выполняют функцию фильтров напряжения. Путем подбора их параметров можно настраивать переходные характеристики модели. При использовании нескольких RC-фильтров (рисунок 4.4 б) каждый из них имеет отличную от других частотную характеристику. Комбинация частотных характеристик всех фильтров от 1-го до n-го формирует динамические свойства модели напряжения аккумулятора.

Для вывода математического описания RC-модели в соответствии с правилами Кирхгофа обозначим узел 1, в котором суммируются токи трех ветвей, и контуры I и II, направления обхода которых указаны стрелками (рисунок 4.4 а):

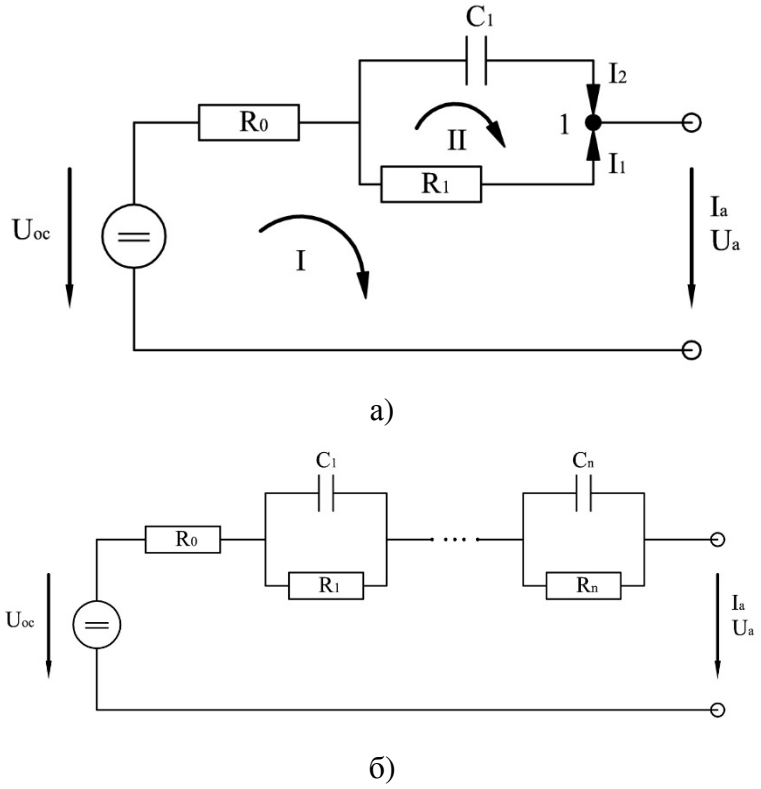


Рисунок 4.4 – Варианты RC-модели аккумулятора. а – с одним RC-контуром; б – с n RC-контурами

Для узла 1 составляется уравнение равновесия токов:

$$I_1 + I_2 - I_a = 0$$

Ток в ветви конденсатора C_1 равен $I_2 = C_1 \dot{U}_1$, где C_1 – емкость конденсатора; U_1 – напряжение конденсатора.

Для контуров записываются уравнения равновесия напряжений.

контур I: $U_a + I_a R_0 + U_1 - U_{OC} = 0$

контур II: $\frac{1}{C_1}\int I_2 dt - I_1 R_1 = 0$

В результате преобразований получается уравнение напряжения $R_1 C_1$-контура:

$$\frac{dU_1}{dt} = \frac{I_a R_1 - U_1}{R_1 C_1}.$$

Данное уравнение воспроизводит инерционное звено первого порядка (апериодическое звено), на вход которого подается ток I_a, а выходным сигналом является напряжение U_1. R_1 является коэффициентом усиления звена, а $R_1 C_1$ – его постоянной времени. Настройка переходной характеристики звена, т.е. его фильтрующих свойств, осуществляется подбором этих двух коэффициентов.

При добавлении в схему замещения дополнительных RC-контуров (рисунок 4.4 б) для каждого из них составляется уравнение напряжения, а результат интегрирования этого уравнения добавляется в уравнение равновесия напряжений контура I. Математическая модель схемы Тевенéна с n RC-контурами записывается, таким образом, в виде следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} \dfrac{dU_1}{dt} = \dfrac{I_a}{C_1} - \dfrac{U_1}{R_1 C_1} \\ \ldots \\ \dfrac{dU_n}{dt} = \dfrac{I_a}{C_n} - \dfrac{U_n}{R_n C_n} \\ U_a = U_{OC} - I_a R_0 - U_1 - \ldots - U_n \end{cases}$$

В нескольких публикациях [86, 100, 101] исследуется схема замещения, которая разработана фирмой Saft (Франция), являющейся одним из ведущих производителей аккумуляторов. В отличие от схем, описанных выше, модель Saft не содержит статического звена, задающего базовое напряжение U_{OC}. Она построена только на конденсаторах и резисторах (рисунок 4.5). Для анализа схемы по правилам Кирхгофа обозначаем узел 1 и контуры I и II.

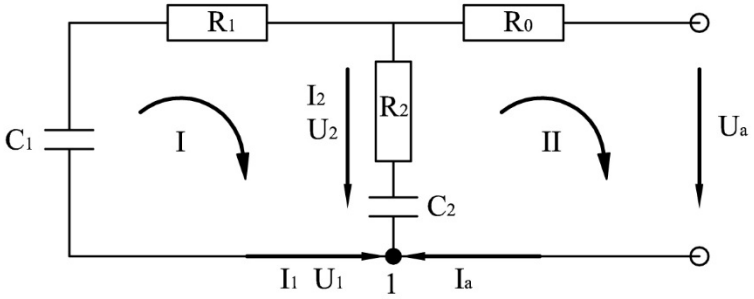


Рисунок 4.5 – Модель аккумулятора, разработанная фирмой Saft

Сумма токов в узле 1:

$$I_a + I_1 + I_2 = 0$$

Токи в ветвях с конденсаторами: $I_1 = C_1 \dot{U}_1$, $I_2 = C_2 \dot{U}_2$.

Уравнения равновесия напряжений в контурах записываются следующим образом:

$$\text{контур I: } I_2 R_2 + \frac{1}{C_2}\int I_2 dt - I_1 R_1 - \frac{1}{C_1}\int I_1 dt = 0$$

$$\text{контур II: } U_a + I_a R_0 - I_2 R_2 - \frac{1}{C_2}\int I_2 dt = 0$$

В результате преобразований получается следующая система уравнений, являющаяся математическим описанием схемы Saft:

$$\begin{cases} \dfrac{dU_1}{dt} = \dfrac{U_2 - U_1 - I_a R_2}{C_1 (R_1 + R_2)} \\ \dfrac{dU_2}{dt} = \dfrac{U_1 - U_2 - I_a R_1}{C_2 (R_1 + R_2)} \\ U_a = \dfrac{U_1 R_2 + U_2 R_1}{R_1 + R_2} - I_a \left(R_0 + \dfrac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}\right) \end{cases}$$

Схемы замещения со статическим звеном U_{OC} не моделируют обмен энергией, а только имитируют его, поскольку в них нет динамических накопителей энергии (используемые конденсаторы выполняют только функции фильтров напряжения). В отличие от этих схем, модель Saft воспроизводит динамическую систему с электрическими емкостями, которые обмениваются энергией с внешней нагрузкой и между собой. Параметры этой схемы определяют как амплитуду падения напряжения, так и динамику переходных процессов под нагрузкой и при ее снятии. При снятии нагрузки обмен энергией между конденсаторами происходит вплоть до выравнивания их напряжений U_1 и U_2, что позволяет отразить эффект релаксации.

Для идентификации параметров RC-моделей и модели Saft необходимо располагать результатами испытаний аккумуляторной ячейки или всей батареи при изменяющейся нагрузке в режимах разряда и заряда.

4.1.3. Сравнительная оценка адекватности и точности моделей напряжения аккумулятора

Для идентификации и оценки точности моделей аккумуляторов наиболее репрезентативными экспериментальными данными являются переменные по времени зарядно-

разрядные нагрузочные режимы, которые воспроизводят реальные или близкие к реальным режимы работы тяговых батарей в КЭУ. Они могут быть записаны в следующих условиях: при лабораторных испытаниях отдельных аккумуляторных ячеек или батареи целиком; при стендовых испытаниях КЭУ или тягового электропривода; при стендовых или дорожных испытаниях автомобилей с КЭУ или электромобилей. В ходе экспериментов измеряются ток и напряжение аккумулятора. Измерения могут выполняться отдельными датчиками или с помощью датчиков системы BMS, если у исследователя есть доступ к ее шине данных, а выполняемые ей измерения достаточно точны.

Математические описания представленных выше схем замещения были реализованы на ЭВМ. Модель RC была реализована с одним и двумя RC-контурами. Для сравнительного тестирования моделей использовались экспериментальные данные, полученные при стендовых испытаниях КЭУ грузового автомобиля, созданной на базе серийной трансмиссии со встроенным модулем КЭУ фирмы ZF Friedrichshafen. (Исследование этой КЭУ подробно описано в главе 7). Эксперименты проводились посредством лабораторной системы виртуально-физических испытаний [102, 103]. В ходе экспериментов воспроизводилась работа КЭУ при движении автомобиля в ездовом цикле. Для этого использовалась городская часть цикла ETC для грузовых автомобилей, описанного в Правилах ЕЭК ООН №49. Длительность цикла составляет 600 с. В ходе испытаний цикл был повторен 10 раз.

Экспериментальные записи тока, напряжения, а также степени заряженности тяговой батареи КЭУ были получены из системы BMS через интерфейс CAN. Батарея состояла из 216 последовательно соединенных ячеек $LiFePO_4$-аккумуляторов емкостью 20 А·ч. Для обеспечения сравнимости результатов математического моделирования с данными из литературы моделирование с различными схемами замещения проводилось после пересчета напряжения на одну усредненную ячейку при допущении, что система балансировки заряда ячеек, которая входит в состав BMS, обеспечивает равенство их напряжений в пределах точности измерений.

Характеристика разомкнутой цепи была рассчитана по экспериментальным точкам, в которых ток был равен нулю. Линейная функция обеспечила приемлемую точность аппроксимации U_{OC}, поскольку работа батареи осуществлялась в весьма узком диапазоне SOC – не более 4%. Наименьшие погрешности моделирования в десяти ездовых циклах были получены при следующих параметрах схем замещения. Для R, RC и 2xRC схем: $R_0 = 1.2$ мОм; $R_1 = 1.1$ мОм; $C_1 = 12$ кФ; $R_2 = 0.03$ мОм; $C_2 = 30$ кФ. Для схемы Saft: $R_0 = 0.65$ мОм; $R_1 = 1.7$ мОм; $R_2 = 0.8$ мОм; $C_1 = 40$ кФ; $C_2 = 4$ кФ.

На рисунке 4.6 показан фрагмент результатов моделирования напряжения ячейки с помощью сравниваемых схем в одном из ездовых циклов[2].

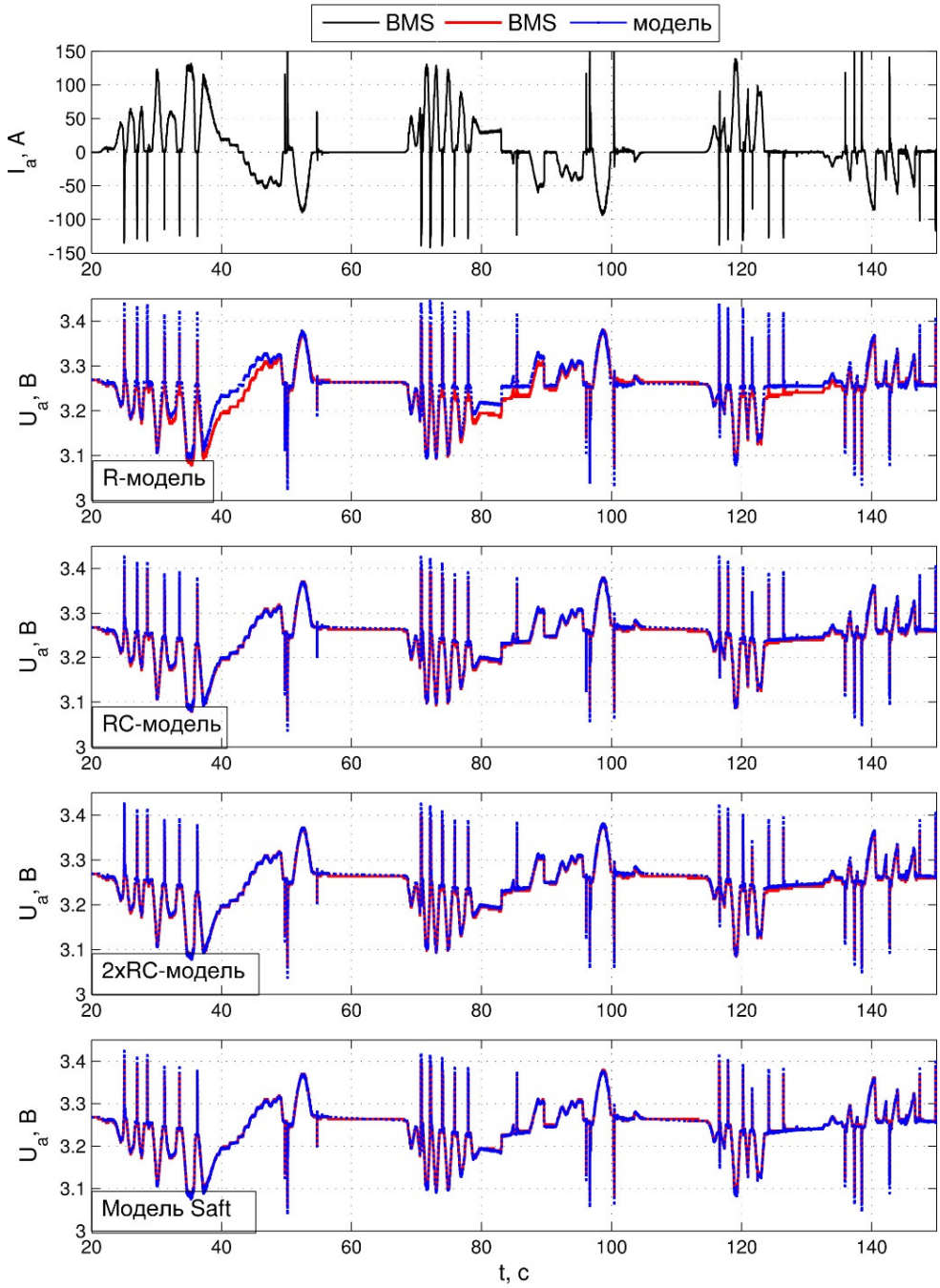


Рисунок 4.6 – Сравнение моделирования напряжения аккумуляторной ячейки $LiFePO_4$ посредством различных схем замещения с измерениями системы BMS

[2] Примечание. На графиках видны импульсы тока и напряжения. Они возникают во время переключения передач в АКП, когда электромашина выполняет синхронизацию скоростей вращения валов. Процесс синхронизации длится не более 0.3 с и требует развития электромашиной существенного момента для преодоления инерции вращающихся частей АКП.

Хорошо видно, что наилучшее качество воспроизведения переходных процессов обеспечивают RC-модели и модель Saft.

Численно точность моделирования напряжения аккумуляторов в публикациях, посвященных оценке и сравнению схем замещения, как правило, оценивается абсолютной среднеквадратической погрешностью[3], выражаемой в милливольтах (мВ) на одну аккумуляторную ячейку:

$$\sigma_U = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (U_{a,модель} - U_{a,эксп})^2 / n},$$

где $U_{a,модель}$ – напряжение, рассчитанное моделью; $U_{a,эксп}$ – измеренное напряжение; n – число измерений (для дискретной модели – число шагов по времени).

Напряжение литий-ионных ячеек зависит от химии их внутренних процессов. Например, ячейки $LiFePO_4$ имеют номинальное напряжение 3.2...3.3 В и максимальное – порядка 4 В. Типичная среднеквадратическая погрешность моделирования для любой из представленных выше схем замещения находится в диапазоне от единиц до десятков мВ, что в относительном выражении составляет десятые доли процента. Исходя из обычной практики математического моделирования, погрешности такого порядка можно считать пренебрежимо малыми, а любую из описанных схем замещения – моделью высокого качества.

На рисунке 4.7 в качестве примера из публикаций показаны среднеквадратические погрешности, полученные в работе [96] при сравнительном моделировании напряжения $LiFePO_4$-ячеек посредством 12 схем замещения в нагрузочном режиме ездового цикла при трех температурах (10, 22 и 35°C). Схемы 1-6 представляли собой R-модель с различными вариантами фильтрации и учета гистерезиса. Следующие три пары схем являлись nxRC-моделями: 7, 8 – RC-модель; 9, 10 – 2xRC-модель; 11, 12 – 3xRC-модель. Во второй схеме каждой пары вводилась функция гистерезиса.

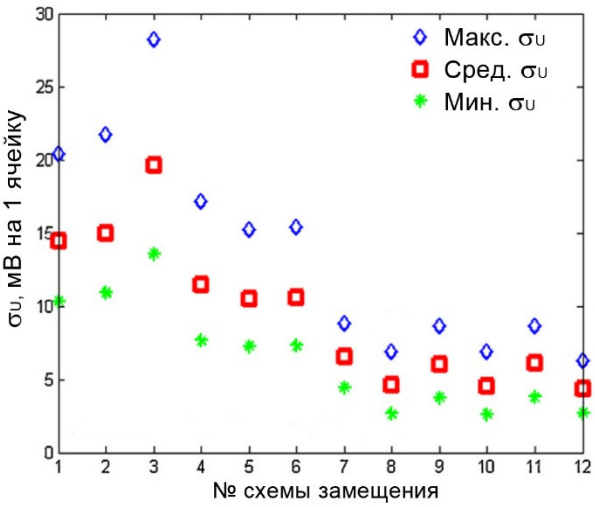


Рисунок 4.7 – Пример погрешностей моделирования напряжения $LiFePO_4$-аккумуляторов из работы [96]

Известные публикации в основном рассматривают модели аккумуляторов как основу для разработки BMS. От этих систем

[3] Среднеквадратические погрешности других величин, приводимые в настоящей работе, рассчитываются по аналогичным формулам и обозначаются символом σ.

требуется высокая точность определения показателей батареи, и погрешности даже порядка нескольких мВ могут иметь существенное значение с точки зрения обеспечения работы батареи в допустимых режимах. В этой связи погрешности, ниже которой не имеет смысла уточнять модель, в таких задачах практически не существует. В задачах же исследования КЭУ или электромобиля точность любой схемы представляется достаточной. При разработке систем управления КЭУ или электропривода автомобиля точность более критична, поскольку от нее зависит диапазон нагрузочных режимов, заложенный в алгоритм управления энергоустановки, и этот диапазон должен находиться в пределах допустимых режимов работы батареи. Разумеется, при экспериментальной доводке энергоустановки алгоритм можно уточнить, однако в целях снижения объема доводки и уменьшения риска нештатных ситуаций из-за неправильного выбора нагрузочного режима батареи целесообразно выбирать модель батареи настолько точную, насколько это возможно, включая отражение специфики переходных процессов.

В таблице 4.1 представлены полученные в настоящей работе среднеквадратические абсолютные ($\sigma_{U,абс}$) и относительные ($\sigma_{U,отн}$), а также максимальные ($\Delta U_{,\max}$) погрешности сравниваемых схем замещения, усредненные для десяти испытательных циклов.

Таблица 4.1 – Показатели качества моделирования напряжения аккумуляторной ячейки $LiFePO_4$ для сравниваемых схем замещения

Показатель	R-модель	RC-модель	2xRC-модель	модель Saft
$\sigma_{U,абс}$, мВ	15.97	4.43	4.31	5.86
$\sigma_{U,отн}$, %	0.49	0.14	0.13	0.18
$\Delta U_{,\max}$, мВ	78.95	34.01	32.50	34.72

4.1.4. Расчет КПД и степени заряженности аккумулятора

При расчете степени заряженности аккумулятора необходимо учитывать его КПД. В каждой из рассмотренных схем замещения присутствует внутреннее сопротивление, однако его наличие в схеме само по себе не моделирует потери мощности, поскольку напряжение аккумулятора возвращается практически к исходному уровню после завершения переходного процесса. Потери мощности на внутреннем сопротивлении можно использовать для отдельного расчета КПД, который затем будет использован при определении SOC. Мощность $P_{a,тепл.}$, выделяемая на внутреннем сопротивлении в виде теплоты, определяется законом Джоуля-Ленца:

$$P_{a,тепл.} = I_a^2 \cdot R_{вн},$$

где $R_{вн}$ – внутреннее сопротивление, на котором происходит падение напряжения – является множителем при I_a в уравнении U_a для любой схемы замещения.

В литературе, например в [86], отмечается, что для более точного определения КПД аккумулятора следует также учитывать электрохимические потери. Тем не менее в настоящей работе установлено, что расчет состояния заряда аккумулятора с учетом только потерь мощности на внутреннем сопротивлении дает результаты, сопоставимые с оценками SOC серийных систем BMS, что приемлемо для решения практических задач.

КПД аккумулятора при разряде $\eta_{a,разряд}$ рассчитывается как отношение мощности тока, отдаваемого аккумулятором, к сумме этой же мощности и мощности потерь. При заряде потери уменьшают мощность, принимаемую аккумулятором, и КПД $\eta_{a,заряд}$ рассчитывается по обратному соотношению.

$$\eta_{a,разряд} = \frac{|P_a|}{|P_a| + I_a^2 \cdot R_{вн}}, \ \eta_{a,заряд} = \frac{|P_a| - I_a^2 \cdot R_{вн}}{|P_a|}.$$

Общее для заряда и разряда выражение КПД аккумулятора запишется следующим образом:

$$\eta_a = \frac{|P_a|^{\mathrm{sgn}(P_a)}}{(|P_a| + \mathrm{sgn}(P_a) I_a^2 \cdot R_{вн})^{\mathrm{sgn}(P_a)}},$$

где P_a – мощность, вырабатываемая или принимаемая аккумулятором.

Степень заряженности аккумулятора рассчитывается как интегральный показатель по току с учетом КПД:

$$SOC = SOC_0 + \frac{100\%}{3600 Q_0} \int I_a \cdot \eta_a^{\mathrm{sgn}\, I_a} dt,$$

где SOC_0 – начальная степень заряженности, %; Q_0 – номинальная зарядная емкость аккумулятора (А·ч); функция $\mathrm{sgn}\, I_a$ используется для учета направления тока (заряд/разряд).

4.1.5. Моделирование работы тяговых батарей КЭУ

Модели тяговых батарей на базе различных схем замещения были реализованы на ЭВМ. Каждая из них включала подсистему моделирования напряжения ячейки, подсистему расчета КПД ячейки, подсистему расчета SOC ячейки и подсистему пересчета показателей ячейки в показатели всей батареи в зависимости от схемы соединения ячеек.

Модели батарей были протестированы на результатах испытаний двух объектов. Первый – это упомянутая выше КЭУ грузового автомобиля. Вторым объектом являлся серийный электромобиль ВАЗ-1817 Ellada с литий железо-фосфатной тяговой батареей емкостью 90 А·ч. Его испытания были выполнены в рамках работ ФГУП «НАМИ» по модификации электромобиля с созданием на его базе REEV посредством встраивания ДВС-генераторной установки малой мощности [104, 105]. Для тестирования моделей тяговой батареи использовались результаты дорожных испытаний электромобиля по оценке работы его системы рекуперации. Испытательный заезд представлял собой разгон автомобиля до скорости 80 км/ч и последующее торможение с заданным замедлением. Показатели работы тяговой батареи записывались из системы BMS. Это исследование подробно описано в главе 5.

Пример результатов моделирования показателей тяговой батареи КЭУ в цикле ETC представлен на рисунке 4.8. В качестве схемы замещения ячейки использовалась 2xRC-модель. На рисунке 4.9 показан пример моделирования работы батареи электромобиля при испытаниях на рекуперацию. В качестве схемы замещения использовалась модель Saft. В эксперименте было реализовано замедление порядка 5.5 м/с^2, которое было обеспечено совместно электродвигателем и механическими тормозами.

Графики на рисунках 4.8 и 4.9 отражают следующие переменные (сверху вниз):

– ток батареи $I_{бат}$ (данные BMS);

– напряжение батареи $U_{бат}$ по данным BMS и рассчитанное моделью;

– расчетная мощность, отдаваемая/принимаемая батареей $P_{бат}$;

– мощность тепловых потерь в батарее $P_{тепл.}$, рассчитанная моделью;

– расчетный КПД батареи $\eta_{бат}$;

– степень заряженности батареи SOC по данным BMS и рассчитанная моделью.

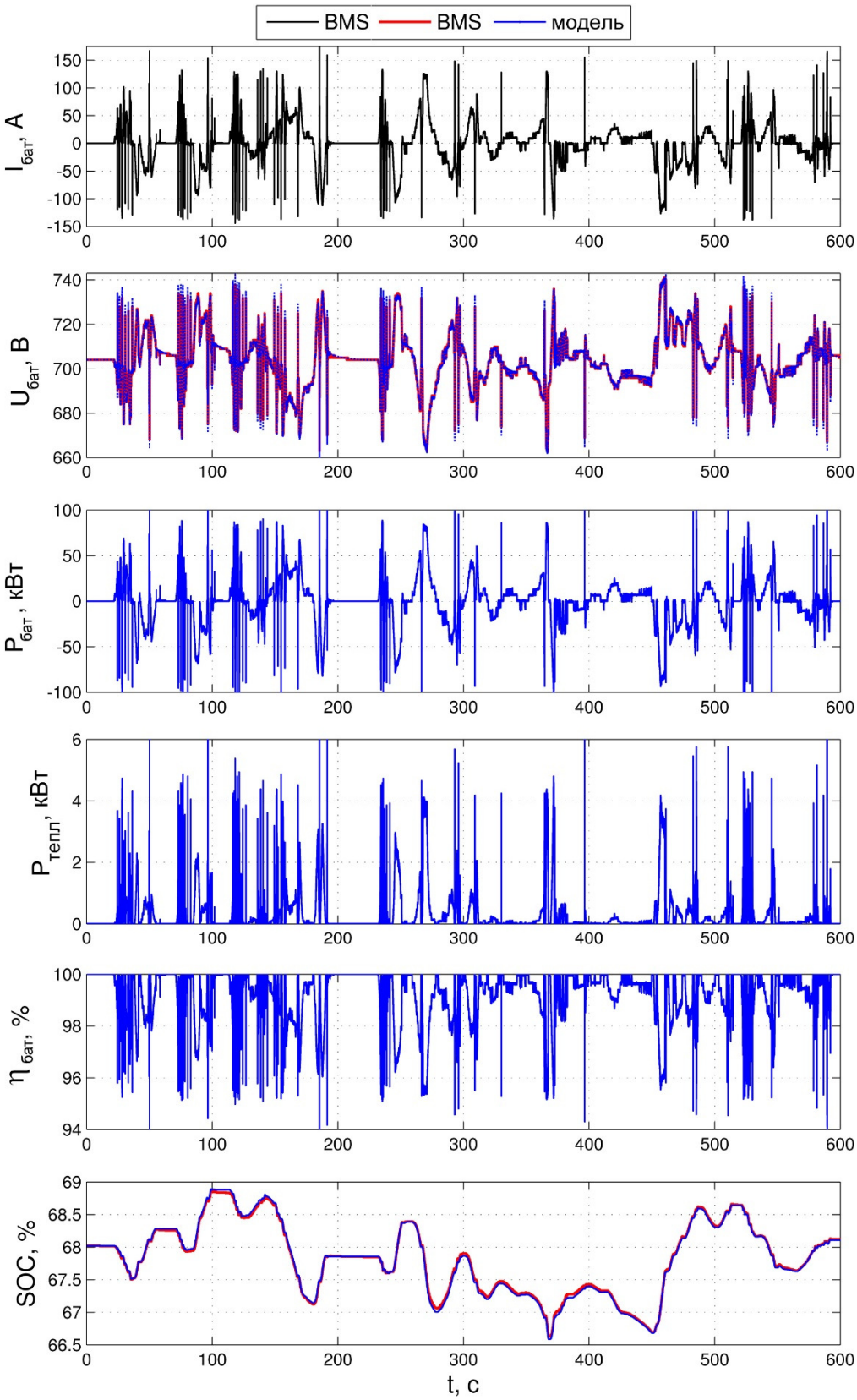


Рисунок 4.8 – Экспериментальные и расчетные показатели работы тяговой батареи КЭУ в ездовом цикле

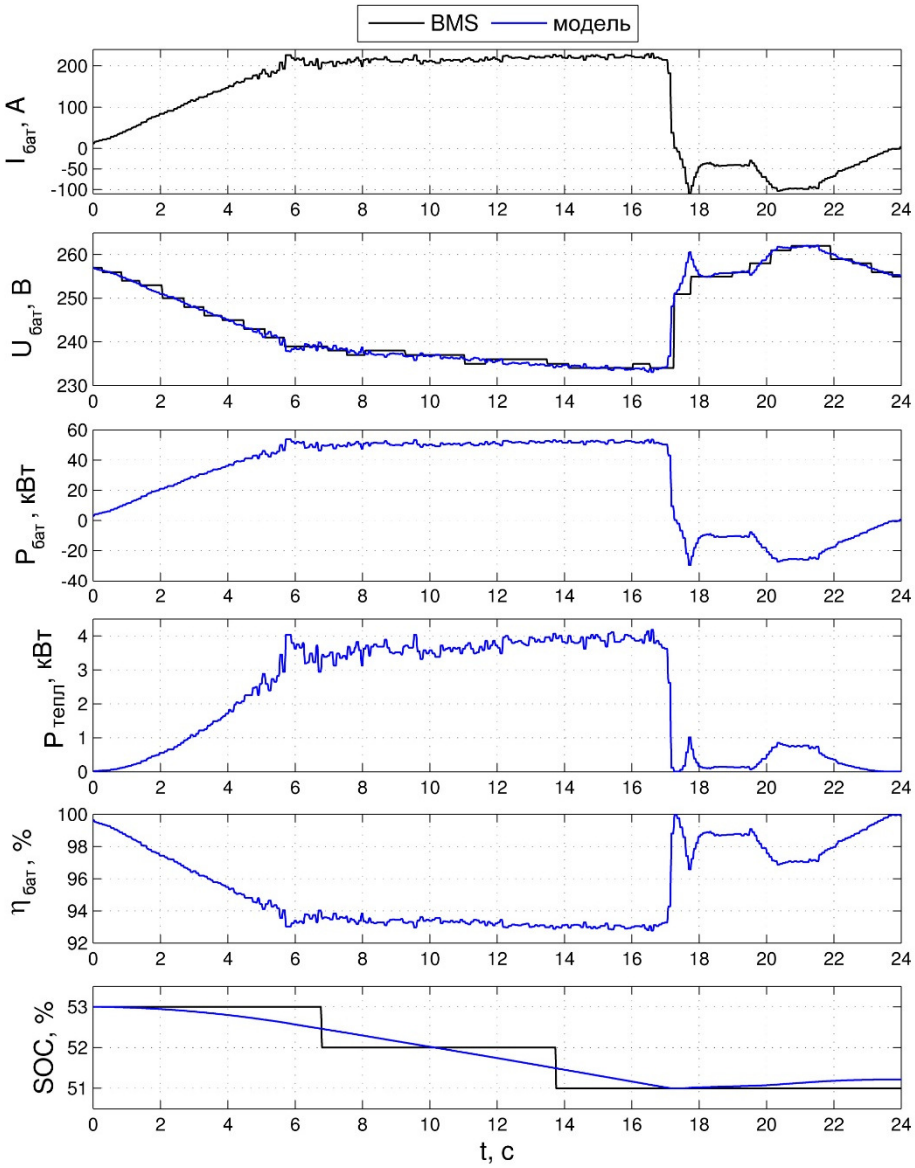


Рисунок 4.9 – Экспериментальные и расчетные показатели работы тяговой батареи электромобиля при дорожных испытаниях

На рисунке 4.8 видно, что максимальные амплитуды тока батареи КЭУ в режиме разряда и заряда составляют порядка 150 А или 7.5 С (при номинальном токе 20 А). Расчет SOC по модели практически совпадает с показаниями BMS. Конечно, BMS не измеряет SOC, а тоже рассчитывает его. Однако в случае коммерческой серийной BMS к точности этого расчета предъявляются высокие требования, поскольку ошибки могут привести к аварийным ситуациям, связанным с перезарядом или полным разрядом батареи. В этой связи для практических (не академических) задач можно считать показания BMS эталонными и оценивать по ним точность математической модели. Исходя из этого допущения адекватность расчета КПД аккумулятора также является приемлемой. Средний КПД батареи, как в показанном ездовом цикле, так и в остальных девяти циклах, составил 98.8%, а минимальный –

94%. В десяти испытательных циклах среднее абсолютное расхождение между степенью заряженности, рассчитанной моделью, и считанной из BMS составило 0.042%.

В электромобиле (рисунок 4.9) наибольший ток батареи достигается при разгоне, т.е. в режиме разряда: он составляет 220 А или 2.44 С. При рекуперации ток достигает -100 А, т.е. -1.11 С. Напряжение и SOC батареи в данной BMS записываются с большей дискретностью, чем в BMS КЭУ. Это связано с тем, что при большой энергоемкости и широком рабочем диапазоне по SOC нет необходимости в частой перезаписи показателей батареи. В этой связи погрешность модели по напряжению больше, чем в модели батареи КЭУ: в пересчете на одну ячейку она составила 17.5 мВ или 0.56%. Средний КПД батареи составил 95.54%, а минимальный – порядка 93%.

4.2. Моделирование тепловых и электрических двигателей

При моделировании автомобиля и КЭУ на системном уровне внутренние процессы и переменные ДВС (термодинамические, динамика движущихся частей) и электропривода (преобразование тока из постоянного в переменный и наоборот, фазные токи и напряжения), как правило, не воспроизводятся. От моделей двигателей требуется адекватная реакция выходных сигналов на входные. Поэтому целесообразно применять, как и в случае с батареями, имитационные модели на базе экспериментальных данных. В работах, связанных с исследованием характеристик автомобилей и энергоустановок, как традиционных, так и альтернативных, используются модели средних эффективных показателей двигателей [86]. В качестве средств моделирования применяются регрессионные модели, алгебраические функции [53] и интерполируемые таблично заданные функции [8, 106]. Базовыми данными для моделей всех этих типов, как правило, являются результаты лабораторных испытаний двигателей. В большинстве случаев это испытания в статических режимах с измерением показателей, которые затем будут использованы в качестве входных и выходных переменных модели. Испытания в переходных режимах также представляются целесообразными, поскольку их показатели могут отличаться от установившихся [8].

4.2.1. Входные и выходные переменные моделей двигателей

Состав входных и выходных переменных модели двигателя определяется ее связями с другими компонентами моделей энергоустановки и автомобиля и показателями двигателя, которые требуется рассчитывать для решения задач исследования.

В состав входных переменных модели входят управляющие сигналы. Для двигателей таковым является требуемый крутящий момент или пропорциональная ему величина. Если предполагается реализация системы управления, разработанной в рамках модели, в аппаратном

контроллере КЭУ, то необходимо использовать ту форму задания сигнала, которую «понимает» блок управления двигателя. В современных ДВС в блок управления поступают сигналы различных факторов нагрузки, включая положение педали акселератора, которые он преобразует в требуемый момент, пересчитываемый, в свою очередь, в подачу топлива, воздуха, угол опережения зажигания и т. д. [107, 108]. При отсутствии доступа к программной части системы управления ДВС задать напрямую его крутящий момент или топливоподачу не представляется возможным. Вместо этого контроллер КЭУ должен использовать сигнал положения педали акселератора, задаваемый по шкале от 0 до максимума. Для моделирования этого способа управления должны быть известны скоростные характеристики ДВС, связывающие сигнал педали акселератора с крутящим моментом в функции угловой скорости вала.

В современном тяговом электроприводе, как правило, используется векторное управление [86]. Оно позволяет напрямую задавать требуемый момент или требуемую частоту вращения вала электродвигателя.

ДВС и электродвигатели соединяются узлами или деталями механической трансмиссии либо с другими компонентами энергоустановки, либо с колесами автомобиля. При моделировании эти соединения воспроизводятся в виде систем вращающихся масс, к которым подведены крутящие моменты двигателей. В этой связи выходной переменной модели ДВС или электродвигателя должен быть момент, развиваемый на его валу. Выходными сигналами моделей движущихся масс являются их скорости, рассчитываемые при интегрировании уравнений динамики. Они должны использоваться в качестве входных переменных для моделей двигателей, поскольку практически все их показатели задаются в функции угловой скорости вала: внешняя характеристика (максимальный момент), частичные характеристики, характеристики расхода топлива ДВС и КПД электродвигателя.

Электропривод, помимо механической трансмиссии, взаимодействует с батареей. Сигналы, которыми обмениваются их модели, определяются принципом работы модели батареи: ее входной переменной является ток, а выходной – напряжение. Таким образом, постоянный ток на входе инвертора должен быть рассчитан в модели электропривода с использованием известного напряжения батареи. Если модель электропривода является статической, то в ней реализуется обратная причинно-следственная связь тока и момента: момент «создает» ток:

$$I_{ЭМ,DC} = \frac{T_{ЭМ} \cdot \omega_{ЭМ}}{U_{бат} \cdot \eta_{ЭМ}^{\mathrm{sgn}(T_{ЭМ})}}, \quad (4.1)$$

где $U_{бат}$ – напряжение батареи; $T_{ЭМ}$ – момент на валу электродвигателя; $\omega_{ЭМ}$ – угловая скорость вала; $\eta_{ЭМ}$ – КПД электропривода. Функция знака $\mathrm{sgn}(T_{ЭМ})$ используется для расчета КПД в генераторном режиме, когда механическая мощность больше электрической, и выражение КПД должно быть возведено в степень -1, совпадающую по знаку с моментом $T_{ЭМ}$.

Графическое представление интерфейсов моделей ДВС и электропривода, а также взаимодействующих с ними моделей механической трансмиссии и тяговой батареи, представлено на рисунке 4.10. Соединение с трансмиссией показано только для ДВС. Для электропривода оно выполняется аналогично.

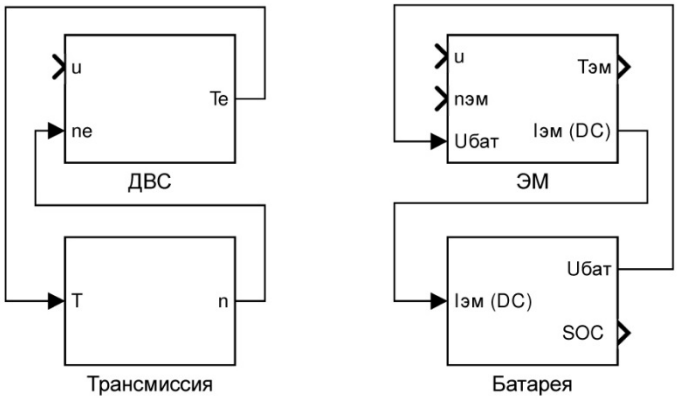


Рисунок 4.10 – Входные и выходные сигналы моделей теплового и электрического двигателей, механической трансмиссии и тяговой батареи

Для ДВС характеристикой энергоэффективности и переменной потребления энергии (из топливного бака) является расход топлива. Для ЭМ показателем энергоэффективности является КПД, а переменной потребления (потребления энергии из батареи) – мощность или сила тока. Отражение этих переменных в моделях рассмотрено в двух следующих разделах.

4.2.2. Расход топлива ДВС

Для расчета расхода топлива ДВС при имитационном моделировании используются два подхода: аппроксимация экспериментальных данных регрессионными уравнениями или алгебраическими функциями другого вида [53, 109-111] и интерполяция массивов экспериментальных данных [8, 106].

В литературе описывается аппроксимация двух видов характеристик расхода топлива: удельного [112] и мгновенного – часового или секундного [53, 109-111]. Использование мгновенного расхода представляется более удобным, поскольку его зависимость от переменных, задающих режим работы ДВС, значительно проще, чем у удельного расхода. Помимо параметров режимной точки ДВС в модель расхода топлива целесообразно включать влияние температурного режима. Например, в работах [110, 111] предлагается аппроксимация, учитывающая температуру масла и нейтрализатора:

$$G_t = f_1(P_e, dT_{масл}) + f_2(T_{нейтр.}),$$

$$dT_{масл} = T_0 - T_{масл},$$

$$f_1(P_e, dT_{масл}) = a_0 + \sum_{n=1}^{3}\left(a_{1,n} \cdot P_e^n\right) + \sum_{n=1}^{3}\left(a_{2,n} \cdot dT_{масл}^n\right) + \sum_{n=1}^{3}\left(a_{3,n} \cdot P_e^n \cdot dT_{масл}^n\right),$$

$$f_2(T_{нейтр.}) = \max\left(0, a_1 \cdot [e^{a_2 \cdot (T_{нейтр.} - a_3)} - 1]\right),$$

где P_e – мощность, развиваемая ДВС; $T_{масл}$ – текущая температура масла; T_0 – оптимальная рабочая температура масла; $a_{1-3,n}$ и a_{1-3} – коэффициенты, рассчитываемые методом поисковой оптимизации.

Результаты расчета расхода топлива с помощью этой модели, при нормальных условиях и при отрицательной температуре окружающего воздуха, представлены на рисунке 4.11 (данные из работ [110, 111]). Исходные экспериментальные данные были получены при испытаниях автомобилей на стенде с беговыми барабанами в режимах ездовых циклов.

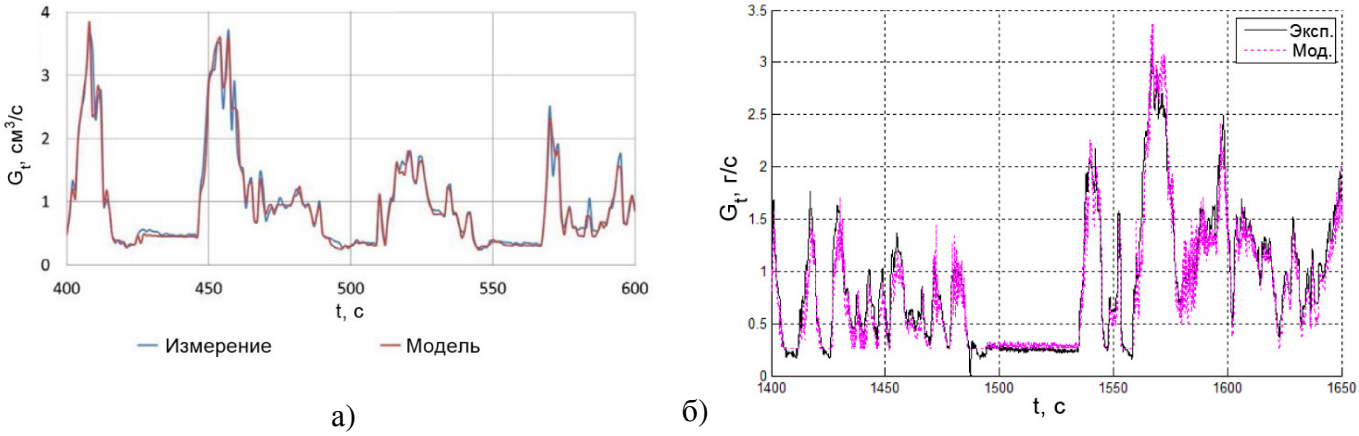
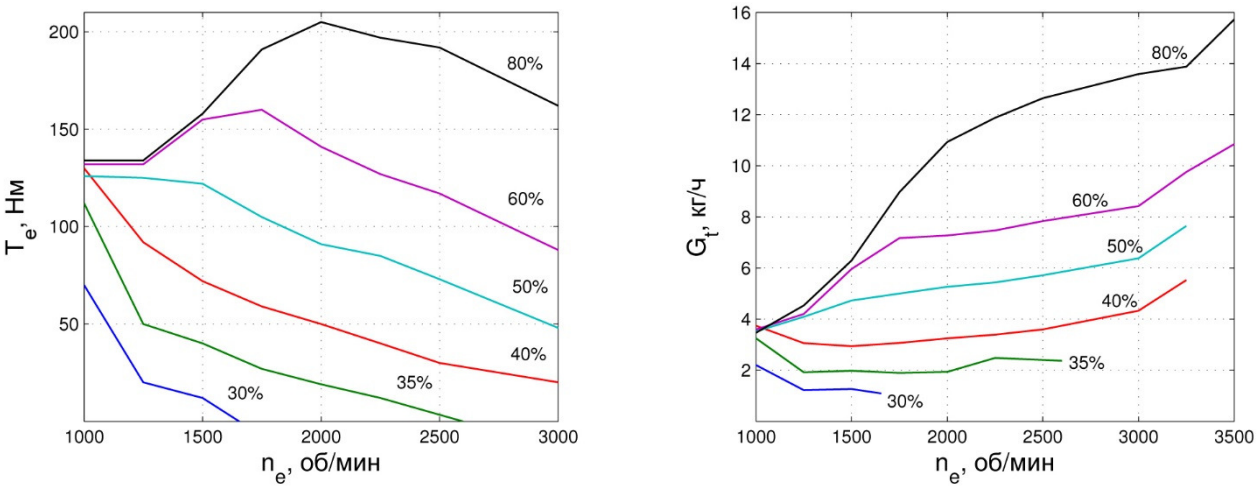


Рисунок 4.11 – Примеры расчета мгновенного расхода топлива ДВС посредством регрессионных моделей. а – при нормальной температуре [110], б – при температуре -17ºС [111]

Использование аппроксимирующих функций позволяет получить модель расхода топлива по экспериментальным данным, полученным при стендовых испытаниях автомобиля (или его энергоустановки) в различных режимах движения, например, в ездовых циклах. При этом, правда, должны быть определены параметры режимных точек ДВС, в которых был измерен расход топлива, т.е. частота вращения вала двигателя и его крутящий момент (или мощность). Поскольку сила сопротивления движению при стендовых испытаниях автомобиля известна, то в случае механической ступенчатой трансмиссии параметры режимных точек могут быть рассчитаны по нагрузочному и скоростному режиму, задаваемому стендом. В случае автомобиля с более сложной трансмиссией, а тем более – с КЭУ – требуются дополнительные измерения и применение методов идентификации режимов работы компонентов энергоустановки. Решение подобной задачи применительно к автомобилю с КЭУ с подбором функции аппроксимации расхода топлива описывается в главе 6.

Для создания модели расхода топлива на основе интерполяции массива экспериментальных данных, необходимо провести отдельные стендовые испытания ДВС с подсоединенным к нему нагружающим устройством, например, электромашиной. Обычно испытания выполняются при работе двигателя в установившихся режимах. Для этого устанавливается выбранное значение топливоподачи (сигнала педали акселератора) и с помощью нагружающего устройства фиксируется требуемая частота вращения вала ДВС. При стабилизации режима работы выполняются измерения – как правило, не только расхода топлива, но и других показателей, характеризующих свойства двигателя или необходимых для создания его эмпирической модели (крутящий момент, коэффициент избытка воздуха, температура отработавших газов, концентрации вредных выбросов и т. д.). В качестве примера данных, полученных при подобных испытаниях, на рисунке 4.12 показаны частичные характеристики легкового дизеля по крутящему моменту (T_e) и часовому расходу топлива (G_t) для ряда значений топливоподачи (в процентах от максимальной). Они были получены автором в рамках работ по проектированию автомобиля с КЭУ и использованы для математического моделирования и поиска оптимального управления энергоустановкой [113, 114].



а) б)

Рисунок 4.12 – Частичные скоростные характеристики ДВС по крутящему моменту (а) и часовому расходу топлива (б), полученные в результате его стендовых испытаний в установившихся режимах работы

Пример использования этих характеристик для расчета расхода топлива в динамических режимах работы ДВС показан на рисунке 4.13. При постоянном моменте нагружающего устройства задавалось циклическое изменение положения актуатора топливоподачи. Сверху вниз на графиках представлены следующие переменные:

– перемещение актуатора топливного насоса β (аналог положения педали акселератора);

– измеренная частота вращения вала ДВС n_e;

– часовой расход топлива G_t, рассчитанный по частичным характеристикам (рисунок 4.12 б);

– масса израсходованного топлива Q, измеренная расходомером (эксп.) и рассчитанная путем интегрирования G_t.

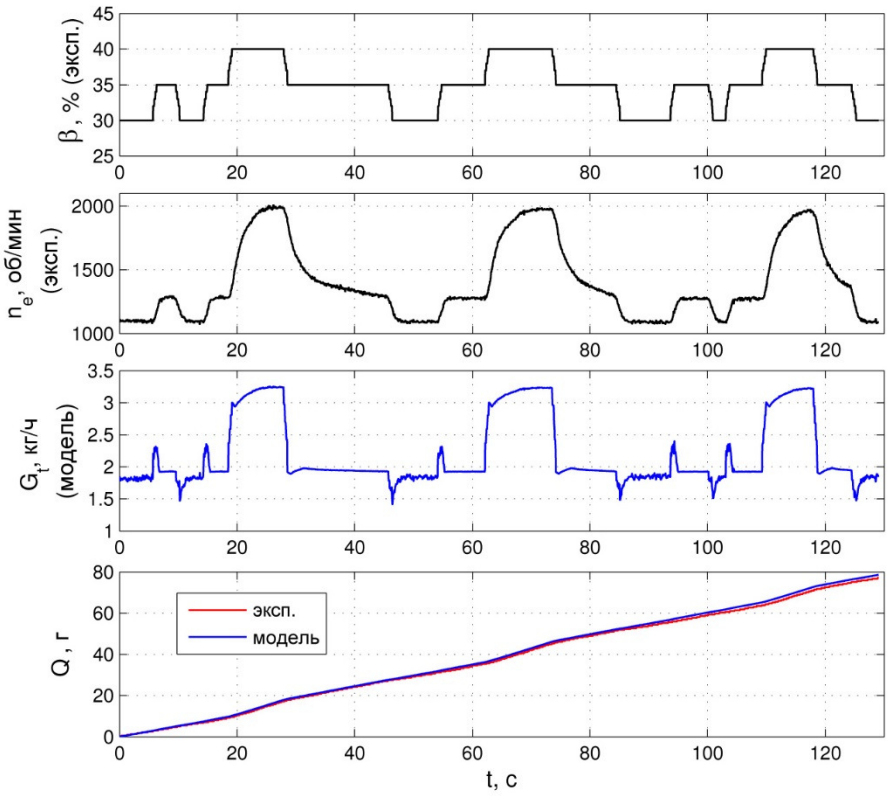
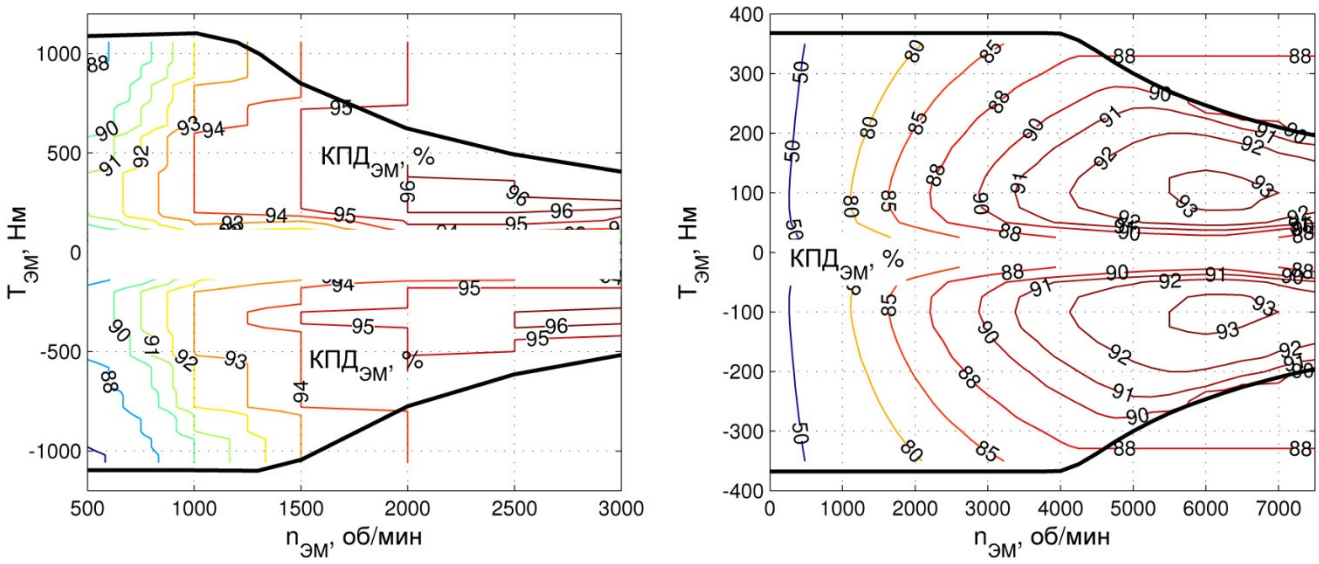


Рисунок 4.13 – Сопоставление измеренного и расчетного расхода топлива ДВС

Расхождение между рассчитанной и измеренной массой топлива в конце испытания составило 1.82%.

4.2.3. КПД электропривода

Потери мощности в электроприводе моделируется помощью экспериментально получаемых карт суммарного КПД инвертора и электродвигателя [86, 9, 10]. Эти карты могут быть как симметричными, так и несимметричными для тягового и генераторного режимов. На рисунке 4.14 в качестве примеров обоих случаев представлены карты КПД электромашин (двигатель + инвертор), используемых в КЭУ грузового автомобиля, исследованию которой посвящена глава 7.



а) б)

Рисунок 4.14 – Характеристики КПД электромашин (электродвигатель + инвертор) в тяговом и генераторном режимах. а – несимметричная, б – симметричная

Карты КПД могут быть неточными в областях малой мощности. Кроме того, в работе [86] авторы отмечают особенность электропривода в генераторном режиме, которая состоит в том, что при малых мощностях (малой угловой скорости вала) электродвигатель создает тормозной момент, но не генерирует ток, а только потребляет его для собственного питания. В качестве иллюстрации этой особенности можно привести данные, полученные автором настоящей работы в результате испытаний асинхронного тягового электропривода КЭУ на стенде. Воспроизводился треугольный цикл: с помощью электродвигателя инерционная нагрузка (маховик) разгонялся, а затем замедлялся. Измерялись ток и напряжение тяговой батареи, угловая скорость маховика и момент на валу электродвигателя. КПД электропривода рассчитывался с помощью формулы (4.1). На рисунке 4.15 показаны электрическая и механическая мощности ($P_{ЭМ}$) и КПД электромашины $\eta_{ЭМ}$, рассчитанные для участков разгона и замедления маховика. В конце участка замедления происходит переход электрической мощности в положительную область при сохранении отрицательной, тормозной, мощности на валу двигателя. Расчетный КПД становится при этом отрицательным.

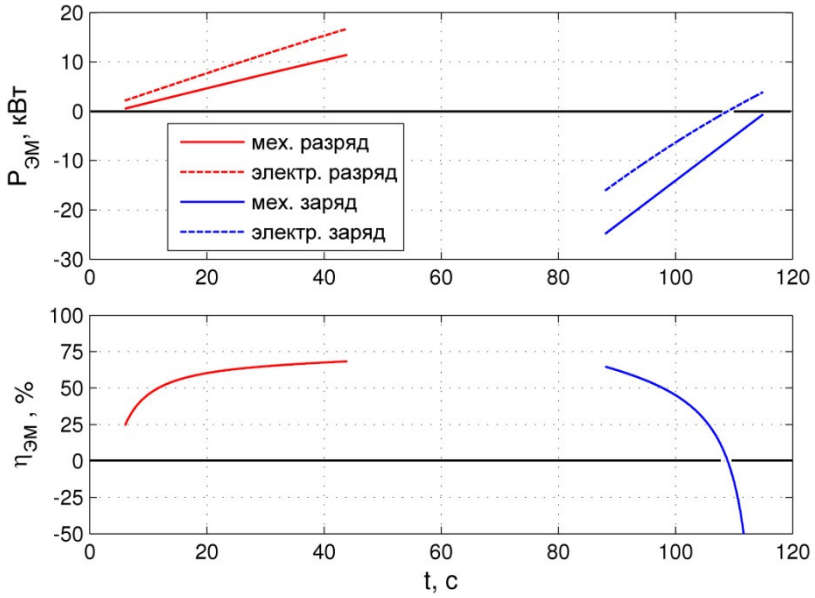


Рисунок 4.15 – Характеристики КПД асинхронного электропривода в тяговом и генераторном режимах

Если режимы работы электропривода на малых скоростях имеют значение для исследования или разработки КЭУ, то можно использовать альтернативные подходы для воспроизведения КПД. Один из них – карты соответствий между электрической и механической мощностями. Еще один вариант – это раздельный расчет электрической и механической составляющих потерь мощности [86].

4.2.4. Моделирование двигателей как динамических звеньев системы управления

Моделирование двигателя в виде объекта с мгновенной реакцией на управляющий сигнал может не подходить для решения некоторых задач. Имеются ввиду, прежде всего, задачи создания систем управления КЭУ, где имеет значение время отклика ее компонентов. В этом случае можно представить двигатель динамическим объектом, оставаясь в рамках имитационного моделирования. Для этого достаточно поместить между сигналом задания момента (или сигналом момента, пересчитанным по частичным характеристикам ДВС из заданной топливоподачи) и выходным сигналом момента типовое динамическое звено системы автоматического управления [115]. Если необходимо отразить только время отклика двигателя на управляющий сигнал, то для этого подойдет простейшее динамическое звено первого порядка (апериодическое):

$$\dot{T} = \frac{1}{\tau}(T^* - T), \quad (4.2)$$

где T^* – расчетный или задаваемый контроллером крутящий момент, τ – постоянная времени двигателя, T – момент, создаваемый на валу двигателя.

Для моделирования электропривода можно предложить модификацию этого подхода, дающую дополнительные возможности с точки зрения как собственно моделирования, так и разработки системы управления КЭУ [116]. Она заключается в том, что в качестве динамического звена назначается не крутящий момент, а постоянный ток, потребляемый или генерируемый электроприводом:

$$\frac{dI_{ЭМ,DC}}{dt} = \frac{I^*_{ЭМ,DC} - I_{ЭМ,DC}}{\tau_{ЭМ}}, \quad (4.3)$$

где $I^*_{ЭМ,DC}$[4] – сигнал задания (уставка) постоянного тока; $\tau_{ЭМ}$ – постоянная времени электропривода; $I_{ЭМ,DC}$ – действующий ток. Следует подчеркнуть, что это звено не моделирует динамику тока, а выполняет ту же функцию, что и звено (4.2), но с использованием, вместо момента, тока в качестве управляемой переменной, что позволяет несколько иначе построить модель.

Для использования этого динамического звена сигнал задания тока должен генерироваться регулятором момента или угловой скорости электродвигателя. Для этого хорошо подходит ПИ-регулятор. Используя рассчитываемый звеном (4.3) ток $I_{ЭМ,DC}$ и значение напряжения батареи $U_{бат}$, получаемое от ее модели, можно определить момент на валу электродвигателя следующим образом:

$$T_{ЭМ} = \frac{P_{ЭМ,DC} \cdot \eta_{ЭМ}^{\mathrm{sgn}(I_{ЭМ,DC})}}{\omega_{ЭМ}} = \frac{I_{ЭМ,DC} \cdot U_{бат} \cdot \eta_{ЭМ}^{\mathrm{sgn}(I_{ЭМ,DC})}}{\omega_{ЭМ}}, \quad (4.4)$$

где $P_{ЭМ,DC}$ – мощность тока; $\eta_{ЭМ}$ – КПД электропривода; $\omega_{ЭМ}$ – угловая скорость вала электродвигателя. Таким образом, с помощью динамического звена (4.3) и регулятора вводится прямая причинно-следственная связь между током $I_{ЭМ,DC}$ и моментом $T_{ЭМ}$: ток «создает» момент, а не наоборот, как в случае использования статической модели электропривода (4.1). Такая структура модели, помимо воспроизведения времени отклика электропривода, делает более удобной ориентацию управления КЭУ на показатели работы батареи, которые обуславливают наиболее жесткие ограничения выбора режимов работы компонентов КЭУ. Эти

---

[4] Здесь и далее переменные, которые относятся к электроприводу, состоящему из электродвигателя и силового преобразователя (инвертора), имеют индекс «ЭМ» – электромашина. В некоторых случаях переменные с таким индексом будут относиться к электроприводу в целом, в других – только к электродвигателю. В каждом конкретном случае это будет уточняться.

ограничения могут быть заданы в виде границ области насыщения регулятора тока $I_{ЭМ,DC}$. В простом случае можно использовать постоянные значения максимальных токов заряда и разряда. Более сложный вариант – это функция насыщения, которая учитывает ограничения как по току, так и по напряжению батареи. На рисунке 4.16 представлен пример использования данного подхода при моделировании движения электромобиля (исследуемого в главе 5) в ездовом цикле.

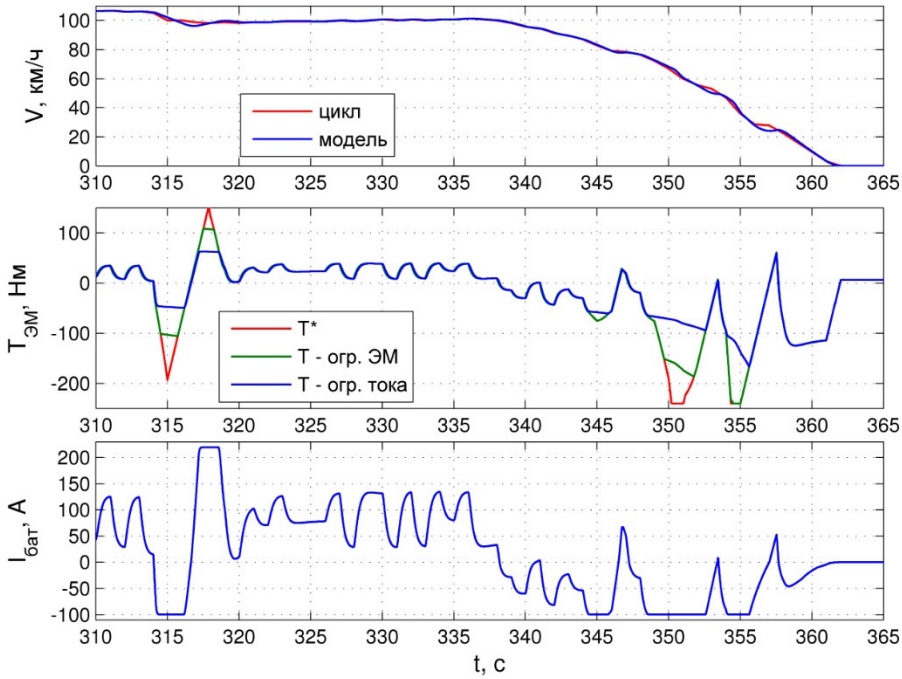


Рисунок 4.16 – Моделирование тягового электропривода электромобиля с использованием динамического звена первого порядка

Для моделирования батареи использовалась простейшая схема замещения – R-модель (см. раздел 4.1). Отслеживание скорости ездового цикла выполнялось регулятором, генерировавшим сигнал задания момента (T^*) на валу тяговой электромашины. Первым ограничением момента была внешняя характеристика электромашины (Т – огр. ЭМ). Максимальный ток батареи в режиме разряда составлял 220 А, а в режиме заряда – -100 А. Эти ограничения были заложены в регулятор тока $I_{ЭМ,DC}$ и через уравнение (4.4) отражались на реализуемом моменте (Т – огр. тока). На графиках хорошо видны участки, где происходит насыщение регулятора, как в режиме тяги, так и при торможении.

В случае необходимости воспроизведения не только задержки отклика, но и переходной характеристики среднедействующего момента двигателя, можно использовать колебательное звено, т.е. звено второго порядка или выше. Это может потребоваться для учета работы

исполнительных устройств системы управления (например, регулятора топливоподачи ДВС), сопровождающейся типичными для реальных динамических звеньев явлениями – перерегулированием и колебаниями управляемой величины. Описание имитационного моделирования ДВС и электромашин с помощью динамических звеньев второго порядка можно найти в работах [7, 31].

4.3. Моделирование сцепных свойств колеса

Для исследования системы рекуперации в аспекте тормозных свойств автомобиля необходима модель динамики автомобиля, воспроизводящая его движение по опорным поверхностям с ограниченным сцеплением. Она должна включать модель сцепных свойств шины, как минимум, в продольном направлении. От этой модели не требуется отражения внутренних процессов, происходящих в шине. Как и в предыдущих случаях, она должна быть имитационной, т.е. воспроизводить реакцию выходной переменной (в данном случае силы сцепления) на заданные входные сигналы.

В литературе представлено большое число математических описаний эластичного колеса, построенных на различных принципах, составлены классификации моделей. Один из ведущих зарубежных специалистов в теории колесного движителя Hans B. Pacejka в монографии «Tire and vehicle dynamics» («Шина и динамика автомобиля») [117] дает классификацию методов моделирования шины, представленную на рисунке 4.17.

Рисунок 4.17 – Классификация методов моделирования шины, предлагаемая H. Pacejka [117]

В работе М.А. Левина и Н.А. Фуфаева «Теория качения деформируемого колеса» [118] эмпирические методы моделирования шины относятся к средствам решения практических задач движения автомобиля, а модельный подход – к средствам исследования свойств шины. Их работа посвящена по большей части методу, не представленному в классификации H. Pacejka (хотя и

описываемому в тексте [118] на примере модели М.В. Келдыша) – феноменологическому. Модели этого типа представляют собой системы уравнений неголономных связей. Однако они корректны только для случаев малого проскальзывания колеса, что существенно ограничивает их применение в решении задач моделирования движения автомобиля [119].

В практике исследования движения автомобиля наибольшее распространение получили эмпирические модели шины. При относительно простом математическом описании они способны отражать большое количество факторов, влияющих на сцепные характеристики шины. Они также хорошо подходят для моделирования динамики автомобиля в реальном времени [117].

Наиболее распространенный тип эмпирической модели сцепных свойств шины в продольном направлении представляет собой зависимость коэффициента сцепления φ_x от проскальзывания колеса S_x. Функции этого типа, часто называемые $\varphi - S$ диаграммами, строятся на основе экспериментальных данных. В модели колеса они могут быть реализованы в виде массива экспериментальных точек, значения φ_x между которыми рассчитываются интерполяцией. Другой подход – это аппроксимация экспериментальных данных функциями, аргументом которых является проскальзывание. Он удобен тем, что для воспроизведения характеристики сцепления требуется минимальное количество экспериментальных точек – для самых простых моделей достаточно иметь одну точку экстремума $\varphi - S$ диаграммы. В публикациях описаны аппроксимирующие функции различных видов. Например, в работе [81] предлагается следующее дробно-рациональное выражение:

$$\varphi_x(S_x) = \frac{f_{ск} \cdot S_x}{a \cdot S_x^2 + b \cdot S_x + c},$$

где $f_{ск}$ – коэффициент трения скольжения для данной шины и опорной поверхности; *a, b* и *c* – коэффициенты, получаемые экспериментально при испытании шины.

В работе [120] со ссылками на зарубежные публикации описывается и анализируется функция аппроксимации с экспоненциальным слагаемым:

$$\varphi_x(S_x) = C_1\left[1 - \exp(-C_2 \cdot S_x)\right] - C_3 \cdot S_x,$$

где C_1, C_2 и C_3 – коэффициенты, получаемые экспериментально при испытании шины.

Аппроксимирующие выражения с тригонометрическими функциями используются в модели шины, называемой Magic Formula (дословно с англ. «волшебная формула»), основным разработчиком которой является H. Pacejka [117]. Модель вводит единообразные функции аппроксимации составляющих касательной реакции опорной поверхности в контакте с шиной. Базовая форма этих функций выглядит следующим образом:

$$Y = D\sin\left[C \cdot arctg\left\{B \cdot X - E(B \cdot X - arctg(B \cdot X))\right\}\right], \quad (4.5)$$

где X – аргумент функции, который может быть продольным проскальзыванием колеса или углом увода. Y – продольная или боковая реакция. Коэффициенты B, C и E идентифицируются по экспериментальным данным, полученным при испытаниях шины (желательно) или автомобиля. Коэффициент D представляет собой произведение максимального коэффициента сцепления в продольном/боковом направлении и нормальной реакции опорной поверхности: $D = \varphi_{\max} R_z$. Если разделить D на R_z, то выражения для касательных реакций превращаются в зависимости коэффициента сцепления от проскальзывания – продольного или бокового (увода) – т.е. в $\varphi - S$ диаграммы.

Полная модель Magic Formula (далее MF) воспроизводит характеристики сцепления в продольном и боковом направлениях, как при чистом, так и при комбинированном проскальзывании (т.е. с учетом взаимного влияния составляющих касательной реакции в продольном и боковом направлениях). В расширенном варианте MF каждый из коэффициентов уравнения (4.5) представляет собой функцию таких параметров, как давление в шине, углы установки колеса, жесткость шины в разных направлениях и нормальная реакция. Полная модель MF состоит из более чем 80 уравнений. Они могут быть задействованы при наличии достаточного количества экспериментальных данных, что позволит учесть в модели шины все аспекты ее работы и влияющие на них конструктивные особенности шины. Для идентификации многочисленных параметров этих уравнений необходима программа поиска их оптимального сочетания. При наличии минимальных экспериментальных данных или для оценочного моделирования с приблизительными данными может быть использована только базовая формула (4.5) с подбором коэффициентов B, C, D, который может осуществляться даже вручную в силу их дифференцированного влияния на аспекты формы $\varphi - S$ диаграммы и связанные с ними динамические характеристики автомобиля.

MF получила широкое распространение в зарубежных работах, посвященных динамике автомобиля (см. примеры в [117]). Примеры аппроксимации экспериментальных характеристик сцепления шин с помощью модели MF представлены на рисунке 4.18 в виде зависимостей продольной реакции R_x от проскальзывания S_x и нормальной реакции R_z. Экспериментальные данные показаны пунктиром и точками, а аппроксимация – сплошными линиями.

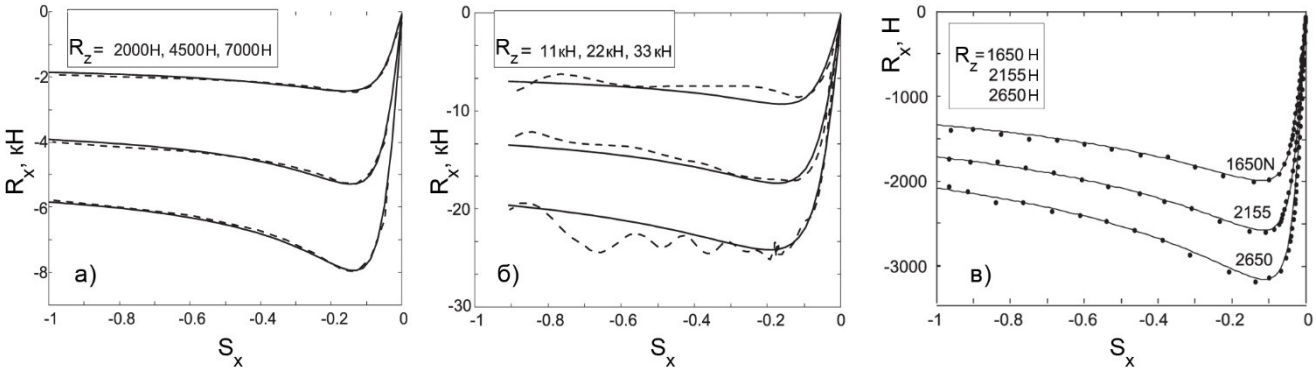


Рисунок 4.18 – Аппроксимация экспериментальных данных сцепления шин при торможении с помощью модели Magic Formula (по материалам работы [117]). а – легковая шина 195/65 R15; б – грузовая шина 315/80 R22.5; в – мотоциклетная шина 180/55 ZR17

Данные для этих характеристик были получены: а – с помощью прицепа-шинного тестера в техническом университете Delft (Нидерланды); б – на стенде - шинном тестере инженерно-исследовательской фирмы Calspan Corporation (США); в – с помощью полуприцепа-шинного тестера в научно-исследовательском институте TNO (Нидерланды).

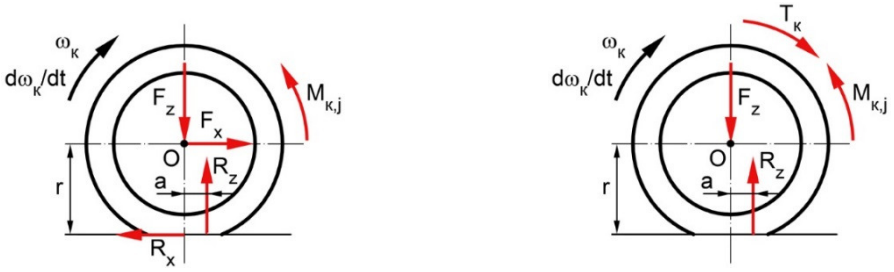
Модель MF выбрана в настоящей работе для расчета сцепных характеристик шин. Она удобна для аппроксимации и идентификации $\varphi - S$ диаграмм, поскольку позволяет задавать их форму варьированием двух-трех коэффициентов, дифференцированно влияющих на геометрические параметры кривых (величина максимума коэффициента сцепления, наклоны кривой на участках устойчивой и неустойчивой работы шины и т.д.), а посредством последних – на динамические характеристики модели автомобиля (максимальное реализуемое ускорение/замедление, интенсивность нарастания ускорения/замедления). Это позволяет быстро и с минимальными усилиями идентифицировать $\varphi - S$ диаграммы по результатам достаточно простых испытаний автомобиля (см. главу 5). Кроме того, модель MF представляется перспективным средством для расширения круга задач, решаемых с помощью моделирования и синхронизации виртуальных и физических объектов, в область, где требуется воспроизведение всех основных силовых факторов в контакте шины с дорогой и их взаимного влияния – исследование систем активной безопасности автомобиля. Оно подразумевает моделирование как прямолинейного, так и курсового движения автомобиля по поверхностям с различными сцепными свойствами и идентификацией крутящих моментов на колесах, регулируемых системами АБС и ЭКУ [121].

Проскальзывание колеса является функцией переменных состояния уравнений динамики автомобиля (продольной скорости V_x) и колеса (угловой скорости $\omega_к$). Связь между ними

выражается радиусом качения (или кинематическим радиусом) колеса, который представляет собой отношение линейной скорости центра вращения колеса (в случае прямолинейного движения – скорости автомобиля) к его угловой скорости:

$$r_к = \frac{V_x}{\omega_к}.$$

Для того чтобы задавать проскальзывание колеса с помощью радиуса качения, прежде всего необходимо определить величину этого радиуса $r_к^0$, при которой проскальзывание считается нулевым. В ведущем режиме качения колеса $r_к < r_к^0$; в тормозном режиме $r_к > r_к^0$. В литературе можно встретить два определения $r_к^0$. В соответствии с первым [53, 117] $r_к^0$ является радиусом качения колеса в ведомом режиме. Расчетная схема для этого режима[5] показана на рисунке 4.19 а. К колесу не приложен крутящий момент, и оно движется под действием толкающей силы F_x. Момент продольной реакции R_x уравновешивает момент сопротивления качению и инерционный момент колеса $M_{к,j}$. Существование этой реакции, повышающейся с ростом скорости за счет увеличения сопротивления качению, должно быть учтено в $\varphi - S$ диаграмме с помощью ее смещения по оси φ в точке нулевого проскальзывания (в модели MF предусмотрено соответствующее слагаемое сдвига). Кроме того, следует заметить, что существование продольной реакции означает, что физически некоторое, хотя и очень малое, проскальзывание в контакте шины с опорной поверхностью присутствует, что тоже должно быть учтено сдвигом $\varphi - S$ диаграммы (это также предусмотрено в модели MF).



а) б)

Рисунок 4.19 – Режимы качения колеса. а – ведомый, б – свободный

По второму определению [112, 117] $r_к^0$ соответствует свободному режиму качения, расчетная схема которого представлена на рисунке 4.19 б. В этом случае к колесу приложен крутящий момент $T_к$, который уравновешивает моменты сопротивления качению и инерции колеса. В результате не возникает продольной реакции, и, без приложения толкающей силы,

[5] Подробный анализ силовых факторов, определяющих динамику вращения колеса, представлен в главе 5.

колесо катится с окружной скоростью, равной продольной скорости автомобиля. Таким образом, для этого режима не требуется введения корректирующих сдвигов $\varphi - S$ диаграммы. При любом варианте выбора радиуса качения $r_к^0$ он не является постоянной величиной и зависит от нормальной нагрузки, действующей на колесо, и давления в шине [53].

В связи с тем, что в настоящей работе при исследовании динамики автомобиля с учетом сцепных свойств шин (глава 5) $\varphi - S$ диаграмма идентифицируется по результатам испытания автомобиля, а не испытаний колеса, использование второго определения $r_к^0$ не создает никаких трудностей с постановкой экспериментов (нет необходимости создавать на колесе крутящий момент для поддержания свободного режима качения, что потребовалось бы при отдельных испытаниях колеса). В силу симметричности $\varphi - S$ диаграммы относительно точки ($S_x = 0$, $\varphi_x = 0$) использование второго определения также является удобным для ее математической формулировки. Поэтому оно выбрано для использования в модели шины.

Другим аспектом задания $\varphi - S$ диаграммы является выбор выражения для расчета проскальзывания. Одного общепринятого выражения нет, а описанные в публикациях варианты можно условно разделить на два типа: задание проскальзывания одним выражением и двумя выражениями. Перечень формулировок проскальзывания, используемых за рубежом, можно найти, например, в работе W.F. Milliken и D.L. Milliken «Race Car Vehicle Dynamics» («Динамика гоночного автомобиля») [122].

К первому типу задания относится определение, которое приводится в стандарте SAE J670 «Vehicle Dynamics Terminology» («Терминология динамики транспортного средства»):

$$S_x = -\frac{r_к - r_к^0}{r_к} = -1 + \frac{\omega_к r_к^0}{V_x}.$$

Для случая блокировки колеса при торможении (юз) данная формула дает $S_x = -1$, а при буксовании $S_x = +\infty$. Это определение проскальзывания часто используется в зарубежных работах [117, 123].

В работе [124] приводится формула проскальзывания, обратная предыдущей:

$$S_x = \frac{r_к^0 - r_к}{r_к^0} = 1 - \frac{V_x}{\omega_к r_к^0}.$$

Для случая юза она дает $S_x = -\infty$, а для буксования $S_x = +1$.

Задание проскальзывания двумя выражениями заключается в расчете процентных соотношений между радиусом качения в ведущем и тормозном режимах и радиусом качения $r_к^0$. [112, 125, 126]. В ведущем режиме выражение для проскальзывания будет следующим:

$$S_{x,вщ} = \frac{r_к^0 - r_к}{r_к^0} = 1 - \frac{V_x}{\omega_к r_к^0}$$. Оно дает $S_x = +1$ (или +100%) при буксовании.

В тормозном режиме проскальзывание определяется выражением:

$$S_{x,торм} = \frac{r_к - r_к^0}{r_к} = 1 - \frac{\omega_к r_к^0}{V_x}$$. Оно дает $S_x = -1$ (или –100%) при юзе.

В настоящей работе было выбрано задание проскальзывания двумя выражениями. Их использование представляется наиболее удобным, поскольку $\varphi - S$ диаграмма в этом случае получается симметричной для ведущего и тормозного режимов, и при любых величинах проскальзывания показатель S_x находится в интервале [-100%, +100%].

4.4. Выводы

1. В отличие от задач разработки или калибровки компонентов КЭУ, решение которых может требовать их достаточно подробного моделирования, для исследования автомобиля с КЭУ на системном уровне имеют значение только переменные компонентов, которые характеризуют режимы их работы и основные свойства, а также определяют характеристики самого автомобиля. В этой связи для решения задач исследования и разработки автомобилей с КЭУ целесообразно использовать модели компонентов, которые воспроизводят отклик их выходных переменных на заданные входные воздействия или управляющие сигналы, не отражая их внутренние физические или химические процессы. Такие модели обычно называются имитационными.

2. Следуя наиболее распространенной практике, для имитационного моделирования аккумуляторов тяговой батареи КЭУ были выбраны электрические схемы замещения – простые по структуре и математическому описанию физические эквиваленты электрохимических процессов в аспекте отклика напряжения аккумулятора на ток нагрузки. Проведено сравнительное исследование схем замещения, описанных в литературе. Для задания нагрузочных режимов по току и для оценки точности моделирования использовались экспериментальные данные, полученные при испытаниях КЭУ и электромобиля. Средние погрешности моделирования напряжения составили от 0.15 до 0.5% – в зависимости от схемы замещения. Таким образом, с точки зрения обычной практики математического моделирования все рассмотренные модели напряжения имеют высокую точность. Однако это не снимает вопроса выбора схемы замещения аккумулятора. Этот выбор будет зависеть от типа решаемой задачи и состава исходных данных.

3. На начальных этапах исследования или разработки автомобилей с КЭУ к модели батареи не предъявляется повышенных требований в аспекте воспроизведения переходных

процессов. Главное – это адекватное отражение амплитуд тока и напряжения батареи. Для этого достаточно использовать простую R-модель. Для настройки ее параметров не требуется наличие результатов динамических испытаний ячеек. Кривая напряжения разомкнутой цепи и внутреннее сопротивление могут быть взяты из технических характеристик, публикуемых производителями ячеек и обычно доступных в интернете. Использование даже такой простой модели позволит определить ограничения мощности электропривода, связанные с допустимым током и напряжением батареи.

4. Если к точности модели напряжения батареи предъявляются повышенные требования (или требование «чем точнее, тем лучше»), то следует воспользоваться одной из схем замещения с динамическими звеньями. Это может быть актуально при разработке системы управления КЭУ, где требуется точный учет допустимого диапазона работы батареи по току и напряжению, а также возможно использование этих переменных в качестве управляемых. Для идентификации параметров схем с динамическими звеньями необходимо иметь достаточный объем экспериментальных данных по батарее или по ее ячейке с воспроизведением их работы в нагрузочных режимах, характерных для объекта исследования (КЭУ). Как правило, это режимы с динамично изменяющейся в диапазоне от единиц до десятков «С» нагрузкой – как разрядной, так и зарядной. Модели с динамическими звеньями точно аппроксимируют переходные процессы под нагрузкой и при ее снятии. Погрешность моделирования составляет 0.1...0.2%, или 3...6 мВ на одну аккумуляторную ячейку.

5. Для корректного расчета степени заряда аккумулятора необходим учет его КПД. Внутреннее сопротивление в схемах замещения аккумуляторов само по себе не моделирует источник потерь мощности. Потери следует определять отдельно и включать в формулу расчета степени заряда. В данной работе показано, что приемлемую точность обеспечивает расчет КПД по потерям мощности на внутреннем сопротивлении аккумулятора с использованием закона Джоуля-Ленца. Сопоставление SOC, рассчитанной с учетом этих потерь, с оценками BMS показало расхождение порядка сотых долей процента SOC. Если принять оценку SOC системой BMS эталонной (в силу жестких требований к точности оценки, предъявляемых к серийным BMS), то описанный способ расчета КПД и степени заряженности аккумулятора можно считать приемлемым для задач исследования и разработки КЭУ.

6. Для моделирования КЭУ на системном уровне целесообразно использовать имитационные модели тепловых и электрических двигателей в виде характеристик, которые отражают связь между управляющим сигналом и откликом на него (крутящим моментом), а также энергетическую эффективность и другие переменные, определяемые режимной точкой двигателя (конкретный состав переменных зависит от задач исследования). Исходные данные для моделей этого типа могут быть получены посредством стендовых испытаний двигателей.

Также имитационные модели могут быть идентифицированы по результатам динамических испытаний энергоустановки или автомобиля.

7. Опубликованные работы, а также исследования, проведенные автором, показывают, что при адекватном воспроизведении нагрузочного режима ДВС расчет расхода топлива с помощью эмпирических моделей обеспечивает сходимость с экспериментальными данными по массе израсходованного топлива в пределах 3...4%, что можно считать приемлемым показателем качества для исследования топливной экономичности автомобиля, в том числе с КЭУ.

8. При необходимости воспроизведения отклика двигателя на управляющий сигнал с отражением переходных характеристик выходной переменной, оставаясь в рамках имитационного подхода, можно использовать введение в модель типового динамического звена (апериодического или колебательного). Обычно таким образом динамика назначается крутящему моменту, однако в настоящей работе показано, что в случае моделирования электропривода возможно представление в качестве динамического звена силы тока на входе инвертора. Это позволяет достаточно простым способом задавать ограничения момента электродвигателя в соответствии с предельными значениями тока и напряжения тяговой батареи, которая в автономных КЭУ является основным фактором ограничения мощности, развиваемой электроприводом.

9. В качестве средства воспроизведения сцепных характеристик шин для исследования динамики автомобиля с КЭУ выбрана имитационная модель Magic Formula (автор H. Pacejka), аппроксимирующая силовые факторы в контакте шины с опорной поверхностью единообразными тригонометрическими функциями. Она представляется наиболее удобным средством идентификации характеристик сцепления шин по результатам испытаний автомобиля, поскольку позволяет задавать эти характеристики двумя или тремя коэффициентами, определяющими отдельные аспекты формы $\varphi - S$ диаграммы, каждый из которых дифференцированно влияет на динамические показатели автомобиля. Эта взаимосвязь позволяет проводить достаточно быструю идентификацию модели по экспериментальным данным даже с ручной настройкой коэффициентов MF. Кроме того, модель MF охватывает все аспекты сцепных свойств шины, что позволяет расширить круг исследований с идентификацией неизмеряемых крутящих моментов на колесах, например, в область систем активной безопасности автомобиля.

10. Проведен анализ способов расчета проскальзывания колеса, которые определяют форму кривых, аппроксимирующих сцепные характеристики шины. Для исследований, в которых сцепные характеристики идентифицируются по результатам испытаний автомобиля,

выбрано задание проскальзывания в виде процентных соотношений между текущим радиусом качения колеса и радиусом качения в свободном режиме. Соотношения рассчитываются посредством двух раздельных формул – для ведущего и ведомого режимов качения. Это делает $\varphi - S$ диаграмму симметричной относительно начала координат и находящейся в интервале проскальзывания [-100%, +100%], что представляется удобным как для разработки модели, так и для проведения с ее помощью вычислительных экспериментов.

ГЛАВА 5. ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ С СИСТЕМОЙ РЕКУПЕРАЦИИ

5.1. Задачи и объект исследования

В настоящей главе описано исследование автомобиля с системой рекуперации. Исследование предполагало решение следующих задач. Посредством математической модели автомобиля и способа синхронизации физического и виртуального объектов, описанного в разделе 3.1, идентифицировать режимы работы энергоустановки автомобиля по результатам его дорожных испытаний. Подтвердить адекватность и точность моделирования путем сопоставления его результатов с экспериментальными данными. Исследовать показатели энергетической эффективности системы рекуперации. Исследовать работу рекуперативно-механического торможения в аспекте разделения тормозных усилий между электродвигателем и тормозными механизмами.

Рисунок 5.1 – Объект исследования – электромобиль с расширенным пробегом (REEV)

Объектом исследования являлся серийный электромобиль ВАЗ 1817 Ellada (рисунок 5.1), оснащенный полнофункциональной системой рекуперации (категория В). Исследование было выполнено в рамках работ ФГУП «НАМИ» по модификации электромобиля с увеличением его пробега на одной зарядке батареи посредством ДВС-генераторной установки (range extender) малой мощности [104, 105]. Основные характеристики модифицированного электромобиля приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Основные характеристики исследуемого электромобиля с расширенным пробегом (REEV)

Снаряженная масса, кг	1490
Колесная формула/ ведущие колеса	4x2/ передние
Тяговый электропривод	
Тип	трехфазный, асинхронная электромашина
Максимальная мощность, кВт	60
Максимальный крутящий момент, Нм	240
Тяговая батарея	
Тип	литий железо-фосфатная ($LiFePO_4$)
Зарядная емкость, А·ч	90

Номинальное напряжение, В	254
Дополнительная энергоустановка	
Тип	ДВС-генераторная установка range extender
Максимальная мощность	16 кВт
Механическая трансмиссия	
Тип	двойная цилиндрическая главная передача
Передаточное число	6.63
Размерность шин	175/65 R14

5.2. Испытания автомобиля с системой рекуперации

Экспериментальные исследования работы системы рекуперации проводились посредством дорожных испытаний автомобиля на автополигоне НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» совместно с отделением безопасности автомобиля. При испытаниях на горизонтальной сухой дороге с асфальтобетонным покрытием выполнялся треугольный цикл, состоящий из фазы разгона автомобиля и следующей за ней фазы торможения с заданным замедлением. Максимальная скорость цикла составляла 80 км/ч. Величина замедления (средняя) увеличивалась от заезда к заезду, начинаясь с ~1 м/с^2 и достигая максимального значения, реализуемого с работой системы рекуперации. Также выполнялись заезды с замедлением, предельным по условиям сцепления, в ходе которых срабатывала АБС. Они предназначались для последующей идентификации характеристики сцепления шин автомобиля с испытательной дорогой.

Для определения силы сопротивления равномерному движению автомобиля выполнялись испытания типа «выбег». Они проводись в тех же дорожных условиях, что и испытания на рекуперацию. Автомобиль разгонялся до скорости, превышающей максимальную скорость треугольного цикла; после этого селектор режима движения переводился из положения «D» (движение вперед) в положение «N» (нейтральная передача), и автомобиль двигался накатом до полной остановки. В рамках испытаний электромобиля было выполнено 6 заездов типа «выбег». Обработка их результатов описана ниже.

Для того, чтобы применить разработанную методику синхронизации виртуального и физического объектов в исследовании системы рекуперации, в ходе дорожных испытаний выполнялись измерения следующих переменных: скорости и ускорения автомобиля, частот вращения его колес, усилия нажатия на педаль тормоза, частоты вращения вала тягового электродвигателя, тока и напряжения тяговой батареи. Также записывалась степень заряженности батареи. Измерения проводились с помощью двух систем, которые при выполнении испытаний не были связаны друг с другом. Их записи совмещались по времени при обработке результатов измерений с помощью синхронизирующих сигналов, которыми

являлись частота вращения ведущих колес (для первой системы измерений) и частота вращения вала электродвигателя (для второй системы измерений).

Первая система измерений, регистрирующая динамические показатели автомобиля, устанавливалась отделением безопасности автомобиля НИЦИАМТ. Ее компоненты – оборудование производства фирмы Corrsys-Datron (ФРГ) – представлены на рисунке 5.2.

Рисунок 5.2 – Измерительное и регистрирующее оборудование для дорожных испытаний автомобиля. 1 – датчик скорости автомобиля Correvit L-350; 2 – датчик частоты вращения колеса WPT; 3 – датчик ускорений TANS; 4 – система сбора и записи сигналов DAS-3

Для измерения скорости поступательного движения автомобиля использовался оптический датчик Correvit L-350 (рисунок 5.2, поз. 1). Он освещает поверхность дороги галогеновой лампой, лучи которой создают на встроенной в датчик координатной решетке изображение контрастных точек дорожной поверхности, меняющееся с частотой, пропорциональной скорости автомобиля. Для измерения частот вращения колес использовались датчики WPT (сокр. от англ. wheel pulse transducer) (рисунок 5.2, поз. 2). При вращении колес они генерируют импульсы – 1000 на один оборот колеса. Для измерения ускорения автомобиля использовался акселерометр TANS (рисунок 5.2, поз. 3). На педали тормоза устанавливался датчик усилия нажатия (на рисунках не показан). Сигналы с перечисленных датчиков регистрировались устройством сбора данных DAS-3 (рисунок 5.2, поз. 4). Данные записывались на карту памяти и после испытаний переносились на ЭВМ.

В качестве второй системы измерений использовались устройства управления и мониторинга компонентов энергоустановки. Измерение тока и напряжения тяговой батареи, а также расчет ее степени заряженности выполняет система BMS. Тяговый электропривод имеет в своем составе датчик частоты вращения вала электромашины, сигнал которого регистрируется инвертором. Перечисленные показатели считывались из CAN-шин BMS и инвертора с помощью контроллера, разработанного в рамках модификации электромобиля, и

через беспроводной интерфейс передавались на портативный компьютер. Для мониторинга и записи сигналов, полученных из контроллера, использовались две программы. Одна из них была разработана специалистами ФГУП «НАМИ» для информационного взаимодействия с контроллером. Второй программой был PC-интерфейс системы BMS Elithion Lithiumate. На рисунке 5.3 показано окно данной программы, предназначенное для мониторинга состояния тяговой батареи в реальном времени.

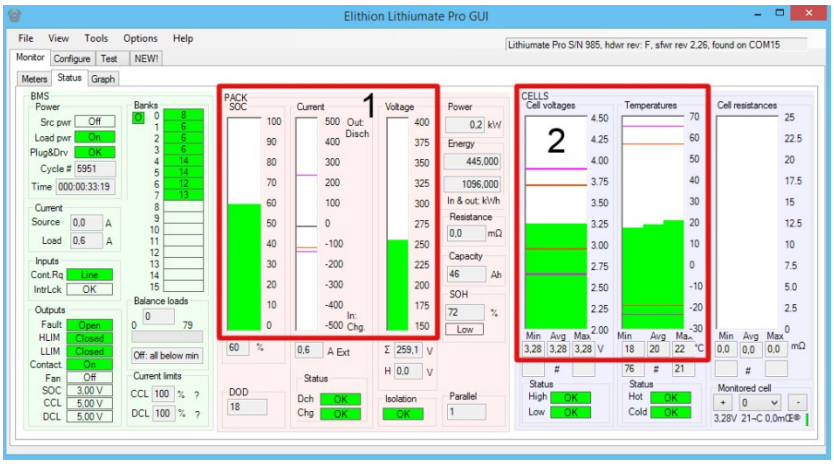


Рисунок 5.3 – Окно программы мониторинга показателей тяговой батареи

Группа индикаторов 1 объединяет электрические переменные батареи – ток и напряжение, а также ее степень заряженности. Группа индикаторов 2 отражает основные показатели отдельных ячеек батареи – напряжения и температуры.

Общая схема системы измерений и сбора сигналов от измерительных устройств и компонентов энергоустановки представлена на рисунке 5.4.

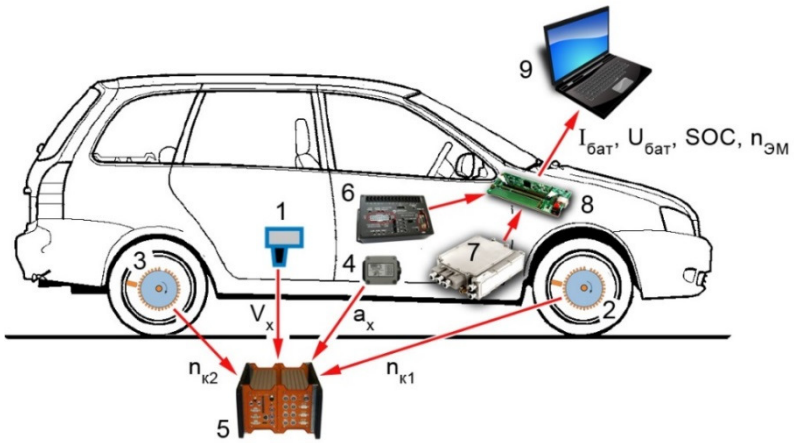


Рисунок 5.4 – Организация измерений и сбора данных при испытаниях автомобиля. 1 – датчик скорости Correvit L-350; 2 и 3 – датчики частот вращения колес WPT; 4 – датчик ускорения TANS; 5 – система сбора данных DAS-3; 6 – система мониторинга тяговой батареи BMS; 7 – инвертор тягового электродвигателя; 8 – контроллер энергоустановки; 9 – портативный компьютер

На схеме приводятся следующие обозначения регистрируемых переменных: V_x – продольная скорость автомобиля; $n_{к1}$ и $n_{к2}$ – частоты вращения передних и задних колес соответственно; a_x – продольное ускорение автомобиля; $I_{бат}$, $U_{бат}$ и SOC – ток, напряжение и степень заряженности батареи; $n_{ЭМ}$ – частота вращения вала электродвигателя.

Испытания автомобиля выполнялись на динамометрической дороге НИЦИАМТ (рисунок 5.5). Они проводились в сухую погоду при температуре воздуха 15...20ºС и скорости ветра не более 3 м/с (в соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН №83 к дорожным испытаниям).

Рисунок 5.5 – Фрагмент испытаний автомобиля на динамометрической дороге НИЦИАМТ

Помимо дорожных испытаний, были проведены лабораторные измерения весовых параметров автомобиля. Они используются для решения следующих задач: расчет силы сопротивления движению по результатам выбега (масса); моделирование динамики прямолинейного движения автомобиля (масса); расчет перераспределения нормальных реакций (координаты центра масс). Измерения проводились в лаборатории НИЦИАМТ, оборудованной весовыми платформами (рисунок 5.6). Параметры определялись для весового состояния автомобиля, в котором выполнялись дорожные испытания: автомобиль, водитель-испытатель, два оператора измерительных систем, измерительное оборудование. Для воспроизведения масс людей при взвешивании использовались манекены: механический – для имитации водителя – и наполняемые водой – для имитации операторов.

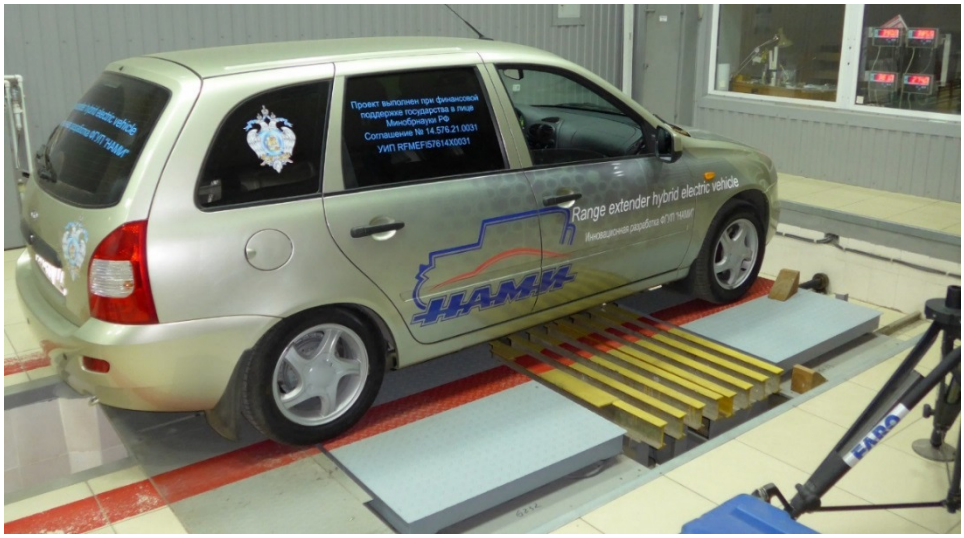


Рисунок 5.6 – Измерение массы автомобиля

В таблице 5.2 представлены параметры распределения испытательной массы автомобиля по колесам и осям. Они были использованы для расчета горизонтальной координаты центра масс.

Таблица 5.2 – Распределение массы исследуемого автомобиля по колесам и осям

оси	по колесам, кг		по осям, кг	всего, кг
	левые	правые		
передняя	401.5	421.5	823	1718
задняя	476.5	418.5	895	

Вертикальная координата центра масс была определена методом измерения перераспределения веса автомобиля при подъеме задней оси [127] на углы от 6 до 8.5°.

В результате измерений и обработки их результатов были определены следующие показатели автомобиля, необходимые для расчета нормальных реакций: колесная база (L): 2.47 м; горизонтальная координата центра масс, отсчитанная от центров передней и задней осей (L_1 и L_2): 1.29 и 1.18 м; вертикальная координата центра масс (h_w) : 0.522 м.

5.3. Определение сил сопротивления движению автомобиля

Для расчета суммарного сопротивления равномерному движению по результатам выбега используется уравнение равновесия сил, действующих на автомобиль при движении накатом по горизонтальной дороге:

$$F^*_{j,x} = F_f + F_{w,x} + F_{mp},$$

где $F^*_{j,x}$ – сила инерции автомобиля и приведенной к его массе инерции колес; F_f – сила сопротивления качения колес; $F_{w,x}$ – сила аэродинамического сопротивления; F_{mp} – сила сопротивления механической трансмиссии, связывающей тяговую электромашину с ведущими колесами. Сумма сил в правой части уравнения представляет собой сопротивление равномерному движению.

Сила инерции автомобиля с приведением инерции колес рассчитывается по следующему выражению:

$$F^*_{j,x} = \frac{dV_x}{dt}\left(M + \frac{I_к \cdot n_к}{r^2_{cp}}\right),$$

где M – масса автомобиля; dV_x / dt – ускорение/замедление автомобиля; $I_к$ – момент инерции колеса; $n_к$ – общее число колес автомобиля; r^2_{cp} – средний радиус колес. Ввиду малого замедления и относительно невысокой начальной скорости выбега было сочтено допустимым в качестве r^2_{cp} использовать средний статический радиус колес.

Для расчета dV_x / dt выполняется аппроксимация записанной при выбеге скорости автомобиля по времени. Для результатов проведенных выбегов хорошее качество аппроксимации обеспечивается тригонометрическим рядом Фурье второго порядка:

$$V(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{2}\left(a_n \cos(n \cdot t) + b_n \sin(n \cdot t)\right),$$

где n = 1, 2; a_0, a_n и b_n – коэффициенты Фурье.

Дифференцирование данного выражения дает функциональную зависимость замедления автомобиля от времени $a_x(t) = dV_x / dt$, по которой рассчитывается суммарная сила сопротивления равномерному движению, ниже обозначаемая F_ψ. Результаты обработки одного из выполненных выбегов приведены на рисунке 5.7 .

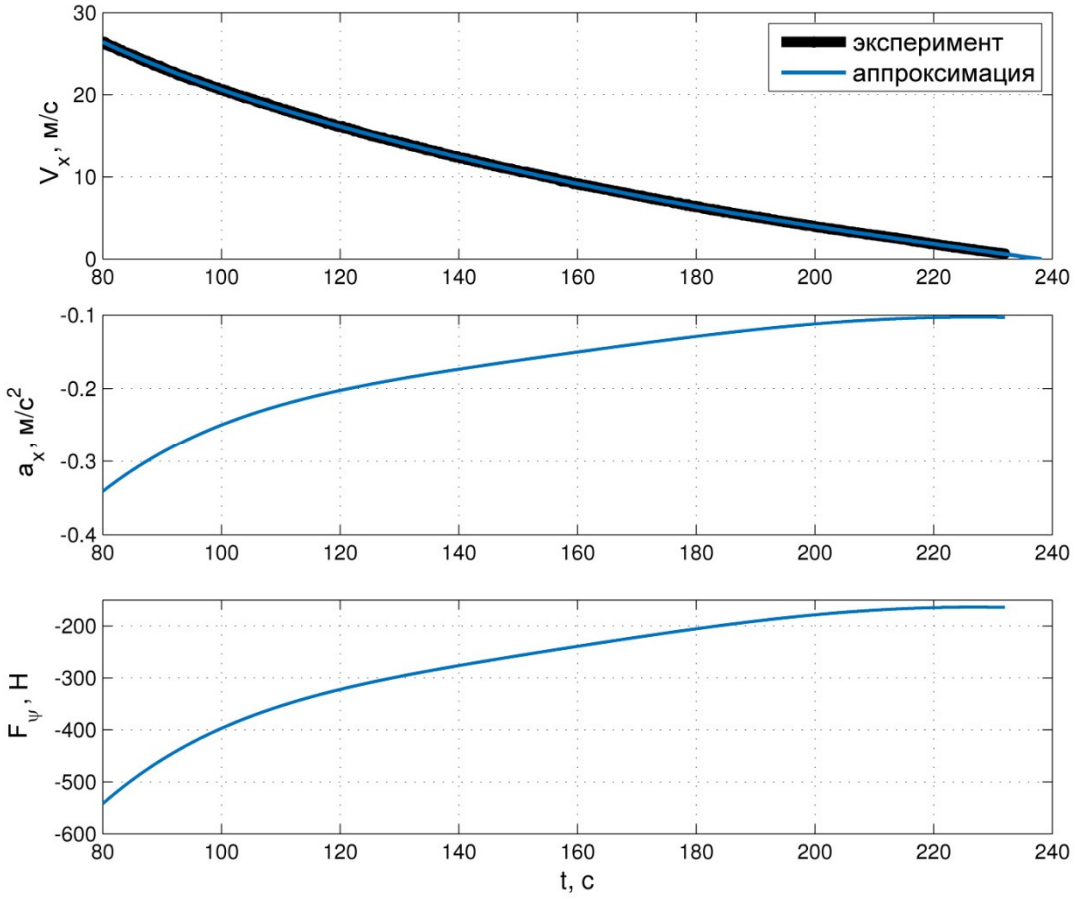


Рисунок 5.7 – Определение силы сопротивления равномерному движению автомобиля (F_ψ) по результатам дорожного испытания «выбег»

Как правило, при моделировании автомобиля с целью оценки его энергетики или топливной экономичности сопротивление движению представляется в виде отдельных сил: аэродинамической, сопротивления качению и трения в механической трансмиссии. В данном исследовании такое разделение может быть выполнено только приблизительно – по известным параметрам автомобиля и данным из литературы – поскольку специальных дорожных экспериментов для этого не проводилось. Тем не менее разделение сил представляется целесообразным для определения соотношений между составляющими сопротивления и представления их в наглядном графическом виде. Кроме того, в описываемой ниже модели динамики автомобиля силы сопротивления должны быть разделены, поскольку аэродинамическая сила действует на массу автомобиля, а сопротивления трансмиссии и качения приложены к колесам. При действии больших моментов на колесах (экстренное торможение) сопротивление качения может быть отличным от того, что было определено при выбеге. Однако в этих случаях точное определение сил сопротивления не так важно, поскольку исследуется прежде всего динамика автомобиля.

Действующая на автомобиль сила аэродинамического сопротивления рассчитывается по следующей формуле:

$$F_{w,x} = \frac{C_x F \rho_{возд} V_x^2}{2} \quad (5.1)$$

где C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления автомобиля (0.385 по данным производителя автомобиля), F – площадь миделя (2.07 м^2 по чертежу передней проекции автомобиля), $\rho_{возд}$ – плотность воздуха (1.204 кг/м^3 в нормальных условиях).

После отделения от общей силы сопротивления аэродинамической составляющей остается часть, связанная с колесами, как с ведущими (сопротивление качению и сопротивление трансмиссии), так и с ведомыми (сопротивление качению). В ряде работ установлено, что сила сопротивления трансмиссии возрастает пропорционально скорости автомобиля [53, 128, 129]. В работе В.А. Петрушова [53] приводятся экспериментальные данные для ряда автомобилей, легковых и грузовых, из которых видно, что наименьшее сопротивление трансмиссия создает при скорости, близкой к нулю. Для легковых автомобилей с колесной формулой 4х2 оно находится в диапазоне от 3 до 18 Н. В исследуемом электромобиле механическая трансмиссия состоит из двойной цилиндрической главной передачи. Дорожные испытания проводились после предварительного пробега, в ходе которого трансмиссия прогревалась, и, следовательно, потери в ней снижались. Это дает основания предположить, что сопротивление трансмиссии при скорости, близкой к нулю, находилось в начале указанного диапазона. При малой скорости автомобиля общая сила сопротивления колес составляет порядка 150 Н, в сопоставлении с чем потери в трансмиссии составят не более 5...7%. Было сочтено допустимым отнести эти потери к сопротивлению качения, считая, что при скорости, близкой к нулю, оно составляет все сопротивление колес. Приняв это допущение, можно рассчитать суммарный коэффициент сопротивления качения шин f_0 для малой скорости с использованием следующей формулы:

$$F_{f0} = f_0 \cdot M \cdot g \ .$$

Средняя величина f_0 для проведенных выбегов составила 0.0089. Такое же значение приводится в работе [53] в одном из примеров экспериментальных данных, полученных для шины той же размерности (175/65 R14) при том же давлении (3.1 атм.[6]).

---

[6] Давление в шинах исследуемого автомобиля было значительно выше рекомендуемого для данной размерности в связи с существенно увеличенной в ходе опытно-конструкторских работ массой автомобиля.

Для учета возрастания сопротивления качению в функции скорости автомобиля в настоящей работе используется распространенная квадратичная зависимость [53, 130]:

$$f = f_0 + k_f \cdot V_x^2, \quad (5.2)$$

где k_f – коэффициент увеличения сопротивления качения от скорости; V_x – скорость в м/с.

Считая упомянутую шину из работы [53] аналогом шин, установленных на испытанном автомобиле, используем приводимое для нее значение коэффициента $k_f = 5.7 \cdot 10^{-6}$.

В результате вычитания из суммарного сопротивления колес силы сопротивления качения получается зависимость сопротивления трансмиссии от скорости автомобиля. Таким образом, было выполнено приблизительное разделение сил сопротивления. Результат показан на рисунке 5.8 в виде графиков, отражающих зависимости всех составляющих сопротивления движению от скорости автомобиля.

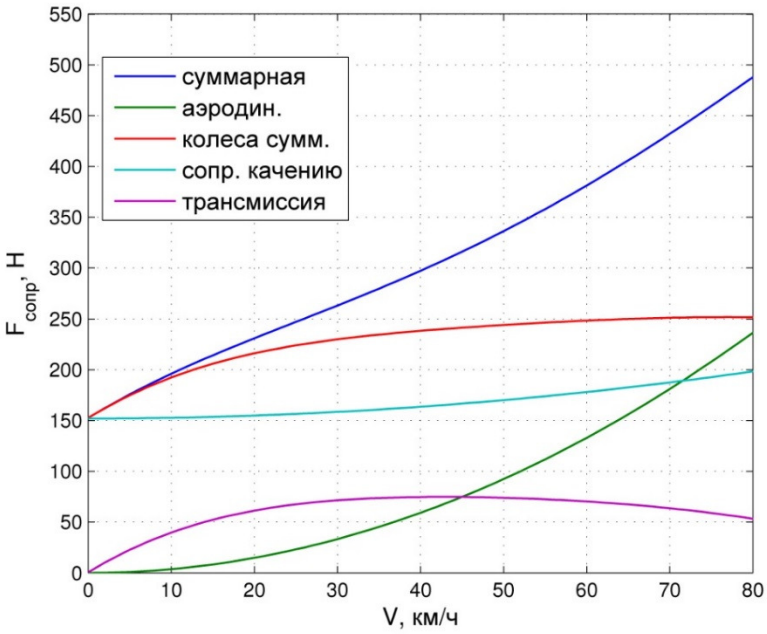


Рисунок 5.8 – Зависимости сил сопротивления движению от скорости автомобиля

5.4. Математическая модель исследуемого объекта

Выбор математической модели автомобиля обусловлен задачей моделирования и особенностями применения в ее решении виртуально-физической системы с виртуальным объектом, дублирующим физический. Задача моделирования состоит в воспроизведении прямолинейного движения автомобиля с идентификацией крутящего момента, создаваемого тяговым электродвигателем, и, при замедлении автомобиля, – моментов тормозных механизмов передних и задних колес. Момент на валу электродвигателя может быть определен способом, аналогичным описанному на примере системы, которая показана на рисунке 3.2 – по одной из

переменных батареи. Для этого модель батареи включается в состав модели автомобиля. Способ идентификации крутящего момента на колесе подразумевает воспроизведение моделью его вращения с угловой скоростью, измеренной при физических испытаниях автомобиля (см. схему на рисунке 3.3). Для этого используется регулятор, который создает на колесе крутящий момент, компенсирующий отклонение текущей скорости модели колеса от значения, задаваемого экспериментальными данными. В общем случае окружная скорость колеса не равна продольной скорости автомобиля из-за проскальзывания, вызванного действием крутящего момента. Для учета проскальзывания колес автомобиль необходимо моделировать как систему из трех сосредоточенных масс: прямолинейно движущейся массы самого автомобиля и двух вращающихся масс колес переднего и заднего мостов. Корректность идентификации моментов определяется точностью расчета других силовых факторов, действующих на колеса и автомобиль. Общими для них силовыми факторами являются касательные реакции опорной поверхности. Для их определения в модели выполняется расчет нормальных реакций и коэффициента сцепления, характеристика которого аппроксимируется эмпирической моделью шины.

Для составления модели динамики вращения колеса в качестве общего случая рассмотрим ведущий режим с неустановившимся (ускоренным) качением, расчетная схема которого представлена на рисунке 5.9.

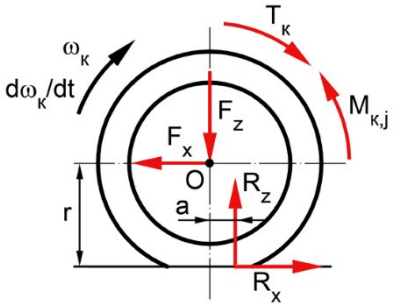


Рисунок 5.9 – Расчетная схема колеса в ведущем режиме качения

В этом режиме на колесо действуют следующие силовые факторы:

– нормальная нагрузка F_z, которая является частью веса автомобиля, приходящейся на данное колесо, и приложена к оси вращения колеса;

– нормальная реакция опорной поверхности R_z, равная нормальной нагрузке F_z;

– крутящий момент $T_к$;

– продольная реакция автомобиля F_x (в ведомом и тормозном режимах она является толкающей силой);

– продольная касательная реакция опорной поверхности R_x;

– инерционный момент $M_{к,j} = I_к \cdot \dot{\omega}_к$, где $I_к$ – инерция колеса, $\omega_к$ – угловая скорость колеса.

Для вывода уравнения вращательной динамики колеса запишем условие равновесия моментов относительно оси вращения О:

$$\sum M_O : T_к - R_x r - R_z a - I_к \cdot \dot{\omega}_к = 0,$$

где r – динамический радиус колеса.

Нормальная реакция смещена относительно центра вращения колеса О на расстояние a, что обусловлено несимметричностью эпюры распределения ее элементарных составляющих по площадке контакта из-за сопротивления качения. Произведение $R_z a$ называется моментом сопротивления качению колеса M_f. Обычно a представляется в виде:

$$a = f \cdot r,$$

где f – коэффициент сопротивления качению.

С учетом выражения для сопротивления качения уравнение динамики колеса запишется в нормальной форме Коши следующим образом:

$$\frac{d\omega_к}{dt} = \frac{T_к - (R_x + R_z f) r}{I_к} \quad (5.3)$$

Привод ведущих колес осуществляется тяговой электромашиной через двойную главную передачу. При нехватке тормозного момента электромашины дополнительный момент создается тормозными механизмами. Условие равновесия моментов, действующих в приводе, записывается в виде следующего уравнения:

$$\left(T_{ЭМ} - I_{ЭМ} \frac{d\omega_{ЭМ}}{dt} \right) u_0 - F_{тр} \cdot r - T_{торм} = T_к, \quad (5.4)$$

где $T_{ЭМ}$ – крутящий момент на валу электромашины; $I_{ЭМ}$ инерция ротора электромашины; $\omega_{ЭМ}$ – угловая скорость вала электромашины; u_0 – передаточное число главной передачи; $F_{тр} \cdot r$ – момент сопротивления (потерь) трансмиссии; $T_{торм}$ – момент, создаваемый тормозными механизмами.

Расчетная схема для вывода уравнения динамики автомобиля была составлена для случая, в котором автомобиль движется прямолинейно со скоростью V_x и ускорением a_x (рисунок 5.10).

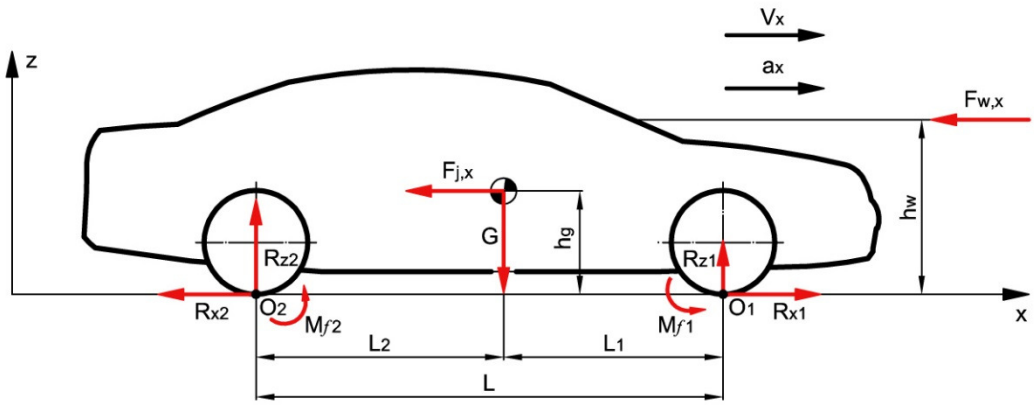


Рисунок 5.10 – Расчетная схема прямолинейного движения автомобиля по горизонтальной дороге

Для вывода уравнения динамики автомобиля запишем равновесие сил, действующих на автомобиль вдоль оси *x*:

$$\sum F_x : R_{x1} - R_{x2} - F_{j,x} - F_{w,x} = 0 .$$

Здесь и далее переменные, относящиеся к передней оси, имеют индекс «1», а к задней – «2».

Для получения полной динамической модели автомобиля на основании (5.3) составляем уравнения вращательной динамики передних и задних колес, подставляя вместо $T_к$ для передних колес выражение (5.4) и используя кинематическую связь $\omega_{к1} = \omega_{ЭМ} / u_0$. Продольные реакции выражаем через нормальные реакции и коэффициенты сцепления: $R_{xi} = R_{zi} \cdot \varphi_{xi}$.Уравнения динамики колес вместе с уравнением динамики автомобиля образуют следующую систему:

$$\begin{cases} \dfrac{d\omega_{к1}}{dt} = \dfrac{T_{ЭМ} \cdot u_0 - T_{торм1} - (R_{z1} \cdot \varphi_{x1} + R_{z1} f_1 + F_{тр}) r}{n_{к1} I_к + I_{ЭМ} \cdot u_0^2} \\ \dfrac{d\omega_{к2}}{dt} = \dfrac{(R_{z2} \cdot \varphi_{x2} - R_{z2} f_2) r - T_{торм2}}{n_{к2} I_к} \\ \dfrac{dV_x}{dt} = \dfrac{R_{z1} \cdot \varphi_{x1} - R_{z2} \cdot \varphi_{x2} - F_{w,x}}{M} \end{cases} \qquad (5.5)$$

Поскольку данная модель воспроизводит движение автомобиля по гладкой дороге (без учета микропрофиля), а моделируемые испытания характеризуются ускорениями и замедлениями, близкими к постоянным, а следовательно, достаточно стабильными перераспределениями нормальных реакций, то было сочтено допустимым рассчитывать последние на основании условия статического равновесия автомобиля без учета продольных колебаний кузова (дифферента). В расчетной схеме на рисунке 5.10 нормальные реакции перенесены в центры контакта шин с опорной поверхностью. Этот перенос вызывает появление

в расчетной схеме моментов сопротивления качению M_{f1} и M_{f2}. Нормальную реакцию на передних колесах найдем, записав условие равновесия моментов относительно точки O_2 контакта колес задней оси с поверхностью дороги и выразив из этого уравнения R_{z1}. Нормальную реакцию на задних колесах определим, записав сумму проекций сил на ось z и выразив из этого уравнения R_{z2}. В результате получается следующая система уравнений:

$$\begin{cases} R_{z1} = \dfrac{G \cdot L_2 - M \cdot a_x h_g - F_{w,x} h_w - R_{z2} f_2 \cdot r}{L + f_1 \cdot r} \\ R_{z2} = G - R_{z1} \end{cases}, \quad (5.6)$$

где $G = M \cdot g$ – вес автомобиля; h_w – высота центра парусности автомобиля (точка приложения равнодействующей сил аэродинамического сопротивления). При расчете R_{z1} на ЭВМ значения ускорения автомобиля a_x и нормальной реакции R_{z2} берутся с предыдущего шага интегрирования.

5.5. Создание системы идентификации работы энергоустановки

В силовом приводе исследуемого электромобиля есть три переменные управления (или входные переменные), изменение которых во времени должно быть идентифицировано для моделирования работы энергоустановки: крутящий момент на валу тяговой электромашины, момент тормозных механизмов передних колес и момент тормозных механизмов задних колес. В соответствии со способом синхронизации физического и виртуального объектов, предлагаемым в разделе 3.1, для выполнения этой идентификации в виртуальной модели должны быть созданы регуляторы перечисленных крутящих моментов, уставками для которых являются измеряемые переменные физического объекта, а обратными связями – одноименные переменные модели.

Для идентификации крутящего момента тяговой электромашины в качестве обратной связи можно использовать одну из электрических переменных батареи – силу тока или напряжение. Если выбрать напряжение, то модель батареи становится для идентифицирующего регулятора частью объекта управления. Напряжение батареи – это результат процесса, для точного воспроизведения которого необходимо использовать нелинейную модель с несколькими динамическими звеньями. Это усложняет объект управления и затрудняет настройку регулятора. Кроме того, переходные процессы могут идти в батарее и в отсутствии нагрузки (релаксация, см. раздел 4.1.1). Для того, чтобы регулятор не воздействовал на них (это может нарушить корректность идентификации), необходимо отключать его, когда нагрузка батареи равна нулю, что неудобно. Более простая, как по структуре, так и по управляемости,

система не включает модель батареи, в результате чего в качестве объекта управления остается только модель электромашины. Как было показано в разделе 4.2.4, в модель электромашины может быть включено динамическое звено в виде тока, а также регулятор, что делает модель практически готовым средством идентификации. В качестве уставки регулятора может быть использована экспериментальная запись силы тока. Данное решение было выбрано для организации системы идентификации момента электродвигателя в модели исследуемого автомобиля.

Для идентификации крутящих моментов на колесах автомобиля используются регуляторы с обратными связями по угловым скоростям колес, рассчитываемым моделью. Сигналами задания для этих регуляторов являются частоты вращения колес, записанные датчиками WPT во время дорожных испытаний. В случае, если в вычислительном эксперименте регулятор момента электромашины по тем или иным причинам неактивен, то регулятор момента передних колес идентифицирует воздействие на них как от электропривода, так и от тормозных механизмов. Если регулятор момента электромашины активен, то регулятор момента на ведущих колесах в тяговом режиме идентифицирует потери мощности в электроприводе (см. раздел 5.6). Если в модели не задана характеристика сопротивления механической трансмиссии, то регулятор автоматически это компенсирует, воспроизводя сопротивление в составе суммарного момента на колесах или в составе общих потерь в силовом приводе. Несмотря на то, что задние колеса не являются в исследуемом автомобиле ведущими, регулятор, идентифицирующий момент на них, должен быть активным не только при торможении, но и в режиме тяги – в этом случае величина рассчитываемого им момента будет служить для проверки адекватности моделирования: она должна быть близка к нулю.

Система идентификации переменных энергоустановки, реализованная на базе математической модели автомобиля и описанных регуляторов, представлена в виде схемы на рисунке 5.11. Контур регулирования момента тормозных механизмов показан только для ведущих колес, чтобы излишне не усложнять схему.

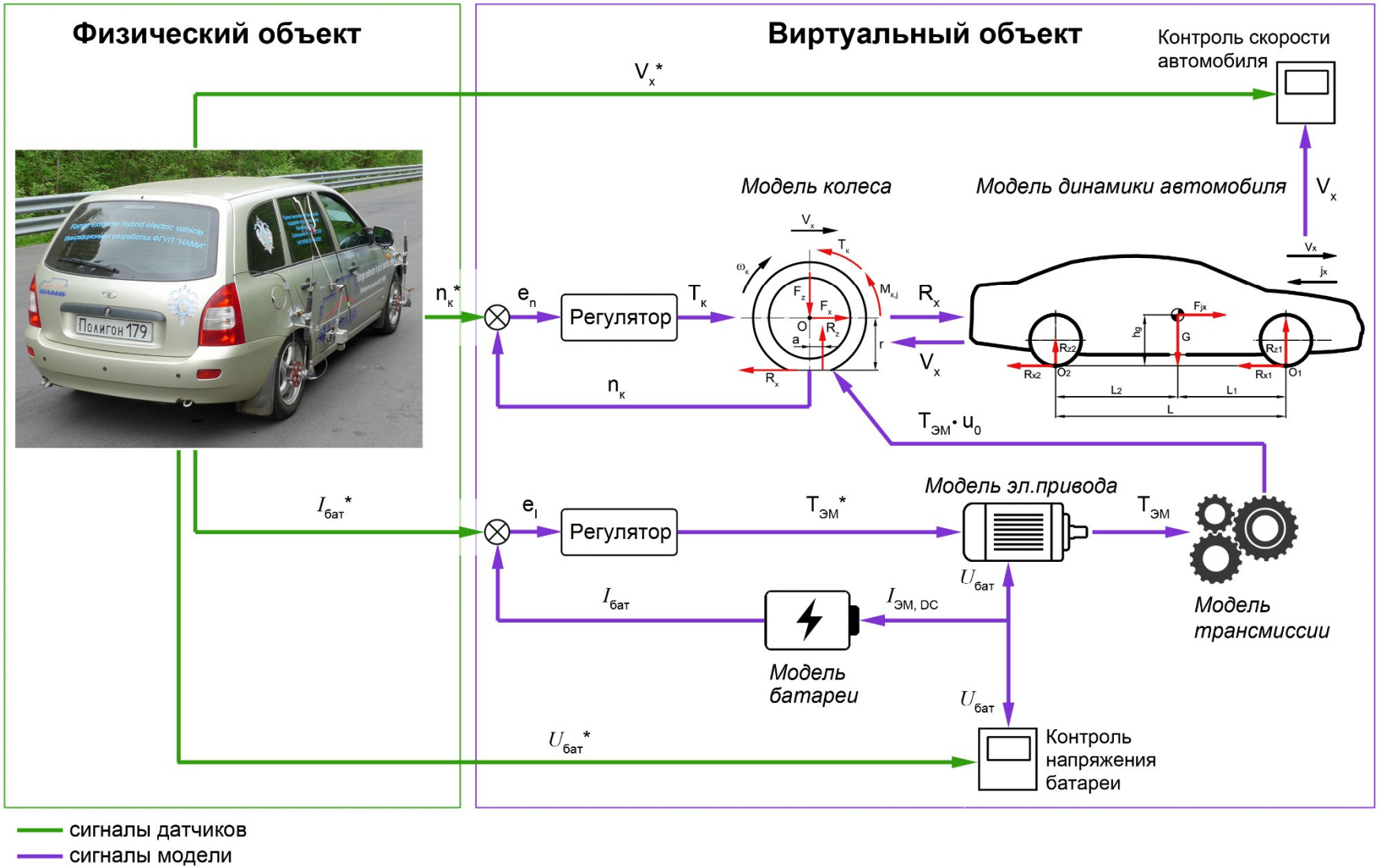


Рисунок 5.11 – Схема идентификации работы энергоустановки с рекуперативно-механической тормозной системой по результатам дорожных испытаний автомобиля

Поскольку и модель исследуемого объекта, и средства идентификации режимов работы энергоустановки являются динамическими системами, они могут работать в реальном времени, будучи синхронизированными с испытываемым объектом с помощью программно-аппаратного интерфейса. Однако в данном исследовании моделирование и идентификация выполняются «офлайн», и реальный объект представлен записями измерений, выполненными при проведении его испытаний.

Представленная на рисунке 5.11 система была реализована на ЭВМ в программной среде Simulink. Верхний уровень Simulink-модели показан на рисунке 5.12.

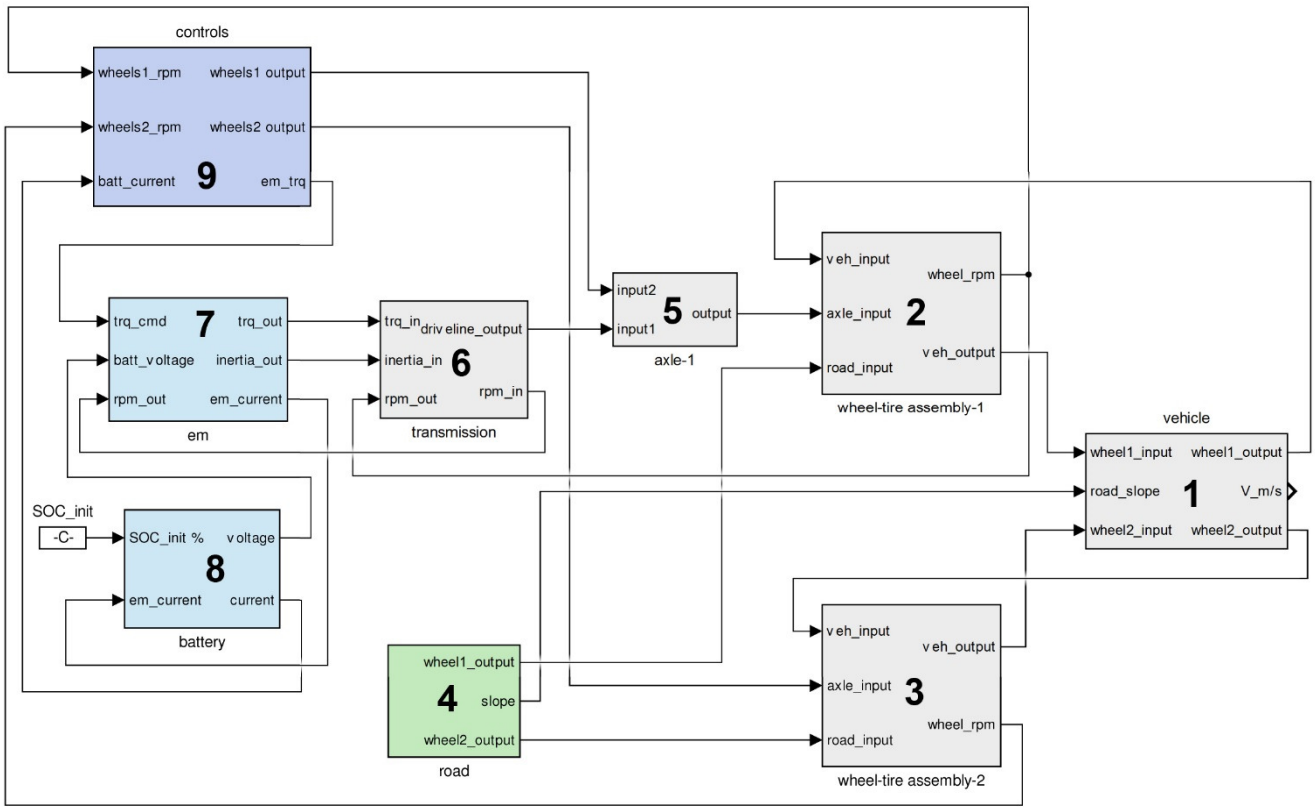


Рисунок 5.12 – Реализация математической модели исследуемого автомобиля и системы идентификации переменных его энергоустановки в программной среде Simulink

Для реализации математических моделей автомобиля и энергоустановки на ЭВМ была выполнена их дискретизация в соответствии с базовыми принципами графов связей [46]. Подсистемы, показанные на рисунке 5.12, представляют узлы и агрегаты исследуемого объекта. Внутри подсистем находятся различные составляющие моделей (дифференциальные уравнения, логические блоки, таблично заданные функции), сгруппированные по принципу принадлежности к тому или иному компоненту автомобиля или его энергоустановки.

Подсистема 1 (vehicle) содержит уравнение прямолинейного движения автомобиля, а также уравнения расчета нормальных реакций опорной поверхности и сил сопротивления движению. Подсистемы 2 и 3 (wheel-tire assembly-1 и wheel-tire assembly-1) являются моделями колес передней и задней осей автомобиля соответственно. Они содержат уравнения динамики колес, уравнения их проскальзывания и модели сцепных свойств шин. Подсистема 4 (road) задает свойства опорной поверхности: максимальный коэффициент сцепления, угол наклона, а также составляющую сопротивления качению, зависящую от дорожного покрытия. (Последние два свойства в данном исследовании не задействованы). Подсистема 5 (axle-1) является простейшей моделью трансмиссии передней оси, которая суммирует силовые воздействия электропривода и тормозных механизмов. Модель главной передачи, воспроизводящая ее силовые и кинематические передаточные функции, находится в подсистеме 6 (transmission). В подсистеме 7 (em) содержится модель тягового электропривода (электромашина + инвертор), структура которой описана в разделе 4.2. Подсистема 8 (battery) представляет тяговую батарею. В данном исследовании для ее моделирования используется схема замещения Saft (см. раздел 4.1.2). Система идентификации режимов работы компонентов энергоустановки (регуляторы моментов) находится в блоке 9 (controls).

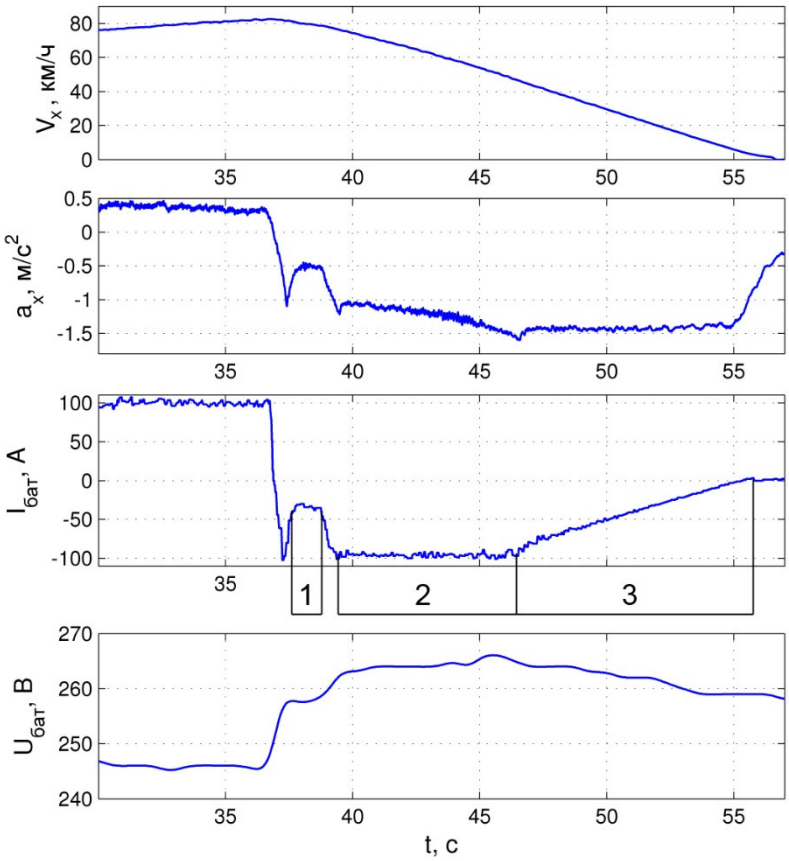


Рисунок 5.13 – Режимы рекуперации исследуемого электромобиля

5.6. Эксперименты и анализ их результатов

В ходе дорожных испытаний автомобиля было выполнено 12 заездов по треугольному циклу. Средние показатели реализованных замедлений составили от 1.2 м/с^2 до 7.6 м/с^2. При анализе результатов испытаний были отмечены режимы рекуперации, показатели работы батареи для которых практически не меняются при любой величине замедления автомобиля.

Эти режимы иллюстрируются рисунком 5.13, где представлены измеренные показатели движения

автомобиля и работы батареи при испытании, в котором торможение обеспечивалось только рекуперацией. Отсутствие срабатывания тормозных механизмов проверялось по их температуре после заезда, а при анализе результатов испытаний – по моделированию с идентификацией крутящих моментов, результаты которого представлены ниже.

При выполнении цикла после фазы разгона водитель не сразу нажимал педаль тормоза, и автомобиль кратковременно двигался с отпущенной педалью акселератора в режиме имитации торможения двигателем. Этому режиму соответствует участок 1 графика, где ток батареи составляет порядка –35 А, а замедление – 0.5 м/с^2. При нажатии на педаль тормоза (сила на педали показана на графике «F – педаль торм.») система рекуперации переходит в режим поддержания постоянного тока батареи на уровне –100 А (участок 2). Результаты выполненных заездов показали, что этот режим поддерживается до скорости 45...55 км/ч. При этом мощность рекуперации составляет порядка 26 кВт. На участке 3 происходит линейное по скорости уменьшение тока заряда батареи. Рекуперация заканчивается при скорости 4...10 км/ч.

Первой задачей идентификации являлось определение параметров модели шины. Она решалась упрощенно: определялась усредненная характеристика сцепления автомобиля с дорогой, которая назначалась всем шинам. Для этого использовался эксперимент со срабатыванием АБС, поскольку максимальная величина развиваемого в нем замедления, при допущении достаточно высокой эффективности АБС, соответствует реализации коэффициента сцепления, близкого к максимальному. Эта величина служит в качестве первого приближения к фактическому коэффициенту сцепления. В процессе идентификации параметры модели шины корректируются исходя из поведения модели автомобиля и адекватности воспроизведения крутящих моментов на колесах. Идентификация осуществлялась в основном по двум параметрам модели MF: D и B (см. раздел 4.3). Первый из них задает максимальный коэффициент сцепления. Параметр B в работе [117] называется коэффициентом жесткости $\varphi - S$ диаграммы. Смысл этого названия иллюстрируется рисунком 5.14, на котором показаны характеристики для $D =$ 0.9, определенного по максимальной величине замедления автомобиля, и для двух значений B.

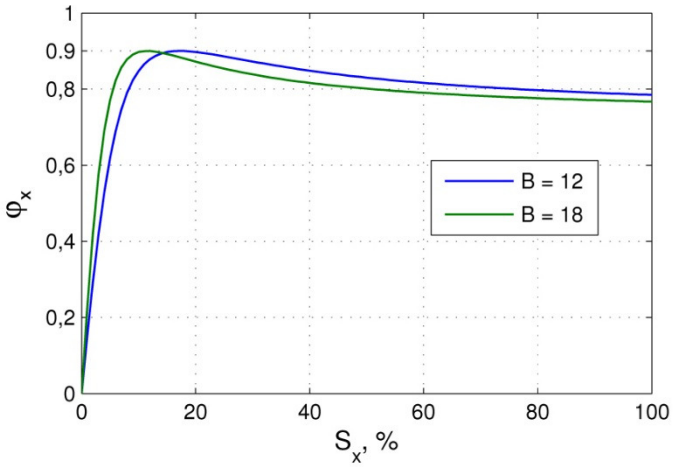


Рисунок 5.14 – Влияние параметра B модели шины MF на форму идентифицируемой $\varphi_x - S_x$ диаграммы

Для уточнения параметра B, кроме замедления автомобиля, использовался дополнительный критерий: величина идентифицированного крутящего момента на задних колесах в тяговом режиме, которая должна быть близка к нулю (колеса ведомые). Однако выполнение этого условия зависит не только от формы $\varphi - S$ диаграммы, но и от нормальных жесткостей шин $C_{шz}$, поскольку они определяют динамические радиусы колес, изменяющиеся под действием перераспределения нормальных реакций. Зависимость идентифицируемых моментов на колесах ($T_к$) от величины параметра B и соотношения между нормальными жесткостями шин демонстрируется рисунком 5.15 для случая экстренного торможения со срабатыванием АБС. Индекс «1» соответствует передним колесам, а «2» – задним.

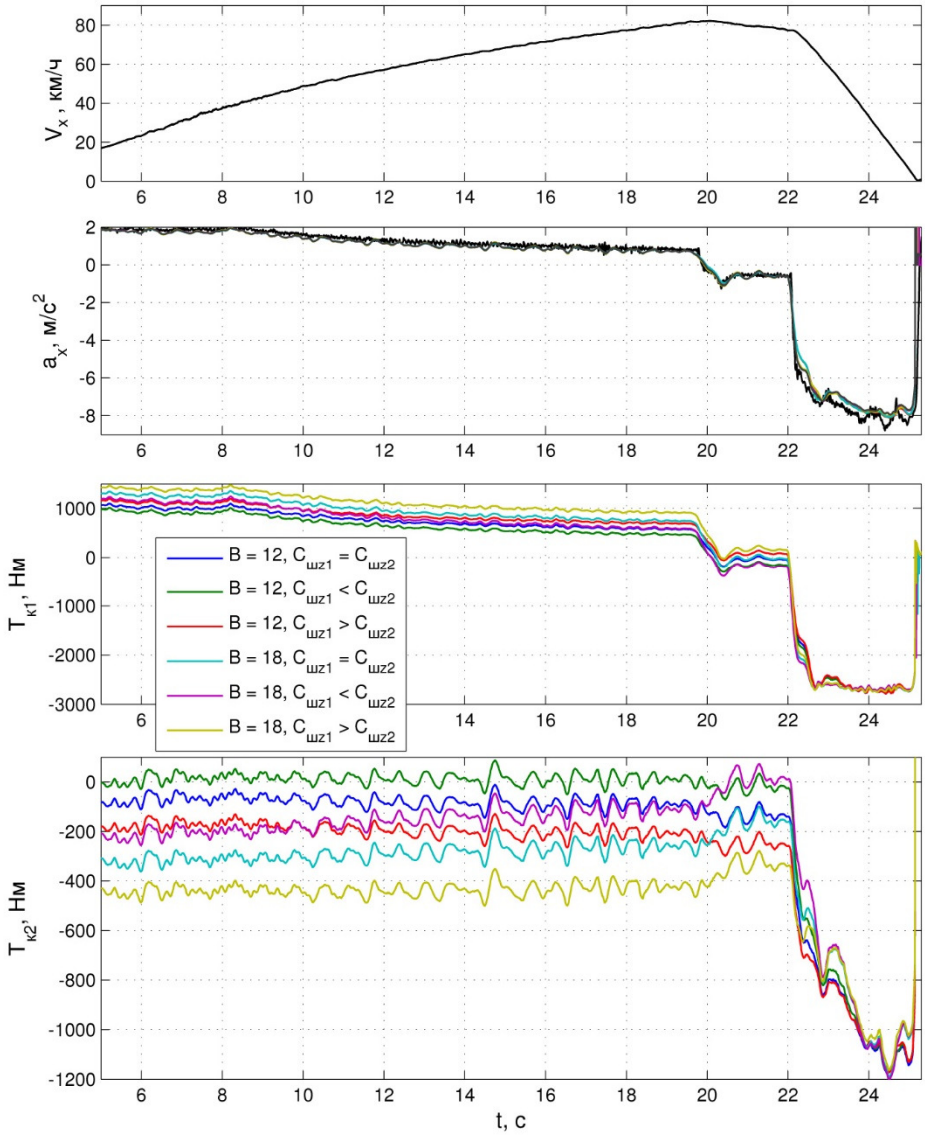


Рисунок 5.15 – Влияние настроек параметров модели шины на корректность идентификации крутящих моментов на колесах автомобиля

Диапазон варьирования нормальных жесткостей составил 200...230 кН/м, что соответствует представленным в работе [131] данным различных исследований шин с той же нагрузочной

способностью (500±100 кг), что и в рассматриваемом автомобиле. Настройки модели, дающие адекватный результат (B = 12, $C_{шz1} < C_{шz2}$), качественно соответствуют параметрам шин, имевшим место при испытаниях. Известно, что при увеличении давления в шинах уменьшается «жесткость» $\varphi - S$ диаграммы [123, 132]. При испытаниях давление было значительно выше номинального и составляло 3...3.5 атм. С этим согласуется получение адекватного результата при меньшем коэффициенте B. Также при испытаниях давление в шинах передних колес было ниже, чем в задних, что дает соотношение $C_{шz1} < C_{шz2}$.

Сопоставление результатов испытания, в котором сработала АБС, и воспроизводящего его вычислительного эксперимента с идентифицированными параметрами модели показано на рисунке 5.16. Регулятор момента тяговой электромашины в этом эксперименте был отключен, поскольку для идентификации модели значение имели только крутящие моменты на колесах, которые были рассчитаны соответствующими регуляторами. После воспроизведения дорожного испытания с идентификацией моментов на колесах было дополнительно выполнено моделирование, в котором идентифицированные моменты были заменены моментами, созданными регуляторами по условию оптимального распределения тормозных усилий (равенства коэффициентов сцепления на всех колесах) с обеспечением того же замедления, что и в исходном эксперименте. Сопоставление результатов двух экспериментов позволяет оценить, насколько полно реализуется сцепление с дорогой при срабатывании модифицированной тормозной системы автомобиля, совмещенной с системой рекуперации.

На графиках рисунка 5.16 представлены следующие переменные (сверху вниз):

– измеренная и рассчитанная моделью скорость автомобиля и окружные скорости колес передней (ось-1) и задней (ось-2) осей (V_x);

– продольное ускорение автомобиля (a_x) по датчику TANS и рассчитанное моделью;

– крутящие моменты на колесах передней и задней осей ($T_к$), идентифицированные при воспроизведении исходного испытания (исх.) и рассчитанные по условию оптимального распределения тормозных усилий (опт.);

– расчетные нормальные реакции (R_z) на передней и задней осях;

– проскальзывания (S_x) и коэффициенты сцепления (φ_x) колес передней и задней осей, идентифицированные при воспроизведении исходного испытания (исх.) и реализованные по условию оптимального распределения тормозных усилий (опт.);

– ток ($I_{бат}$) и напряжение ($U_{бат}$) батареи по измерениям системы BMS и рассчитанные моделью.

По проскальзыванию колес и показателям батареи видно, что при срабатывании АБС в районе 22.5 с. рекуперация отключилась.

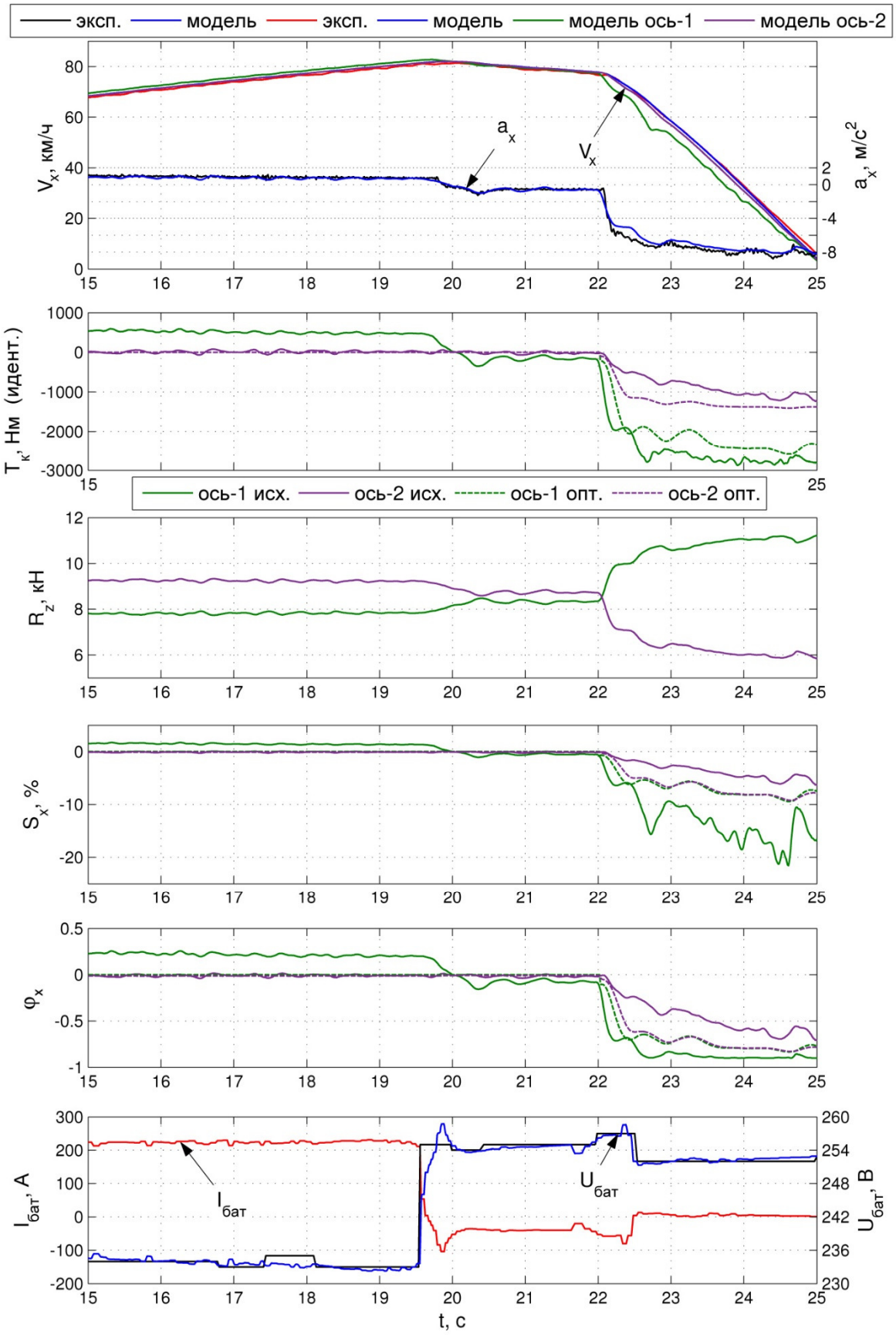


Рисунок 5.16 – Сопоставление результатов дорожного испытания и воспроизводящего его вычислительного эксперимента со срабатыванием АБС при торможении электромобиля

Второй задачей идентификации модели являлось определение КПД тягового электропривода. Для этого использовались результаты экспериментов, в которых замедление автомобиля осуществлялось без срабатывания тормозных механизмов, т.е. только с помощью электромашины. При моделировании этих экспериментов, помимо регуляторов моментов на колесах, использовался регулятор момента электромашины, управляемой переменной которого, как было сказано выше, является ток батареи. Если в модель электропривода не включена характеристика его КПД, то момент, создаваемый регулятором на валу электромашины, соответствует мощности тока батареи. Очевидно, что в тяговом режиме этот момент будет больше реально действовавшего, избыточно ускоряя автомобиль, а в генераторном – наоборот, меньше, создавая недостаточное замедление. Эти отклонения от скоростного режима испытаний могут компенсироваться идентифицирующими регуляторами крутящих моментов на колесах. Если параметры модели выбраны адекватно, то компенсацию будет осуществлять только регулятор передних колес, с которыми механически связан электропривод. Воздействие этого регулятора создаст момент, эквивалентный потерям в электроприводе. Используя его, можно рассчитать КПД электропривода по следующей формуле:

$$\eta_{ЭМ} = \left[\frac{\left(T_{ЭМ} \cdot u_0 - T_{к1}\right) \cdot \omega_{к1}}{I_{бат} \cdot U_{бат}} \right]^{\mathrm{sgn}(T_{ЭМ})},$$

где степень $\mathrm{sgn}(T_{ЭМ})$ вводится для генераторного режима, в котором числитель дроби в квадратных скобках больше знаменателя, и для расчета КПД нужно возвести дробь в степень -1 (т.е. в степень функции знака момента $T_{ЭМ}$ в генераторном режиме). Потери в механической трансмиссии не входят в данное выражение КПД, поскольку они задаются в виде отдельной силы сопротивления по экспериментальным данным (см. раздел 5.3).

На рисунке 5.17. показаны результаты эксперимента с определением КПД электропривода (то же испытание, что и на рисунке 5.13). Первые два графических поля содержат те же переменные, что и на рисунке 5.16, за исключением того, что на первом поле не приведены окружные скорости колес (их проскальзывания слишком малы), а на втором поле, кроме моментов на колесах, показан момент на валу электромашины без учета ее КПД. Поскольку данный эксперимент рассматривается как «энергетический», то последующие графики, в отличие от предыдущего эксперимента, отражают не тормозные, а энергетические свойства электромобиля:

– расчетный КПД электропривода ($\eta_{ЭМ}$);

– ток ($I_{бат}$) и напряжение ($U_{бат}$) батареи по измерениям системы BMS и по модели;

– расчетные показатели мощности тока батареи ($P_{бат}$) и мощности потерь в батарее ($P_{тепл}$);

– расчетный КПД батареи ($\eta_{бат}$);

– степень заряженности батареи (SOC) по показаниям BMS (эксп.) и по модели.

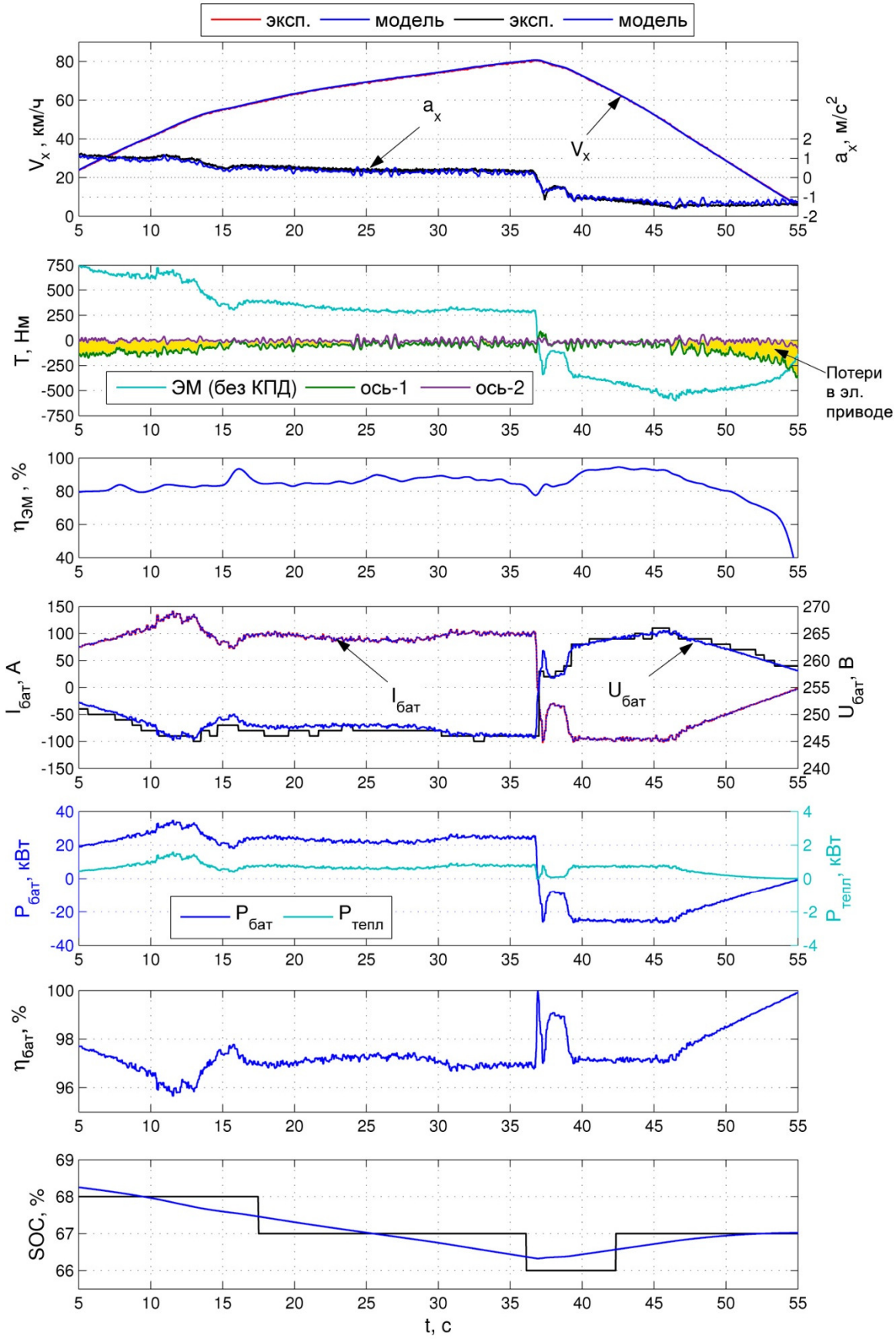


Рисунок 5.17 – Сопоставление результатов дорожного испытания и воспроизводящего его вычислительного эксперимента с рекуперативным замедлением (без срабатывания тормозных механизмов)

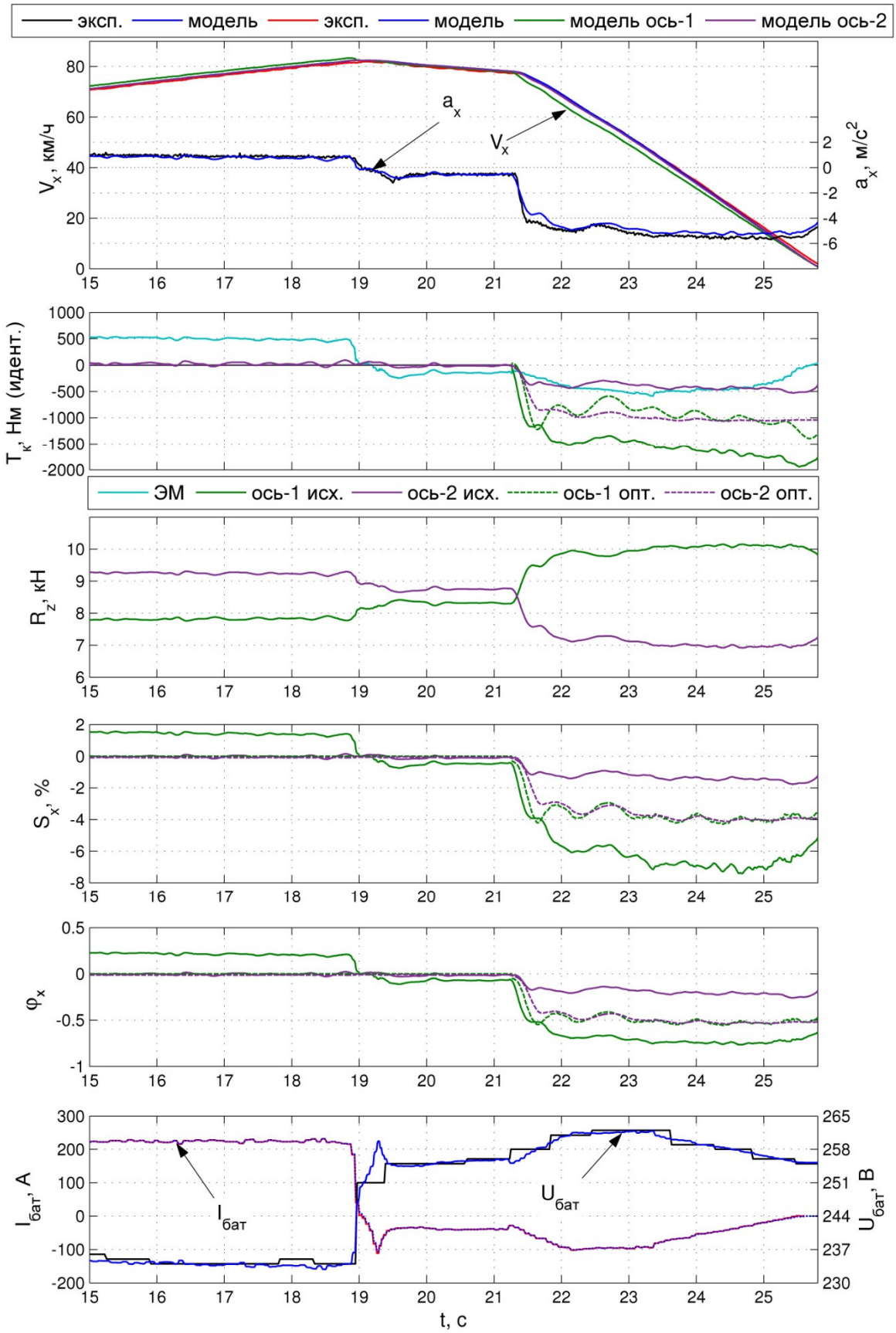


Рисунок 5.18 – Сопоставление результатов дорожного испытания и воспроизводящего его вычислительного эксперимента с замедлением за счет рекуперации и тормозных механизмов

Идентификация модели, выполненная в результате решения двух описанных задач, позволила проводить вычислительные эксперименты, воспроизводящие испытания со смешанным торможением (рекуперация + тормозные механизмы). В этих экспериментах КПД электропривода при торможении определялся по данным энергетических расчетов, выполненных по результатам испытаний без срабатывания тормозов. Поскольку при замедлениях любой величины рекуперация имеет одни и те же фазы с током батареи, изменяющимся в функции скорости автомобиля, то было сочтено допустимым при смешанном торможении использовать зависимость КПД электропривода от скорости, рассчитанную по результатам энергетических экспериментов. Для тягового режима КПД электропривода рассчитывается, как описано выше, по моменту потерь, идентифицированному регулятором передней оси. На рисунке 5.18 представлены результаты вычислительного эксперимента со смешанным торможением, в котором КПД электропривода был определен таким «комбинированным» способом. Состав представленных на графиках переменных такой же, как и на рисунке 5.16, с добавлением крутящего момента электромашины, в котором учтен ее КПД.

Расхождения между экспериментальными и расчетными данными, полученные в результате вычислительных экспериментов, можно разделить на два типа. К первому относятся погрешности работы регуляторов идентификации моментов. Точность работы регулятора определяется величинами коэффициентов усиления его звеньев, настройки которых, в свою очередь, должны обеспечивать баланс между собственно точностью отслеживания сигнала задания и т.н. жесткостью регулятора. Регулятор с большими коэффициентами усиления может обеспечивать высокую точность, однако компенсирующие реакции на отклонение управляемого сигнала от заданного могут иметь слишком большую амплитуду, вызывая колебания компенсирующего воздействия в слишком широкой области и делая идентификацию рабочих режимов соответствующего компонента грубой. Для устранения этого недостатка коэффициенты усиления уменьшаются, что в некоторой степени снижает точность регулирования.

Второй тип погрешностей – это погрешности модели, т.е. неточности отклика ее выходных переменных на входные воздействия. Поскольку входные сигналы генерируются идентифицирующими регуляторами, то их погрешности добавляются к погрешностям моделирования.

В представленных вычислительных экспериментах среднеквадратические погрешности *регулирования* составили: по частотам вращения колес – 0.05...0.94%, по силе тока батареи – 1.5...2%. Погрешности *моделирования* составили: по скорости автомобиля – 1.5...2%, по продольному ускорению автомобиля – 7.5...8.7%, по напряжению батареи – 0.44...0.56%.

5.7. Выводы

1. Разработанный способ идентификации ненаблюдаемых входных переменных и базирующаяся на нем виртуально-физическая система позволяют решить задачу исследования системы рекуперации по комплексу показателей энергоэффективности и тормозных свойств автомобиля на основе результатов его дорожных испытаний с ограниченным составом измеряемых показателей, не включающим крутящие моменты на колесах и в силовом приводе.

2. Использование разработанного инструментария позволило в ходе исследования определить свойства автомобиля и его энергоустановки в следующих аспектах, связанных с работой системы рекуперации:

– переменные компонентов энергоустановки и автомобиля: тяговой батареи (напряжение, сила тока, степень заряженности), тягового электропривода (частота вращения вала и крутящий момент на валу электродвигателя), колес (частоты вращения и крутящие моменты от силового агрегата и тормозных механизмов);

– КПД электропривода (переменный, с максимальным значением порядка 92...93%) и КПД тяговой батареи (переменный, не менее 93%);

– распределение тормозных моментов, создаваемых электродвигателем и тормозными механизмами передних и задних колес автомобиля;

– характеристика сцепления шин с опорной поверхностью.

3. Разработанный инструментарий виртуально-физического моделирования обеспечивает корректную идентификацию показателей движения автомобиля и работы его энергоустановки, что подтверждается следующими результатами проведенного исследования:

– получением в ходе вычислительных экспериментов состояния устойчивого равновесия виртуального объекта, включающего три идентифицирующих замкнутых контура автоматического регулирования: один – для крутящего момента электропривода и два – для моментов на колесах передней и задней осей соответственно;

– обеспечением приемлемого качества отслеживания регуляторами экспериментальных (измеренных при испытаниях) показателей, которые использовались для идентификации: частот вращения колес (погрешность $\sigma = 0.05...0.94\%$) и силы тока батареи ($\sigma = 1.5...2\%$);

– приемлемой сходимостью результатов моделирования с экспериментальными данными, полученными при испытаниях исследуемого автомобиля, по следующим контрольным показателям: скорость автомобиля ($\sigma = 1.5...2\%$), продольное ускорение автомобиля ($\sigma = 7.5...8.7\%$), напряжение батареи ($\sigma = 0.44...0.56\%$);

4. В ходе проведенного исследования были определены параметры модели шины, которые существенно влияют на корректность идентификации крутящих моментов на колесах

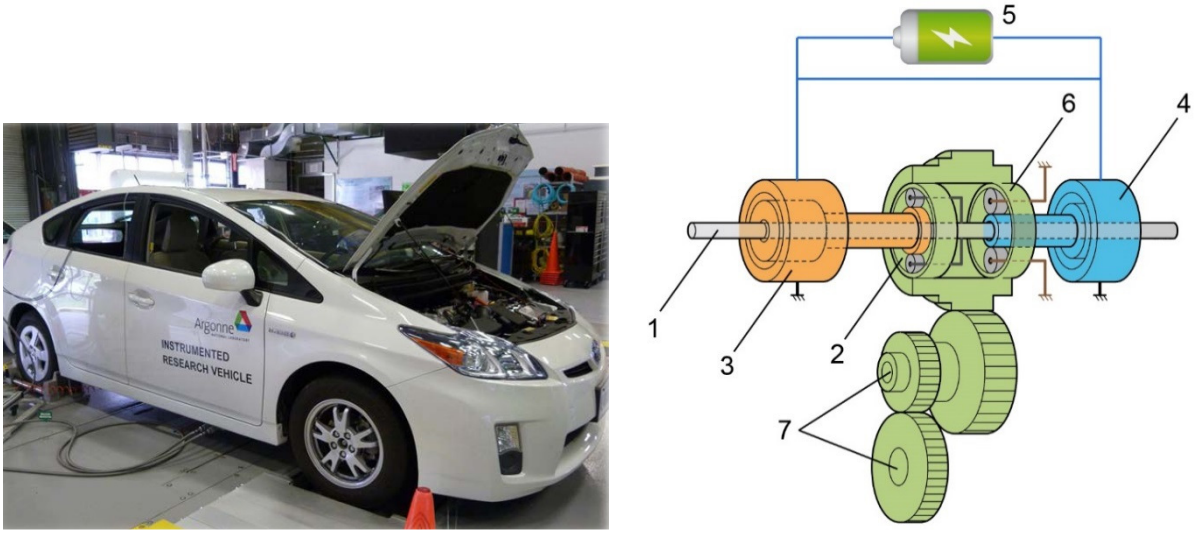
автомобиля. Ими являются наклон (жесткость) $\varphi - S$ диаграммы на участке устойчивой работы шины и соотношение нормальных жесткостей шин передних и задних колес. Сочетание этих параметров, определенное при работе с моделью, качественно соответствует параметрам шин, имевшим место при испытаниях автомобиля, и обеспечивает выполнение контрольного условия корректности идентификации моментов: крутящий момент на задних ведомых колесах в тяговом режиме движения автомобиля должен быть близок к нулю. При адекватном определении перечисленных параметров модели шины это условие выполняется без применения каких-либо функций коррекции момента, использование которых исказило бы отражение моделью физики исследуемого объекта. Выполнение этого условия также обеспечивает корректность определения крутящего момента на передней оси и, как следствие, – адекватность расчета КПД электропривода по результатам испытаний с рекуперативным замедлением без срабатывания тормозных механизмов.

ГЛАВА 6. ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОМПОНЕНТОВ И ПОТОКОВ МОЩНОСТИ КЭУ СЕРИЙНОГО АВТОМОБИЛЯ

6.1. Задачи и объект исследования

В настоящей главе описано исследование серийного автомобиля с КЭУ. Оно предполагало решение следующих задач. С помощью математической модели автомобиля и способа синхронизации физического и виртуального объектов (см. раздел 3.1) «реконструировать» режимы работы компонентов КЭУ автомобиля по результатам его стендовых испытаний. Подтвердить адекватность и точность моделирования путем сопоставления его результатов с экспериментальными данными. Подтвердить корректность идентификации режимов работы КЭУ, сравнив их с известными данными об объекте исследования. Исследовать организацию потоков мощности в КЭУ и рассчитать ее КПД.

Для проведения исследования были использованы результаты испытаний автомобиля Toyota Prius ZVW30 (3-го поколения), проведенных научно-исследовательским центром Argonne National Laboratory (США) [133]. Информация, требуемая условиями использования данных испытаний, приведена в сноске[7]. Испытания выполнялись в лабораторных условиях на стенде с беговыми барабанами (рисунок 6.1 а) в режимах ездовых циклов. Подробное описание методики испытаний и использованного измерительного оборудования представлено в [133].



а) б)

Рисунок 6.1 – Автомобиль Toyota Prius ZVW30 (а) и схема его КЭУ «Toyota Hybrid System» (б). 1 – вал ДВС; 2 – планетарный механизм-делитель потоков мощности; 3 – электромашина ЭМ1; 4 – электромашина ЭМ2; 5 – тяговая батарея; 6 – планетарный редуктор; 7 – главная передача

[7] Used experimental data is from the Downloadable Dynamometer Database and was generated at the Advanced Powertrain Research Facility (APRF) at Argonne National Laboratory under the funding and guidance of the U.S. Department of Energy (DOE).

Автомобиль Prius оснащается КЭУ Toyota Hybrid System (THS), которая относится к типу, power-split. Устройство этой КЭУ (вариант для Prius ZVW30) показано на рисунке 6.1 б. Она включает две электромашины 3 и 4. Ниже они будут называться ЭМ1 и ЭМ2 соответственно. Ключевым элементом THS является планетарный механизм 2, посредством которого осуществляется разделение потока мощности ДВС. Каждое звено этого механизма связано с одним из двигателей КЭУ: солнечная шестерня – с ЭМ1, водило – с коленчатым валом ДВС (1), эпицикл – с ЭМ2 через редуктор 6. При работе КЭУ с включенным ДВС все звенья планетарного ряда 2 вращаются под нагрузкой. Редуктор 6 представляет собой планетарный ряд того же типа, что и механизм 2. Вал ЭМ2 соединен с его солнечной шестерней, водило остановлено (соединено с картером трансмиссии), а эпицикл является выходным звеном. Эпициклы обоих планетарных рядов конструктивно объединены и представляют собой выходное звено системы power-split, осуществляющее привод колес через главную передачу 7 и дифференциал (на схеме не показан). ЭМ1 через солнечную шестерню (механизм 2) создает реактивный момент, уравновешивающий планетарный механизм. Управление этим моментом позволяет регулировать частоту вращения вала ДВС. Создавая реактивный момент, ЭМ1 либо вырабатывает ток, либо потребляет его – в зависимости от соотношения скоростей звеньев планетарного ряда. Ток передается в ЭМ2 и/или в тяговую батарею или, наоборот, забирается у них. (Эти режимы подробно анализируются в разделе 6.6). Таким образом создается электрический поток мощности, в котором складывается часть мощности, отобранная у ДВС, и мощность вырабатываемая или потребляемая батареей. Мощность ДВС, не отобранная электроприводом, передается механическим путем: от водила планетарного ряда 2 к его эпициклу. Поскольку незаблокированный планетарный ряд имеет две степени свободы, то система THS представляет собой двухпоточную бесступенчатую трансмиссию, которая обеспечивает независимый от скорости автомобиля режим работы ДВС. Определенную степень независимости работы ДВС от мощности, требуемой для движения автомобиля, обеспечивает тяговая батарея.

Система THS является полноразмерной и полнофункциональной КЭУ (full hybrid – по зарубежной классификации), которая, помимо режима power-split, обеспечивает движение автомобиля на электротяге с выключенным ДВС, рекуперацию и старт-стоп ДВС в широком диапазоне скоростей. Движение на электротяге осуществляется с помощью ЭМ2. ДВС при этом выключен, ЭМ1 не создает момента, и, следовательно, планетарный механизм 2 не работает (разгружен). Момент трения ДВС препятствует повороту его вала. Таким образом, для отсоединения ДВС от колес не требуется никакого дополнительного устройства типа муфты. Пуск ДВС осуществляется, когда ЭМ1 создает момент, раскручивающий вал ДВС. При этом сопротивление ДВС действует не только на солнечную шестерню механизма 2, но и на

эпицикл, забирая часть мощности от автомобиля. Чтобы не допустить замедление автомобиля, ЭМ2 вырабатывает компенсирующий момент.

Таблица 6.1 – Основные характеристики автомобиля Toyota Prius ZVW30

Снаряженная масса, кг	1397
Колесная формула/ ведущие колеса	4x2/ передние
ДВС	
Объем, тип	1.8 л, бензиновый
Максимальная мощность	73 кВт
Тяговый электропривод (ЭМ2)	
Тип	трехфазный, электромашина с постоянными магнитами
Максимальная мощность, кВт	60
Максимальный крутящий момент, Нм	200
Электромашина ЭМ1	трехфазная, с постоянными магнитами
Максимальная мощность, кВт	50
Тяговая батарея	
Тип	никель-металлогидридная
Зарядная емкость, А·ч	6.5
Номинальное напряжение, В	201.6
Механическая трансмиссия	
Главная передача	двойная цилиндрическая
Передаточное число	3.27
Редуктор тяговой электромашины	планетарный
Передаточное число	2.63
Размерность шин	195/65 R15

6.2. Анализ нагрузочных режимов испытаний

В динамометрических стендах с беговыми барабанами нагрузка на ведущих колесах испытываемого автомобиля задается в виде двух компонент: сопротивления равномерному движению и имитируемой массы автомобиля. Первая компонента, как правило, выражается в виде полинома второй степени, которым аппроксимируются экспериментальные данные, полученные в результате дорожных испытаний типа «выбег». В отчете Argonne об испытаниях автомобиля Prius указывается задание сопротивления равномерного движения следующим выражением (в ньютонах):

$$F_{дин} = 82 + 0.223 \cdot V + 0.403 \cdot V^2 . \quad (6.1)$$

Масса автомобиля, имитируемая при испытаниях, составляла 1530 кг. Суммарная сила сопротивления стенда рассчитывается следующим образом:

$$F_{сопр} = F_{дин} + F_{j,авт}, \quad (6.2)$$

где $F_{j,авт}$ – сила инерции, соответствующая массе автомобиля, которая, в зависимости от устройства стенда, может имитироваться либо с помощью механической инерционной нагрузки, либо нагружающей электромашиной.

Суммарная сила сопротивления, которая создавалась динамометром, входит в массив измерений, сформированный в результате испытаний автомобиля на стенде в ездовом цикле. Это позволило сравнить ее с силой, рассчитанной по формулам (6.1) и (6.2). Их сопоставление для ездового цикла HWFET (Highway Fuel Economy Test, режим автомагистрали), результаты испытаний в котором используются в настоящем исследовании, показано на рисунке 6.2. Оно подтверждает соответствие заявленных параметров нагрузки фактически реализованному нагрузочному режиму.

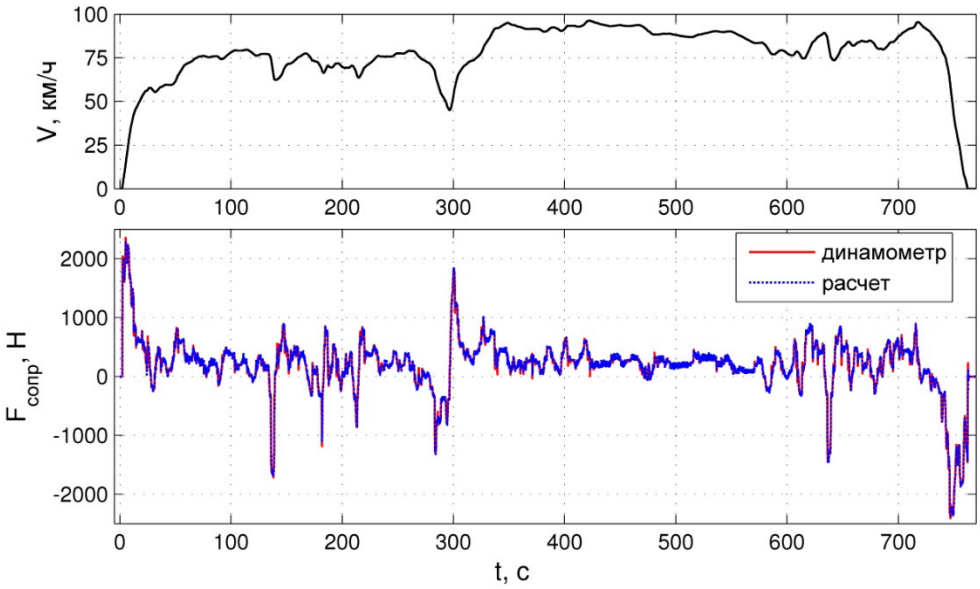


Рисунок 6.2 – Сопоставление измеренной и рассчитанной нагрузки на стенде с беговыми барабанами при испытаниях Toyota Prius в ездовом цикле HWFET (США)

В соответствии с общепринятой практикой стендовых испытаний (см., например, Правила ЕЭК ООН №83), которой придерживается и методика Argonne [133], задаваемая полиномом нагрузка равномерного движения имитирует аэродинамическое сопротивление и сопротивление ведомой оси автомобиля. Сопротивление ведущей оси создается самой осью, установленной на барабанах стенда при испытаниях. Для расчета нагрузки, которая должна создаваться стендом, сопротивление ведущей оси должно быть идентифицировано и отделено от общего сопротивления, рассчитанного по результатам выбегов на дороге. Для этого

проводится выбег ведущей на барабанах стенда. Данная процедура выполнялась при испытаниях Prius, однако полученное в результате сопротивление ведущей оси в отчете Argonne не приводится. В этой связи в данной работе оно было определено с использованием известной информации об автомобиле и системе THS.

Двумя основными составляющими сопротивления ведущей оси являются трение в механической трансмиссии и сопротивление качению колес. Научно-исследовательским центром Oak Ridge National Laboratory (США) был выполнен ряд подробных исследований системы THS [134]. В отчетах об этих исследованиях приводятся экспериментально полученные характеристики сопротивления механической трансмиссии THS, в которых отражено трение в главной передаче, в приводах колес и в планетарном механизме. Характеристики были получены при различных температурах трансмиссионного масла. Учитывая то, что в настоящем исследовании воспроизводятся испытания автомобиля, выполнявшиеся после его предварительного прогрева, репрезентативными температурами масла, для которых имеются характеристики силы трения, были выбраны 60, 70 и 80°С. Поскольку при стендовых испытаниях автомобиля в лаборатории Argonne температура трансмиссионного масла не измерялась, характеристики потерь были усреднены. Полученная в результате зависимость сопротивления трансмиссии от скорости автомобиля представлена на рисунке 6.3.

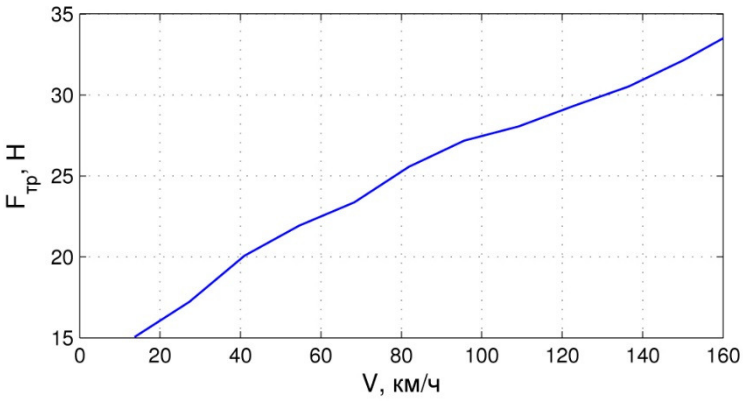


Рисунок 6.3 – Экспериментальная характеристика сопротивления механической трансмиссии THS [134]

Для расчета сопротивления качения шин использовалась квадратичная зависимость коэффициента сопротивления качения от скорости автомобиля [53]:

$$f = f_0 + k_f V^2,$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению при скорости, близкой к 0; k_f – коэффициент полинома; V – скорость автомобиля (м/с).

Марка шин, указанная в отчетах об исследованиях автомобилей Toyota Prius, в рамках которых были выполнены стендовые испытания, отвечает энергетическому классу «С» в соответствии с европейской классификацией [135]. Это означает, что ее показатель f_0 находится в диапазоне 0.0078...0.009. Для моделирования было выбрано значение 0.0085. Значение коэффициента k_f было принято в соответствии с данными работы [53], где приводится средняя для шин легковых автомобилей величина – $4.5 \cdot 10^{-6}$.

Сила сопротивления качению ведущей оси рассчитывается по следующей зависимости:

$$F_{f1} = M_1 \cdot g \cdot f ,$$

где M_1 – масса автомобиля, приходящаяся на ведущую переднюю ось; g – ускорение свободного падения (≈ 9.81 м/с^2).

Сумма силы сопротивления равномерному движению, создаваемой стендом, силы сопротивления трансмиссии и силы сопротивления качению ведущей оси далее будет обозначаться F_ψ:

$$F_\psi = F_{дин} + F_{тр} + F_{f1} .$$

6.3. Математическая модель исследуемого объекта

Математическая модель автомобиля, используемая в данном исследовании, должна воспроизводить его испытания на стенде с беговыми барабанами, которые характеризуются вращением под нагрузкой одной, ведущей, оси. Крутящий момент, развиваемый на колесах при выполнении ездового цикла, не вызывает их значительного проскальзывания. Ввиду этих особенностей было сочтено целесообразным использовать для моделирования динамики автомобиля уравнение движения одной массы без учета проскальзывания колес и с использованием их среднего статического радиуса.

Поскольку нагрузка, создаваемая стендом, в разделе 6.2 была представлена в виде сил, то уравнение динамики автомобиля можно использовать в исходной форме – для прямолинейного движения – не приводя его к вращению эквивалентного маховика. Для получения этого уравнения исключим из системы (5.5) уравнение динамики ведомой оси, а из уравнения динамики автомобиля – продольную реакцию ее колес. Далее, воспользовавшись кинематической связью $V = \omega_к \cdot r_0$, выразим продольную реакцию колес передней оси из уравнения ее динамики и подставим в уравнение динамики автомобиля:

$$\left[T_0 u_0 - I_к n_{к1} \frac{d\omega_{к1}}{dt} - T_{торм1} \right] \frac{1}{r_0} = M \frac{dV}{dt} + F_\psi , \quad (6.3)$$

где T_0 – крутящий момент на ведущем валу главной передачи; u_0 – передаточное число главной передачи; $I_к$ – момент инерции колеса автомобиля; $n_{к1}$ – число колес ведущей передней оси автомобиля; $\omega_{к1}$ – угловая скорость колес ведущей оси; $T_{торм1}$ - момент, создаваемый тормозными механизмами передних колес; r_0 – статический радиус колеса автомобиля.

Для исключения из уравнения (6.3) угловой скорости ведущих колес используем кинематическую связь $V = \omega_к \cdot r_0$. В результате получаем следующее дифференциальное уравнение прямолинейного движения автомобиля:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{(T_0 u_0 - T_{торм1})/r_0 - F_\psi}{M + I_к n_{к1}/r_0^2}. \quad (6.4)$$

Для составления модели силового привода THS использовалась его расчетная схема, приведенная на рисунке 6.4. Индексы *a, b, c* соответствуют солнечной шестерне, водилу и эпициклической шестерне. Сосредоточенные массы I_e, $I_{ЭМ1}$ и $I_{ЭМ2}$ эквивалентны моментам инерции вращающихся частей ДВС, ЭМ1 и ЭМ2 соответственно.

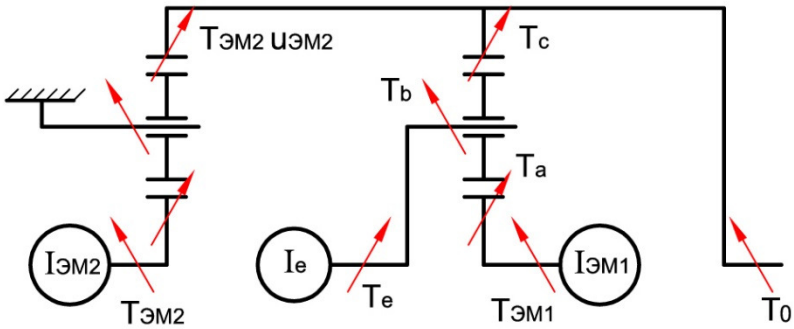


Рисунок 6.4 – Расчетная схема силового привода КЭУ THS

Направления (знаки) моментов определяются в соответствии со следующим правилом силового равновесия планетарного механизма со смешанным зацеплением шестерен: моменты на центральных зубчатых колесах имеют одинаковые знаки и направлены противоположно моменту на водиле [19]. Крутящие моменты, создаваемые агрегатами КЭУ, и моменты на звеньях планетарного механизма показаны на схеме стрелками.

Уравнение динамики автомобиля с приводом колес от электромашины ЭМ2 (через редуктор) и эпицикла планетарного механизма, моменты которых подставлены вместо T_0 в (6.4), имеет следующий вид:

$$\left[\left(T_{ЭМ\,2} - I_{ЭМ\,2}\frac{d\omega_{ЭМ\,2}}{dt}\right)u_{ЭМ\,2} + T_c\right]\frac{u_0}{r_0} - \frac{T_{торм1}}{r_0} = \frac{dV}{dt}(M + \frac{I_к n_{к1}}{r_0^2}) + F_\psi \quad (6.5)$$

Кинематическая связь между скоростью автомобиля и угловой скоростью вала ЭМ2 определяется следующей зависимостью:

$$\omega_{ЭМ\,2} = \frac{V \cdot u_0 \cdot u_{ЭМ\,2}}{r_0}$$

Используя эту зависимость, преобразуем (6.5) в уравнение динамики автомобиля:

$$\left[M + \frac{I_к n_{к1}}{r_0^2} + \frac{I_{ЭМ\,2} u_0^2 \cdot u_{ЭМ\,2}^2}{r_0^2}\right]\frac{dV}{dt} = (T_{ЭМ\,2} u_{ЭМ\,2} + T_c)\frac{u_0}{r_0} - \frac{T_{торм1}}{r_0} - F_\psi . \quad (6.6)$$

Запишем уравнения динамического равновесия вращающихся масс, соединенных со звеньями планетарного ряда, которые не связаны с колесами автомобиля постоянным передаточным числом, – т.е. с водилом и солнечной шестерней:

$$I_e \frac{d\omega_e}{dt} = T_e - T_b , \quad (6.7)$$

$$I_{ЭМ\,1}\frac{d\omega_{ЭМ\,1}}{dt} = T_{ЭМ\,1} - T_a . \quad (6.8)$$

Таким образом, были получены уравнения динамики для трех масс, содержащие три переменные состояния ($\omega_e, \omega_{ЭМ\,1}$ и V), три входные переменные (T_e, $T_{ЭМ\,1}$ и $T_{ЭМ\,2}$) и три неизвестные переменные – крутящие моменты на звеньях планетарного механизма. Для исключения неизвестных переменных воспользуемся уравнениями кинематических и силовых связей в планетарном механизме [19].

Уравнение кинематической связи для трехзвенного дифференциального механизма со смешанным зацеплением шестерен имеет следующий вид:

$$\frac{\omega_a - \omega_b}{\omega_c - \omega_b} = -k \text{ или } \frac{\omega_{ЭМ\,1} - \omega_e}{\omega_0 - \omega_e} = -k , \quad (6.9)$$

где ω_0 – угловая скорость ведущего вала главной передачи; k – конструктивный параметр планетарного ряда, равный отношению чисел зубьев эпициклической и солнечной шестерен: $k = Z_c / Z_a$. В трансмиссии THS $Z_c = 78$, $Z_a = 30$ и $k = 2.6$.

Абсолютные величины крутящих моментов на звеньях планетарного механизма связаны следующими равенствами:

$$T_c = T_a k , \quad (6.10)$$

$$T_b = T_a (k+1) , \quad (6.11)$$

КПД зацеплений не включены в уравнения связи моментов, поскольку они учитываются характеристикой суммарных потерь в трансмиссии, представленной выше.

При подстановке уравнений связей (6.9-6.11) в уравнения динамики (6.6-6.8) и выполнении ряда преобразований можно получить систему из двух дифференциальных уравнений, разрешенных относительно углового ускорения вала ДВС и линейного ускорения автомобиля:

$$\begin{cases} \dfrac{d\omega_e}{dt} = \dfrac{T_e - T_{ЭМ1}C_1 + (T_{ЭМ2}\dfrac{u_0 \cdot u_{ЭМ2}}{r_0} - \dfrac{T_{торм1}}{r_0} - F_\psi)C_2}{I_e + C_3} \\ \dfrac{dV}{dt} = \dfrac{T_e C_4 - T_{ЭМ1}C_5 + T_{ЭМ2}\dfrac{u_0 \cdot u_{ЭМ2}}{r_0} - \dfrac{T_{торм1}}{r_0} - F_\psi}{M^{**} - I_2 C_4} \end{cases},$$

где C_1-C_5 являются коэффициентами, зависящими от массы автомобиля, моментов инерции ДВС, ЭМ1 и ЭМ2, а также от конструктивного параметра планетарного ряда и радиуса колеса. M^{**} представляет собой сумму массы автомобиля и приведенных моментов инерции ДВС и электромашин.

Вывод данной системы является достаточно трудоемким, а входящие в нее коэффициенты – громоздкими. Кроме того, в таком виде она пригодна только для моделирования тягового режима КЭУ с работой ДВС. Для моделирования режимов движения, в которых планетарный ряд не передает крутящий момент (электротяга и рекуперативное торможение), необходимо «отключать» приведенные к колесам моменты инерции элементов силового привода с помощью коэффициентов состояния.

Более простая и универсальная система может быть получена путем добавления в модель силового привода упругодемпфирующего элемента. Например, можно принять допущение, что выходное звено трансмиссии THS (или ведущий вал главной передачи) имеет конечную жесткость. Поскольку модель силового привода КЭУ разрабатывается не для исследования динамических нагрузок, то жесткость звена должна быть выбрана достаточно высокой, чтобы ее введение никак не отразилось на исследуемых свойствах автомобиля и КЭУ. Возникающие при введении жесткости колебания момента устраняются добавлением демпфирующего элемента. В результате крутящий момент на эпицикле будет функцией углов поворота и угловых скоростей двух других звеньев планетарного механизма, приведенных к нему через кинематическую связь (6.9), и выходного вала КЭУ, который связан постоянным передаточным числом с колесами автомобиля. Упругодемпфирующее звено можно рассматривать как аналог пропорционально-интегрального регулятора, который устраняет расхождение между угловыми

скоростями соединяемых элементов (пропорциональное действие) и их относительным углом поворота (интегральное действие), создавая компенсирующее воздействие – крутящий момент эпицикла. Подбор коэффициентов регулятора позволяет сделать ошибку пренебрежимо малой и устранить нежелательные колебания момента. Введение дополнительного звена дает полностью определенную систему, состоящую из исходных уравнений динамики (6.6-6.8), уравнений силовых и кинематических связей в планетарном механизме (6.9-6.11) и уравнения момента эпицикла:

$$\begin{cases} \dfrac{d\omega_e}{dt} = \dfrac{T_e - T_b}{I_e} \\ \dfrac{d\omega_{ЭМ1}}{dt} = \dfrac{T_{ЭМ1} - T_a}{I_{ЭМ1}} \\ \omega_c = \left[(k+1)\omega_e - \omega_{ЭМ1}\right]/k \\ \dot{T}_c = c\left(\omega_c - \omega_0\right) + \gamma\left(\dot{\omega}_c - \dot{\omega}_0\right) \\ T_a = T_c / k \\ T_b = -T_c (k+1)/k \\ \dfrac{dV}{dt} = \dfrac{d\omega_0}{dt}\dfrac{r_0}{u_0} = \dfrac{(T_{ЭМ2}u_{ЭМ2} + T_c)u_0 / r_0 - T_{торм1}/r_0 - F_\psi}{M + \left(I_к n_{к1} + I_{ЭМ2}u_0^2 \cdot u_{ЭМ2}^2\right)/r_0^2} \end{cases} \qquad (6.12)$$

где c и γ – жесткость и коэффициент демпфирования дополнительно введенного звена.

В данной системе инерционные элементы используются только в уравнениях динамики звеньев, к которым они физически относятся. Система хорошо отражает структуру моделируемого объекта и без дополнительных преобразований воспроизводит все режимы работы КЭУ.

Prius ZVW30 оснащается бензиновым ДВС Toyota 2ZR-FXE объемом 1.8 л и максимальной мощностью 73 кВт, который работает по термодинамическому циклу Аткинсона. Toyota дает описание устройства этого двигателя в статьях [136, 137]. Однако характеристики топливной экономичности в этих материалах приводятся в весьма ограниченном объеме – в виде карты удельного расхода топлива с обозначенными областями наименьших удельных расходов, через которые проходит кривая рабочих режимных точек (см. «2ZR-FXE область g_e = 230 г/кВтч» и кривую «2ZR-FXE линия ОРТ» на рисунке 6.6 а). В отчетах об исследованиях системы THS, выполненных лабораториями Argonne и Oak Ridge, характеристики ДВС не

приводятся. В этой связи в данной работе была выполнена «реконструкция» характеристики расхода топлива данного ДВС. Для этого использовалась аппроксимация характеристики мгновенного (часового) расхода топлива с помощью двух функций, одна из которых является зависимостью расхода топлива от частоты вращения вала ДВС на холостом ходу, а другая задает повышение расхода топлива при увеличении нагрузки (крутящего момента). Обе функции являются линейными или близкими к линейным. Данный подход описан в работах В.А. Петрушова [53], в которых приводится аппроксимация вида $g_o = g_{o.x} + \nu \cdot T_e$, где g_o является расходом топлива на один оборот коленчатого вала, $g_{o.x}$ задает расход для холостого хода, а ν является коэффициентом увеличения расхода топлива по нагрузке. В настоящей работе используется несколько отличающаяся аппроксимация, в которой фактор коррекции расхода топлива по нагрузке k_T является не слагаемым, а множителем: $G_t = G_{t,x.x.}(n_{e,x}) \cdot k_T(T_e)$ (6.13) . Характеристика $G_{t,x.x.}(n_{e,x})$, построенная для двигателя 2ZR-FXE, показана на рисунке 6.5 а., а зависимость k_T от крутящего момента – на рисунке 6.5 б. На рисунке 6.5в представлены рассчитанные по формуле (6.13) скоростные характеристики двигателя 2ZR-FXE по часовому расходу топлива в зависимости от степени его загрузки, измеряемой, при заданной частоте n_e, в процентах от крутящего момента по внешней скоростной характеристике.

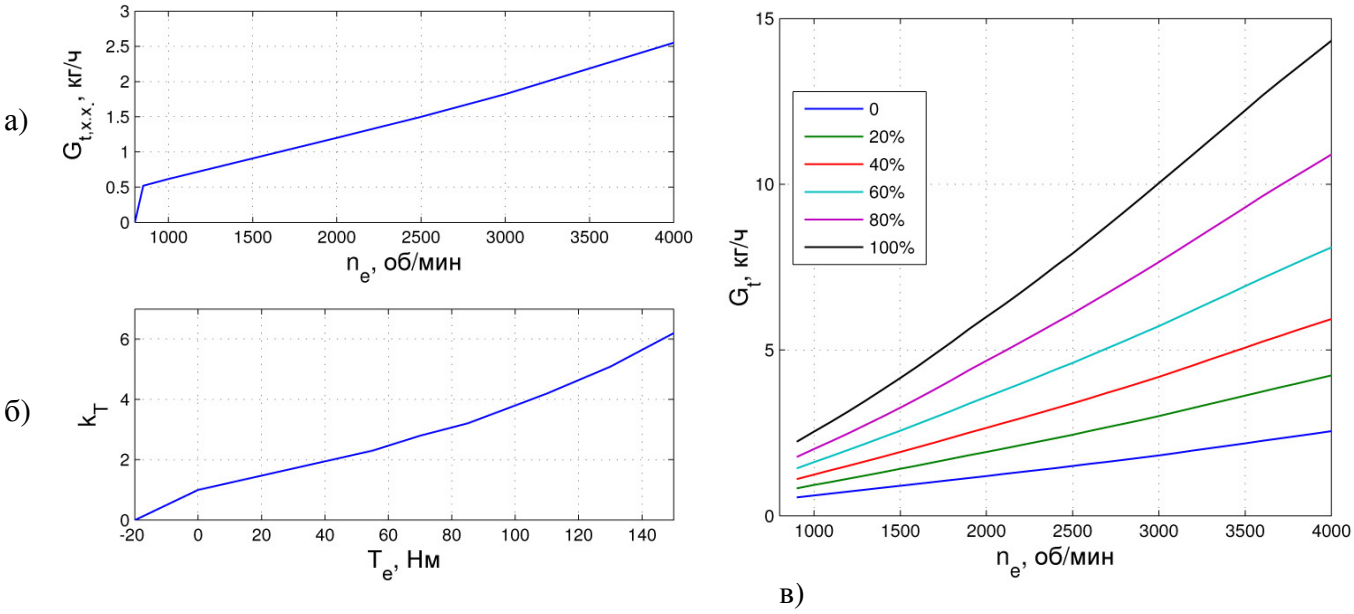
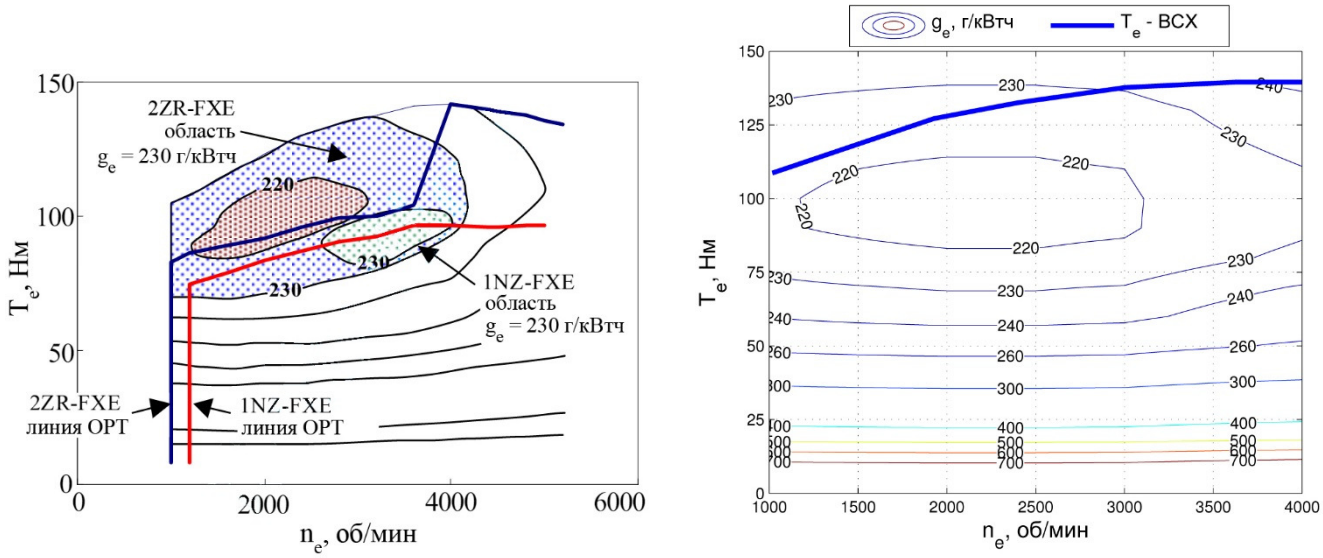


Рисунок 6.5 – Характеристики часового расхода топлива G_t, воспроизводящие карту удельного расхода топлива ДВС Toyota 2ZR-FXE. а – характеристика G_t холостого хода; б – функция коррекции G_t по нагрузке; в – скоростная характеристика ДВС по G_t

Критериями адекватности подбора характеристики $G_t(n_e, T_e)$ были: сопоставление пересчитанной из нее карты удельного расхода с данными из публикаций Toyota; точность моделирования расхода топлива в ездовом цикле, оцениваемая в сравнении с результатам измерений. На рисунке 6.6 б представлена многопараметровая характеристика ДВС по удельному расходу топлива, которая была построена путем пересчета характеристики мгновенного расхода, показанной на рисунке 6.5 в. Сопоставление характеристик позволяет сделать предварительный вывод о корректности аппроксимации с помощью функции (6.13). Результаты моделирования в цикле в сопоставлении с измерениями представлены в разделе 6.5.



а) б)

Рисунок 6.6 – Многопараметровая характеристика по удельному расходу топлива ДВС Toyota Prius. а – по материалам Toyota [136, 137], б – полученная расчетным путем

Для расчета КПД тягового электропривода ЭМ2 (электромашина + инвертор) использовалась характеристика, полученная экспериментально в лаборатории Oak Ridge в результате его стендовых испытаний [138]. Характеристика представлена на рисунке 6.7.

Поскольку в режиме power-split (т.е. при включенном ДВС) ЭМ1 и ЭМ2 работают примерно в одинаковых диапазонах скоростей вращения вала и крутящего момента (что будет видно из результатов моделирования), то характеристика КПД ЭМ2 была использована и для ЭМ1 с минимальными коррекциями.

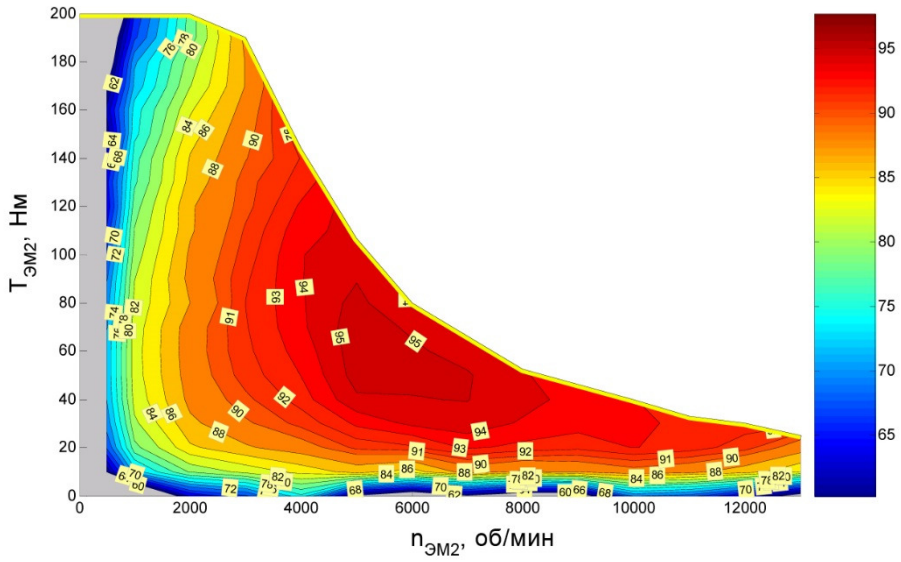


Рисунок 6.7 – Характеристика КПД тягового электропривода (ЭМ2) системы THS [138]

Тяговая батарея Prius ZVW30 состоит из 168 ячеек никель-металлогидридных аккумуляторов с электрической емкостью 6.5 А·ч. Максимальное напряжение батареи составляет 250 В, а минимальное – 168 В. Энергоемкость батареи составляет 1.34 кВт·ч [139]. Для ее моделирования была использована схема замещения Saft (см. раздел 4.1.2).

6.4. Создание системы идентификации режимов работы КЭУ

В КЭУ Toyota Hybrid System есть четыре переменные управления, изменение которых во времени должно быть идентифицировано для моделирования работы энергоустановки. Это крутящие моменты ДВС, ЭМ1, ЭМ2 и момент, создаваемый тормозными механизмами. В соответствии со способом синхронизации физического и виртуального объектов, предлагаемым в разделе 3.1, для выполнения этой идентификации в виртуальной модели должны быть созданы регуляторы перечисленных крутящих моментов, уставками для которых являются измеренные при испытаниях переменные физического объекта, а обратными связями – одноименные переменные модели.

При испытаниях Prius на беговых барабанах в лаборатории Argonne измерялись и записывались следующие переменные компонентов КЭУ и ее силового привода, которые могут быть использованы в качестве сигналов синхронизации: скорость автомобиля (которая связана постоянными известными передаточными числами с угловыми скоростями эпицикла планетарного ряда и вала электромашины ЭМ2), частота вращения вала ДВС, ток тяговой батареи, напряжение тяговой батареи. Если в назначении управляемых и управляющих переменных следовать принципам работы исследуемой КЭУ, то обоснование этих назначений будет следующим. Поскольку электромашина ЭМ1 выполняет функцию регулирования

частоты вращения вала ДВС путем изменения реактивного момента на солнечной шестерне, то момент ЭМ1 должен рассчитываться регулятором с обратной связью по угловой скорости модели ДВС и соответствующему сигналу задания из экспериментальных данных. Режимная точка ДВС определяет его мощность, которая является основной мощностью, используемой для движения автомобиля (т.е. для управления его скоростью) при работе системы в режиме power-split. Поэтому регулятор крутящего момента ДВС должен работать по отклонению скорости модели автомобиля от скорости, записанной на стенде по частоте вращения роликов. В режиме электротяги активна только одна переменная управления – момент тяговой электромашины ЭМ2, а из возможных обратных связей активны только ток и напряжение батареи. В разделе 5.5 обосновано, что ток является более пригодным в качестве регулируемой переменной. Поэтому он был выбран обратной связью для регулятора момента ЭМ2. Этот контур регулирования имеет смысл использовать и для режима power-split.

Управление скоростью модели автомобиля осуществляется регулятором момента ДВС. Для того, чтобы избежать возникновения повышенного отрицательного момента ДВС при замедлениях автомобиля из-за недостатка момента ЭМ2, работающей в режиме генератора, целесообразно использовать регулятор момента тормозных механизмов. Регулятор создает тормозной момент, препятствующий возрастаю отрицательного момента регулятора ДВС.

Сделанный выбор пар управляемых и управляющих переменных не является единственно возможным, однако исходит из рассуждений, представляющихся автору наиболее логичными.

Система идентификации переменных энергоустановки, реализованная на базе математической модели автомобиля и описанных регуляторов, представлена в виде схемы на рисунке 6.8. Контур регулирования момента тормозных механизмов, а также редуктор электромашины ЭМ2 не показаны, чтобы излишне не усложнять схему.

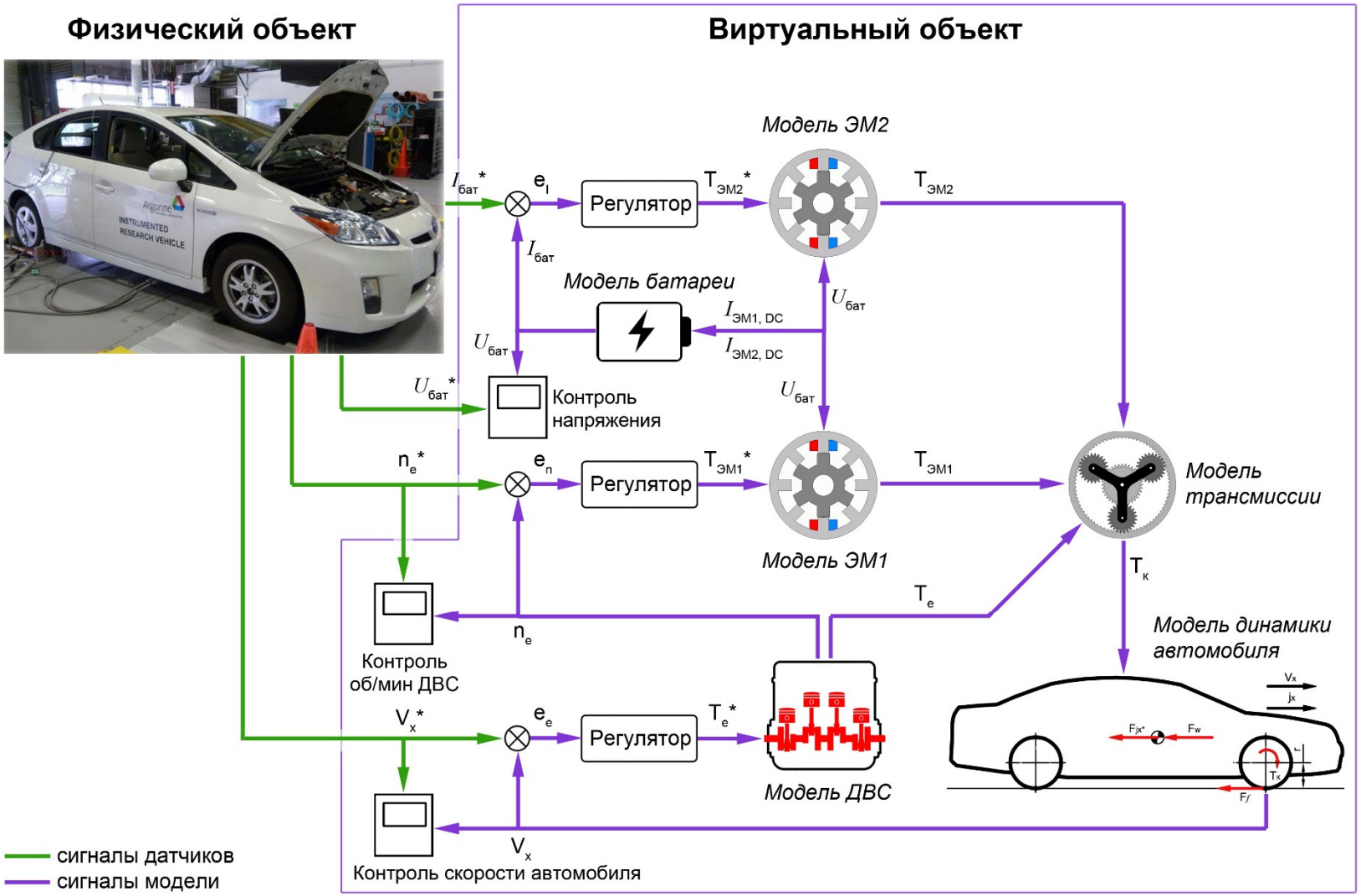


Рисунок 6.8 – Система идентификации режимов работы компонентов КЭУ Toyota Hybrid System по результатам стендовых испытаний автомобиля

Поскольку и модель исследуемого объекта, и средства идентификации режимов работы энергоустановки являются динамическими системами, они могут работать в реальном времени, будучи синхронизированными с испытываемым объектом с помощью программно-аппаратного интерфейса. Однако в данном исследовании моделирование и идентификация выполняются «офлайн», и реальный объект представлен записями измерений, выполненными при проведении его испытаний.

Представленная на рисунке 6.8 система была реализована на ЭВМ в программной среде Simulink. Верхний уровень Simulink-модели показан на рисунке 6.9.

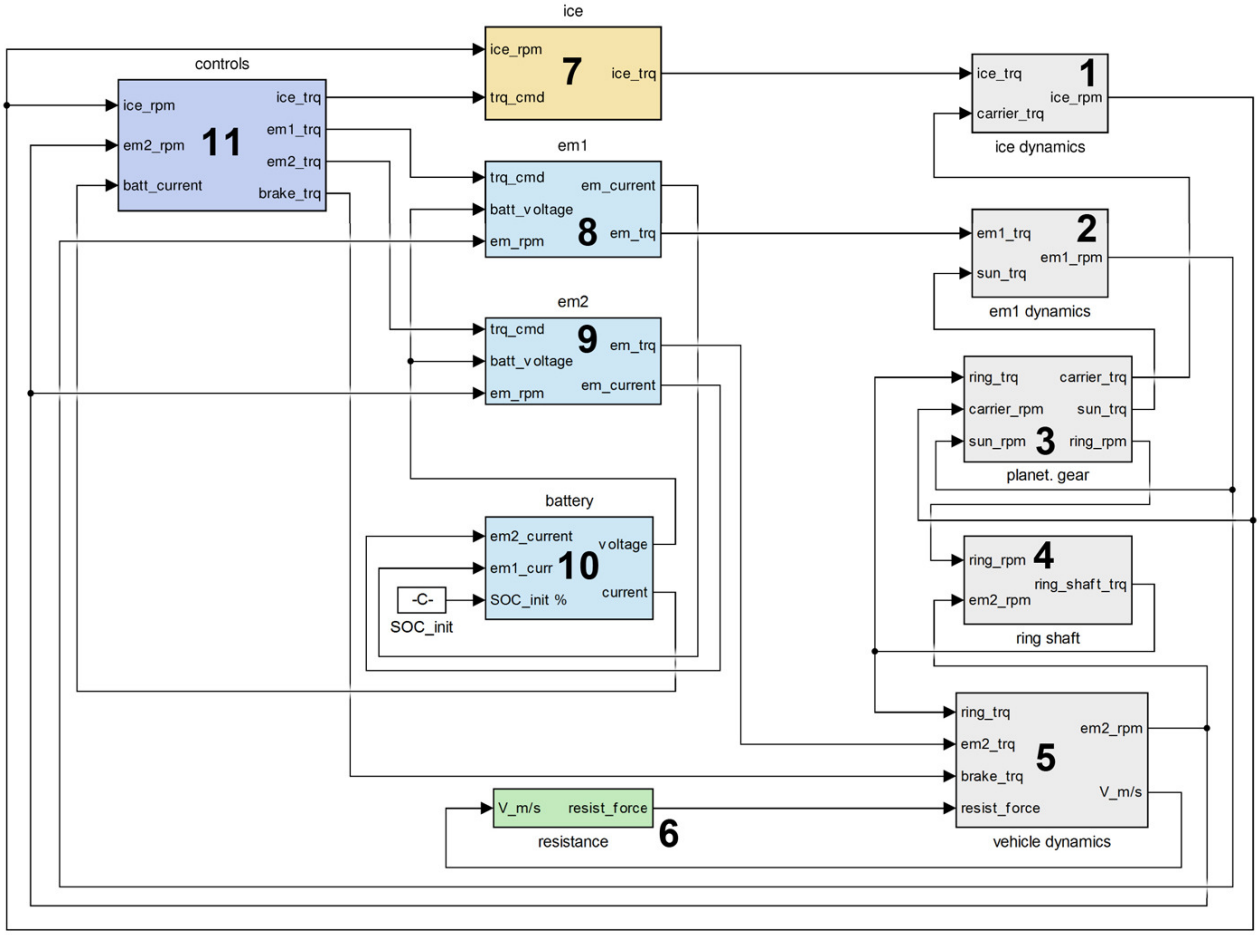


Рисунок 6.9 – Реализация математической модели автомобиля с КЭУ Toyota Hybrid System и системы идентификации ненаблюдаемых переменных КЭУ в программной среде Simulink

Блоки 1-6 содержат уравнения системы (6.12). В подсистеме 1 (ice dynamics) находится уравнение динамики вала ДВС, в подсистеме 2 (em1 dynamics) – уравнение динамики вала электромашины ЭМ1. В подсистеме 3 (planet. gear) содержатся уравнения силовых и кинематических связей планетарного механизма. В подсистеме 4 (ring shaft) выполняется расчет крутящего момента на эпицикле, представленном в виде упругодемпфирующего звена. Подсистема 5 (vehicle dynamics) содержит уравнение динамики прямолинейного движения

автомобиля. В подсистеме 6 (resistance) выполняется расчет суммарной силы сопротивления F_{ψ} . Подсистемы 7-10 содержат модели компонентов КЭУ: 7 (ice) – ДВС, 8 (em1) – ЭМ1, 9 (em2) – ЭМ1, 10 (battery) – тяговая батарея. Система идентификации режимов работы компонентов КЭУ (регуляторы моментов) находится в блоке 11 (controls).

6.5. Эксперименты и анализ их результатов

С помощью разработанной модели и системы идентификации были воспроизведены стендовые испытания Toyota Prius в цикле HWFET с предварительно прогретой энергоустановкой. Для идентификации всех переменных управления использовались ПИ-регуляторы. Результаты вычислительного эксперимента в сопоставлении с экспериментальными данными представлены на рисунке 6.10. Экспериментальные показатели (эксп.), измеренные или считанные из шины CAN системы THS в процессе испытаний, изображены графиками красного цвета. Графики синего цвета, со сплошными и пунктирными линиями, а также графики, цвета́ которых перечислены во второй сверху легенде, отражают расчетные показатели, полученные с помощью модели и системы идентификации. На графиках сверху вниз представлены следующие переменные:

– скорость автомобиля (V), измеренная на стенде и реализованная регулятором модели;

– частоты вращения (n) валов ДВС (по измерениям и по модели), ЭМ1 (модель) и ЭМ2[8] (модель);

– крутящие моменты (T) ДВС, ЭМ1 и ЭМ2, идентифицированные с помощью регуляторов модели, а также крутящий момент ДВС по внешней скоростной характеристике (ДВС-ВСХ) для текущей частоты вращения его вала;

– мгновенный (G_t) и интегральный (Q) расходы топлива, измеренные расходомером при испытаниях и рассчитанные моделью;

– ток тяговой батареи ($I_{бат}$), измеренный при испытаниях и реализованный регулятором модели;

– напряжение тяговой батареи ($U_{бат}$), измеренное при испытаниях и рассчитанное моделью батареи;

– степень заряженности батареи (SOC), записанная из шины CAN и рассчитанная моделью батареи.

---

[8] При отображении на графиках знаки частоты вращения и момента ЭМ2 были изменены на противоположные, чтобы движению автомобиля вперед на графиках соответствовал положительный момент тяговой электромашины и положительное направление вращения ее вала.

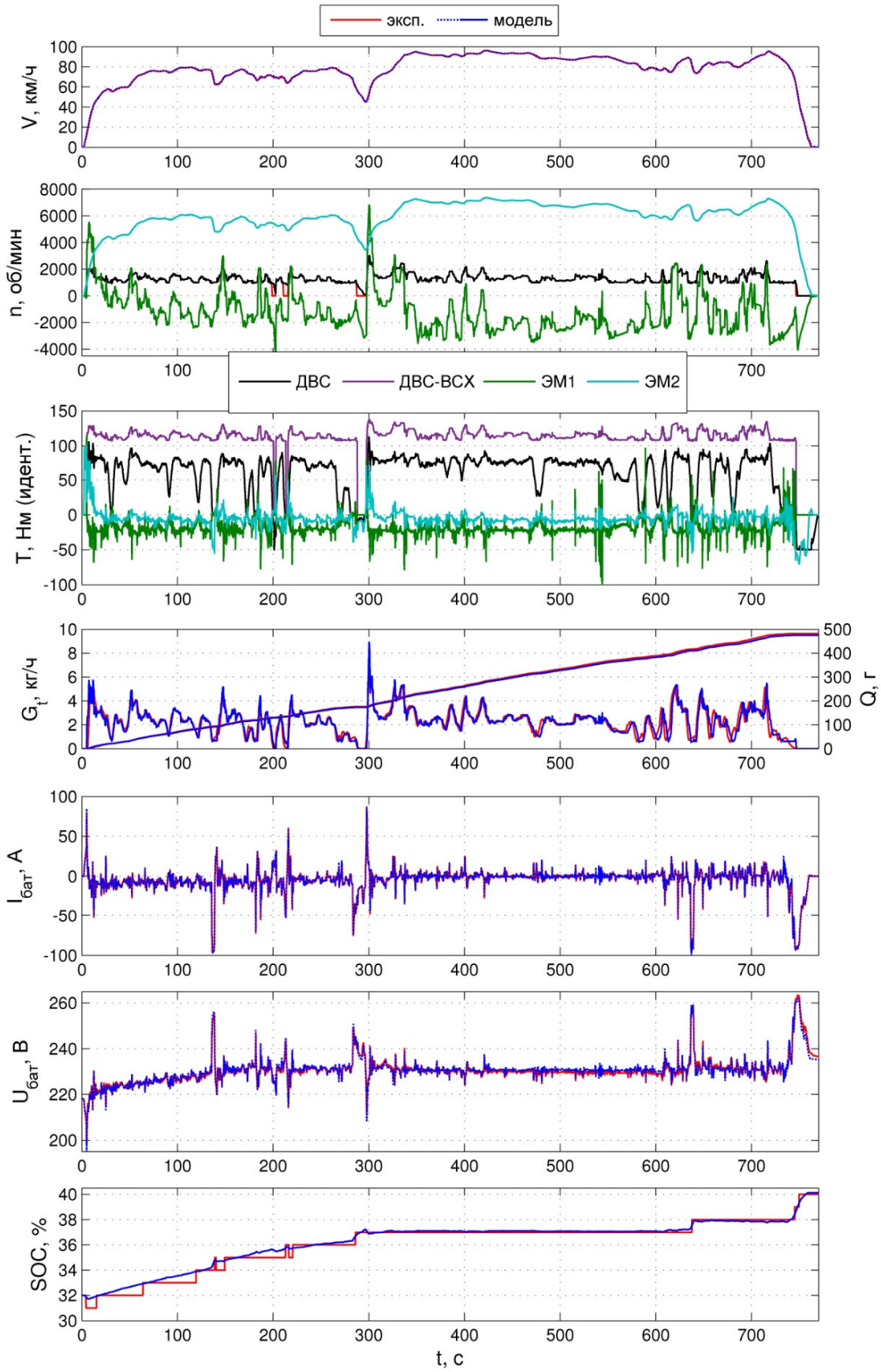


Рисунок 6.10 – Сопоставление результатов стендовых испытаний и вычислительного эксперимента с воспроизведением движения автомобиля Toyota Prius в ездовом цикле HWFET

В выполненном ездовом цикле среднеквадратическая погрешность *регулирования* скорости автомобиля составила 0.2%. Погрешность регулирования частоты вращения вала ДВС составила 3.25%. Наибольший вклад в погрешность по этому показателю вносят периоды кратковременных остановок ДВС при движении автомобиля. На графике «n» видны три участка, где ДВС по экспериментальным данным полностью останавливается, а по модели – нет. Однако эти участки не имеют существенного значения для задач исследования, и погрешность регулирования скорости вала ДВС можно рассчитать без их учета. В этом случае она составит 0.1%. Погрешность регулирования тока батареи составила 4.9%.

Среднеквадратическая погрешность *моделирования* напряжения батареи составила 0.14% (2.19 В). Погрешность расчета часового расхода топлива составила 8.2%, а интегрального расхода топлива по среднеквадратическому показателю – 0.74%. Расхождение экспериментального и расчетного значений массы израсходованного топлива в конце ездового цикла составило 1.4%. Эти цифры подтверждают адекватность описанной выше аппроксимации характеристики расхода топлива ДВС.

Путевой расход топлива автомобиля в цикле составил 3.94 и 3.85 л/100 км по измерениям и по модели соответственно. В конце цикла был получен дисбаланс энергии батареи +232 Вт·ч, однако он не был пересчитан в эквивалентный расход топлива, поскольку для этого нужны данные нескольких заездов, которые можно было бы использовать для регрессионного анализа в соответствии с методикой Правил №101 ЕЭК ООН. Вместе с тем, положительный дисбаланс означает, что часть израсходованного топлива использовалась не для движения автомобиля, а для зарядки батареи, и может быть использована в дальнейшем для движения на электротяге. Этот дополнительный пробег несколько уменьшит представленные выше показатели.

В результате выполнения вычислительного эксперимента в ездовом цикле были получены пары значений частоты вращения вала и крутящего момента ДВС, образующие совокупность его идентифицированных режимных точек. Эта совокупность была графически представлена в виде карты распределения точек, а затем совмещена с аналогичными картами, полученными экспериментальным путем. На рисунке 6.11а показано совмещение результатов моделирования с экспериментальным распределением режимных точек, зарегистрированных при испытаниях автомобиля в НТЦ IFP Energies Nouvelles (Франция) на динамометрическом стенде в магистральных ездовых циклах [30]. На рисунке 6.11б представлено совмещение идентифицированных точек с экспериментальными данными НТЦ Argonne, полученными при испытаниях КЭУ THS с прямым измерением крутящего момента ДВС [56]. На этой диаграмме различаются два поля экспериментальных распределений точек. Первое было получено при

температуре охлаждающей жидкости ДВС выше 92°С (норм. Т), а второе – при температуре от 70 до 92°С (Т<норм.).

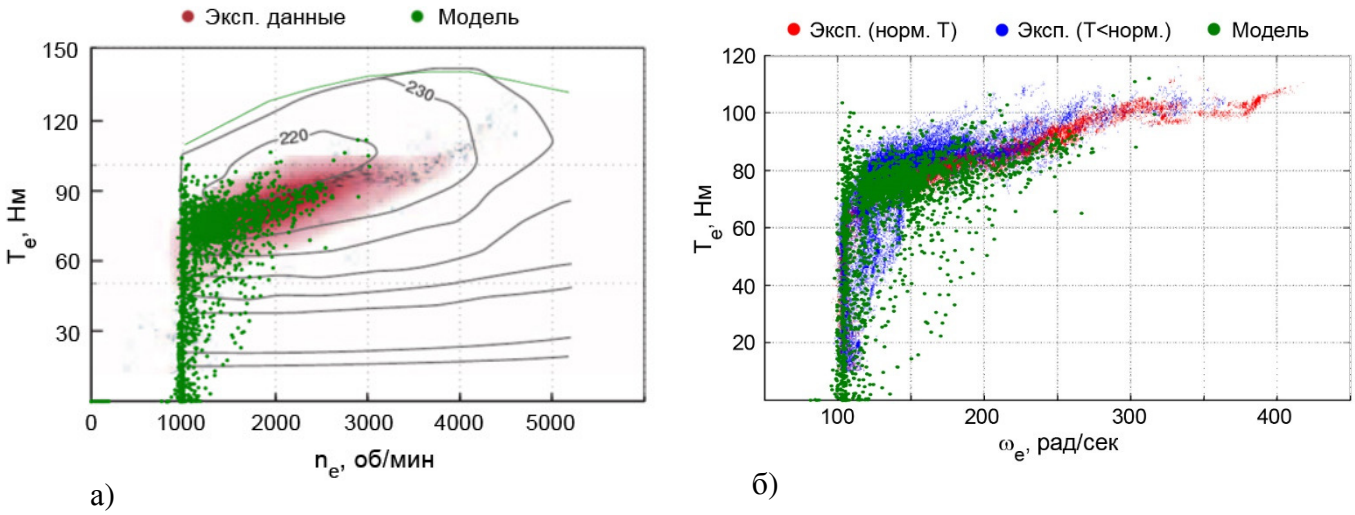


Рисунок 6.11 – Совмещение режимных точек ДВС, полученных экспериментально и идентифицированных при моделировании. а – экспериментальные данные IFP Energies Nouvelles [30], б – экспериментальные данные Argonne National Laboratory [56]

Сопоставление распределений позволяет сделать вывод об адекватности выполненной идентификации режимов работы ДВС. Также можно отметить качественное и количественное сходство показателей режима работы ДВС, представленных на рисунке 6.10, с результатами испытаний и моделирования, выполненных лабораторией Argonne с аналогичной системой THS в том же цикле HWFET с прямым измерением крутящего момента ДВС (см. рисунок 1.19). Следует подчеркнуть, что в настоящем исследовании рабочая характеристика режимных точек ДВС, публикуемая в материалах Toyota, ни каким образом не включалась в модель. То есть режимные точки определялись без использования «подсказок» или «ориентиров» для системы идентификации.

6.6. Анализ потоков мощности и КПД КЭУ

Результаты вычислительного эксперимента позволяют провести анализ основных показателей энергоэффективности КЭУ: разделения потоков мощности между ее компонентами и ее КПД. Для расчета КПД составим баланс мощностей КЭУ:

$$P_e + P_{бат} - P_{потерь} = P_{КЭУ},$$

где P_e – мощность ДВС; $P_{бат}$ – мощность тока заряда/разряда батареи; $P_{потерь}$ – мощность потерь, в которую входят потери в механической трансмиссии и в компонентах электропривода (кроме потерь в батарее); $P_{КЭУ}$ – мощность на выходе из КЭУ, подводимая к колесам в тяговом режиме или забираемая у автомобиля при рекуперации.

При составлении выражения КПД комбинированной энергоустановки ее следует рассматривать как систему трех накопителей энергии: топливного бака, представленного в мощностном балансе переменной P_e, батареи и массы автомобиля, которая является накопителем кинетической энергии и представлена в мощностном балансе переменной $P_{КЭУ}$. Возможные варианты потоков мощности между этими накопителя показаны на рисунке 6.12.

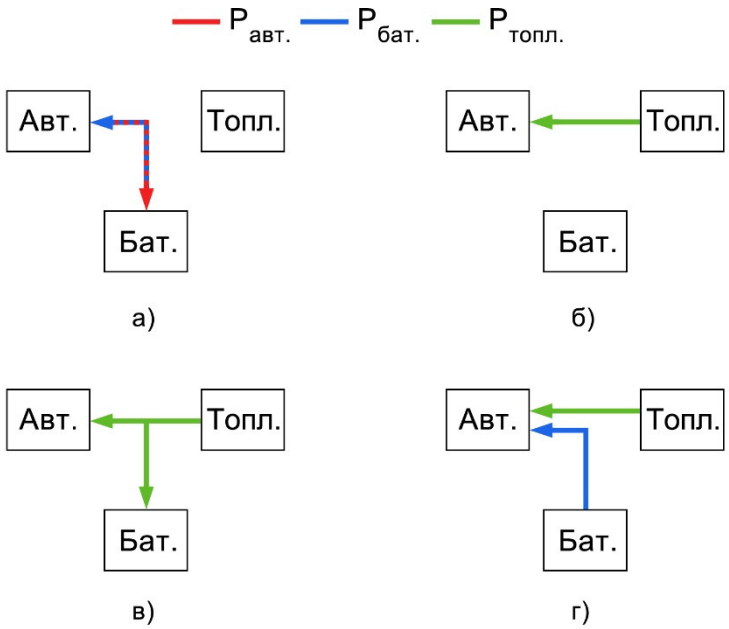


Рисунок 6.12 – Потоки мощности в КЭУ

На схеме а) показан обмен мощностью между батареей и автомобилем, который может осуществляться как с «зарядом» автомобиля от батареи, так и наоборот (рекуперация). На схеме б) показана передача мощности, вырабатываемой ДВС из топлива, автомобилю. На схеме в) показан случай, когда мощность, вырабатываемая из топлива, больше, чем требуется для текущего режима движения автомобиля, и ее избыток передается в батарею. На схеме г) показан противоположный вариант: мощности топлива недостаточно для движения, и батарея восполняет этот недостаток. Исходя из этих схем и условно принимая тяговый режим КЭУ в качестве основного, составляем выражение для КПД КЭУ:

$$\eta_{КЭУ} = 100\left[\frac{P_{КЭУ}}{P_e + P_{бат}}\right]^{\mathrm{sgn}(P_{КЭУ})} \%. \quad (6.14)$$

В этом выражении мощность батареи в тяговом режиме считается положительной. В режиме рекуперации, когда ДВС не вырабатывает мощность и $P_{КЭУ} < 0$, уравнение принимает вид $\eta_{КЭУ} = 100 \cdot P_{бат} / P_{КЭУ}$.

На рисунках 6.13 и 6.14 представлены показатели режимов работы ДВС и электромашин КЭУ, мощности, развиваемые компонентами КЭУ, и КПД КЭУ, рассчитанный по формуле (6.14). Для электромашин приведены механические мощности (на валах). Графики построены для двух характерных участков цикла – участка разгона автомобиля (рисунок 6.13) и участка равномерного движения (рисунок 6.14).

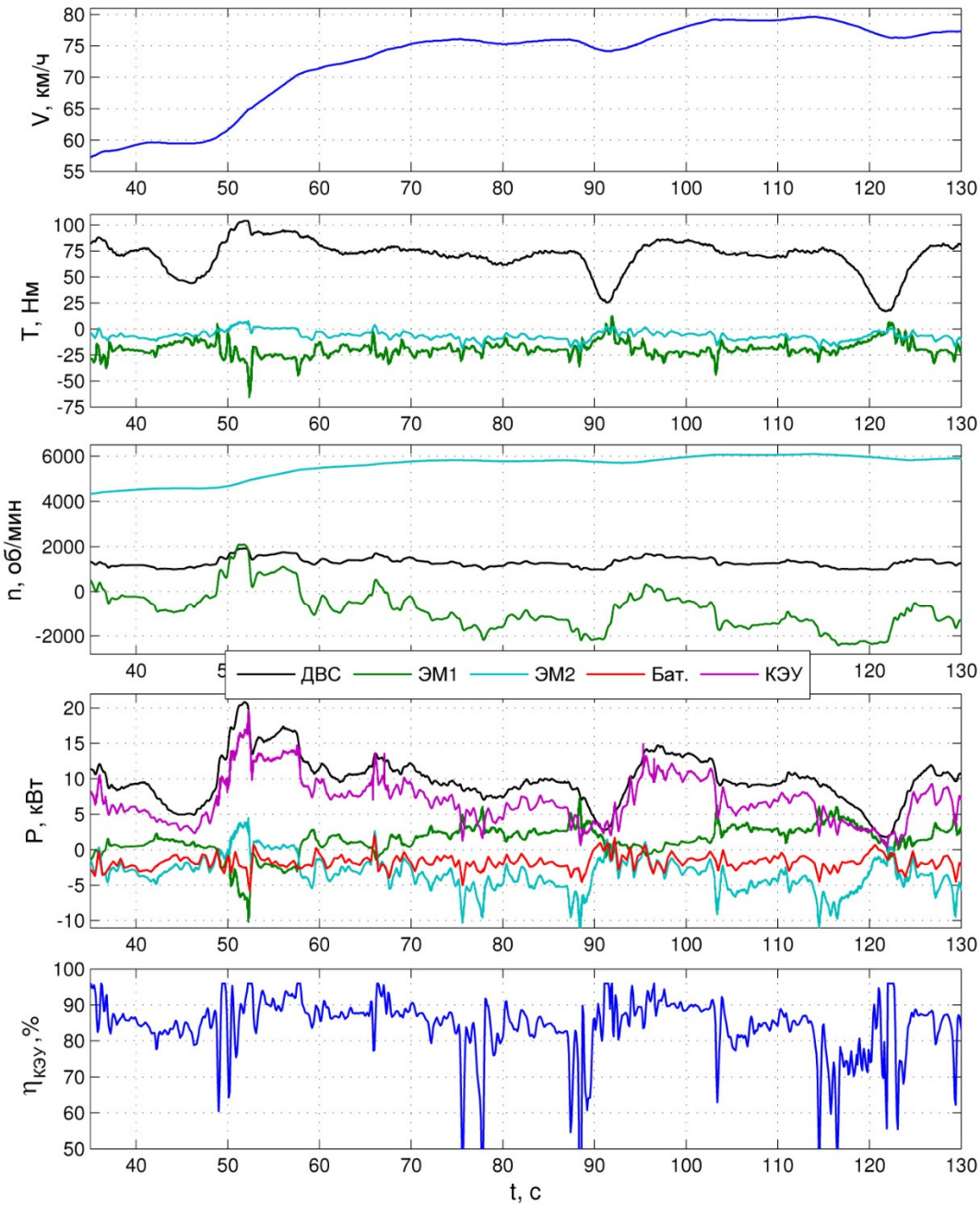


Рисунок 6.13 – Режимы работы компонентов, разделение потоков мощности и КПД системы THS на разгонном участке ездового цикла HWFET

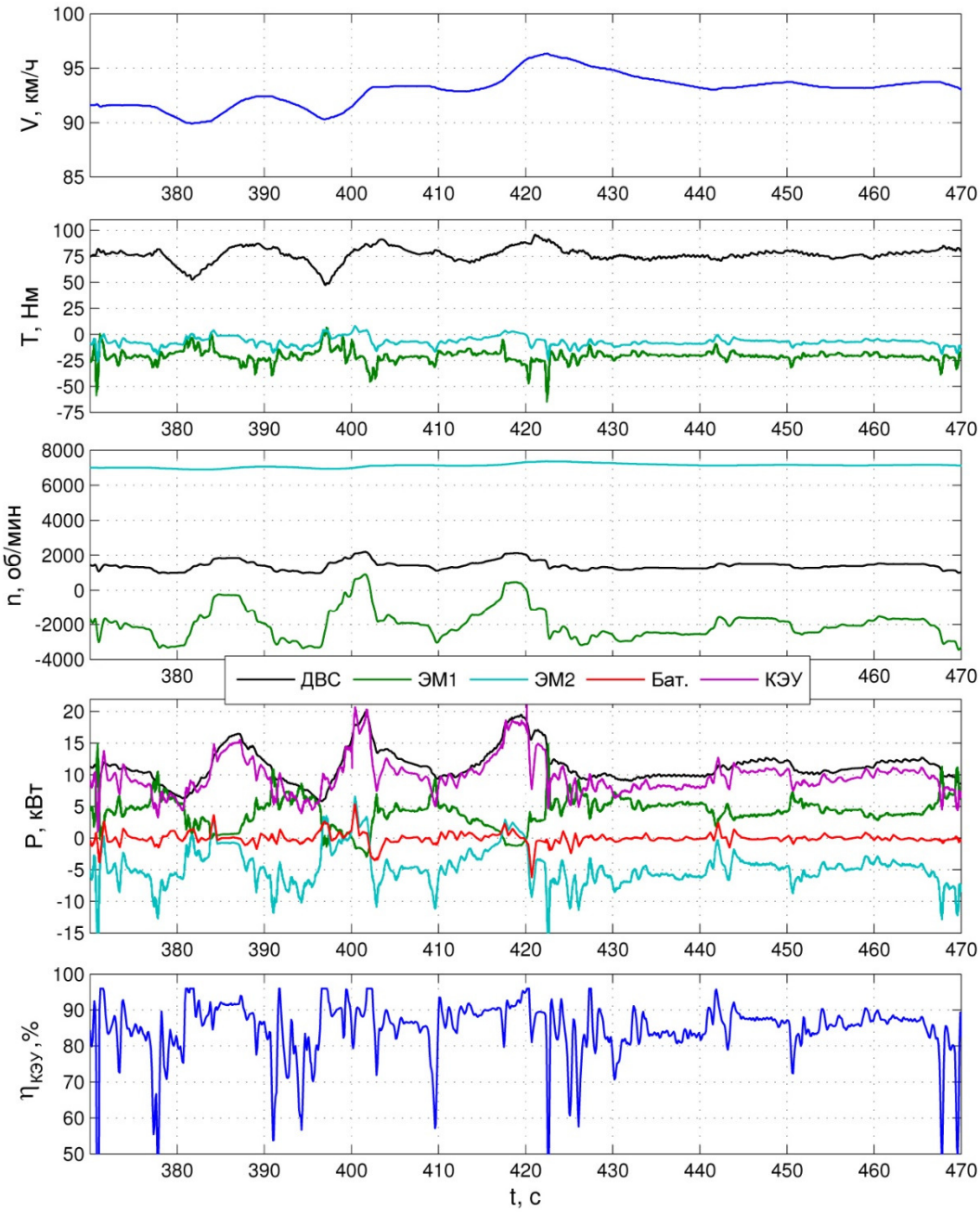


Рисунок 6.14 – Режимы работы компонентов, разделение потоков мощности и КПД системы THS на участке равномерного движения ездового цикла HWFET

Представленные показатели демонстрируют два режима разделения мощности в системе THS, о которых было сказано в разделе 1.2. В первом (в данном испытании представлен мало, поскольку более характерен для городского движения, чем для магистралей) все звенья планетарного механизма вращаются в одном направлении (его можно условно назвать положительным). На рисунке 6.15 а показаны план скоростей планетарного механизма и схема потоков мощности для этого режима, который называется в публикациях «положительный split». ЭМ1 создает реактивный момент, нагружая солнечную шестерню и, следовательно,

генерируя ток. Обгон солнечной шестерней (валом ЭМ1) других двух звеньев возникает, если увеличивается вырабатываемая ДВС мощность, а следовательно, и частота вращения его вала. Чем меньше при этом скорость автомобиля и, соответственно, меньше скорость вращения эпицикла, тем больше угловая скорость вала ЭМ1. Таким образом, максимальная частота вращения ЭМ1 является ограничивающим фактором для развития максимальной мощности ДВС, особенно на малых скоростях движения автомобиля. Для ослабления этого недостатка при создании Prius 2-го поколения максимальная частота вращения генератора была увеличена с 6000 до 10000 об/мин [57, 58].

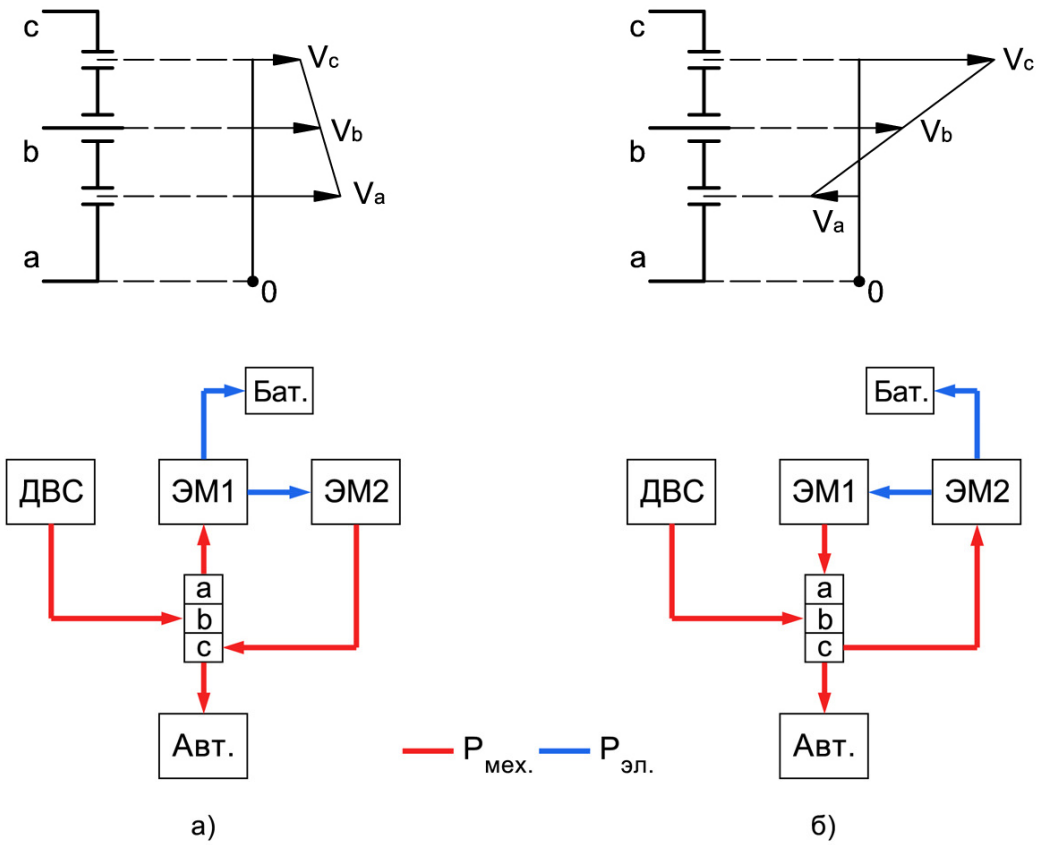


Рисунок 6.15 – Планы скоростей планетарного механизма и потоки мощности системы THS для режимов: а – «положительный split», б – «отрицательный split»

Во втором варианте работы системы (который в магистральном цикле является превалирующим) скорость вращения эпицикла достаточно высока, а ДВС – относительно мала, и солнечная шестерня вместе с ЭМ1 вращается в сторону, противоположную направлению вращения других двух звеньев. План скоростей и схема потоков мощности для этого режима показаны на рисунке 6.15 б. Он возникает на средних и высоких скоростях при равномерном движении автомобиля или движении с небольшим ускорением, т.е. когда не требуется повышенная мощность ДВС, и он работает с относительно низкой частотой вращения вала.

Реактивный момент, создаваемый ЭМ1, не меняет своего направления для обеспечения равновесия планетарного механизма. Однако, поскольку вал ЭМ1 вращается уже в противоположную, «отрицательную», сторону, то направленный таким образом момент будет не замедлять солнечную шестерню, а разгонять ее. Для этого ЭМ1 должна работать в тяговом режиме, т.е. потреблять ток. Чтобы ток не потреблялся из батареи, электромашина ЭМ2 генерирует мощность от выходного вала КЭУ и передает ее в ЭМ1. Таким образом, возникает циркуляция мощности по кругу ЭМ1→планетарный механизм→ЭМ2→редуктор ЭМ2→ЭМ1 («отрицательный split»). В круге циркуляции часть мощности, используемая для создания реактивного момента, теряется из-за преобразований энергии. Это заметно снижает КПД КЭУ. На рисунке 6.14 видно, что в установившихся режимах движения со скоростью 94 км/ч мощность на выходе КЭУ составляет порядка 10 кВт, циркулирующая мощность – порядка 5 кВт, а КПД КЭУ падает на 7...10%. По рисунку 1.5 (раздел 1.2) этот показатель можно сравнить с данными Energies Nouvelles для Prius 2-го поколения. Расчет КПД КЭУ по значениям мощности, представленным на этом рисунке, дает следующие результаты: «положительный split» – 92.8%; «отрицательный split» – 83.6%. Разница КПД составляет 9.2% и, таким образом, согласуется с показателем, полученным в данном исследовании.

6.7. Выводы

1. Разработанный способ идентификации ненаблюдаемых входных переменных и базирующаяся на нем виртуально-физическая система позволяют решить задачу исследования организации потоков мощности в КЭУ с двухпоточной БСТ по результатам лабораторных испытаний серийного автомобиля с ограниченным составом измеряемых показателей, не включающим крутящие моменты силовых агрегатов, а также в отсутствии информации об алгоритме управления КЭУ.

2. Использование разработанного инструментария позволило в ходе исследования определить свойства автомобиля и его энергоустановки в следующих аспектах, в том числе специфических для КЭУ Toyota Hybrid System:

– показатели режимов работы компонентов энергоустановки: ДВС (частота вращения вала и крутящий момент на валу, расход топлива), тяговой батареи (напряжение, сила тока, степень заряженности), электромашин ЭМ1 и ЭМ2 (частота вращения вала и крутящий момент на валу электродвигателя);

– разделение потоков мощности между ДВС, батареей и электромашинами;

– КПД КЭУ (переменный, с максимальным значением порядка 95%);

– влияние циркуляции мощности в режиме «отрицательный split» на КПД КЭУ (снижение на 7...10%), подтверждаемое данными публикаций.

3. Разработанный инструментарий виртуально-физического моделирования обеспечивает приемлемые адекватность и точность идентификации показателей имитации движения автомобиля на стенде и работы его энергоустановки, что подтверждается следующими результатами проведенного исследования:

– получением в ходе вычислительных экспериментов состояния устойчивого равновесия виртуального объекта, включающего три идентифицирующих замкнутых контура автоматического регулирования: для крутящих моментов ДВС, ЭМ1 и ЭМ2;

– обеспечением приемлемого качества отслеживания регуляторами экспериментальных (измеренных при испытаниях) показателей, которые использовались для идентификации: скорости автомобиля (среднеквадратическая погрешность $\sigma \approx 0.2\%$), частоты вращения вала ДВС ($\sigma = 0.1...3.25\%$), силы тока батареи ($\sigma \approx 4.9\ \%$);

– приемлемой сходимостью результатов моделирования с экспериментальными данными, полученными при испытаниях исследуемого автомобиля, по следующим контрольным переменным: крутящий момент ДВС (сопоставление с экспериментальными данными из публикаций), напряжение батареи ($\sigma \approx 0.14\%$), часовой расход топлива ($\sigma \approx 8.2\%$), интегральный расход топлива ($\sigma \approx 0.74\%$, расхождение в конце ездового цикла $\approx 1.4\%$).

ГЛАВА 7. СОЗДАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ СИСТЕМЫ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ КЭУ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Данная глава посвящена увеличению функциональных возможностей испытаний энергоустановок на агрегатных стендах в аспекте воспроизводимых режимов движения автомобиля. Решение этой задачи подразумевает создание объекта, который состоит частично из физических компонентов, а частично – из виртуальных. Физической частью объекта испытаний является КЭУ, установленная в лаборатории на агрегатном стенде, а виртуальной частью – автомобиль, для которого эта энергоустановка предназначена. Их информационно-силовые связи и синхронизация работы выполняются в реальном времени в соответствии со способом, описанным в разделе 3.2.

7.1. Объект и задачи исследования

Исследование осуществлялось в рамках работ, выполненных ФГУП «НАМИ» как часть проекта ПАО «КамАЗ» по созданию полноприводного седельного тягача с КЭУ, предназначенного для магистральных перевозок в составе автопоезда. Схема КЭУ представлена на рисунке 7.1[9].

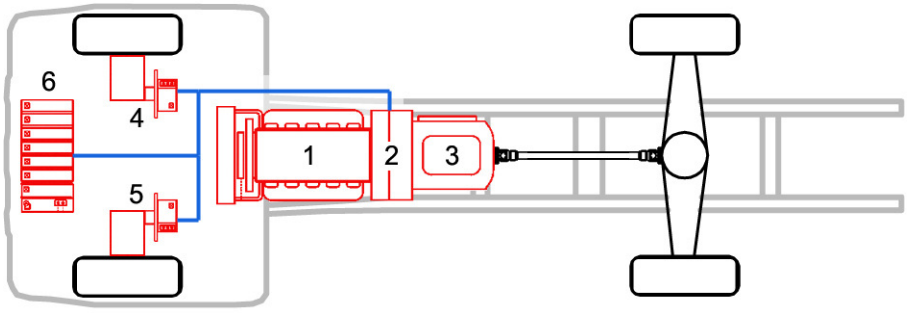


Рисунок 7.1 – Схема КЭУ седельного тягача. 1 – ДВС (дизель); 2 – модуль КЭУ; 3 – АКП; 4, 5 – электромашины привода передних колес с согласующими редукторами; 6 – тяговая батарея

Энергоустановка построена по параллельной схеме. Ее основной силовой агрегат осуществляет привод задних колес. Он состоит из дизеля 1, модуля КЭУ 2 и роботизированной автоматической коробки передач (АКП) 3. Модуль КЭУ и АКП являются серийными компонентами производства фирмы ZF Friedrichshafen (ФРГ). Конструкция модуля показана на рисунке 7.2. Его основными узлами являются электромашина и автоматическое сцепление 4.

[9] Для читаемости схемы на ней не изображены инверторы электромашин, а место размещения тяговой батареи показано условно.

Ведущий диск сцепления соединен с валом ДВС через демпфер крутильных колебаний 5, а ведомый – с приводной ступицей 6, с которой соединяется ведущий вал коробки передач. Электромашина имеет кольцевой ротор 1 с малым осевым размером, что делает узел компактным. Ротор постоянно соединен с приводной ступицей 6.

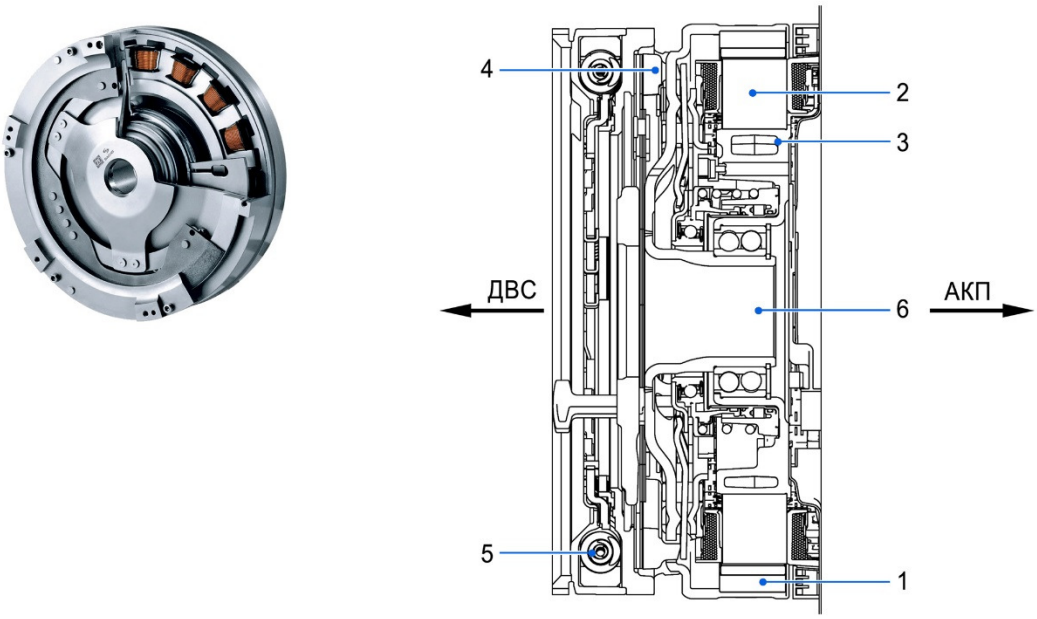


Рисунок 7.2 – Модуль КЭУ фирмы ZF [140].

1 – ротор электромашины; 2 – статор электромашины; 3 – корпус электромашины; 4 – автоматическое сцепление; 5 – демпфер крутильных колебаний; 6 – приводная ступица

Электромашина модуля имеет достаточную мощность и крутящий момент, чтобы через коробку передач обеспечивать полноценное движение автомобиля на электротяге и рекуперацию с отключенным от трансмиссии дизелем. При включенном сцеплении и дизель, и электромашина механически связаны с АКП. Привод колес обеспечивается дизелем. Для восполнения заряда батареи он вырабатывает избыток мощности, забираемый электромашиной. При переключении передач синхронизация выполняется электромашиной: при понижении передачи она создает тормозящий момент, который снижает угловую скорость ведущего вала АКП, а при повышении – наоборот разгоняет ведущий вал. Электромашина быстро и точно выравнивает скорости вращения синхронизируемых частей АКП – переключение передачи длится не более 0.3 с и не сопровождается заметным ударным включением зацеплений в работу.

Электропривод передних колес тягача выполняет вспомогательную функцию. Он должен обеспечивать дополнительную тягу в условиях движения по дорогам с низким сцеплением или/и на подъемах [141]. Также он осуществляет рекуперацию. Ниже передние электромашины

будут обозначаться ЭМ11 (привод правого колеса) и ЭМ12, а электромашина модуля КЭУ – ЭМ2. Основные характеристики компонентов КЭУ представлены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Основные характеристики исследуемой КЭУ

ДВС	дизель, объем 8.9 л,
Максимальная мощность, кВт	280
Максимальный крутящий момент, Нм	1700
Коробка передач	роботизированная, 12-ступенчатая
Модуль КЭУ	трехфазная электромашина с постоянными магнитами и автоматическое сцепление
Максимальная мощность, кВт	120
Максимальный крутящий момент, Нм	1100
Электромашина переднего привода	трехфазная с постоянными магнитами
Максимальная мощность, кВт	75
Максимальный крутящий момент, Нм	250
Передаточное число редуктора	12.6

Система управления КЭУ была разработана фирмой ZF в виде базового контроллера для заднего привода, а затем адаптирована для дополнительного переднего привода.

Задачей работы, выполнявшейся ФГУП «НАМИ», являлось создание системы лабораторных стендовых испытаний, предназначенной для исследования характеристик КЭУ и тестирования ее системы управления путем имитации работы энергоустановки в движущемся автомобиле. В качестве режимов движения, приоритетных для проработки, были определены: ездовые циклы; движение автомобиля по дорогам с различными сцепными свойствами; испытательные маневры для определения управляемости автомобиля (криволинейное движение).

7.2. Объекты и средства лабораторных испытаний

Система стендовых испытаний КЭУ была создана на базе агрегатной лаборатории ФГУП «НАМИ». Специалистами Центра испытаний и Центра «Автомобили и тракторы» были разработаны и смонтированы два нагрузочных стенда, на одном из которых размещалась энергоустановка, осуществляющая привод задних колес тягача (рисунок 7.3 а), а на втором – электромашины привода передних колес (рисунок 7.3 б). Благодаря отсутствию механических связей между агрегатами переднего и заднего приводов взаимное расположение нагрузочных

стендов не было ограничено необходимостью воспроизведения их компоновки в автомобиле. Их размещение в лаборатории показано на рисунке 7.3 д.

Силовое взаимодействие агрегатов КЭУ с виртуальной частью объекта испытаний обеспечивалось нагружающими устройствами, которые представляют собой электрические машины. Они через датчики момента, один из которых показан на рисунке 7.3г, были соединены с выходным валом АКП и с валами тяговых электромашин переднего привода (нагружающие электромашины видны на рисунке 7.3б слева).

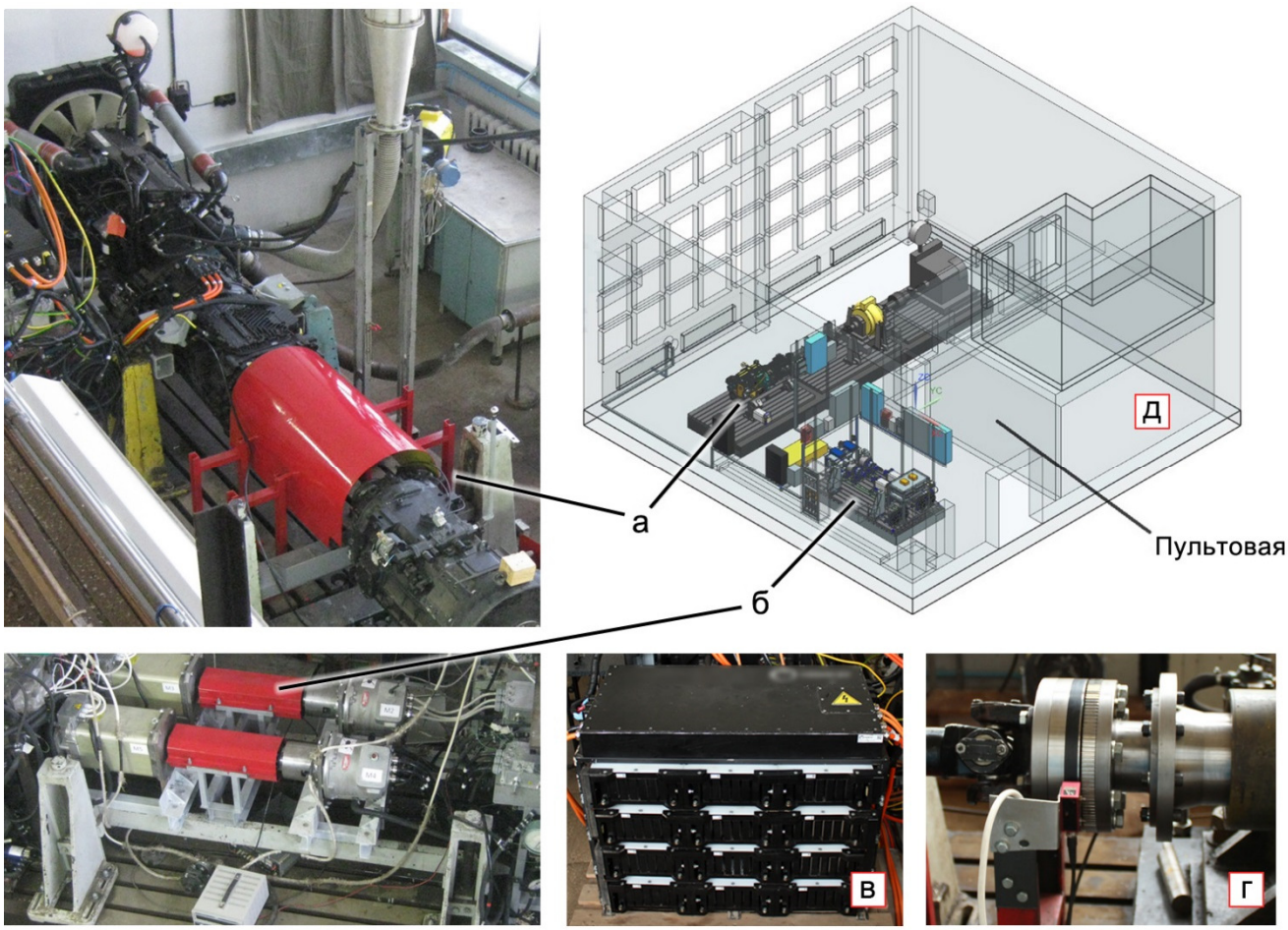


Рисунок 7.3 – Лаборатория стендовых испытаний КЭУ грузового автомобиля. а – нагрузочный стенд с энергоустановкой привода заднего моста; б – нагрузочный стенд с электродвигателями привода передних колес; в – тяговая батарея КЭУ; г – датчик крутящего момента и частоты вращения вала в нагрузочном стенде привода заднего моста; д – трехмерная модель лаборатории

Между нагрузочными стендами располагалось электрооборудование КЭУ, включая тяговую батарею (рисунок 7.3. в), а также система охлаждения электропривода. Монтаж этих систем осуществлялся разработчиками КЭУ совместно со специалистами «НАМИ». Монтаж аппаратной части системы управления нагружающим оборудованием, разработка его

информационной коммутации, а также разработка контроллеров нагружающих устройств для тяговых электромашин переднего привода были выполнены специалистами Центра информационных и интеллектуальных систем «НАМИ».

Автором были разработаны и реализованы на ЭВМ виртуальная модель автомобиля и средства ее взаимодействия с физической частью объекта испытаний: интерфейсы модели автомобиля с КЭУ и стендовым оборудованием; подсистемы, управляющие нагружающими устройствами; подсистемы сбора и обработки сигналов с датчиков стенда, а также из шины CAN энергоустановки.

7.3. Математическая модель виртуальной части объекта испытаний

В виртуально-физических испытаниях воспроизводилось движение тягача без полуприцепа. Виртуальная часть объекта испытаний включала модель автомобиля и узлов механической трансмиссии, которые не вошли в состав физической части: привод задних колес, начиная с главной передачи, а также согласующие редукторы передних электромашин. Модель динамики автомобиля и используемые в ней параметры тягача выбиралась в зависимости от типа выполняемого испытания. Для испытаний в ездовом цикле использовалась одномассовая модель без учета проскальзывания колес, описанная в главе 6 (формула 6.4). Для испытаний с моделированием движения по дорогам с различными сцепными свойствами использовалась модель, описанная в главе 5. Также была разработана модель, воспроизводящая курсовое движение автомобиля. Ее описание и результаты испытаний с ее использованием приведены в приложении А (поскольку исследование курсового движения не является приоритетным в настоящей работе).

Масса автомобиля, моделируемая при испытаниях, составляла 9225 кг. Сопротивление качению определялось по энергетическому классу, указываемому европейскими производителями шин в их технических характеристиках. На тягачах, используемых в составе автопоездов для магистральных грузоперевозок, как правило, устанавливаются шины размерности 315/70R22.5 с энергетическим классом B или C. Средний для этих классов коэффициент f_0 составляет 0.005 [135]. Значение коэффициента k_f (см. формулу 5.2) было выбрано по данным работы [53], где приводится средняя для шин грузовых автомобилей величина – $2 \cdot 10^{-6}$. Параметры аэродинамического сопротивления (см. формулу 5.1) были предоставлены производителем тягача: $C_x = 0.62$, $F = 6.85$ м^2.

Испытания, результаты которых представлены в настоящей работе, воспроизводят движение автомобиля на сухом асфальте. Для моделирования сцепления шин в продольном направлении использовалась характеристика из работы [117], показанная на рисунке 4.18 б.

Горизонтальная координата центра масс автомобиля была рассчитана по его весовым параметрам, указанным в технической характеристике, а вертикальная координата была взята из работы [130], где приводятся экспериментально полученные характеристики аналогичного тягача. Значения геометрических параметров, использованные в модели, составляли: колесная база (L) – 4.02 м; горизонтальная координата центра масс, отсчитанная от центра передней и задней осей (L_1 и L_2) – 1.96 и 2.06 м; вертикальная координата центра масс (h_w) – 1.1 м.

Модель виртуальной части объекта испытаний была реализована на ЭВМ в среде Simulink. Верхний уровень модели представлен на рисунке 7.4.

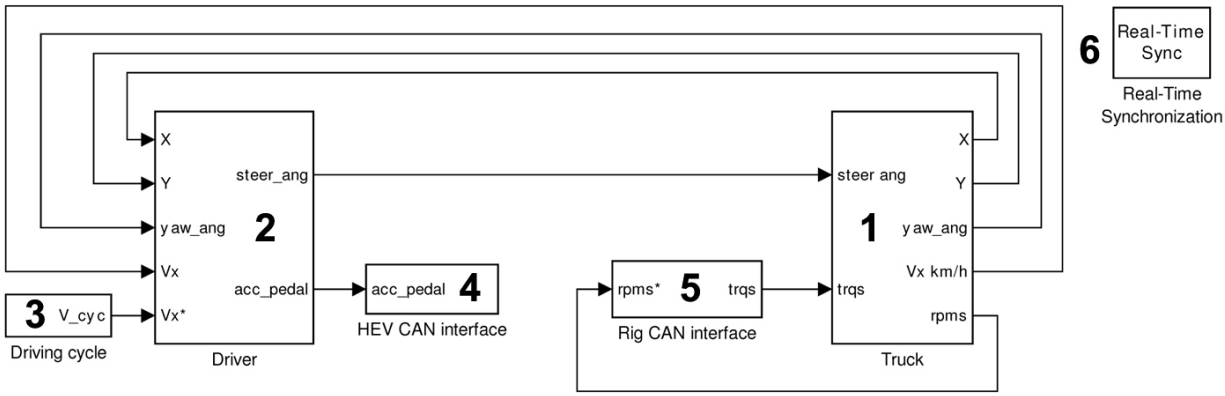


Рисунок 7.4 – Реализация модели автомобиля и ее интерфейсов с КЭУ и нагружающими устройствами испытательного стенда в программной среде Simulink

В подсистеме 1 (Truck) находится модель динамики тягача и модели перечисленных выше виртуальных узлов трансмиссии. В подсистеме 2 (Driver) находится модель «водителя» – система регуляторов и других генераторов сигналов для органов управления автомобилем, которая управляет как виртуальной, так и физической частью объекта испытаний. Ее описание приводится ниже. В подсистеме 3 (Driving cycle) по операционной карте ездового цикла рассчитывается требуемая скорость движения автомобиля. Подсистема 4 (HEV CAN Interface) содержит интерфейсы модели с шиной CAN энергоустановки. Подсистема 5 (Rig CAN interface) содержит интерфейсы модели с нагружающими устройствами. Обмен информацией в системе испытаний и управление ей описаны в следующем разделе. Блок 6 (Real-Time Synchronization) является служебным элементом системы Simulink, который выполняет синхронизацию работы модели с реальным временем.

7.4. Архитектура системы виртуально-физических испытаний

Согласно описанному в разделе 3.2 принципу создания виртуально-физических систем на базе энергоустановок с несколькими силовыми агрегатами, согласование нагрузочных режимов этих агрегатов осуществляется общим для них виртуальным автомобилем через виртуальные части приводов колес и связанные с ними нагружающие устройства. Схема система испытаний, построенная по этому принципу для исследуемой КЭУ, представлена на рисунке 7.5. На ней показаны только те компоненты и сигналы, которые принципиальны для понимания работы системы. В виртуальной части системы показаны расчетные схемы модели автомобиля для общего случая движения – курсового, однако в зависимости типа выполняемых испытаний модель может заменяться на более простую.

В физической части системы расположены компоненты КЭУ, номера которых соответствуют схеме на рисунке 7.1. Также показан главный блок управления КЭУ, называемый VCU (vehicle control unit – с англ. блок управления автомобилем). На схеме он условно изображен большого размера, чтобы подчеркнуть его определяющую роль в работе КЭУ. Блок обменивается информацией с контроллерами компонентов энергоустановки через шину CAN (CAN-КЭУ), отправляя им управляющие сигналы и получая сигналы обратных связей. Датчики 11, 12 и 13 измеряют крутящие моменты на валах агрегатов КЭУ и частоты их вращения. Синхронизация физической и виртуальных частей системы выполняется нагружающими устройствами 14, 15, 16 с помощью обратных связей по измеряемым частотам вращения валов. Сигналы крутящих моментов от датчиков поступают в трансмиссию виртуального автомобиля и приводят его в движение.

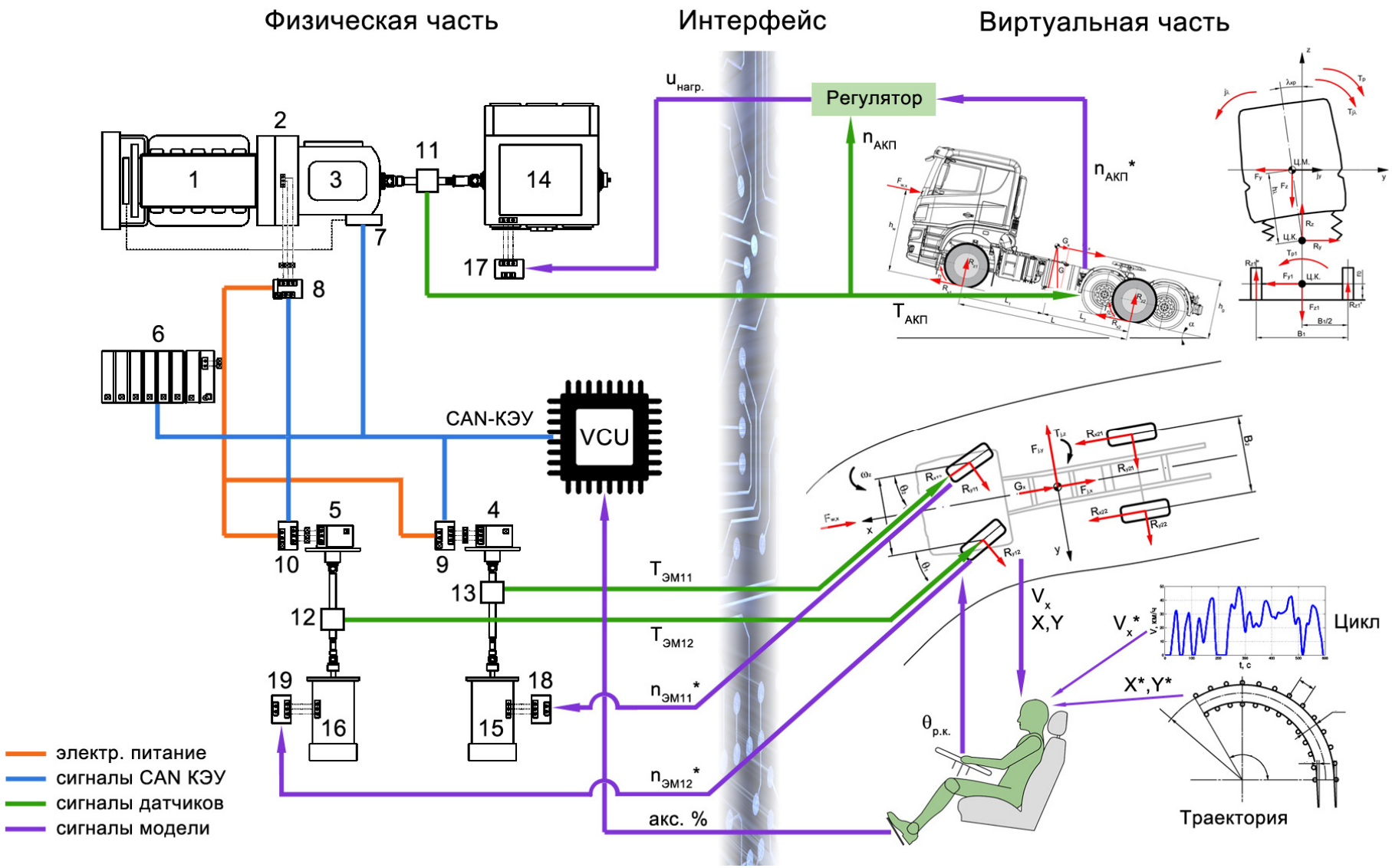


Рисунок 7.5 – Схема системы испытаний виртуального автомобиля с физической КЭУ. 1 – ДВС; 2 – модуль КЭУ; 3 – АКП; 4, 5 – ЭМ11, ЭМ12; 6 – батарея; 7 – ECU: ДВС + сцепление + АКП; 8, 9, 10 – преобразователи/контроллеры ЭМ2, ЭМ11 и ЭМ12; 11, 12, 13 – датчики момента и частоты вращения; 14, 15, 16 – нагружающие устройства; 17, 18, 19 – преобразователи/контроллеры нагружающих устройств.

Нагружающее устройство 14 управляется блоком «Регулятор» по отклонению измеренной частоты вращения выходного вала АКП $n_{АКП}$ от ее значения в модели $n^*_{АКП}$. В блоке находится ПИ-регулятор, компенсирующий это отклонение путем управления напряжением задания нагружающего устройства $u_{нагр}$, которое изменяется в диапазоне от 0 В (полностью остановленный вал) до 10 В (отсутствие нагрузки). Для нагружающих устройств привода передних колес в виртуальной модели не предусмотрено регуляторов, поскольку они были реализованы в контроллерах (инверторах) этих устройств. Модель передает им расчетные частоты вращения валов электромашин $n^*_{ЭМ\,11}$ и $n^*_{ЭМ\,12}$.

Чтобы обеспечивать требуемую ездовым циклом скорость виртуального автомобиля (V_x^*), используется модель водителя, которая для этого управляет физической частью системы (энергоустановкой), отправляя в блок VCU сигнал положения педали акселератора (акс. %). По его значению и ряду других показателей контроллер КЭУ рассчитывает требуемые крутящие моменты агрегатов, которые реализуются локальными контроллерами и исполнительными устройствами систем управления агрегатов. Система управления скоростью автомобиля в виде отдельной упрощенной схемы показана на рисунке 7.6. В ней используется ПИ-регулятор со средством предотвращения перенасыщения интегрирующего звена anti-windup (см. раздел 3.3). Блоками «интерфейс» обозначены информационные и силовые устройства, осуществляющие связи между виртуальной и физической частями системы.

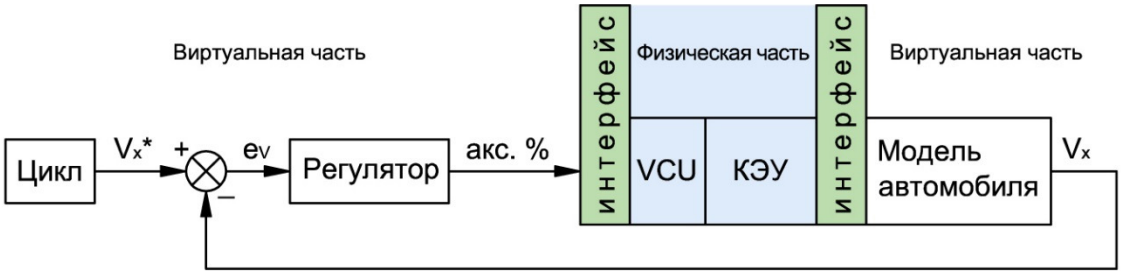


Рисунок 7.6 – Организация системы управления скоростью виртуально-физического автомобиля в ездовом цикле

Вторым сигналом, генерируемым моделью водителя, является угол поворота рулевого колеса ($\theta_{р.к.}$). Его значение отправляется в модель автомобиля. На работе КЭУ оно отражается косвенно – влиянием криволинейного движения на нагрузочные режимы силовых агрегатов.

В качестве интерфейса между ЭВМ, на которой в реальном времени работает модель автомобиля, и аппаратной частью систем управления агрегатами стенда и КЭУ, использовалось устройство Vector VN1640A (рисунок 7.7), которое через интерфейс USB обеспечивает

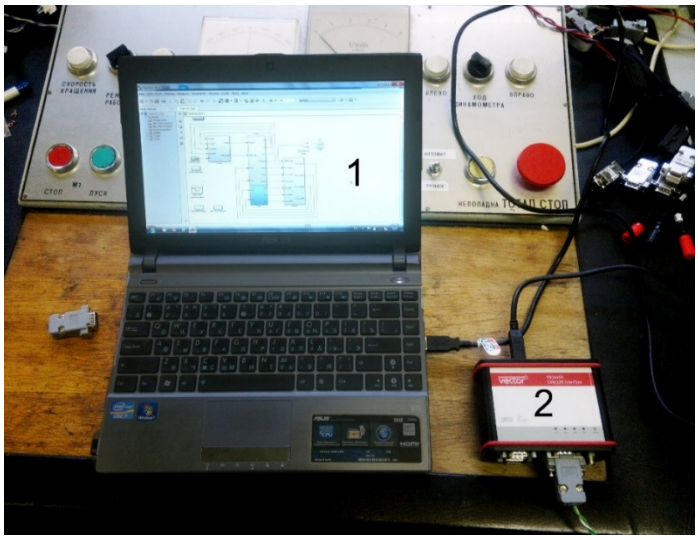


Рисунок 7.7 – Компьютер с виртуальной моделью автомобиля (1) и CAN-интерфейс Vector VN1640A (2)

двухсторонний обмен данными между средой Simulink и шинами CAN энергоустановки и нагружающих устройств.

7.5. Виртуально-физические испытания автомобиля с КЭУ

7.5.1. Программа испытаний

С помощью созданной виртуально-физической системы проводились испытания двух типов:

– определение топливной экономичности автомобиля в ездовом цикле. Выполнялась городская часть цикла ETC (European Transient Cycle) для грузовых автомобилей в соответствии с Правилами №49 ЕЭК ООН. Использовался автомобильный вариант цикла, который задан скоростью автомобиля в функции времени.

– воспроизведение курсового движения автомобиля. Моделировались маневры «поворот» и «переставка», предназначенные для определения управляемости автомобилей в соответствии с методикой с ГОСТ Р 52302-2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний».

7.5.2. Испытания в ездовом цикле

При испытаниях было выполнено 10 повторов цикла ETC. На рисунке 7.8 показаны результаты одного из испытаний. Сверху вниз на графиках представлены следующие переменные:

– скорость автомобиля (V): задаваемая циклом (цикл); рассчитанная моделью (модель); пересчитанная по показаниям датчика частоты вращения на выходном валу АКП (датчик);

– сигнал педали акселератора (акс.), передаваемый в контроллер КЭУ моделью водителя;

показатели КЭУ, полученные из шины CAN:

– крутящие моменты (T) ДВС и электромашины модуля КЭУ (ЭМ2);

– часто́ты вращения (n) валов ДВС и ЭМ2 и график переключения передач в АКП;

– мгновенный G_t и интегральный Q_t показатели расхода топлива;

– ток ($I_{бат}$) и напряжение ($U_{бат}$) тяговой батареи;

– степень заряженности батареи SOC.

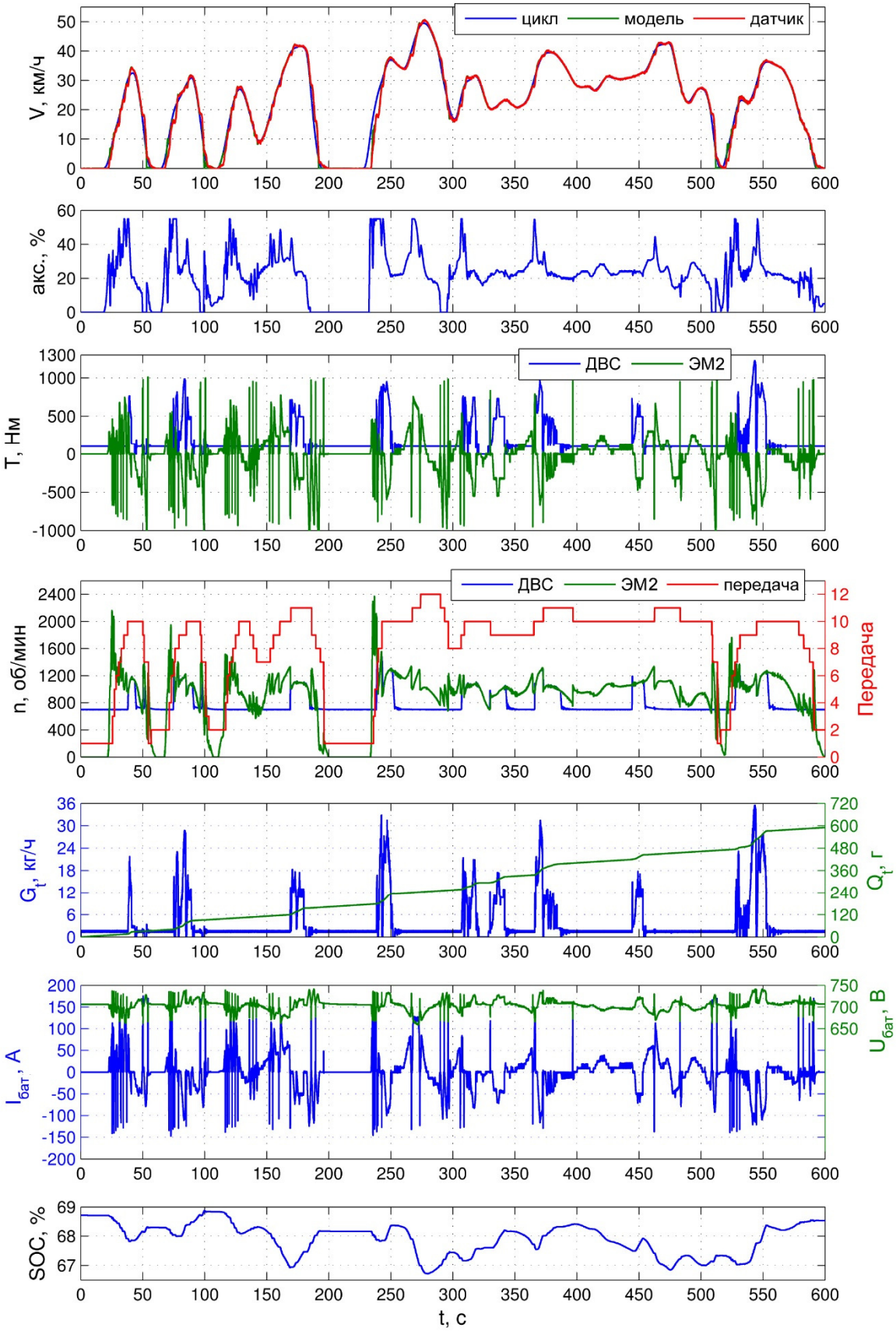


Рисунок 7.8 – Результаты испытаний виртуального автомобиля с физической КЭУ в ездовом цикле

Проведенные испытания показали, что замкнутая система управления с двумя регуляторами (регулятор динамометра и «водитель»), соединяющая физический и виртуальный объекты, работоспособна и устойчива. Регулятор нагружающего устройства заднего привода обеспечил приемлемое качество отслеживания угловой скорости вала АКП, задаваемой моделью. Модель водителя в целом обеспечила приемлемое качество выполнения цикла: среднее отклонение скорости автомобиля от требуемой составило около 2 км/ч. Повышенные отклонения, в частности в районе 230-240 с, связаны в основном с задержками отклика электромашины модуля КЭУ, возможно, связанными с не совсем корректной работой ее контроллера. Путевой расход топлива автомобиля в данном испытании составил 19 л/100 км при обеспечении баланса степени заряженности батареи (т.е. полученный показатель не требует корректировки).

7.5.3. Испытания с моделированием сцепления шин с дорогой

Испытания с моделированием курсового движения состоят из трех фаз: разгона до заданной скорости; движения с установившейся скоростью, в ходе которого производится маневр; замедления до остановки автомобиля. Первая и последняя фазы, в которых движение автомобиля было прямолинейным, выполнялись с достаточной интенсивностью (с точки зрения ускорений/замедлений), чтобы оценить взаимодействие виртуальной и физической частей системы в аспекте использования модели автомобиля, которая отражает сцепные свойства шин, проскальзывание колес и перераспределение нормальных реакций.

Полученные в одном из испытаний показатели разгона и торможения автомобиля представлены на рисунках 7.9 и 7.10 соответственно. Сверху вниз на графиках показаны:

– крутящие моменты, задаваемые системой управления КЭУ для ДВС (T_e) и ЭМ2 ($T_{ЭМ2}$), записанные из CAN-шины; переключение передач в АКП (CAN-шина);

– крутящий момент электромашин передних колес[10], задаваемый системой управления КЭУ (CAN-шина); крутящий момент на выходном валу АКП, измеренный датчиком;

– скорость (V_x-модель) и продольное ускорение (a_x-модель) виртуальной модели автомобиля; скорость автомобиля, пересчитанная по датчику частоты вращения одной из электромашин переднего привода (V_x-датчик);

– продольные проскальзывания S_x колес переднего и заднего мостов виртуального автомобиля;

– нормальные реакции R_z, действующие на колеса виртуального автомобиля.

Для того, чтобы подчеркнуть виртуально-физическую структуру объекта испытаний и взаимодействие обеих его частей, поля графиков снабжены цветовой кодировкой.

---

[10] $T_{ЭМ1}$* - суммарный крутящий момент двух электромашин, приведенный к условной главной передаче, для сопоставления с крутящим моментом на главной передаче заднего моста.

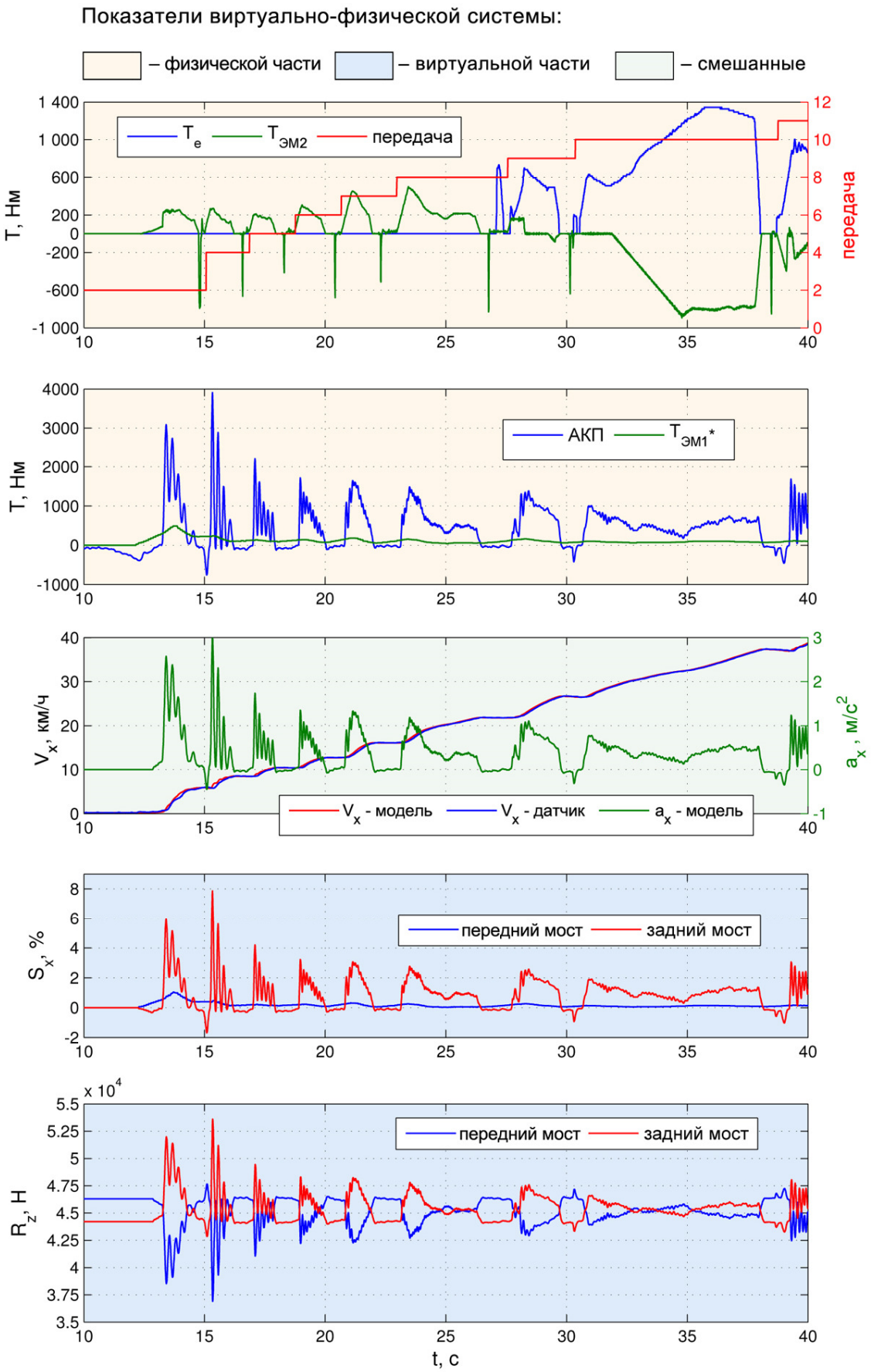


Рисунок 7.9 – Результаты моделирования разгона виртуального автомобиля с физической КЭУ

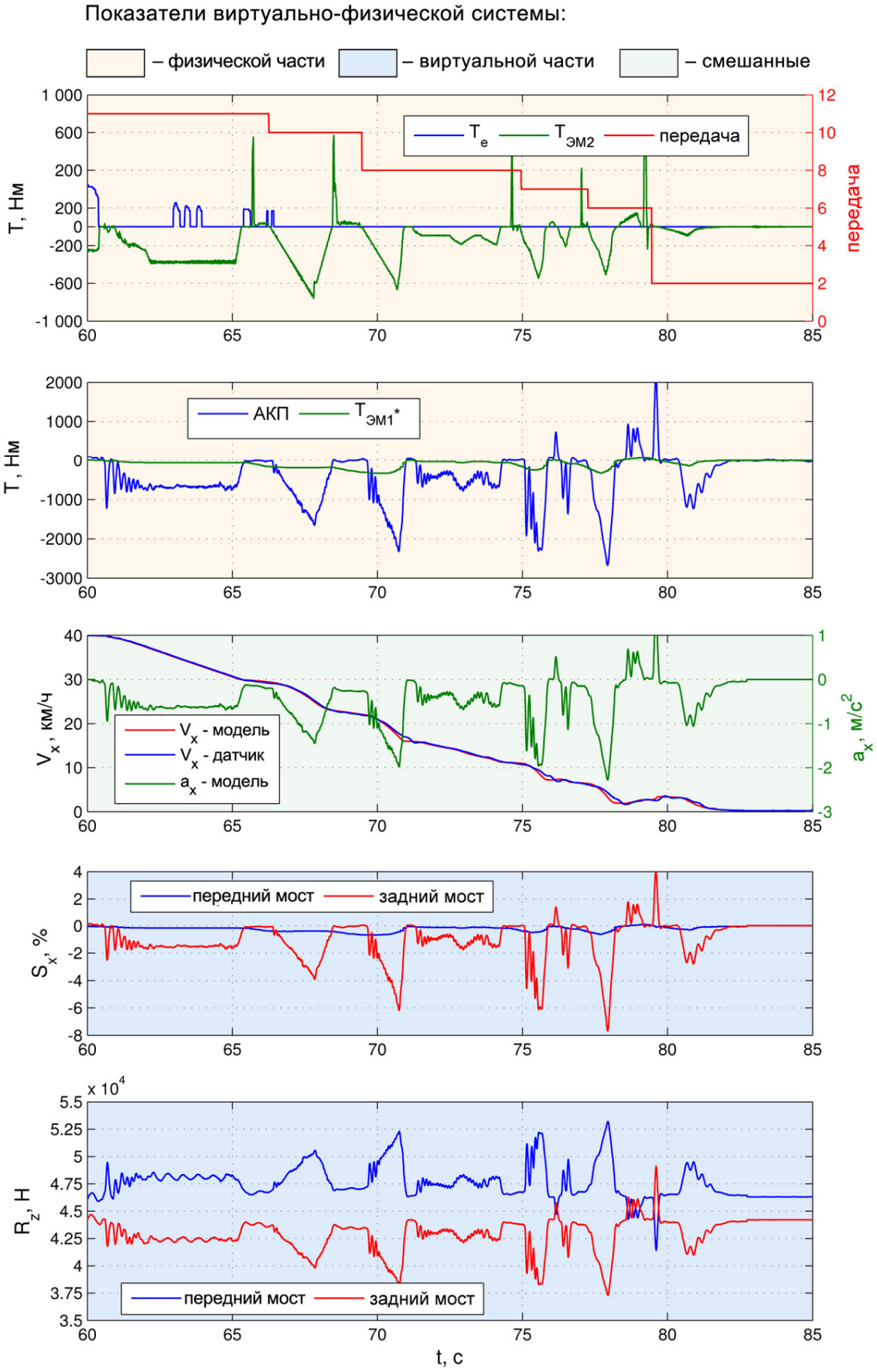


Рисунок 7.10 – Результаты моделирования замедления виртуального автомобиля с физической КЭУ

Под действием физически развиваемых моментов силовых агрегатов КЭУ происходит ускорение виртуального автомобиля, сопровождающееся проскальзыванием колес и перераспределением нормальных реакций. Значительное проскальзывание – до 8% – наблюдается на задних колесах, к которым подводится бóльшая часть крутящего момента, развиваемого агрегатами энергоустановки. Проскальзывание передних колес, приводимых вспомогательными электромашинами, не превышает 1%.

Следует отметить, что расхождения между скоростью виртуального автомобиля и скоростью по датчику отражают не проскальзывание передних колес, а точность регулирования нагружающего устройства. Для воспроизведения проскальзывания физических приводов колес относительно виртуальной дороги требуется нагружающий электропривод с более высоким быстродействием и точностью регулирования, чем был использован в данной работе. Ввиду высокой чувствительности характеристики касательной реакций к изменениям проскальзывания использование его неточного расчета по показаниям датчиков привело бы к неустойчивой работе системы. Во избежание этого проскальзывание колес рассчитывалось только по переменным модели автомобиля. Вместе с тем, быстродействие нагружающей системы было достаточным для воспроизведения в физической части различий окружных скоростей колес при выполнении маневров курсового движения, что показано в разделе А.2 приложения.

Испытания с проскальзыванием колес, как и испытания на управляемость, имели основной целью подтвердить работоспособность и функциональность системы (верифицировать ее), а также провести качественную оценку результатов – т.е. соответствие получаемых показателей физике моделируемых процессов. При дальнейшем ее развитии должна быть проведена идентификация модели и проверка ее адекватности и точности с использованием результатов дорожных испытаний автомобиля.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработана методика создания виртуально-физических объектов, являющихся инструментами исследования и разработки автомобилей с КЭУ. Синтез этих объектов возможен в рамках обобщенного подхода, заключающегося в использовании в качестве средств синхронизации виртуальной и физической частей замкнутых систем автоматического регулирования. Этим подходом обеспечивается решение исследовательских задач двух типов:

– Идентификация неизмеряемых при испытаниях автомобиля или КЭУ переменных, в частности крутящих моментов, посредством виртуального объекта, дублирующего физический. Способ идентификации реализуется путем обобщения прямой задачи динамики автомобиля с моделью водителя до задачи отслеживания измеренных при испытаниях переменных регуляторами, которые приводят модель исследуемого объекта в движение, автоматически определяя неизвестные крутящие моменты в силовом приводе.

– Расширение функциональных возможностей испытаний энергоустановок на агрегатных стендах с помощью систем с виртуальным объектом (автомобиль, дорога), дополняющим физический (КЭУ). Обоснован принцип создания нагрузки в системах этого типа. Нагрузка, соответствующая воспроизводимым режимам движения автомобиля, создается корректно с любым сочетанием крутящего момента и инерции динамометра без необходимости учета последней в виртуальной модели при выполнении условия размещения датчика обратных связей по моменту и частоте вращения вала.

Обоснован способ согласования нагрузочных режимов нескольких силовых агрегатов одной энергоустановки, в том числе механически не связанных, с помощью общей виртуальной модели автомобиля. Способ позволяет синхронизировать режимы работы испытываемых агрегатов при воспроизведении движения автомобиля с кинематическим рассогласованием приводимых ими колес.

2. Проанализированы и выбраны способы моделирования компонентов автомобиля с КЭУ: тяговой батареи, тепловых и электрических двигателей, эластичного колеса.

В качестве средств моделирования батареи рассмотрены электрические схемы замещения. Для проверки адекватности моделей использовались экспериментальные показатели тяговых батарей, полученные при испытаниях КЭУ и электромобиля. Среднеквадратические погрешности моделирования напряжения составили $\sigma = 0.15...0.5\%$ – в зависимости от схемы замещения (наименьшие погрешности обеспечивают схемы с динамическими звеньями). Установлено, что приемлемую точность расчета КПД аккумулятора обеспечивает расчет потерь мощности на его внутреннем сопротивлении. Сопоставление степени заряженности батареи, рассчитанной с учетом этих потерь, с оценками серийных систем мониторинга батарей (BMS) показало расхождения не более 0.15%.

Обоснован выбор эмпирических моделей тепловых и электрических двигателей, отражающих соответствие между управляющим сигналом и откликом на него (крутящим моментом) и энергетическую эффективность двигателя (для ДВС – расход топлива).

Для воспроизведения сцепных свойств шин выбрана модель Magic Formula (автор H. Pacejka), аппроксимирующая силовые факторы в контакте шины с опорной поверхностью тригонометрическими функциями.

3. Разработаны способ и инструментарий исследования системы рекуперации по комплексу показателей энергоэффективности и тормозных свойств автомобиля на основе результатов его дорожных испытаний с ограниченным составом измеряемых показателей, не включающим крутящие моменты на колесах и в силовом приводе. Инструментарий включает модель динамики автомобиля с учетом проскальзывания и сцепных свойств колес; модель силового привода; средства идентификации ненаблюдаемых крутящих моментов.

С помощью инструментария и экспериментальных данных определены свойства автомобиля и его энергоустановки в следующих аспектах, связанных с системой рекуперации: показатели режимов работы компонентов энергоустановки и автомобиля (тяговой батареи, тягового электропривода, колес); КПД электропривода (переменный, с максимальным значением 92...93%) и тяговой батареи (переменный, не менее 93%); соотношения тормозных моментов, создаваемых электродвигателем и тормозными механизмами; характеристика сцепления шин автомобиля.

Корректность идентификации показателей движения автомобиля и работы его энергоустановки подтверждается следующими результатами проведенного исследования:

– обеспечением приемлемого качества отслеживания регуляторами экспериментальных показателей, которые использовались для идентификации: частот вращения колес автомобиля (σ= 0.05...0.94%), силы тока батареи (σ = 1.5...2%);

– приемлемой сходимостью результатов моделирования с данными, полученными при испытаниях автомобиля, по следующим контрольным показателям: скорость автомобиля (σ =1.5...2%), продольное ускорение автомобиля (σ = 7.5...8.7%), напряжение батареи (σ =0.44...0.56%);

Определены параметры модели шины, которые существенно влияют на корректность идентификации ненаблюдаемых крутящих моментов на колесах автомобиля. Ими являются наклон $\varphi - S$ диаграммы в области устойчивой работы шины и соотношение нормальных жесткостей шин передних и задних колес.

4. Разработаны способ и инструментарий для исследования организации потоков мощности в КЭУ с двухпоточной бесступенчатой трансмиссией (на примере Toyota Hybrid System) по результатам лабораторных испытаний автомобиля с ограниченным составом

измеряемых переменных, не включающим крутящие моменты силовых агрегатов, а также в отсутствии информации об алгоритме управления КЭУ. Инструментарий включает модели динамики автомобиля и силового привода КЭУ; средства идентификации ненаблюдаемых крутящих моментов.

С помощью инструментария и экспериментальных данных определены свойства автомобиля и его энергоустановки в следующих аспектах: показатели режимов работы компонентов КЭУ (ДВС, тяговой батареи, электромашин); разделение потоков мощности между ДВС, батареей и электромашинами; КПД КЭУ (переменный, с максимальным значением порядка 95%); влияние циркуляции мощности на КПД КЭУ (снижение КПД на 7...10%).

Корректность идентификации показателей имитации движения автомобиля на стенде и работы его энергоустановки подтверждается следующими результатами проведенного исследования:

– обеспечением приемлемого качества отслеживания регуляторами экспериментальных показателей, которые использовались для идентификации: скорости автомобиля ($\sigma \approx 0.2\%$), частоты вращения вала ДВС ($\sigma = 0.1...3.25\%$), силы тока батареи ($\sigma \approx 4.9\ \%$);

– приемлемой сходимостью результатов моделирования с данными, полученными при испытаниях автомобиля, по следующим контрольным показателям: крутящий момент ДВС (сопоставление с данными из публикаций), напряжение батареи ($\sigma \approx 0.14\%$), часовой расход топлива ($\sigma \approx 8.2\%$), интегральный расход топлива ($\sigma \approx 0.74\%$, расхождение в конце ездового цикла $\approx 1.4\%$).

5. Разработана и реализована на базе агрегатного стенда система управления виртуально-физическими испытаниями автомобиля с КЭУ с расширенными возможностями воспроизведения режимов движения автомобиля.

Проведены виртуально-физические испытания автомобиля с КЭУ в ездовом цикле с определением его топливной экономичности и регистрацией основных показателей работы компонентов КЭУ. Проведены виртуально-физические испытания автомобиля с КЭУ с воспроизведением проскальзывания колес автомобиля и его курсового движения.

Установлено, что реализованный способ управления обеспечивает устойчивую работу виртуально-физической системы и приемлемое качество регулирования нагрузки, создаваемой динамометрическими устройствами. Согласование работы физической и виртуальной частей системы в соответствии с предложенной методикой позволяет адекватно воспроизводить работу КЭУ в режимах движения автомобиля, характеризующихся кинематическим рассогласованием вращения колес.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. База данных Environmental Protection Agency (США) по топливной экономичности и экологическим классам автомобилей [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.fueleconomy.gov/feg/best-worst.shtml. (дата обращения 24.09.2016 г.)
2. Козлов А.В., Теренченко А.С. Современные требования к уровню энергетической эффективности транспортных средств // Журнал Автомобильных инженеров. – 2014. – №1 (84). – С. 28-33.
3. Нагайцев М.В. Современные мировые требования к энергетической эффективности автотранспортных средств и пути ее обеспечения в России. Журнал Автомобильных инженеров. – 2014. – № 4(87). – С. 32-37. №5(88). – С. 18-24.
4. Transportation Energy Data Book, Ed. 34: статистический отчет/ Davis S.C., Diegel S.W., Boundy R.G. – Oak Ridge National Laboratory, 2015 – 440 p.
5. European Vehicle Market Statistics. Pocketbook 2015/16: статистический отчет/ Mock P. Ed. – International Council on Clean Transportation, 2015 – 113 p.
6. The Motor Industry of Japan 2015: статистический отчет/Japan Automobile Manufacturers Association, Inc., 2015. – 67 p.
7. Serrarens A.F.A. Coordinated control of the Zero Inertia powertrain: PhD thesis. – Technische Universiteit Eindhoven, 2001. – 196 p.
8. Лежнев Л.Ю. Улучшение топливно-экономических и экологических показателей ДВС в составе комбинированных энергетических установок автотранспортных средств: дис. канд. техн. наук. – М., 2005. – 134 с.
9. Lin C-C., Kang J-M., Grizzle J.W., Peng H. Energy Management Strategy for a Parallel Hybrid Electric Truck // Proceedings of the 2001 American Control Conference. – 2001. – no. 4. – P. 2878-2883.
10. Lin C-C., Peng H., Grizzle J.W. Power Management Strategy for a Parallel Hybrid Electric Truck // IEEE transactions on control systems technology. – 2003. – no. 11(6). – P. 839-849.
11. de Jager B., van Keulen T., Kessels J. Optimal Control of Hybrid Vehicles. – Springer-Verlag London, 2013. – P. 71-97.
12. Куликов И.А., Селифонов В.В. Комбинированная энергоустановка последовательно-параллельного типа: теоретическое исследование // Журнал Автомобильных инженеров. – 2011. – №6 (71). – С. 14-17.
13. Kulikov I.A., Baulina E.E., Filonov A.I. Optimal Control of a Hybrid Vehicle’s Powertrain Minimizing Pollutant Emissions and Fuel Consumption // SAE Technical Paper – 2014. – Proceedings of Commercial Vehicles SAE Congress. – no. 2014-01-2372. – 4 p.

14. Kum D., Peng H., Bucknor N.K. Supervisory control of parallel hybrid electric vehicles for fuel and emission reduction // Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME. – 2011. – Issue 6, vol. 133. – 10 p.

15. Grebe U.D., Nitz L.T. Voltec – the Propulsion System for Chevrolet Volt and Opel Ampera // MTZ Wordwide. – 2011. – Issue 5, Vol. 72. – P. 4-11.

16. Vroemen, Bas G. Component control for the Zero Inertia powertrain: PhD thesis – Technische Universiteit Eindhoven, 2001. – 206 p.

17. Селифонов В.В. Автоматические системы автомобиля. – М.: Гринлайт+, 2011. – С. 216-262.

18. Pfeiffer F. Mechanical System Dynamics. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008. – P. 275-329.

19. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов – М.: Машиностроение, 2004. – С. 182-324, 384-392.

20. Ehsani M., Gao Y., Emadi A. Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design. – 2nd Ed. – CRC Press, 2010. – P. 144-149.

21. Miller J.M. Propulsion Systems for Hybrid Vehicles. – 2nd Ed. – The Institution of Engineering and Technology, 2010 – P. 86-93.

22. Карунин А.Л. (ред.). Конструкция автомобиля. Шасси. – М.: МГТУ «МАМИ», 2000 – С. 148-153.

23. Lauinger C., Vornehm M., Englisch A. 500 Nm CVT. LuK Components in Power Split // LuK Symposium. – 2002. – P. 75-87.

24. Brockbank C., Greenwood C. Torotrak Infinitely Variable Transmission: One Technology, Many Applications // CTI Innovative Transmissions Conf.– 2005. – 13 p.

25. Villeneuve A. Dual Mode Electric Infinitely Variable Transmission// SAE Technical Paper. – no. 2004-40-0019 – 11 p.

26. Nisewanger, Groeneveld P., Bower G. Gen 2 Volt Transmission Operating Modes Explained [Электронный ресурс]. – Режим доступа http://gm-volt.com/2015/02/20/gen-2-volt-transmission-operating-modes-explained. (дата обращения 25.05 2015 г.)

27. Miller J.M. Hybrid Electric Vehicle Propulsion System Architectures of the e-CVT Type // IEEE Transactions on Power Electronics 21(3), 2006 – P. 756 – 767.

28. Folkson, R. (Ed.). Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance. Towards Zero Carbon Transportation. – Woodhead Publishing Limited, 2014 – P. 422-431.

29. Voelcker J. Another Defunct Hybrid: 2016 Volkswagen Touareg SUV Loses Hybrid Option [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.greencarreports.com/news/1099509_another-defunct-hybrid-2016-volkswagen-touareg-suv-loses-hybrid-option. (дата обращения 09.08.2016 г.).

30. Badin F. Ed. Hybrid Vehicles: From Components to System. – Editions Technip, Paris, 2013. – P. 33-56, P. 352-362.

31. Fazal U. S., Ming L. K., Czubay J., Hao Y. Derivation and Experimental Validation of a Power-Split Hybrid Electric Vehicle Model. – IEEE Transactions on Vehicular Technology. – 2006. – vol. 55, no. 6 . – P. 1731-1747.

32. MATADOR. Final Report of Task 2: научно-технический отчет / TNO, ENEA, IKA, HTS-Autotechniek, 2000 – 866 p.

33. Куликов И.А. Оценка свойств гибридных автомобилей при их сертификации // Вестник ВНИИНМАШ. – 2011. – №10. – С. 39-44.

34. J1711 201006 Recommended Practice for Measuring the Exhaust Emissions and Fuel Economy of Hybrid-Electric Vehicles, Including Plug-in Hybrid Vehicles. – Standard, SAE International, 2010 – 63 p.

35. Hofman T., Steinbuch M., Druten van R., Serrarens A. Parametric Modeling of Components for Selection and Specification of Hybrid Vehicle Powertrains // World Electric Vehicle Association Journal . – 2007. – vol. 1. – P. 215-224.

36. Понтрягин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф. Математическая теория оптимальных процессов. – М.: Наука, 1983. – С. 13-27.

37. Gao J-P., Zhu G-M. G., Strangas E.G., Sun F-C. Equivalent fuel consumption optimal control of a series hybrid electric vehicle // Proc. IMechE. – 2009. – Vol. 223 Part D: J. Automobile Engineering. – P. 1003-1017.

38. Konev, A., Lezhnev, L., and Kolmanovsky, I. Control strategy optimization for a series hybrid vehicle // SAE Technical Paper. – 2006. – no. 2006-01-0663. – 14 p.

39. Hofman T. «Framework for Combined Control and Design Optimization of Hybrid Vehicle Propulsion Systems» PhD Thesis. – Technische Universiteit Eindhoven, 2007. – P. 21-45.

40. Karbowski D., Pagerit S., Calkins A. Energy Consumption Prediction of a Vehicle along a User-Specified Real-World Trip // Proceedings of the Electric Vehicle Symposium (EVS). – 2012. – 12 p.

41. Гришкевич А.И. Автомобили: теория. – Минск, Выш. школа, 1986 г. – С. 90-102.

42. Michel André, Mario Keller, Åke Sjödin et al. The Artemis European tools for estimating the transport pollutant emissions // Proc. of 16th International Transport and Air Pollution Congress. – 2008. – 10 p.

43. von Albrichsfeld C., Karner J. Brake System for Hybrid and Electric Vehicles // SAE Technical Paper. – 2009. – no. 2009-01-1217. – 7 p.

44. Yang Yang., Zou J., Yang Y., Qin D. Design and Simulation of Pressure Coordinated Control System for Hybrid Vehicle Regenerative Braking System // ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. – 2014. – Vol. 136. – 8 p.

45. Borutzky W. (Ed.) Bond Graph Modelling of Engineering Systems. – Springer Science + Business Media, 2011. – 435 p.

46. Karnopp D.C., Margolis D.L., Rosenberg R.C. System dynamics : modeling, simulation, and control of mechatronic systems. – 5th Ed. – John Wiley & Sons, Inc, 2012. – P. 17-77.

47. Halbach S., Sharer P., Pagerit S., Folkerts C., Rousseau A. Model Architecture, Methods, and Interfaces for Efficient Math-Based Design and Simulation of Automotive Control Systems // SAE Technical Paper. – 2010. – no. 2010-01-0241. – 11 p.

48. Разработка комбинированной энергоустановки транспортных средств с алгоритмами взаимодействия основных элементов, обеспечивающими повышение их общей энергоэффективности. Этап 4: Проведение исследовательских испытаний экспериментального образца комбинированной энергоустановки транспортных средств с разработанными алгоритмами взаимодействия основных элементов: отчет о НИР. – М.: ФГУП «НАМИ», 2016. – с. 20-28.

49. Николаенко А.В., Бахмутов С.В. Селифонов В.В., Павлушков Б.Э., Филонов А.И., Благушко Я.В., Баулина Е.Е., Куликов И.А., Карпухин К.Е., Данилин М.Ф. Комбинированная энергетическая установка транспортного средства (варианты) / Патент (изобретение). – 2011. – РФ №2009141549.

50. Бахмутов С.В., Павлушков Б.Э., Селифонов В.В., Серебряков В.В., Филонов А.И., Благушко Я.В., Маликов О.В., Баулина Е.Е., Куликов И.А., Карпухин К.Е. Комбинированная энергетическая установка гибридного автомобиля / Патент (изобретение). – 2012. – RU 2457959 C2.

51. Баулина Е.Е. , Бахмутов С.В., Куликов И.А., Круташов А.В., Серебряков В.В., Филонов А.И. Комбинированные энергетические установки транспортных средств: учебное пособие. – М.: Тракторы и сельхоз машины, 2014 – С. 61-64.

52. Серебряков В.В., Баулина Е.Е., Кондрашов В.Н. Проектирование и изготовление стенда для имитации движения транспортного средства с приводом от электродвигателя // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2013. – т. 1. № 1 (15). – С. 184-191.

53. Петрушов В.А. Автомобили и автопоезда. Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. – М.: Торус Пресс. 2008. – 352 с.

54. Rousseau, A., Deville, B., Zini, G., Kern, J. et al. Honda Insight Validation Using PSAT. – SAE Technical Paper. – 2001. – no. 2001-01-2538. – 17 p.

55. Rousseau, A., Kwon, J., Sharer, P., Pagerit, S. et al. Integrating Data, Performing Quality Assurance, and Validating the Vehicle Model for the 2004 Prius Using PSAT. – SAE Technical Paper. – 2006 . – no. 2006-01-0667. – 13 p.

56. Kim N., Rousseau A., Rask E. Autonomie Model Validation with Test Data for 2010 Toyota Prius. – SAE Technical Paper. – 2012. – no. 2012-01-1040. – 10 p.

57. Toyota Hybrid System THS II / Toyota Motor Corporation, Public Affairs Division – 2003. – 24 p.

58. Muta K., Yamazaki M., Tokieda J. Development of New-Generation Hybrid System THS II - Drastic Improvement of Power Performance and Fuel Economy. – SAE Technical Paper. – 2004. – no. 2004-01-0064. – 13 p.

59. Isermann R. Mechatronic Systems : Fundamentals – Springer-Verlag London Limited, 2005 – p. 19-21, p. 293-331.

60. Isermann R., Münchhof M. Identification of Dynamic Systems. An Introduction with Applications. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011 – p. 539-550.

61. Grewal M.S., Andrews A.P. Kalman filtering: theory and practice using MATLAB. – 4th Ed. – John Wiley & Sons, Inc. 2015 – 617 p.

62. Doumiati M., Charara A., Victorino A., Lechner D. Vehicle Dynamics Estimation using Kalman Filtering: Experimental Validation – ISTE Ltd and John Wiley & Sons, Inc., 2013 – 239 p.

63. Plett G.L. Extended Kalman filtering for battery management systems of LiPB-based HEV battery packs Part 1. Background // Journal of Power Sources. – 2004. – no. 134. – pp. 252–261.

64. Plett G.L. Extended Kalman filtering for battery management systems of LiPB-based HEV battery packs Part 3. State and parameter estimation // Journal of Power Sources.. – 2004 – no. 134. – pp. 277–292.

65. Isermann R. (Hrsg.). Fahrdynamik-Regelung. Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik. – Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2006. – S. 169-202.

66. Luenberger D.G. Introduction to Dynamic Systems. Theory, Models, and Applications. – John Wiley and Sons Inc, 1979. – P. 276-314.

67. Dolcini P.J., de Wit C.C., Béchart H. Dry Clutch Control for Automotive Applications. – Springer-Verlag London Limited, 2010 – p. 83-100.

68. Chen H., Gao B. Nonlinear Estimation and Control of Automotive Drivetrains. – Science Press Beijing, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014 – p. 125-145.

69. Ouahi M., Stéphant J., Meizel D. Evaluation of Torque Observer in Automotive Context // Proc. of the 18th IFAC World Congress. – 2011. – 6 p.

70. Vahidi A., Stefanopoulou A., Peng H. Experiments for Online Estimation of Heavy Vehicle's Mass and Time-Varying Road Grade // ASME 2003 International Mechanical Engineering Congress and Exposition Dynamic Systems and Control . – 2003. – Volumes 1 and 2. – pp. 451-458.

71. Final report of the Research Program (VTP1) on an Emissions and CO2 Test Procedure for Heavy Duty Hybrids (HDH), Final Report: научно-технический отчет. – TNO, TU Graz, Chalmers Univ. of Technology, IFA, 2013 – 136 p.

72. Development of an exhaust emission and CO2 measurement test procedure for heavy-duty hybrids (HDH), Final Report: научно-технический отчет. – TU Wien, TU Graz, Chalmers Univ. of Technology, IFA, 2014 – 118 p.

73. База файлов рабочей группы GRPE HDH, КВТ ЕЭК ООН [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www2.unece.org/wiki/display/trans/HDH+General+Files (дата обращения 24.09.2016 г.).

74. Fegraus C.E., D'Angelo S. Inertia and road load simulation for vehicle testing / Automotive Environmental Systems. – 1979. – Patent US 4,161,116.

75. Henry K.J., Kotwicki A.J. Emulation system for a motor vehicle drivetrain / General Motors Corporation. – 1987. – Patent US 4,680,959.

76. Johnson D.B., Newberger N.M., Anselmo I.C. Wheel Slip Simulation Systems and Methods / Horiba Instruments Inc. (US). – 2014. – Patent US 8,631,693 B2.

77. Germann S., Nonn H., Kopecky W., Abler G., et. al. Method of simulating the performance of a vehicle on a road surface / AVL Deutschland GmbH, Dr. Ing. h. c. F. Porsche Aktiengesellschaft. – 2004. – Patent US 6,754,615 B1.

78. Schaefer R. Traction control road simulator / Ford Motor Company. – 1994. – Patent US 5,323,644.

79. Engstrom C. A method and a device for dynamometer testing of a motor vehicle and vehicle components / 2007. – Patent EP 2018534.

80. Kaup, C., Pels, T., Ebner, P., Ellinger, R. et al. Systematic Development of Hybrid Systems for Commercial Vehicles. – SAE Technical Paper. – 2011. – no. 2011-28-0064. – 10 p.

81. Ревин А.А. Повышение эффективности, устойчивости и управляемости при торможении автотранспортных средств: дис. д-ра техн. наук. – Волгоград, 1983. – С. 179-197.

82. Дыгало В.Г. Разработка средств и методов лабораторной оценки активной безопасности автомобиля с АБС с учетом действий водителя: дис. канд. техн. наук. – Волгоград, 2003. – 181 С.

83. Грошев А.М., Тумасов А.В., Палкович Л. Применение электронных систем курсовой устойчивости на коммерческом транспорте российского производства // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2010. – № 1(60). – С. 34-37.

84. Костин С.Ю., Кравец В.Н., Мусарский Р.А. Сравнительная оценка моделирования и дорожных испытаний управляемости и устойчивости автобуса // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2012. – № 6(77). – С. 35-39.

85. Тумасов А.В., Грошев А.М., Костин С.Ю., Саунин М.И., Трусов Ю.П., Дыгало В.Г. Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2011. – № 2(67). – С. 34-37.

86. Guzzella L., Sciarretta A. Vehicle Propulsion Systems. Introduction to Modeling and Optimization. – Third Edition. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013. – 409 p.

87. Rousseau, A., Sharer, P., and Besnier, F. Feasibility of Reusable Vehicle Modeling: Application to Hybrid Vehicles // SAE Technical Paper. – 2004. – no. 2004-01-1618. – 12 p.

88. Куликов И.А., Селифонов В.В. Математическое моделирование движения автомобиля с гибридной силовой установкой параллельного типа // Труды НАМИ. – 2009. – выпуск 242. – с. 67-84.

89. Hofman T., van Druten R.M., Serrarens A.F.A, van Baalen J. A fundamental case study on the Prius and IMA drivetrain concepts // International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium & Exposition. – 2005. – 12 p.

90. Trigui R., Jeanneret B., Malaquin B., Plasse C. Performance Comparison of Three Storage Systems for Mild PHEVs Using PHIL Simulation // IEEE Transactions on Vehicular Technology. – 2009. – Volume 58, Issue 8. – 10 p.

91. Akiyama T., Sawada Y. Testing system for drivetrain / Meidensha Corporation. – 2015. – Patent US 2015/219529 (A1).

92. Ziegler J.G., Nichols N.B., Rochester N.Y. Optimum Settings for Automatic Controllers // Transactions of the American Society of ASME. – 1942. – Volume 64. – P. 759-768.

93. Hodel A.S., Hall C. E. Variable-structure PID control to prevent integrator windup // IEEE Transactions on Industrial Electronics. – 2001. – no. 48(2). – P. 442—451.

94. Зарубин В.С. Математическое моделирование в технике. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001 – С. 43-60.

95. Bhatikar S.R., Mahajan R.L., Wipke K., Johnson V. Neural Network Based Energy Storage System Modeling for Hybrid Electric Vehicles // Proceedings of the 2000 Future Car Congress. – 2000. – Paper No. 2000-01-1564. – 36 p.

96. Hu, X., Li, S., and Peng, H. A comparative study of equivalent circuit models for li-ion batteries // Journal of Power Sources. – 2012. – no. 198. – P. 359-367.

97. Plett G.L. Extended Kalman filtering for battery management systems of LiPB-based HEV battery packs. Part 2. Modeling and identification // Journal of Power Sources. – 2004. – no. 134. – P. 262-276.

98. Weng C., Sun J., Peng H. An open-circuit-voltage model of lithium-ion batteries for effective incremental capacity analysis // Proceedings of the ASME 2013 Dynamic Systems and Control Conference. – 2013. – 8 p.

99. Liu J. Modeling, configuration and control optimization of power-split hybrid vehicles: PhD dissertation. – Univ. of Michigan, 2007. – 164 p.

100. Johnson V.H, Pesaran A.A., Sack T. Temperature-Dependent Battery Models for High-Power Lithium-Ion Batteries // 17th Electric Vehicle Symposium. – 2000. – 15 p.

101. He H., Xiong R., Fan J. Evaluation of Lithium-Ion Battery Equivalent Circuit Models for State of Charge Estimation by an Experimental Approach // Energies. – 2011. – no. 4. – P. 582-598.

102. Куликов И.А., Коркин С.Н., Семикин С.Н., Бокарев А.И. Применение технологии HILS в разработке энергоустановки автопоезда с КЭУ // Труды НАМИ. – 2014. – №257. – С. 95-101.

103. И.А. Куликов. Технология HIL как инструмент создания автомобильных многоприводных силовых агрегатов // Известия МГТУ МАМИ. – 2014. – №3 (21). – С. 27-34.

104. Бахмутов С.В., Гайсин С.В., Карпухин К.Е., Теренченко А.С. и др. Способ повышения энергоэффективности электромобильного транспорта // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2015. – №4 (93). – С. 4-10.

105. Bakhmutov, S.V., Karpukhin, K.E., Terenchenko, A.S., Kurmaev, R.Kh. et al. Production of the electric vehicle experimental prototype with the Range extender // Biosciences biotechnology research Asia. – 2015. – Vol. 12. – P. 533-538.

106. Сидоров К. М. Энергетическая и топливная эффективность автомобилей с гибридной силовой установкой: дис. канд. техн. наук. – М. МГТУ «МАДИ», 2010. – С. 64-70.

107. Guzzella L., Onder C.H. Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – P. 21-137, 192-197.

108. Isermann R. Engine Modeling and Control. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014. – P. 428-442.

109. Wood E., Gonder J., Lopp S., Jehlik F. Simulated Real-World Energy Impacts of a Thermally Sensitive Powertrain Considering Viscous Losses and Enrichment // SAE 2015 World Congress and Exhibition Conference Paper. – 2015. – no. CP-5400-63255. – 15 p.

110. Jehlik F., Rask E. Development of Variable Temperature Brake Specific Fuel Consumption Engine Maps // SAE Technical Paper. – 2010. – no. 2010-01-2181. – 10 p.

111. Jehlik F., Rask E., Christenson M. Simplified Methodology for Modeling Cold Temperature Effects on Engine Efficiency for Hybrid and Plug-in Hybrid Vehicles // SAE Technical Paper. – 2010. – no. 2010-01-2213. – 12 p.

112. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – 230 с.

113. Разработка методов оценки энергетических и экологических свойств комбинированных энергоустановок на основе теории оптимального управления. Этап №1: Адаптация методов теории оптимального управления для исследования свойств комбинированных энергоустановок: отчет о НИР – М.: МГМУ «МАМИ», 2014. – 142 с.

114. Куликов И.А., Круташов А.В., Филонов А.И., Бахмутов С.В. Оптимальное управление комбинированными энергетическими установками транспортных средств // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2015. – №6. – С. 92-99.

115. Клюев А.С. Автоматическое регулирование. – М.: Энергия, 1967. – с. 27-51.

116. Kulikov I., Shorin A., Bakhmutov S., Terenchenko A., Karpukhin K. A Method of Powertrain's Components Sizing for a Range Extended Electric Vehicle // SAE Technical Paper. – 2016. – no. 2016-01-8096. – 6 p.

117. Pacejka H.B., Besselink I. Tire and vehicle dynamics. – Third Edition. – Elsevier Ltd., 2012. – 632 p.

118. Левин М.А., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса. – М.: Наука, 1989. – С. 17-77.

119. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1978. – С. 13-64.

120. Бутылин В.Г., Высоцкий М.С., Иванов В.Г., Лепешко И.И. Активная безопасность автомобиля. Основы теории. – Минск, 2002. – С. 45-62.

121. Куликов И.А., Бахмутов С.В., Барашков А.А. Исследование динамических характеристик автомобиля с системами активной безопасности посредством виртуальных и дорожных испытаний // Труды НАМИ. – 2016. – выпуск 265. – С. 53-65.

122. Milliken W.F., Milliken D.L. Race Car Vehicle Dynamics. – SAE International, 1995. – P. 13-75.

123. Carlson C., Gerdes C. Nonlinear estimation of longitudinal tire slip under several driving conditions // Proceedings of the American Control Conference. – 2003. – vol. 6. – P. 4975–4980.

124. Rill G. Road Vehicle Dynamics. Fundamentals and Modeling. – Taylor & Francis Group, 2012. – P. 67-70.

125. Вонг. Дж. Теория наземных транспортных средств. – М.: Машиностроение, 1982. – С. 27-32.

126. Schramm D., Hiller M., Bardini R. Vehicle Dynamics. Modeling and Simulation. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014. – P. 175.

127. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. – 2-е изд. – М.: Машгиз, 1963. – С. 12-13.

128. Вохминов Д.Е., Коновалов В.В., Московкин В.В., Селифонов В.В., Серебряков В.В. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования: учебное пособие. – М.: МГАПИ, МГТУ «МАМИ», 2000. – С. 13-17.

129. Карабцев В.С. Улучшение топливной экономичности и тягово-скоростных свойств магистрального автопоезда совершенствованием методов и комплексного критерия оценки эксплуатационной эффективности на стадии проектирования и доводки: автореферат дис. канд. техн. наук. – Н. Челны, 2009. – 19 с.

130. Genta G. Motor vehicle dynamics. Modeling and simulation. – World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2006. – P. 41-50, P. 513-514.

131. Балакина Е.В. Улучшение активной безопасности колесной машины на основе комплексного подхода к выбору параметров элементов шасси по совокупности эксплуатационных свойств: устойчивости движения, управляемости, плавности хода, тормозной динамичности: дис. д-ра техн. наук. – Волгоград, 2009 – С. 259-268.

132. Svedenius J. Tire Modeling and Friction Estimation. – Lund University, 2007 – P. 141-142.

133. Lohse-Busch H., Stutenberg K., Duoba M., Rask E., Jehlik F., Keller G. Chassis Dynamometer Testing Reference Document. Downloadable Dynamometer Database / Argonne National Laboratory, 2013. – 56 p.

134. Ayers C. W., Hsu J. S., Marlino L. D., Miller C. W. et. al. Evaluation of 2004 Toyota Prius Hybrid Electric Drive System: Interim Report / Oak Ridge National Laboratory, 2004. – P. 23-28.

135. Regulation (EC) No 1222/2009 of the European Parliament and Council on the labelling of tyres with respect to fuel efficiency and other essential parameters, 2009.

136. Kawamoto, N., Naiki, K., Kawai, T., Shikida, T. et al., Development of New 1.8-Liter Engine for Hybrid Vehicles / SAE Technical Paper. – 2009. – no. 2009-01-1061. – 9 p.

137. Adachi S., Hagihara H. The renewed 4-cylinder engine series for Toyota hybrid system // Internationales Wiener Motorensymposium. – 2012. – 24 p.

138. Burress T. A., Campbell S. L., Coomer C. L., Ayers C. W. et. al. Evaluation of 2010 Toyota Prius Hybrid Synergy Drive System: Report / Oak Ridge National Laboratory, 2011. – 88 p.

139. Gray T., Shirk M. 2010 Toyota Prius Hybrid Electric Vehicle Battery Test Results: Report / Idaho National Laboratory, 2013. – 21 p.

140. ZF hybrid module (модуль КЭУ ZF) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.zf.com/corporate/en_de/products/product_range/cars/cars_hybrid_module.shtml (дата обращения 24.09.2016 г.).

141. Малкин М.А., Куликов И.А. Улучшение тягово-динамических свойств и топливной экономичности дорожных грузовых автомобилей за счет вспомогательной системы привода передних колес // Журнал автомобильных инженеров. – 2013. – №5 (82). – С. 23-29.

142. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. МОДЕЛИРОВАНИЕ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМЫ ВИРТУАЛЬНО-ФИЗИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

А.1. Математическая модель курсового движения автомобиля

Для воспроизведения испытаний на управляемость автомобиля использовалась модель его плоскопараллельного (курсового) движения. Расчет перераспределения нормальных реакций в поперечной плоскости автомобиля под действием боковой силы выполнялся с помощью модели динамики крена кузова. Динамика вращательного движения моделировалась отдельно для колес каждого борта каждого моста. Сцепные свойства колес в продольном и боковом направлениях воспроизводились с помощью эмпирических моделей шины. Для расчета проскальзывания колес в боковом (углы увода) и продольном направлениях была разработана кинематическая модель автомобиля.

А.1.1. Модель динамики автомобиля

Для вывода уравнений динамики курсового движения автомобиля составлена схема сил и моментов, действующих на автомобиль в плоскости, параллельной дороге (рисунок А.1). Векторы проецируются в подвижную систему координат, начало которой находится в центре масс автомобиля. Ось *x* лежит в продольной плоскости симметрии автомобиля; ось *y* находится в поперечной плоскости и направлена в сторону правого борта; ось *z* перпендикулярна плоскости дороги.

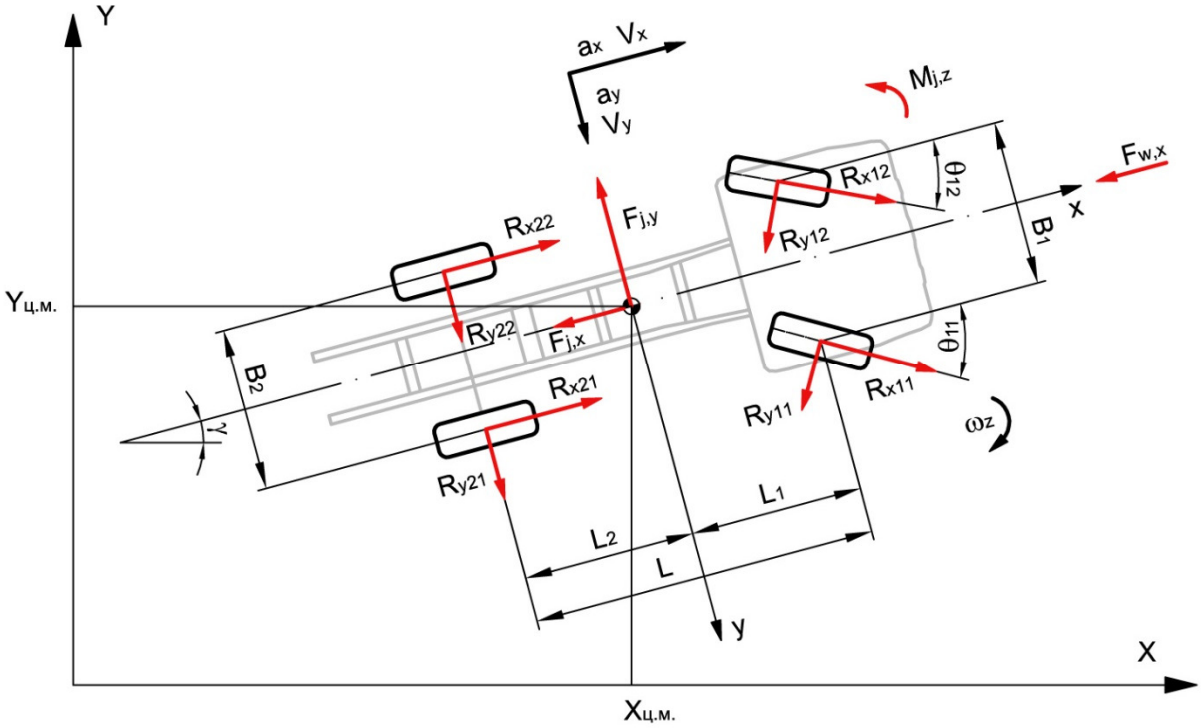


Рисунок А.1 – Расчетная схема курсового движения автомобиля

Курсовое движение описывается уравнениями поступательного движения в направлениях x и y подвижных осей и вращательного движения вокруг оси z:

$$\begin{cases} M(\dot{V}_{ц.м.,x} - \omega_z V_{ц.м.,y}) = R_{x11}\cos\theta_{11} + R_{x12}\cos\theta_{12} + R_{x21} + R_{x22} - R_{y11}\sin\theta_{11} - R_{y12}\sin\theta_{12} - F_{w,x} \\ M(\dot{V}_{ц.м.,y} + \omega_z V_{ц.м.,x}) = R_{x11}\sin\theta_{11} + R_{x12}\sin\theta_{12} + R_{y11}\cos\theta_{11} + R_{y12}\cos\theta_{12} + R_{y21} + R_{y22} \\ I_z\ddot{\gamma} = I_z\dot{\omega}_z = 0.5B_1(R_{x12}\cos\theta_{12} - R_{x11}\cos\theta_{11} + R_{y11}\sin\theta_{11} - R_{y12}\sin\theta_{12}) + 0.5B_2(R_{x22} - R_{x21}) + \ldots \\ \ldots + (R_{x11}\sin\theta_{11} + R_{x12}\sin\theta_{12} + R_{y11}\cos\theta_{11} + R_{y12}\cos\theta_{12})L_1 - (R_{y21} + R_{y22})L_2 \end{cases} \quad (A.1)$$

где M – масса автомобиля; $V_{ц.м.,x}$ и $V_{ц.м.,y}$ – проекции вектора скорости поступательного движения центра масс автомобиля на продольную и поперечную оси; I_z – момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси; γ – курсовой угол; ω_z – угловая скорость продольной оси автомобиля; R_{xij} – продольная реакция на j-м колесе i-й оси; R_{yij} – боковая реакция на j-м колесе i-й оси; $F_{w,x}$ – продольная составляющая аэродинамического сопротивления; θ_{ij} – угол поворота j-го колеса i-й оси; B_1 и B_2 – колеи передних и задних колёс; L_1 и L_2 – расстояния от передней и задней осей до центра масс.

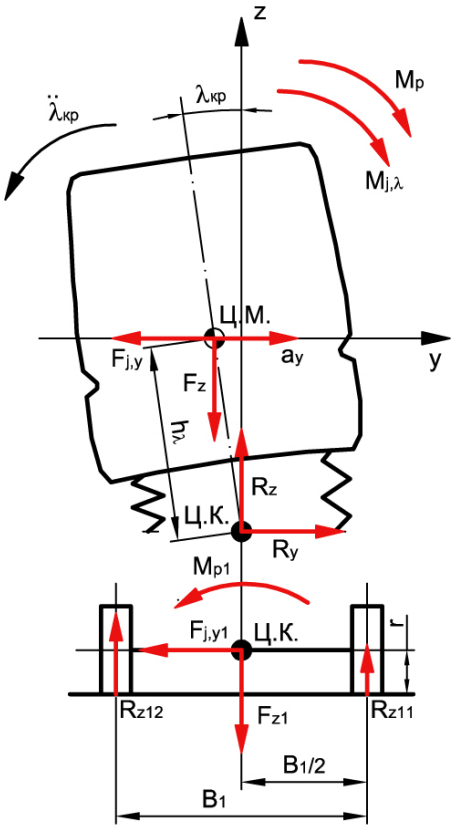


Рисунок А.2 – Расчетная схема крена подрессоренной массы автомобиля

Схема, используемая для составления уравнения бокового крена подрессоренной массы тягача и уравнений нормальных реакций (на примере переднего моста, показатели которого обозначаются индексом «1»), представлена на рисунке А.2.

На подрессоренную массу действуют:

– вертикальная сила F_z, которая определяется весом подрессоренной массы;

– боковая сила F_y, направленная противоположно боковому ускорению j_y и рассчитываемая следующим образом: $F_y = M_n j_y$, где M_n – подрессоренная масса автомобиля;

– инерционный момент, возникающий при вращательном движении подрессоренной массы относительно центра крена и рассчитывающийся по формуле $M_{j,\lambda} = I_{Ц.К.}\ddot{\lambda}_{кр}$, где $\lambda_{кр}$ – угол крена, а $I_{Ц.К.}$ – момент инерции подрессоренной массы относительно оси проходящей через центр крена. При известном моменте инерции I_x

относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести подрессоренной массы, $I_{Ц.К.}$ может быть рассчитан по теореме Гюйгенса: $I_{Ц.К.} = I_x + M_n h_\lambda^2$;

– реактивный момент подвески, зависящий от угла крена, угловой жесткости c_λ и коэффициента демпфирования γ_λ подвески следующим образом: $M_p = c_\lambda \lambda_{кр} + \gamma_\lambda \dot{\lambda}_{кр}$;

– нормальная R_z и боковая R_y реакции, равные соответственно силам F_z и F_y и приложенные в центре крена.

Для составления уравнения поперечного крена запишем условие равновесия моментов относительно точки Ц.К.:

$$\sum M_{Ц.К.} = F_y h_\lambda \cos\lambda_{кр} + F_z h_\lambda \sin\lambda_{кр} - M_{j,\lambda} - M_p = 0$$

Разрешение данного уравнения относительно углового ускорения $\ddot{\lambda}_{кр}$ с учетом приведенных выражений для силовых факторов дает модель динамики поперечных угловых колебаний подрессоренной массы автомобиля:

$$\ddot{\lambda}_{кр} = \frac{M_n j_y h_\lambda \cos\lambda_{кр} + M_n g h_\lambda \sin\lambda_{кр} - (c_{\lambda 1} + c_{\lambda 2})\lambda_{кр} - (\gamma_{\lambda 1} + \gamma_{\lambda 2})\dot{\lambda}_{кр}}{I_x + M_n h_\lambda^2}.$$

Для определения нормальной реакции на правом колесе переднего моста составляем уравнение моментов относительно пятна контакта левого колеса и разрешаем его относительно R_{z11}:

$$R_{z11} = \frac{0.5 B_1 \cdot F_{z1} - F_{y1} r - M_{p1}}{B_1}.$$

Нормальную реакцию на левом колесе определяем из равновесия сил, действующих на неподрессоренную массу по оси z:

$$R_{z12} = F_{z1} - R_{z11}.$$

При учете в F_{z1} веса моста $F_{z1} = R_{z1}$ и рассчитывается с помощью системы уравнений (5.6) перераспределения нормальных реакций в продольной плоскости автомобиля.

А.1.2. Кинематическая модель автомобиля

В модели курсовой динамики автомобиля используются переменные, определяющие проскальзывание колес: боковое – углы увода, продольное – радиусы качения. Будучи аргументами функций, с помощью которых рассчитываются касательные реакции, эти переменные являются кинематическими связями уравнений динамики. Целесообразно объединить их в рамках общей кинематической модели автомобиля.

Кинематическая модель автомобиля основана на рассмотрении его курсового движения как плоскопараллельного движения твердого тела. Исходя из этого строится план скоростей, представленный на рисунке А.3 на примере одного колеса.

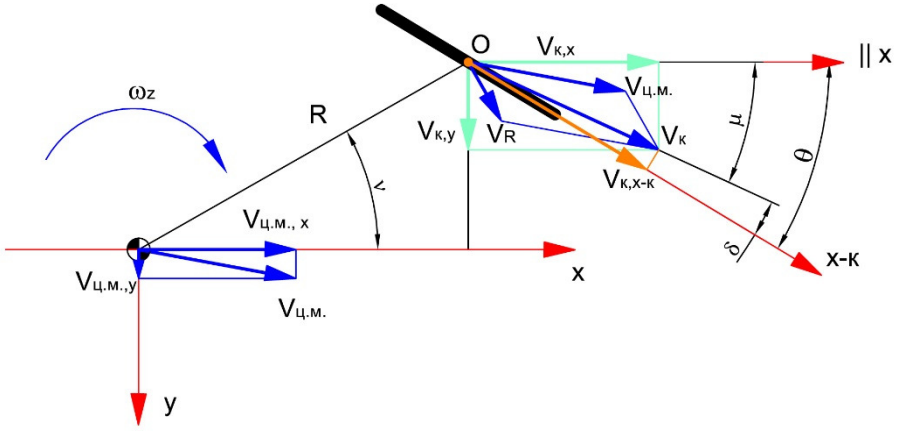


Рисунок А.3 – Определение угла увода и продольной скорости колеса

Исходной точкой построения выбран центр масс автомобиля, проекции скорости которого на продольную ($V_{ц.м.,x}$) и поперечную ($V_{ц.м.,y}$) оси автомобиля, а также угловая скорость ω_z автомобиля, рассчитываются при решении уравнений динамики его курсового движения (А.1). Для определения угла увода колеса сначала найдем скорость поступательного движения его центра вращения *O* (этим термином обозначим точку пересечения оси вращения колеса с его плоскостью вращения), применив правило теоретической механики: скорость произвольной точки *O* плоскопараллельно движущегося тела находится как геометрическая сумма вектора скорости его центра вращения (в данном случае это центр масс) и вектора V_R окружной скорости этой точки. Удобно складывать не сами векторы, а их проекции на продольную (*x*) и поперечную (*y*) оси автомобиля. Суммы проекций векторов рассчитываются следующим образом:

на ось x: $$V_{к,x} = V_{ц.м.,x} + V_R \cos(\frac{\pi}{2} \pm \nu),$$

на ось y: $$V_{к,y} = V_{ц.м,y} \pm V_R \sin(\frac{\pi}{2} + \nu),$$

где $V_R = \omega_z R$; *R* – расстояние от центра масс автомобиля до центра вращения колеса; ν – угол между отрезком *R* и продольной осью автомобиля *x*. В аргументе функции cos знак «+» используется для правых колес. В проекции на ось *y* при втором слагаемом знак «+» используется для передних колес.

Угол между скоростью центра вращения колеса и продольной скоростью автомобиля находится следующим образом:

$$\mu = arctg\frac{V_{к,y}}{V_{к,x}}.$$

Для задних колес этот угол, взятый со знаком «–», является углом увода δ, а проекция $V_{к,x}$ совпадает с проекцией $V_{к,x-к}$ скорости центра колеса на его плоскость вращения.

Для передних управляемых колес угол увода рассчитывается как разность:

$$\delta = \theta - \mu,$$

где θ – угол поворота колеса. Проекция скорости центра вращения колеса на его плоскость вращения определяется следующим образом:

$$V_{к,x-к} = V_{к,x}\frac{\cos\delta}{\cos\mu}.$$

В связи с использованием этой проекции, а не продольной скорости автомобиля (что имеет место в модели прямолинейного движения, описанной в главе 5) уточняется определение радиуса качения колеса для случая курсового движения:

$$r_к = \frac{V_{к,x-к}}{\omega_к}.$$

Для расчета курсовой траектории автомобиля и задания угла поворота рулевого колеса при испытательных маневрах выполняется проецирование скорости автомобиля из подвижных координат, связанных с его центром масс, в неподвижные координаты, связанные с плоскостью дороги. На рисунке А.4 показано совмещение системы координат автомобиля *xOy* с неподвижной системой отсчета *XOY*. Поскольку вектор скорости изменяет только свое направление и модуль, то системы координат совмещены в своих начальных точках.

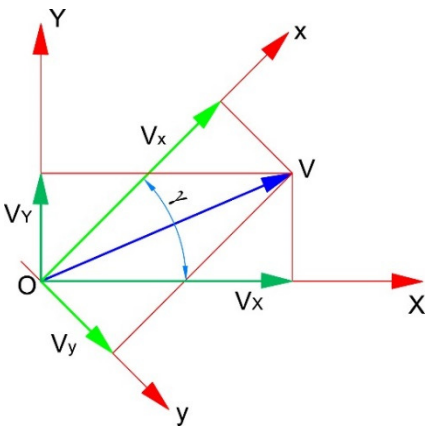


Рисунок А.4 – Проецирование скорости из подвижных координат в неподвижные

Вращение системы координат *xOy* задается углом γ между проекцией скорости V_x и осью X. Этот угол (курсовой) рассчитывается интегрированием угловой скорости ω_z автомобиля. Проекции скорости на неподвижные оси находятся способом поворота осей координат по следующим формулам:

$$V_X = V_x\cos(-\gamma) - (-V_y)\sin(-\gamma)$$

$$V_Y = V_x\sin(-\gamma) + (-V_y)\cos(-\gamma)$$

В этих формулах проекция скорости V_y и угол γ взяты со знаком «–» для корректного графического изображения траектории автомобиля.

А.1.3. Модель сцепных характеристик шин

Для расчета боковых реакций, действующих в контакте колес с дорогой, использовалась теория нелинейного увода, разработанная Д.А. Антоновым и А.С. Литвиновым [119, 142]. Поскольку модель курсового движения предназначалась только для подтверждения работоспособности и функциональности системы испытаний, было сочтено допустимым применить хотя и не актуализированную (указанные работы опубликованы в 1970-80-х гг.), но простую модель боковых реакций в качестве первого приближения. При дальнейшем развитии системы она должна быть заменена актуализированной моделью с экспериментально идентифицированными параметрами, например, моделью Magic Formula (см. раздел 4.3)

В теории нелинейного увода боковая реакция является функцией угла увода δ и переменного коэффициента k_y:

$$R_y = k_y \delta .$$

k_y представляет собой произведение базового коэффициента сопротивления уводу k_{y0} и корректирующих коэффициентов-функций, которые отражают влияние различных факторов на боковую реакцию:

$$k_y = k_{y0} q_N q_T q_\varphi q_\gamma$$

где q_N – функция влияния вертикальной нагрузки; q_T – функция влияния продольной реакции; q_φ – функция влияния сцепных свойств опорной поверхности; q_γ – функция влияния углов наклона управляемых колес. В зависимости от моделируемых условий движения возможно использование и других корректирующих функций, например, отражающих влияние деформации опорной поверхности. Коэффициент k_{y0} определяется как производная $k_{y0} = \partial R_y / \partial \delta$ при $\delta \approx 0$. В модели шины, использованной для виртуально-физических испытаний, учитывалось два корректирующих фактора: изменение сопротивления уводу в зависимости от угла увода и в зависимости от нормальной реакции, действующей на колесо. Коррекция по продольной реакции не использовалась, поскольку моделируемые маневры выполнялись при постоянной скорости автомобиля, поддержание которой требует создания

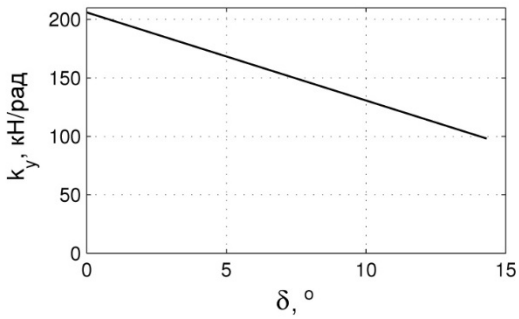


Рисунок А.5 – Зависимость коэффициента сопротивления уводу шины от угла увода

относительно небольших моментов на колесах и, как следствие, создает малые величины продольных реакций, практически не влияющие на боковое сцепление шин.

Зависимость коэффициента сопротивления уводу от угла увода (рисунок А.5) была построена по данным работ [117 и 142].

Изменение нормальной реакции учитывается коэффициентом, который определяется по эмпирической формуле А.С. Литвинова [142]:

$$k_{y,Rz} = 2.4\frac{R_z}{R'_z} - 1.8\left(\frac{R_z}{R'_z}\right)^2 + 0.4\left(\frac{R_z}{R'_z}\right)^3,$$

где R'_z – величина нормальной реакции, при которой для заданного угла увода обеспечивается максимальный коэффициент сопротивления уводу.

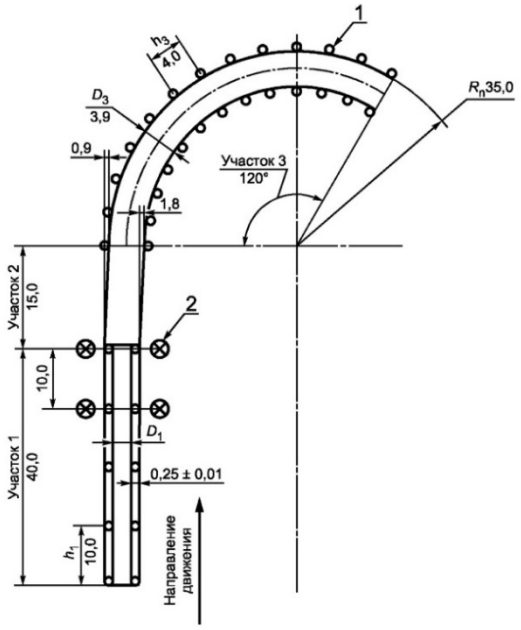


Рисунок А.6 – Разметка испытательного участка для выполнения маневра «вход в поворот» по ГОСТ Р 52302-2004

А.2. Виртуально-физическое моделирование курсового движения автомобиля

На рисунке А.6 показана разметка испытательного участка для маневра «вход в поворот» в соответствии с ГОСТ Р 52302-2004. Моделирование маневра с помощью виртуально-физической системы выполнялось с поворотом рулевого колеса влево при поддержании скорости автомобиля 40 км/ч. Результаты одного из заездов показаны на рисунке А.7. Сверху вниз на графиках представлены следующие переменные:

– угол поворота рулевого колеса (модель);

– окружные скорости V_x передних колес и задней оси автомобиля, задаваемые моделью (1-1*, 1-2*, 2*), и соответствующие скорости, обеспеченные регуляторами нагружающих устройств, пересчитанные по сигналам датчиков частот вращения валов агрегатов КЭУ (1-1, 1-2, 2);

– крутящие моменты агрегатов КЭУ, записанные из CAN-шины: момент ДВС (T_e), момент электромашины привода заднего моста ($T_{ЭМ2}$), момент электромашин привода передних колес ($T_{ЭМ11}$, $T_{ЭМ12}$), приведенный к колесам (с учетом редукторов);

показатели виртуальной части модели:

– боковое ускорение автомобиля (a_y) и углы увода δ передних колес (1-1 и 1-2) и задней оси (2);

– нормальные реакции R_z на передних (1-1, 1-2) и задних (2-1, 2-2) колесах автомобиля;

– продольные проскальзывания S_x передних и задних колес автомобиля.

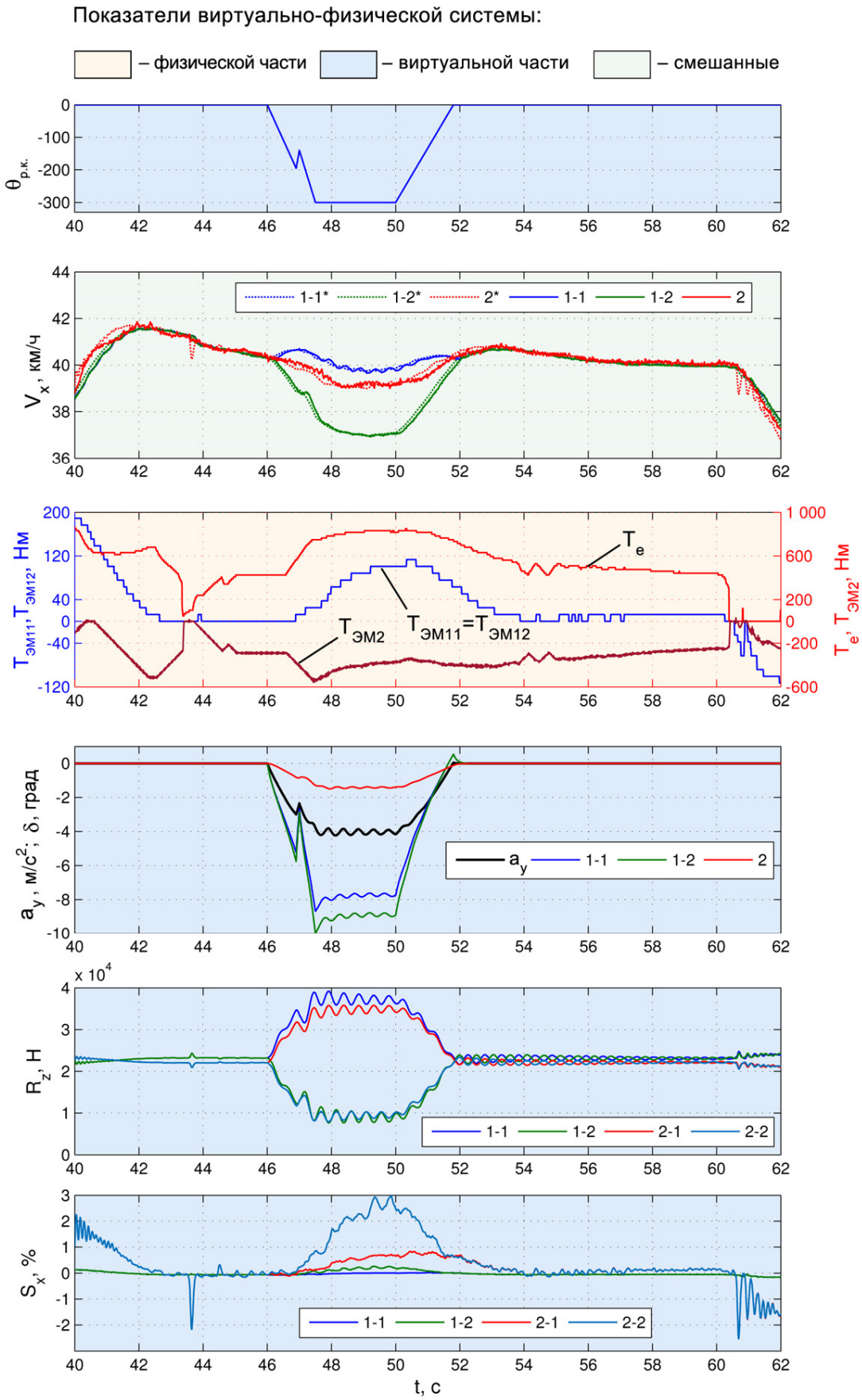


Рисунок А.7 – Результаты испытаний виртуального автомобиля с физической КЭУ с выполнением маневра «вход в поворот»

Испытания показали, что регуляторы нагружающих устройств обеспечивают устойчивую работу системы и приемлемое качество отслеживания задаваемых моделью угловых скоростей валов силовых агрегатов КЭУ. Полученные переменные виртуально-физического объекта соответствуют физике моделируемого процесса. Реализуются кинематические соотношения угловых скоростей колес в повороте, что видно на графиках по скоростям передних колес. При повороте автомобиля влево внешнее, правое, колесо (1-1) является опережающим, а внутреннее, левое (1-2) – отстающим. Наблюдается соответствующее повороту перераспределение нормальных реакций на колесах бортов. При повороте влево центробежная сила действует вправо, что вызывает снижение нормальных реакций на колесах левого борта (1-2, 2-2) и увеличение реакций на правом борту (1-1, 2-1). Также возникает повышение проскальзывания S_x задних колес левого борта, что, очевидно, связано увеличением крутящего момента ДВС, происходившим во время маневра, и снижением нормальной реакции на этих колесах.

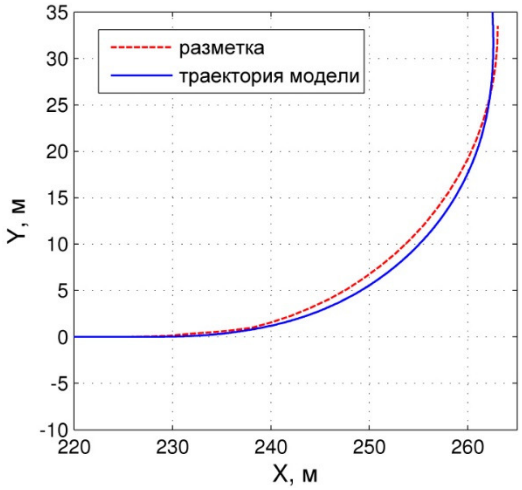


Рисунок А.8 – Траектория модели автомобиля при выполнении маневра «вход в поворот»

На рисунке А.8 показано совмещение траектории движения автомобиля, полученной в результате испытания, с осевой линией разметки испытательного участка. Траектория отработана адекватно, но с некоторыми нарушениями границ испытательного участка, однако для целей работы эти нарушения не являлись принципиальными.

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель генерального директора
по науке ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»,
д.т.н., профессор

_____ С.В. Бахмутов

«20» 09 2016 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

результатов диссертационной работы «Совершенствование средств создания и исследования автомобилей с комбинированными энергоустановками с помощью технологий виртуально-физических испытаний», выполненной на соискание ученой степени кандидата технических наук соискателем Куликовым Ильей Александровичем

Комиссия в составе: председателя – ВРИО Директора центра «Спецавтомобили» д.т.н., с.н.с. Сайкина А.М., и членов – начальника управления «Комбинированные энергоустановки» к.т.н. Карпухина К.Е., начальника управления «Тракторы» к.т.н. Коркина С.Н. составила настоящий акт о том, что полученные в диссертационной работе Куликова И.А. результаты теоретических и экспериментальных исследований, а именно:

– методика создания виртуально-физических систем, предназначенных для идентификации режимов работы компонентов энергоустановки по экспериментальным данным и расширяющих функциональные возможности испытаний энергоустановок в лабораторных условиях на агрегатных стендах;

– виртуальные модели автомобиля с КЭУ с различными схемами и компонентным составом,

используются в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» при создании и исследовании КЭУ, оснащаемых ими автомобилей, а также систем автомобиля, управляющих тяговыми и тормозными усилиями на колесах.

Председатель комиссии:
д.т.н., с.н.с. Сайкин А.М.

Члены комиссии:
к.т.н. Карпухин К.Е.

к.т.н. Коркин С.Н.