

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(национальный исследовательский университет)

На правах рукописи



ГРИЧАНЮК МАКСИМ ВАЛЕРЬЕВИЧ

**МЕТОДИКА ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ
АВТОМОБИЛЕЙ МНОГОЦЕЛЕВОГО НАЗНАЧЕНИЯ
ФОРСАЖНЫМИ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ
МОТОРНО-ТРАНСМИССИОННЫХ УСТАНОВОК**

05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор Драгунов Г.Д.

Челябинск 2013

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	9
1.1 Направления повышения энергоэффективности автомобилей	9
1.2 Обзор показателей энергоэффективности автомобилей.....	12
1.3 Обзор методик расчета показателей энергоэффективности.....	20
1.4 Режимы работы МТУ при моделировании движения автомобиля.....	29
1.5 Формулирование цели и задач исследования.....	32
ГЛАВА 2. ПРИМЕНЕНИЕ ФОРСАЖНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МОТОРНО-ТРАНСМИССИОННЫХ УСТАНОВОК.....	34
2.1 Назначение и классификация режимов работы.....	34
2.2 Теоретическое представление энергоэффективности автомобиля.....	37
2.3 Разработка принципов переключения режимов работы МТУ.....	48
2.4 Разработка автоматной модели переключения режимов работы.....	53
2.5 Математическое моделирование движения автомобиля при форсажных режимах работы МТУ.....	58
2.6 Оценка влияния форсажных режимов работы на усталостную долговечность деталей МТУ.....	72
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФОРСАЖНЫХ РЕЖИМОВ НА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ.....	79
3.1 Цели и задачи экспериментального исследования.....	79
3.2 Описание объекта исследования.....	80

3.3 Методика проведения натурального эксперимента.....	81
3.4 Измерительно-регистрирующее оборудование.....	86
3.5 Описание способа переключения режимов работы МТУ.....	93
3.6 Тарировка измерительной аппаратуры.....	95
3.7 Оценка погрешностей измерений.....	97
ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ, АНАЛИЗ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ.....	103
ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ РАБОТЫ.....	104
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	106

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Улучшение тягово-скоростных свойств и опорной проходимости автомобилей многоцелевого назначения (АМН) является актуальной задачей отрасли. Степень приспособляемости к выполнению различных тягово-транспортных работ предлагается оценивать энергоэффективностью автомобиля. Энергоэффективность автомобиля определяется отношением полезной совершенной работы к расходу топлива при заданных условиях движения. На энергоэффективность оказывают значительное влияние режимы работы моторно-трансмиссионных установок (МТУ). Автомобили эксплуатируются при типовых режимах работы, заявленных заводами-изготовителями (тормозные, холостые, частичные и номинальные), а также кратковременно при форсажных режимах работы.

В ряде отечественных и зарубежных работ исследуются двигатели с временным форсированием (форсажные режимы) для управления мощностью в более широких пределах по сравнению с типовыми режимами. Результаты данных работ использовались для оценки эксплуатационных параметров двигателей.

В ходе обзора общедоступных печатных и интернет-источников выявлено отсутствие исследований по влиянию форсажных режимов работы МТУ на энергоэффективность АМН. Применение форсажных режимов при различных условиях движения автомобиля требует обоснования и проведения с этой целью соответствующих теоретических и экспериментальных исследований.

Цель исследования разработать методику повышения энергоэффективности АМН форсажными режимами работы МТУ, позволяющей при эксплуатации автомобилей в различных условиях обоснованно использовать форсажные режимы.

Задачи исследования. Для достижения поставленной цели исследования сформулированы и решены следующие задачи:

1. Описать условия возможного применения форсажных режимов работы МТУ для АМН.

2. Предложить критерий оценки энергоэффективности автомобилей при форсажных режимах работы МТУ.

3. Разработать алгоритм включения форсажных режимов работы МТУ при различных условиях движения автомобиля.

4. Разработать математическую модель движения АМН при типовых и форсажных режимах работы МТУ.

5. Выполнить экспериментальное исследование АМН УРАЛ-43203 при типовых и форсажных режимах работы МТУ для проверки адекватности предложенных математических формул.

6. Произвести оценку влияния форсажных режимов работы МТУ на усталостную долговечность деталей трансмиссии автомобиля.

Объект исследования. АМН УРАЛ-43203 с дизельным двигателем, оснащенным устройством переключения режимов работы МТУ.

Предмет исследования. Показатели энергоэффективности автомобиля при типовых и форсажных режимах работы МТУ.

Методологической основой работы являются исследования, базирующиеся на основных положениях теории автомобиля, теории конечных автоматов, методах численного решения дифференциальных и алгебраических уравнений, методах электрических измерений неэлектрических величин.

Научная новизна работы:

- расширена классификация режимов работы МТУ, учитывающая, кроме общеизвестных типовых режимов, также форсажные режимы работы МТУ, которые ранее для исследования энергоэффективности автомобилей не использовались;

- предложен новый способ определения энергоэффективности автомобиля коэффициентом энергоэффективности, включающим в себя коэффициент нагрузки и коэффициент расхода топлива, которые

характеризуют отношение полезной совершенной работы автомобилем к расходу топлива при заданных условиях движения;

- разработана математическая модель движения автомобиля с типовыми и форсажными режимами работы МТУ, позволяющая определять показатели энергоэффективности на всех режимах работы и обоснованно выбирать форсажный режим при различных условиях движения.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач; использованием методов и подходов, описанных в научной литературе; обоснованностью применяемых теоретических зависимостей и принятых допущений; проверкой адекватности модели посредством независимых и авторских натурных испытаний; отсутствием противоречий с общепризнанными теоретическими и экспериментальными результатами зарубежных и отечественных авторов.

Практическая ценность работы. Разработанная методика повышения энергоэффективности АМН форсажными режимами работы МТУ может использоваться при проектировании новых и совершенствовании существующих образцов МТУ различных автомобилей для улучшения их тягово-скоростных свойств и топливной экономичности.

Реализация. Разработанная методика оценки энергоэффективности автомобилей используется при разработке перспективных моделей АМН в ОАО «Автомобильный завод «Урал».

Апробация работы. Основные положения работы докладывались в период 2010–2013 гг. на Международном конгрессе по грузовым машинам, автопоездам и городскому транспорту под патронажем FISITA, Минск: БНТУ, 2010; III научно-практической конференции аспирантов и докторантов, ЮУрГУ, 2011; LI международной научно-технической конференции «Достижения науки – агропромышленному производству», ЧГАА, 2012; 64-й научной конференции, ЮУрГУ, 2012; 77-ой Международной конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в

России: приоритеты развития и подготовка кадров», г. Москва, 2012; 5-ой научной конференции аспирантов и докторантов ЮУрГУ, 2013.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в 7 печатных работах, в том числе 3 работы в изданиях, рекомендованных ВАК.

Структура и объем работы. Работа состоит из введения, четырех глав, заключения, общих выводов и содержит 118 страниц, в том числе 113 страниц машинописного текста, включающего 51 иллюстрацию, 18 таблиц, список литературы из 124 наименований.

В главе 1 приводится современное состояние вопроса, обоснование актуальности представленной темы, обзор научных исследований и достижений, применяемых при оценке энергоэффективности автомобилей. На основе анализа научной проблемы и общедоступных результатов отечественных и зарубежных работ, формулируются цель и задачи исследования.

В главе 2 приводится теоретическое представление энергоэффективности автомобилей, классификация режимов работы МТУ по ряду признаков. Разрабатывается математическая формализация форсажных режимов работы МТУ. Разрабатывается алгоритм переключения типовых и форсажных режимов. Приводится математическая модель движения автомобиля при типовых и форсажных режимах работы. Производится оценка влияния форсажных режимов работы на усталостную долговечность деталей трансмиссии.

В главе 3 описывается методика экспериментального исследования влияния форсажных режимов работы МТУ автомобиля на его энергоэффективность при различных условиях движения. В качестве объекта экспериментального исследования принят автомобиль УРАЛ-43203, оснащенный дизельным двигателем КАМАЗ-740 с конструктивно измененным топливным насосом высокого давления и устройством переключения режимов работы.

В главе 4 приводится анализ результатов расчетной и

экспериментальной оценки энергоэффективности автомобиля для проверки адекватности разработанной математической модели движения автомобиля и предложенных формул для расчета энергоэффективности. По результатам работы предложены рекомендации по применению форсажных режимов работы МТУ для автомобиля УРАЛ-43203.

На защиту выносятся

Методика повышения энергоэффективности форсажными режимами работы МТУ; зависимости, определяющие энергоэффективность при типовых и форсажных режимах; алгоритм переключения режимов работы; результаты определения коэффициентов энергоэффективности при расчетной и экспериментальной оценке.

ГЛАВА 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Направления повышения энергоэффективности автомобилей

Совершенствование эксплуатационных параметров автомобилей является актуальной научно-технической задачей в автомобилестроении. Автомобиль, как транспортное средство, в первую очередь, характеризуется эффективностью транспортирования грузов и людей. Эффективность автомобиля может определяться соотношением таких параметров как грузоподъемность (пассажировместимость), средней скоростью движения, соответствующим расходом топлива, а также уровнем выброса вредных веществ в окружающую среду и др. [8, 22, 71, 93, 102, 105, 123].

Эффективность системы – свойство системы выполнять работу с наименьшими затратами времени и энергии, что характеризует степень адаптации системы к поставленным задачам, а также является параметром качества ее работы. Энергия механической системы – способность системы совершать механическую работу.

Согласно Федеральному закону РФ от 23.11.2009 г. №261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности ...»: энергетическая эффективность – характеристики, отражающие отношение полезного эффекта от использования энергетических ресурсов к затратам энергетических ресурсов, произведенным в целях получения такого эффекта, применительно к продукции, технологическому процессу...»

Согласно Директиве Комиссии Евросоюза по энергетике и транспорту «DIRECTIVE 2009/125/EC» энергетическая эффективность автомобиля характеризуется уровнем выбросов углекислого газа в граммах на километр.

Кроме предложенных понятий «энергоэффективность» существует также ряд других, близких к понятию коэффициента полезного действия (КПД). Существующие определения не учитывают первостепенную важность

качества выполнения автомобилями различных тягово-транспортных задач. Качество выполнения указанных задач характеризуется в большей степени уровнем совершенства тягово-скоростных свойств автомобиля. Показатели энергоэффективности автомобиля должны объединять в себе как показатели топливной экономичности, так и показатели тягово-скоростных свойств автомобиля.

Создание энергоэффективных наземных колесных транспортных средств осуществляется по разным направлениям. С одной стороны, ведутся разработки перспективных моделей, например, электромобилей (Tesla Model S, Mitsubishi i-MiEV, Chevrolet Volt, Nissan Leaf), гибридных автомобилей (Toyota Prius, Honda Hybrid Civic, Lexus RX400h), водородных автомобилей (BMW Hydrogen 7, Mazda RX-8 Hydrogen, Ford E-450), а также других, которые обладают высокими эксплуатационными показателями. С другой стороны, существуют неоспоримые преимущества автомобилей традиционной конструкции и высокий уровень развития их производственной и сервисной инфраструктуры.

Важным аспектом разработки любого из направлений является эффективность от применения и себестоимость внедрения конструктивных изменений в виде разнообразных технических решений. Эффективные технические решения, которые обладают относительно низкой себестоимостью внедрения в существующие конструкции автомобилей, являются наиболее перспективными. Для второго направления примерами таких уже частично используемых в массовом производстве решений могут служить: непосредственный впрыск топлива, применение различных видов наддува, отключение цилиндров двигателя, автоматические коробки передач с двойным сцеплением, подвески с изменяемым клиренсом на основе адаптивного управления и т.д. [84, 92, 99, 100, 106, 115, 119].

Третье направление существует с момента появления первых серийных автомобилей, модернизация которых производилась владельцами автомобиля. В настоящее время для любой модели автомобиля доступны

услуги модернизации (автотюнинга), как способа изменить технические параметры автомобилей, которые находятся в эксплуатации.

Таким образом, повышение энергоэффективности в настоящее время происходит по трем направлениям:

1) разработка перспективных и принципиально новых конструкций автомобильной техники;

2) улучшение эксплуатационных параметров автомобилей традиционной конструкции на стадии производства.

3) модернизация (автотюнинг) автомобильной техники, которая находится в непосредственной эксплуатации.

Исходя из этого, является целесообразным проведение теоретико-практических изысканий с целью дальнейшего повышения энергоэффективности автомобилей по всем указанным направлениям.

На энергоэффективность автомобиля наибольшее влияние оказывают параметры двигателя и трансмиссии, а также эффективность их взаимодействия. Физическое объединение двигателя и трансмиссии автомобиля представляет собой моторно-трансмиссионную установку (МТУ) [3, 7, 9...15, 104].

Совершенствование выходных параметров МТУ оказывает наибольшее влияние на тягово-скоростные свойства и топливную экономичность по сравнению с остальными эксплуатационными свойствами, которые также испытывают влияние параметров МТУ. Параметры МТУ характеризуются скоростными и нагрузочными характеристиками, а также диапазоном и временем изменения передаточных чисел [14, 80, 86, 88].

Указанные параметры МТУ автомобилей должны иметь такие значения и их распределение во времени с учетом влияния различных факторов, которые позволяют автомобилю достигать высокой энергоэффективности при различных условиях движения. Энергоэффективность автомобиля определяется не только его эксплуатационными свойствами, но также способом оценки энергоэффективности.

1.2 Обзор показателей энергоэффективности автомобилей

Оценка энергоэффективности автомобилей может осуществляться различными способами. Суть оценки заключается в сравнении автомобиля при различных режимах работы МТУ и выборе наиболее энергоэффективного режима работы, а также в сравнении различных автомобилей при одинаковых условиях движения и определении наиболее энергоэффективного из них.

Исследованиям энергоэффективности автомобилей посвящено множество работ. Среди них наиболее известны работы, авторами которых являются Валеев Д.Х., Великанов Д.П., Вохминов Д.Е., Евсеев П.П., Ерохов В.И., Зимелев Г.В., Карабцев В.С., Копотилов В.И., Крупченков В.С., Лепешкин А.В., Московкин В.В., Наркевич Э.И., Петров В.А., Петрушов В.А., Погосбеков М.И., Подригало Н.М., Романченко М.И., Русаков С.С., Титаренко В.С., Трёмбовельский Л.Г., Токарев А.А., Фаробин Я.Е., Фасхиев Х.А., Чудаков Е.А. и др.

Среди зарубежных исследователей известны труды Babiker M., Dallmeyer J., DeCicco J., Fiala E., Guzzella L., Jimenez J. L., Karplus V.J., Knittel C. R., Lattner A.D., Mackerle J., McLintock P.M., McRae G.J., Nelson D.D., Onder C.H., Paltsev S., Pfiffner R., Reilly J.M., Ross M., Sivak M., Small K.A., Taubert C., Van Dender K., Zahniser M.S. и др.

На начальном этапе развития теории автомобиля критерием энергоэффективности для автомобилей являлся расход топлива. Академик Е.А. Чудаков предложил для сравнения энергоэффективности разных автомобилей использовать их экономические характеристики. Характеристика $Q_s = f(Q, S)$ представляет собой соотношение расхода топлива (Q) на 100 км пути (S) и скорости движения автомобиля [83] (1.1):

$$Q_s = \frac{Q \cdot 100}{S} \quad (1.1)$$

Дальнейшие исследования были связаны с совершенствованием показателей энергоэффективности. В работе Д.П. Великанова [8]

предлагалось рассчитывать показатель энергоемкости перевозок (Ξ), который зависит от расхода топлива (Q), его плотности (δ) и теплотворности (λ), а также от объема произведенной транспортной работы (W) по формуле (1.2):

$$Q_s = \frac{100 \cdot Q \cdot \delta \cdot \lambda}{W} \quad (1.2)$$

А.А. Токарев для расчета критерия энергоэффективности автомобиля использовал два подхода [71, 72]. Первый подход основывался на соотношении мощности, затрачиваемой на перевозку груза, к мощности требуемых энергозатрат. В этом подходе сформировалось, по сути, определение КПД автомобиля, которое получит дальнейшее развитие в исследованиях других авторов [30, 41, 47]. Второй подход базировался на определении критерия энергоэффективности с учетом массы полезной нагрузки, расхода топлива на единицу пути, ускорения и скорости автомобиля, коэффициента учета вращающихся масс, приращение фактора обтекаемости, а также количества и свойств топлива. Но данный подход не получил дальнейшего развития в виду отсутствия физического смысла полученного соотношения.

В работе [5] авторы приводят обоснование использования индикаторного КПД двигателя при расчете энергетического баланса автомобиля вместо общепринятого эффективного КПД.

Также в этой работе предлагается при оценке энергоэффективности автомобиля учитывать упругодеформирующие свойства внутренних связей его механизмов и узлов. Учет этих свойств систем автомобиля должен базироваться на достаточно точном описании рабочих процессов, протекающих внутри механизмов и узлов. Влияние потерь энергии в подвеске на энергетические показатели автомобиля исследуется в работах [2, 117, 122]. Влияние потерь энергии в шинах автомобиля рассматривается в работах [40, 91, 109, 111, 113].

В работе [116] предложен показатель энергоэффективности топливно-механического КПД автомобиля, который выражается формулой: $\eta_{\text{TM}}^p = \eta_i \cdot \eta_p$, где η_i – индикаторный КПД ДВС, η_p – условный механический КПД системы

«трансмиссия-двигатель». Данный показатель является комплексным и включает в себя несколько значений различных КПД, которые в общем случае рассмотрения имеют переменные значения и зависят от многих факторов.

В работе [39] предложен показатель энергетической эффективности транспортной работы автомобиля, который учитывает массу перевозимого груза, путь транспортировки, расход топлива, а также его низшую теплотворную способность и плотность.

В работе [47] для оценки энергоэффективности автором используется коэффициент эффективности преобразования мощности (1.3):

$$K_{kd} = \frac{F_{\Sigma} \cdot V_g}{\Sigma M_{ki} \cdot \omega_i} \quad (1.3)$$

Исследованию КПД автомобиля посвящен ряд работ П.П. Евсеева [29, 30]. КПД выражается как отношение средней скорости движения, массы груза, коэффициента сопротивления движению к расходу топлива и его свойствам. Подобные показатели энергоэффективности также рассматриваются в работах [6, 9].

В работе Фасхиева Х.А. [80] для оценки топливной экономичности и тягово-динамических возможностей грузовых автомобилей применяется коэффициент эффективности, определяемый отношением средней технической скорости V_T к расходу топлива на 100 км пути (1.4):

$$K_{\text{эф}} = \frac{100 \cdot V_T}{Q} \quad (1.4)$$

При определении $K_{\text{эф}}$ иногда учитывают и снаряженную массу автомобиля [132] (1.5):

$$K_{\text{эф}} = \frac{100 \cdot V_T}{2 \cdot Q + \frac{0,25 \cdot G_0}{100}} \quad (1.5)$$

где G_0 – снаряженная масса автомобиля, кг.

Комплексной характеристикой автомобиля является и его КПД, определяемый как отношение полезной работы к потенциальной работе сжигаемого топлива [6] (1.6):

$$\eta_a = \frac{K_s \cdot m \cdot V^2}{\gamma \cdot Q \cdot H_y} \quad (1.6)$$

где K_s – коэффициент пропорциональности по пути выбега; m – полезная масса, кг; V – скорость движения, м/с; γ – плотность топлива, кг/л; Q – расход топлива, л/100 км; H_y – удельный тепловой эквивалент, кДж/кг.

В формуле (1.6) отсутствует описание коэффициента пропорциональности по пути выбега. Также в числителе и знаменателе отображаются разные единицы измерения. Подобную формулу КПД, но с более явным физическим смыслом предложил Э.И. Наркевич [53] (1.7):

$$\eta_a = \frac{\left[m \cdot g \cdot H + m \cdot \frac{\sum(V_{ki}^2 - V_{oi}^2)}{25,92} \right] \cdot 100}{S \cdot \gamma \cdot Q \cdot H_y} \quad (1.7)$$

где g – ускорение свободного падения; H – сумма приращения высот на всех подъемах маршрута; V_{oi} , V_{ki} – начальная и конечные скорости на i -м участке разгона, км/ч; S – длина маршрута, км; H_y – удельный тепловой эквивалент, Дж/кг.

При определении КПД двигателя Э.И. Наркевич предлагает оценивать механическую работу по характеристике остаточного давления рабочего тела, вид протекания которой определяется не только процессом расширения, но и величиной совершенной за это же время работы по преодолению сопротивлений в двигателе и внешних сопротивлений движению автомобиля [54].

Для оценки эксплуатационной эффективности АТС в работе [32] применяется комплексный критерий η_a (1.8):

$$\eta_a = \frac{V_{cp}}{i_0 \cdot \rho_{cp} \cdot H_u \cdot G_T} \cdot \sqrt{\frac{M_e \cdot m_{zp} \cdot g}{r_k}}, \quad (1.8)$$

где M_e – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м; m_{zp} – масса перевозимого груза, кг; r_k – радиус качения ведущих колес, м; V_{cp} – средняя скорость, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; i_0 – передаточное число главной передачи; ρ_{cp} – средняя плотность ряда передаточных чисел

высших ступеней трансмиссии; H_u – низшая теплотворная способность топлива, Дж/кг; G_T – средний на маршруте массовый расход топлива, кг/с.

В работах Л.Г. Трёмбовельского [72...79] приводятся комплексные показатели, характеризующие энергоэффективность автотранспортных средств (АТС). Комплексный критерий технико-экономической эффективности АТС, который может использоваться как комплексный показатель топливно-скоростных свойств (1.9):

$$K_{T-ЭЭ} = \frac{m_a \cdot V}{G_T}, \quad (1.9)$$

где m_a – полная масса АТС, т; G_T – средний часовой расход топлива, л/ч; V – средняя скорость движения, км/ч.

Приводится связь комплексного критерия с производительностью АТС, выраженная формулой (1.10):

$$K_{T-ЭЭ} = \frac{m_{сн} \cdot V + W}{G_T}, \quad (1.10)$$

где W – производительность, $\frac{\text{ТКМ}}{\text{ч}}$; $m_{сн}$ – масса автомобиля, т.

В качестве меры эффективности топливно-энергетического поля двигателя автором вводится форма комплексного показателя, взаимно увязывающая параметры рабочего процесса двигателя. Показатель назван «механическим эквивалентом одного килограмма топлива» и определяется по формуле (1.11):

$$\Theta = \frac{M_e \cdot \omega}{G_T}, \quad (1.11)$$

где M_e – эффективный крутящий момент двигателя (Н·м), развиваемый при частоте вращения коленчатого вала ω , 1/с и часовом расходе топлива G_T , кг/ч. С учетом параметров МТУ показатель энергоэффективности определяется по формуле (1.12):

$$\Theta = 277,8 \cdot \left(\frac{\Sigma P_c}{m_a \cdot \eta_T} + \frac{\delta_{вп}}{\eta_T} \cdot \frac{dv}{dt} \right) \frac{K_{T-ЭЭ}}{\rho}, \quad (1.12)$$

где η_T – КПД трансмиссии; m_a – полная масса АТС, кг; $\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс; g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; ΣP_c – суммарная сила сопротивления движению, Н; ρ – плотность топлива, $кг/дм^3$.

Московкиным В.В. для комплексной оценки скоростных свойств автомобиля и топливной экономичности предложено соотношение между $\Delta V_{ср}$ – приращением средней скорости автомобиля и $\Delta Q_{ср}$ – увеличением его среднего расхода топлива (1.13):

$$\eta_{э} = \frac{\Delta V_{ср}}{\Delta Q_{ср}}, \quad (1.13)$$

где $\eta_{э}$ – показатель эффективности [49].

В работах [36...40] В.И. Копотиловым проанализированы существующие показатели энергоэффективности и сделаны следующие общие выводы:

1) при оценке энергоэффективности существует два подхода, основанных на учете расхода топлива и на учете затрат энергии от его сгорания;

2) практически все критерии энергоэффективности рассчитаны при постоянной скорости автомобиля и критериев, расчетные формулы которых отражали бы реальный режим эксплуатации, пока нет;

3) отсутствие научно обоснованных и общепринятых количественных показателей энергоэффективности является существенным препятствием на пути создания научной основы их оценки.

В работах зарубежных авторов [101, 102, 105, 114] приводится понятие мгновенной удельной мощности автомобиля – Vehicle Specific Power (VSP) и определяется по выражению (1.14):

$$VSP = v \cdot (a + g \cdot \sin \varphi + \psi) + \zeta \cdot v^3, \quad (1.14)$$

где v – скорость автомобиля, $м/с$; a – ускорение автомобиля, $м/с^2$; g – ускорение свободного падения, $м/с^2$; φ – уклон дороги; ψ – коэффициент сопротивления качению; ζ – коэффициент сопротивления воздуха.

Термин VSP используется для анализа уровня выброса вредных веществ, содержащихся в отработавших газах, в окружающую среду, а также для оценки уровня расхода топлива.

В работе [105] приводится показатель энергоэффективности – production possibility frontier (PPF) – предельный уровень производительности автомобиля (1.15):

$$\text{mpg}_{it} = a(t) \cdot f(w_{it}, \text{hp}_{it}, \text{tq}_{it}), \quad (1.15)$$

где mpg_{it} – расход топлива, миля на галлон; w_{it} – вес автомобиля, тонн; hp_{it} – мощность двигателя, л.с.; tq_{it} – крутящий момент двигателя; $a(t)$ – функция аппроксимации заданных параметров.

В работе [31] приводится коэффициент эффективности - measure of effectiveness (MOE), который определяется в зависимости от текущей значений скорости и ускорения автомобиля по формуле (1.16):

$$\text{MOE}_e = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 (K_{i,j}^e \times s^i \times a^j), \quad (1.16)$$

где $K_{i,j}^e$ – коэффициент регрессии при величине i -ой скорости и j -го ускорения, s – величина мгновенной скорости, км/ч; a – мгновенное ускорение, м/с².

Оценка энергоэффективности рассматривается в работах во многих зарубежных работах как отношение полезной совершенной работе к затраченной [5, 89, 90]. Подобные отношения рассматривались в работах А.А. Токарева, которые анализировались выше.

Особенностью зарубежных работ является следующее: исследование энергоэффективности как совокупности тягово-скоростных свойств и топливной экономичности приводится с учетом уровня выброса вредных веществ, содержащихся в отработавших газах, на основе показателей различных ездовых циклов [104, 118, 124]. Указанные показатели циклов являются, по сути, усредненным критерием энергоэффективности

автомобиля и не отражают в полной мере реальные условия движения автомобилей.

Результаты, достигнутые в исследованиях, показывают, что оценка энергоэффективности автомобилей может производиться несколькими способами:

1. Применение комплексных показателей: КПД автомобиля, критерий топливно-энергетической эффективности и пр. Комплексный показатель представляет собой обобщенную оценку энергоэффективности автомобиля как транспортного средства без непосредственного учета множества его технических параметров и изменением их во времени.

Возможно ситуация, когда два автомобиля, обладающие одинаковой энергоэффективностью, могут иметь разные показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности, что является доказательством наличия «резерва» по улучшению эксплуатационных параметров для обоих автомобилей.

2. Использование различных показателей, характеризующих тягово-скоростные свойства и топливную экономичность автомобиля: время разгона до 100 км/ч, максимальная скорость, расход топлива на 100 км, удельная мощность автомобиля, а также др. При сравнении технического совершенства разных автомобилей с помощью отдельных показателей может возникнуть ситуация, когда автомобиль с более низкими показателями будет более энергоэффективен в определенных условиях. Например, если сравнивать два автомобиля при прочих равных условиях, то первый автомобиль с высокими тягово-скоростными свойствами (оснащенный ДВС высокой удельной мощности) при эксплуатации на холостом ходу и малых нагрузках обладает большим расходом топлива, чем второй автомобиль с более низкими тягово-скоростными свойствами (оснащенный менее мощным двигателем). В зависимости от условий эксплуатации энергоэффективность автомобиля может принимать разные значения, что не учитывается совокупностью рассматриваемых показателей.

Таким образом, исходя из приведенных результатов отечественных и зарубежных работ, можно сделать вывод, что критерий, с помощью которого можно осуществить количественную оценку энергоэффективности разных автомобилей с учетом режимов их работы и режимов движения автомобиля, по настоящее время не предложен. Критерий энергоэффективности должен иметь также ясный физический смысл и быть относительным показателем для возможности сравнения эксплуатационных параметров автомобилей, имеющих различные единицы измерения.

Количественная оценка критерия энергоэффективности автомобиля обуславливается применяемой методикой его расчета.

1.3 Методики определения показателей энергоэффективности

Для исследования энергоэффективности используют различные методики и подходы. К множеству существующих методик относятся методики, описанные в различных научно-исследовательских источниках и методики, применяемые в стандартах, которые регламентированы на государственном и международном уровнях. Отличительной особенностью методик стандартов является их базирование, как правило, на результатах экспериментальных исследований.

В отечественной практике экспериментальные методики оценки эксплуатационных свойств (характеризующих энергоэффективность) автомобиля приведены в ГОСТ 22576-90 [66] и ГОСТ 20306-90 [65].

За рубежом энергоэффективность оценивается по методикам с использованием различных ездовых циклов. В США действует стандарт по выбросу вредных веществ и топливной экономичности EPA Federal Test Procedure, который состоит из нескольких тестов: city driving (FTP-75) – городское вождение, highway driving (HWFET) – загородное вождение, aggressive driving (SFTP US06) – агрессивное вождение. На территории европейских стран принят стандарт NEDC, который включает: ECE-15 Urban

Driving Cycles (UDC) – городской цикл движения и Extra-Urban driving cycle (EUDC) – загородный цикл движения. В Японии действует с 2008 года стандарт JC08.

Важным этапом в развитии международной стандартизации по повышению эффективности автомобилей является планируемый в 2014 году выход окончательной версии стандарта WLTP, который разрабатывается при сотрудничестве ряда стран Европы и Азии. В стандарт будут входить 3 класса в зависимости от величины удельной мощности автомобиля PW_{r} (кВт/тонн): Класс 1 – автомобили с низкой удельной мощностью $PW_{r} \leq 22$; Класс 2 – автомобили с диапазоном удельной мощности $22 < PW_{r} \leq 34$; Класс 3 – автомобили с высокой удельной мощностью $PW_{r} > 34$.

Различные методики определения параметров энергоэффективности приводятся в работах таких авторов как Андропов Ф.Е., Астапенко А.В., Бартош В.С., Блохин А.Н., Валеев И.Д., Вохминов Д.Е., Ган Р.С., Гащук П.Н., Горелов В.А., Гришкевич А.И., Зеер В.А., Карабцев В.С., Катанаев Н.К., Ковальчук А.С., Котиев Г.О., Кравец В.Н., Лаврентьев М.М., Матросов Л.В., Московкин В.В., Мухитдинов А.А., Новожилов И.В., Рихтер М.Г., Русаков С.С., Селифонов В.В., Смирнов Г.А., Смирнов И.А., Трёмбовельский Л.Г., Филькин Н.М., Хачатуров А.А., Чудаков Е.А., Шкель А.С., Absmeir J., Arnold M., Bardini R., Braess H.-H., Chan B., Guzzella L., Hiller M., Hoffmann C., Holzmann H., Kiencke U., Milliken B., Milliken D., Mitschke M., Nielsen L., Pacejka H., Popp K., Rajamani R., Rill G., Schiehlen W., Sciaretta A., Seiffert U., Shramm D., Wallentowitz H. и др.

Приведенные отечественными авторами методики оценки энергоэффективности автомобилей и их систем базируются на положениях теории автомобиля. Предпосылки теории автомобиля как науки сформировались в работах Н.А. Жуковского и М.В. Келдыша. Создание целостной и единой теории автомобиля выполнено Е.А. Чудаковым [83]. Последующее теоретико-практическое развитие теории автомобиля были

направлено на улучшение (уточнение) экспериментальных и расчетных методик исследования эксплуатационных свойств автомобилей.

Методики, предложенные зарубежными авторами, основываются на подобных положениях. Практическая реализация большинства методик оценки энергоэффективности производится в специализированных программных продуктах, типа MSC Adams Car, Modelica, CRUISE-BOOST, MATLAB/Simulink/SimDriveline, SolidWorks/CosmosMotion и пр. [1, 42, 57, 88, 95, 97,]. Также отличительной особенностью зарубежных работ является наличие огромного количества экспериментальных данных по современным моделям автомобилей, обладающих превосходными эксплуатационными свойствами. Использование полученных данных в исследованиях приводит к сокращению материальных и трудовых затрат при совершенствовании эксплуатационных параметров автомобилей.

Уточнения параметров требуют различные характеристики систем автомобиля (МТУ, колесный движитель, подвеска), а также расчетные и экспериментальные коэффициенты. Например, при изменении скорости автомобиля характер изменения коэффициента сопротивления качению зависит в общем случае от многих факторов, которые оцениваются для упрощения постоянными значениями (величины радиуса качения колеса, давления в шинах и др. принимается постоянными).

Исследование автомобиля с учетом всех существующих факторов представляется на современном этапе научно-технического прогресса трудновыполнимой и весьма затратной задачей. В некоторых случаях рациональнее провести экспериментальное исследование, чем создавать модели движения автомобилей с высоким уровнем сложности, например, определение сил сопротивления движению методом выбега [44, 62].

Реализованные методики исследований энергоэффективности автомобилей основываются на тягово-динамическом, топливно-экономическом и подобных им расчетах [4, 16, 26, 34, 35, 43]. В каждой методике, где требуются значения кинематических и динамических

параметров движения, с учетом действующих на автомобиль сил, используются математические модели движения. Основой математических моделей являются следующие уравнения: движения центра масс автомобиля или центров масс его систем, взаимодействия систем автомобиля между собой, взаимодействия с окружающей средой и водителем.

В теории автомобиля для вывода уравнений движения используется математический аппарат аналитической механики. С точки зрения аналитической механики автомобиль является неголономной многомассовой механической системой с нестационарными связями. Уравнения движения механических систем могут быть получены из законов Ньютона, уравнений Эйлера-Лагранжа, Даламбера-Лагранжа, Гамильтона, Аппеля, которые описаны в работах [11, 55, 56, 61, 81].

Разработка уравнений движения автомобиля выполняется с учетом принятой системы отсчета, количества степеней свободы перемещения центра масс моделируемого автомобиля (центров масс моделируемых систем автомобиля), свойств инерции, наличия неинтегрируемых кинематических связей (голономные, неголономные) при взаимодействии колес и опорной поверхности, пружиненных и непружиненных масс автомобиля и др.

Приведенные факторы описываются в принятых допущениях при разработке математических моделей движения автомобиля.

В ряде работ [14, 68, 69, 103] и др. приводится система уравнений и подобные ей (1.18), со схемой действующих сил на полноприводный автомобиль (рис. 1.1).

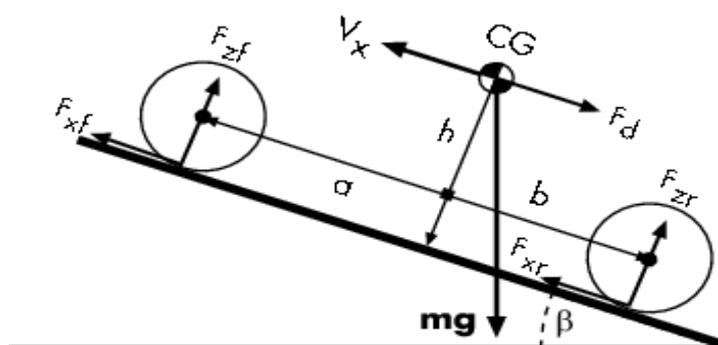


Рис. 1.1 – Принятая схема действующих на автомобиль сил

Взаимосвязь действующих сил, массо-геометрических параметров, а также других показателей приводится в системе уравнений (1.18):

$$\left. \begin{aligned}
 m \frac{dV_x}{dt} &= F_x - F_d - mg \cdot \psi, \\
 F_x &= F_{xf} + F_{xr}, \\
 F_d &= -\frac{1}{2} C_d \cdot \rho \cdot A \cdot V_x^2 \\
 F_{zf} &= \frac{+h \cdot (F_d - mg \cdot \sin \beta - m \cdot \frac{dV_x}{dt}) + b \cdot mg \cdot \cos \beta}{a + b} \\
 F_{zr} &= \frac{-h \cdot (F_d - mg \cdot \sin \beta - m \cdot \frac{dV_x}{dt}) + a \cdot mg \cdot \cos \beta}{a + b}
 \end{aligned} \right\} (1.18)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; β – угол наклона, рад; m – масса автомобиля, кг; ψ – коэффициент сопротивления движению дороги; A – площадь лобового сопротивления, м²; h – высота центра тяжести, м; a , b – расстояния от передней и задней оси до центра тяжести автомобиля, м; V_x – поступательная скорость автомобиля, м/с; F_{xf} , F_{xr} – продольная сила, действующая на колесо, Н; F_{zf} , F_{zr} – вертикальная сила, действующая на колесо, Н; C_d – коэффициент аэродинамического сопротивления, (Н·с²)/(кг·м); ρ – плотность воздуха, кг/м³; F_d – сила сопротивления воздуха, Н. Силы сопротивления качению колес приводятся отдельно в математических моделях взаимодействия колес с опорной поверхностью по общепринятой за рубежом полуэмпирической формуле профессора Hans В. Pacejka [113].

В работе [108] приводятся следующие схемы действующих сил для полноприводного двухосного автомобиля в пространстве при криволинейном движении (рис. 1.2).

Описание цифробуквенных обозначений, изображенных на рис. 2, допущений и ограничений приводится авторами непосредственно в работе. Представленная система с учетом еще четырех степеней свободы деформируемого колеса в пространстве обладает 14 степенями свободы и,

соответственно, описывается таким же количеством дифференциальных уравнений. В модели не учитывается влияние типа и состояние опорной поверхности, а также кинематика подвески.

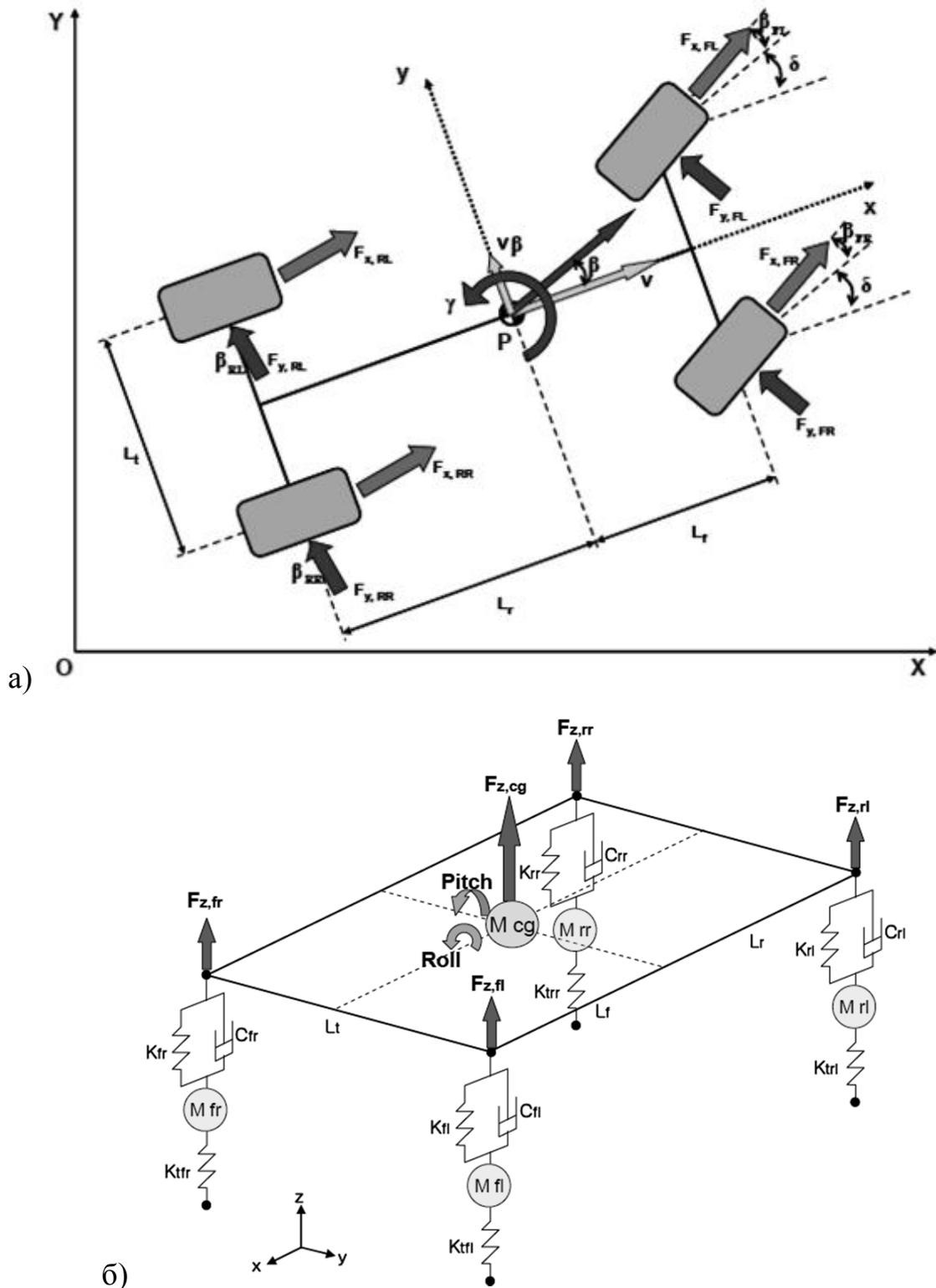


Рис. 1.2 – Приведенная схема сил:

а – «горизонтальная» схема; б – «вертикальная» схема

В работе [33] используются уравнения поступательного движения автомобиля на основе уравнения Даламбера – Лагранжа (1.19):

$$\sum_{j=1}^n \left[\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} - Q_j - \sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial \Pi_k}{\partial \eta_i} \frac{\partial y_j}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi_k}{\partial \eta_{li}} \frac{\partial \eta_{lj}}{\partial q_j} - \frac{\partial \Pi_k}{\partial \psi_i} \frac{\partial \psi_j}{\partial q_j} \right) \right] \delta q_j = 0, \quad (1.19)$$

где T – кинетическая энергия автомобиля; Q_j – обобщенные силы, действующие на автомобиль; Π_k – потенциальная энергия деформации шины; q_i – обобщенные координаты; η_i – величина бокового смещения точки контакта колеса с дорогой; η_{li} – угол скручивания шины при повороте обода колеса вокруг вертикальной оси; ψ – угол наклона колеса относительно вертикального положения; n – число обобщенных координат без учета деформации колес; m – число колес.

В результате получается система уравнений, в которой поступательное движение автомобиля описывается уравнением (1.20):

$$\ddot{X} = (c_{2X} \xi_{02} - c_{1X} \xi_{01} - F_e - F_{mp} - G_a \sin \gamma) / m_a \quad (1.20)$$

где \ddot{X} – продольное ускорение центра масс автомобиля; F_e – сила сопротивления воздуха; F_{mp} – сила трения в трансмиссии, приведенная к колесам; m_a и G_a – соответственно масса и вес автомобиля; c_{iX} – коэффициент тангенциальной жесткости шин i -й оси ($i=1,2$); ξ_{0i} – продольная деформация шин i -й оси колес в контакте их с дорогой ($i=1,2$); γ – угол продольного уклона дороги.

В работе [51, 52] рассматривается одномассовая пространственная модель движения автомобиля, представленная системой уравнений (1.21):

$$\begin{aligned} m \cdot \left(\frac{dV_x}{dt} - \frac{d\beta}{dt} \cdot V_y + \frac{d\lambda}{dt} \cdot V_z \right) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (X_{cij} - Y_{sij} - f \cdot Z_{cij} \cdot \cos \zeta_{ij} - Z_{sij} \cdot \sin \zeta_{ij}) + P_x k p; \\ m \cdot \left(\frac{dV_y}{dt} + \frac{d\beta}{dt} \cdot V_x - \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_z \right) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (X_{sij} + Y_{cij} - f \cdot Z_{sij} \cdot \cos \zeta_{ij} + Z_{cij} \cdot \sin \zeta_{ij}) + P_y k p; \\ m \cdot \left(\frac{dV_z}{dt} + \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_y - \frac{d\lambda}{dt} \cdot V_x \right) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (Z_{ij} \cdot \cos \zeta_{ij}) + P_z k p - m \cdot g; \\ J_x \cdot \frac{d^2 \gamma}{dt^2} - (J_y - J_z) \cdot \frac{d\beta}{dt} \frac{d\lambda}{dt} &= h_c \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (X_{sij} + Y_{cij} - f \cdot Z_{sij} \cdot \cos \zeta_{ij} + Z_{cij} \cdot \sin \zeta_{ij}) - \end{aligned} \quad (1.21)$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{B}{2} \cdot \sum_{i=1}^n (Z_{i2} \cdot \cos \zeta_{i2} - Z_{i1} \cdot \cos \zeta_{i1}) + Mxkp; \\
& J_y \cdot \frac{d^2 \lambda}{dt^2} - (J_z - J_x) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \frac{d\beta}{dt} = h_c \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (Y_{sij} - X_{cij} + f \cdot Z_{cij} \cdot \cos \zeta_{ij} + Z_{sij} \cdot \sin \zeta_{ij}) - \\
& - \sum_{i=1}^n l_i \sum_{j=1}^2 Z_{ij} \cdot \cos \zeta_{ij} + Mykp; \\
& J_z \cdot \frac{d^2 \beta}{dt^2} - (J_x - J_y) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \frac{d\lambda}{dt} = \frac{B}{2} \cdot \left[\sum_{i=1}^n (X_{ci2} - X_{ci1}) - \sum_{i=1}^n (Z_{si2} \cdot \sin \zeta_{i2} - Z_{si1} \cdot \sin \zeta_{i1}) - \right. \\
& \left. - f \cdot \sum_{i=1}^n (Z_{ci2} \cdot \cos \zeta_{i2} - Z_{ci1} \cdot \cos \zeta_{i1}) - \sum_{i=1}^n (Y_{si2} - Y_{si1}) \right] + \\
& + \sum_{i=1}^n l_i \sum_{j=1}^2 (X_{sij} + Y_{cij} - f \cdot Z_{sij} \cdot \cos \zeta_{ij} + Z_{cij} \cdot \sin \zeta_{ij}) - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (M_c + Mzkp,
\end{aligned}$$

ГДЕ $X_{cij} = R_{xij} \cdot \cos \theta_{ij}$; $X_{sij} = R_{xij} \cdot \sin \theta_{ij}$; $Y_{cij} = R_{yij} \cdot \cos \theta_{ij}$; $Y_{sij} = R_{yij} \cdot \sin \theta_{ij}$; $Z_{cij} = R_{zij} \cdot \cos \theta_{ij}$;
 $Z_{sij} = R_{zij} \cdot \sin \theta_{ij}$; $Z_{ij} = R_{zij}$; $R_{xij}, R_{yij}, R_{zij}$ – продольная, боковая и вертикальная
реакции в контакте колеса i -й оси j -го борта с опорной поверхностью, H ; Θ –
угол поворота колеса, рад; ζ – угол развала колес; m – масса автомобиля, кг;
 V_x, V_y, V_z – продольная, боковая и вертикальная скорости автомобиля, м/с;
 J_x, J_y, J_z – моменты инерции автомобиля относительно продольной,
горизонтальной и вертикальной осей соответственно, кг·м²; λ, γ, β – углы
тангажа, крена и рысканья соответственно, рад; h_c – высота центра масс, м; B
– колея автомобиля, м; f – коэффициент сопротивления качению; M_c –
момент сопротивления поворота колеса, Н·м.

За основу используемой системы уравнений движения были взяты уравнения плоского движения, приведенные Смирновым Г.А. [68], и динамические уравнения Эйлера, описывающие вращательное движение. К уравнениям плоского движения добавлены компоненты пространственного движения, учтено количество колес и осей автомобиля, также учтена сила на буксировочном крюке. К уравнениям Эйлера добавлена модифицированная правая часть уравнений, учитывающая моменты, возникшие от силовых реакций на колесах автомобиля при заданных геометрических параметрах автомобиля. Уравнения получены с использованием принципа Даламбера.

В результате обзора существующих различных методик математического моделирования движения автомобиля сделан ряд выводов.

Отличия методик математического моделирования движения автомобиля определяются следующими факторами:

1) метод аппроксимации частичных и внешних скоростных, регуляторных и нагрузочных характеристик бензинового двигателя и дизеля [25, 63, 87, 98];

2) использование динамических характеристик двигателя, учитывающих момент инерции двигателя [69, 112];

3) изменение коэффициента сопротивления движению в зависимости от скорости и других факторов [68, 69, 43, 122];

4) применение одно, двух и – многомассовых математических моделей движения автомобиля [42, 50...52];

5) буксование ведущих колес при недостаточном сцеплении [16, 42, 68, 120];

6) учет свойств колесных движителей (упругость шин, изменение давления в шинах, нагрев и пр.) [44...46, 48, 67, 82];

7) влияние момента и времени переключения передач [15, 86, 115];

8) математическое моделирование типа, состояния и профиля опорной поверхности [4, 16, 91, 120];

9) моделирование взаимодействия поддрессоренных и неподдрессоренных масс [91, 109, 120];

10) характер воздействия водителя на органы управления автомобилем [14, 25, 110, 121] и др.

Указанные факторы оказывают в целом значительное влияние на адекватность результатов математического моделирования движения автомобиля. Важно отметить, что учет тех или иных факторов в каждой методике расчета обусловлен поставленными задачами и техническими возможностями проводимых исследований.

Применение определенного типа уравнений Эйлера, Лагранжа и пр. в качестве исходных уравнений для расчета параметров поступательного движения автомобиля не оказывает существенного влияния на адекватность математических моделей. В результате анализа методик математического моделирования движения автомобиля выявлено, что в большей степени на адекватность модели влияет перечень факторов, перечисленных выше.

1.4 Режимы работы МТУ при моделировании движения автомобиля

В ходе эксплуатации автомобилей могут возникать различные режимы работы двигателем и трансмиссией в зависимости от условий движения. В условия движения входят внутренние (характер воздействия водителя на органы управления автомобилем) и внешние (изменение сил сопротивления движению автомобиля и сил сцепления ведущих колес с опорной поверхностью) условия.

Эксплуатационные режимы работы (типовые режимы), регламентированные заводами-изготовителями (тормозные, холостые, частичные и номинальный максимальные) автомобилей, не характеризуют в полной мере энергетические показатели первичных источников механической энергии - двигателей. Помимо двигателей, работающих на углеводородных топливах ДВС (бензиновый, дизельный, газовый и т.п.) сюда относятся также электродвигатели (ЭД), которыми оснащаются электромобили и гибридные автомобили.

Известны ДВС, которые в ходе эксплуатации ДВС могут кратковременно работать на режимах с параметрами рабочих процессов, превышающими номинальные (крутящий момент, частота вращения, температура двигателя). В ряде работ такие режимы именуется форсажными [58, 59, 64]. Их применение для автомобилей обуславливается необходимостью повысить величину подводимого крутящего момента к движителю для преодоления возникших сил сопротивления движению.

При управлении энергетическими режимами работы ЭД необходимо отметить, что реализация сверхноминальных (предельных) режимов обуславливается их перегрузочной способностью. Для ЭД важно оценить допустимые параметры использования перегрузочной способности при наиболее тяжелых условиях движения транспортных машин. Использование перегрузочного режима допустимо лишь в случае их эксплуатации при условиях, когда возможны лишь кратковременные перегрузки электродвигателей [85].

Таким образом, при моделировании движения автомобиля, оснащенного ДВС или ЭД (гибридный автомобиль или электромобиль), необходимо принимать в расчет параметры их эксплуатации при возможном временном форсировании (форсажный режим – ДВС, перегрузочный режим – ЭД). Существующие методики математического моделирования (множество которых рассматривалось в п. 1.3) не учитывают возможность работы двигателя на типовых и форсажных (перегрузочных) режимах.

Для автоматических трансмиссий (АТ) разработаны ряд конструктивных решений, которые позволяют на несколько передач ниже переключаться при резком нажатии на педаль подачи топлива для увеличения подводимого крутящего момента к движителю. Функция автоматических трансмиссий при таком переключении называется «kick-down» [96, 100]. К таким трансмиссиям относятся трансмиссии с вариатором, коробкой передач с двумя сцеплениями, гидромеханическая коробка передач.

Для механических трансмиссий (МТ) снижение времени переключения передач связано с множеством факторов. Теоретическим и практическим исследованиям в этой области посвящены работы Драгунова Г.Д., Яковлева П.В., Гонтарева Е.П., Прасолова Н.С. [14, 27, 86]. Из этих работ можно сделать следующие выводы:

1) снижение времени переключения передач оказывает существенное влияние, прежде всего, на тягово-скоростные свойства, топливную экономичность и проходимость автомобиля;

2) разработанные конструкции коробок передач (КП) можно условно разделить на конструктивно простые (наиболее распространенные 2-х и 3-хвальные, кулачковая, с изменяемым межосевым расстоянием и пр.) и сложные (гидромеханическая, преселективная, вариаторная КП и пр.);

3) снижение времени переключения передач в конструктивно простых механических коробках передач сопряжено с повышенной динамической нагруженностью деталей и узлов трансмиссии;

4) повышенная динамическая нагруженность деталей и узлов трансмиссии в течение кратковременного периода может оказывать незначительное влияние на ресурс трансмиссии, и являться оправданным средством для реализации повышения указанных в п.1 эксплуатационных свойств различных автомобилей.

В механических КП традиционной конструкции снижение времени переключения передач представляется возможным осуществить двумя способами или их комбинацией. Первый способ: при приложении водителем такого усилия на рычаг КП, которое превышает регламентированное ГОСТ значение (не более 50 Н). Второй способ: посредством подбора значений оборотов двигателя водителем (так называемая «перегазовка»).

При эксплуатации автомобилей с механической трансмиссией время переключения передач может быть снижено путем приложения соответствующего силового усилия при выполнении переключения передач. Данное явление можно называть форсажным режимом работы трансмиссии. При исследовании эксплуатационных свойств автомобилей форсажные режимы трансмиссии не учитываются. Форсажные режимы трансмиссии предназначены не только для увеличения передаточного отношения трансмиссии, но и для сокращения времени переключения передач. При

математическом моделировании движения автомобиля необходимо учитывать возможность работы трансмиссии при форсажных режимах.

В существующих методиках оценки энергоэффективности автомобилей не учитываются форсажные режимы работы двигателей. Форсажные режимы исследовались только в плане влияния на эксплуатационные свойства автомобилей. При математическом моделировании движения автомобиля также необходимо учитывать возможность работы двигателя на форсажных режимах, в случае если двигатель оснащен соответствующим конструктивным решением.

1.5 Формулировка цели и задач исследования

В ходе проведенного аналитического обзора теоретических и практических достижений в области повышения энергоэффективности грузовых, легковых автомобилей и автомобилей многоцелевого назначения, оснащенных различными по конструкции моторно-трансмиссионными установками, выявлено следующее.

В плане теоретических изысканий отсутствуют методики и подходы, обеспечивающие расчет параметров движения автомобилей при различных режимах работы МТУ. Также отсутствуют методики определения энергоэффективности автомобилей при типовых и форсажных режимах.

Цель исследования заключается в разработке методики повышения энергоэффективности автомобилей форсажными режимами работы МТУ, позволяющей при эксплуатации автомобилей в различных условиях обоснованно использовать форсажные режимы работы МТУ.

Для достижения поставленной цели исследования сформулированы следующие задачи:

1. Описать условия возможного применения форсажных режимов работы МТУ для АМН.

2. Предложить критерий оценки энергоэффективности автомобилей при форсажных режимах работы МТУ.

3. Разработать алгоритм включения форсажных режимов работы МТУ при различных условиях движения автомобиля.

4. Разработать математическую модель движения АМН при типовых и форсажных режимах работы МТУ.

5. Выполнить экспериментальное исследование АМН УРАЛ-43203 при типовых и форсажных режимах работы МТУ для проверки адекватности разработанной методики и предложенных математических формул.

6. Произвести оценку влияния форсажных режимов работы МТУ на усталостную долговечность деталей трансмиссии автомобиля.

ГЛАВА 2

НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИМЕНЕНИЕ ФОРСАЖНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МОТОРНО-ТРАНСМИССИОННЫХ УСТАНОВОК

2.1 Назначение и классификация режимов работы МТУ

Необходимость повышения энергоэффективности автомобиля применением форсажных режимов работы МТУ обуславливается требованиями к улучшению тягово-скоростных свойств, топливной экономичности и опорной проходимости. Совокупность указанных свойств характеризует энергоэффективность автомобиля как меру полезного использования механической энергии первичного источника – двигателя (различные конструкции двигателей внутреннего и внешнего сгорания) и качества передачи (преобразования) этой энергии к движителю в зависимости от величины нагрузки.

Практическая возможность реализации форсажных режимов работы обуславливается техническими характеристиками и конструктивными параметрами существующих МТУ. Это обстоятельство более подробно рассмотрено в предыдущей главе.

Режимы работы МТУ (рис. 2.1) состоят из типовых (холостой ход, частичные и номинальные режимы), гарантированных заводом-изготовителем, и форсажных режимов. Совокупность указанных режимов работы является предметом данного исследования. Отличия режимов заключаются в диапазонах изменения параметров рабочих процессов, происходящих в МТУ автомобиля на каждом режиме. Применение типовых и форсажных режимов позволяет расширить общий диапазон изменения указанных параметров, характеризующих взаимодействие деталей и узлов МТУ (рис. 2.2).

Работа на типовых и форсажных режимах может происходить при кратковременном, длительном или циклическом действии. В соответствии с

техническими требованиями, предъявляемыми к автомобилю, и его конструктивными параметрами возможна реализация 1-, 2- или многорежимной схем управления. В зависимости от типа переключения режимов возможно ручное или автоматическое управление.

Представленная классификация режимов работы МТУ производится по ряду признаков: схемы управления, типы переключения и действия, вид влияния на долговечность деталей и узлов МТУ, диапазон изменения рабочих параметров режимов.

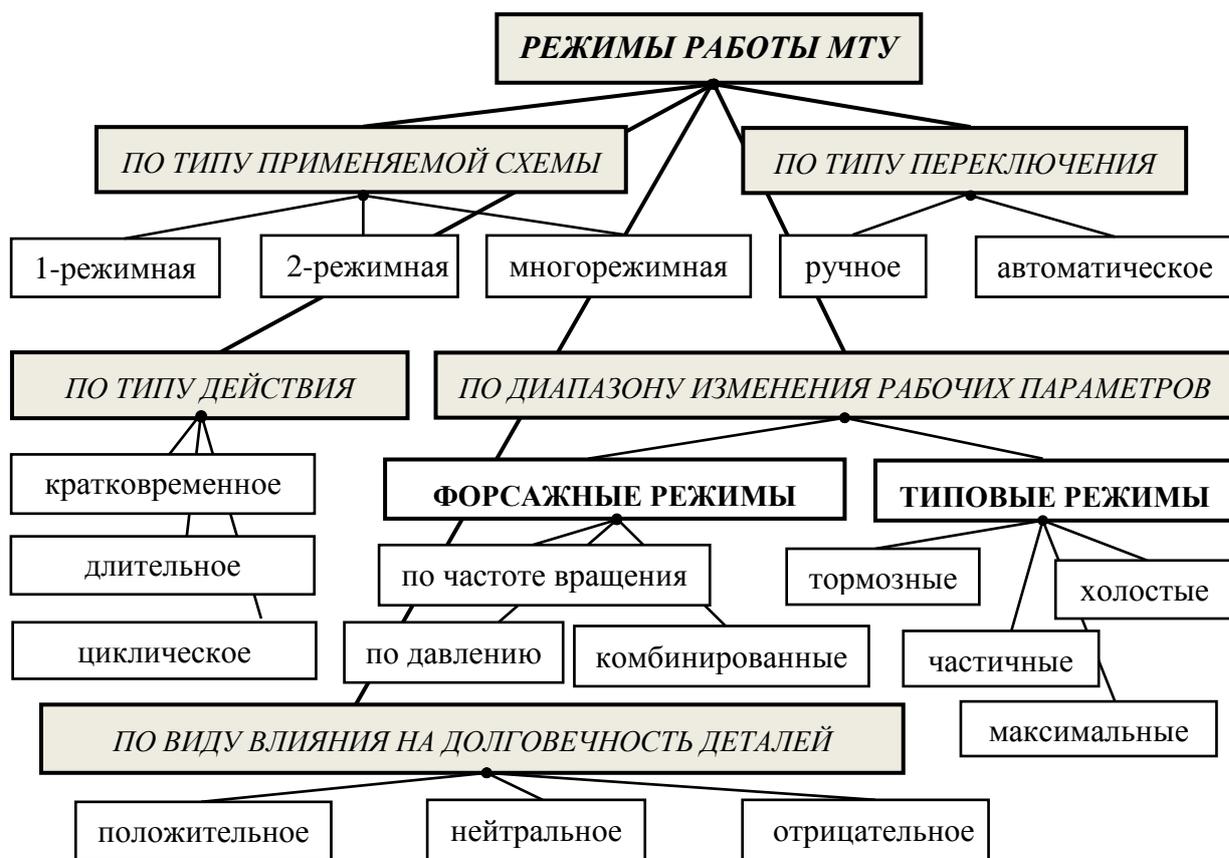


Рис. 2.1 – Классификация режимов работы МТУ

Автоматическое переключение режимов происходит согласно алгоритму работы системы переключения режимов, принцип работы которой приведен ниже. Под ручным переключением подразумевается такое, которое осуществляется непосредственно водителем автомобиля при необходимости.

Длительность эксплуатации МТУ на каждом режиме определяется параметрами воздействия водителя (системы управления) на органы

управления автомобилем и параметрами взаимодействия автомобиля с окружающей средой (тип и состояние опорной поверхности, плотность транспортного потока, изменения кривизны дорожного полотна и пр.). Также длительность определяется техническими характеристиками и конструктивными параметрами МТУ автомобилей.

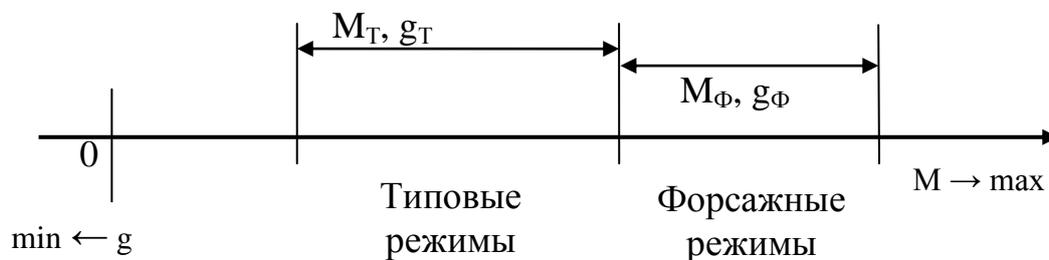


Рис. 2.2 – Диапазоны крутящего момента (M) и удельного расхода топлива (g) при типовых (Т) и форсажных режимах (Ф)

Продолжительность кратковременного действия форсажных режимов не превышает 1 минуты с последующим переходом на типовые. Длительное действие – более 1 минуты на форсажных режимах. Циклическое действие – периодически повторяющиеся переходы между режимами. Величина граничного значения (1 минута) примерно соответствует затратам времени в следующих случаях для форсажного режима: выполнение обгона или перестроения (около 3...10 секунд), выезд со второстепенной дороги на главную при высокой плотности транспортного потока (10...20 секунд) и пр.

На двигателях внутреннего сгорания форсажный режим осуществляется путем временного форсирования двигателя различными способами (оптимизация процессов газообмена, впрыск дополнительного окислителя в цилиндры/впускной коллектор двигателя, изменение параметров топливной системы). Форсажный режим на ДВС целесообразно применять при максимальных нагрузках на МТУ. В трансмиссиях с различными конструктивными схемами (механические, автоматические, гибридные) форсажный режим реализуется переключением передач «вниз» на 1...2 передачи для повышения передаточного числа и снижением времени,

затрачиваемого на процесс переключения. Форсажный режим применяется в следующих ситуациях:

- для повышения скорости и снижения времени разгона автомобиля при эксплуатации в экстремальных условиях для снижения риска возникновения угроз жизни и здоровью людей, участвующих в тягово-транспортных работах;

- для повышения опорной проходимости путем увеличения подводимого трансмиссией крутящего момента к ведущим колесам при наличии достаточного сцепления ведущих колес с опорной поверхностью.

Для осуществления переключения режимов работы необходимо выявить принадлежность соотношения параметров скоростных характеристик двигателя и сил сопротивления движению (приведенным к ведущим колесам) к определенному типовому или форсажному режиму.

2.2 Теоретическое представление энергоэффективности автомобиля

Назначение процесса переключения режимов заключается в выборе такого режима работы, который в наибольшей степени соответствует внешним условиям и внутренним условиям: изменением положения педали подачи топлива и изменением передаточных отношений трансмиссии. Под степенью соответствия понимается в случае малой нагрузки – применение дефорсажного режима, в случае средней нагрузки – работа на типовом режиме, при высокой нагрузке – использование форсажного режима. Нагрузка формируется в зависимости от соотношения указанных внешних и внутренних условий.

Переключения между типовыми и форсажными режимами работы осуществляется системой переключения режимов, структурная схема которой представлена в п. 2.3. Коэффициент h_φ , характеризующий положение педали подачи топлива, равен отношению ее текущего i -го положения h_i к предельному положению h_{max} (2.1):

$$h_{\varphi i} = \frac{h_i}{h_{max}} \quad (2.1)$$

Коэффициент h_n , характеризующий изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя, равен отношению текущей i -той n_i частоты вращения к максимальной частоте n_{max} (2.2):

$$h_{n i} = \frac{n_i}{n_{max}} \quad (2.2)$$

В ходе эксплуатации автомобиля значения коэффициентов $h_{\varphi i}$ и $h_{n j}$ существуют в виде непрерывных массивов чисел. Взаимосвязь указанных коэффициентов зависит от включенного режима работы моторно-трансмиссионной установкой автомобиля, а также от суммарного влияния внутренних и внешних условий движения.

Рассмотрим два конечных множества $h_{\varphi} = \{h_{\varphi 1}, h_{\varphi 2}, \dots, h_{\varphi i}\}$ и $h_n = \{h_{n 1}, h_{n 2}, \dots, h_{n j}\}$, где i и j – натуральные числа. В том случае, если $h_{\varphi i}$ и $h_{n j}$ представлены матричными массивами (табл. 2.1), тогда коэффициент реакции на изменение нагрузки – $k_{r ij}$ примет вид (2.3):

$$k_{r ij} = \frac{h_{\varphi i}}{h_{n j}} \quad (2.3)$$

Таблица 2.1 – Матрица значений коэффициента $k_{r ij}$

	$h_{\varphi 1}$	$h_{\varphi 2}$...	$h_{\varphi i}$
$h_{n 1}$	$k_{r 11}$	$k_{r 12}$...	$k_{r i 1}$
$h_{n 2}$	$k_{r 21}$	$k_{r 22}$...	$k_{r i 2}$
...
$h_{n j}$	$k_{r 1 j}$	$k_{r 2 j}$...	$k_{r i j}$

В выражении (2.2) указано, что $h_n = n_i / n_{max}$ и в табл. 2 принято начальное значение $h_{n min} = 0,1$, которое зависит от соотношения n_{xx} / n_{max} . Для бензиновых двигателей – $h_{n min} = 0,11 \dots 0,16$ и для дизельных – $h_{n min} = 0,15 \dots 0,26$ (большие значения относятся к грузовым автомобилям).

Таблица 2.2 – Значения коэффициента k_r при $h_\varphi \in [0,1;1,0]$ и $h_n \in [0,1;1,0]$

		$h_\varphi(t)$									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$h_n(t)$	0,1	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00	9,00	10,00
	0,2	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00
	0,3	0,33	0,67	1,00	1,33	1,67	2,00	2,33	2,67	3,00	3,33
	0,4	0,25	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
	0,5	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00
	0,6	0,17	0,33	0,50	0,67	0,83	1,00	1,17	1,33	1,50	1,67
	0,7	0,14	0,29	0,43	0,57	0,71	0,86	1,00	1,14	1,29	1,43
	0,8	0,13	0,25	0,38	0,50	0,63	0,75	0,88	1,00	1,13	1,25
	0,9	0,11	0,22	0,33	0,44	0,56	0,67	0,78	0,89	1,00	1,11
	1	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00

Множество значений k_r , h_φ и h_n , указанное в табл. 2.2, является базовым и представлено в общем виде для всех типов автомобилей. При малых значениях h_φ и высоких h_n значения $k_r \rightarrow \min = 0,1$. В случае выбора малого шага итерации $10^{-3 \dots \infty}$ значения $k_r \rightarrow 0$. Указанные значения $k_r \in [0,1; 0,3 \dots 0,4]$ в ходе эксплуатации возникают с низкой долей вероятности, что объясняется применяемым регулированием мощности двигателей, когда на холостом ходу соотношение h_φ и h_n пропорционально линейной зависимости. Такие значения k_r возможны в процессе резкого уменьшения сил сопротивления движению одновременно с изменением положения педали подачи топлива. Например, при интенсивном разгоне автомобиля происходит отрыв ведущих колес от опорной поверхности.

При больших значениях h_φ и малых h_n значения $k_r \rightarrow \max = 10,0$. Для преодоления возрастающих сил сопротивления движению (происходит снижение оборотов двигателя – h_n уменьшается) водитель, как правило, изменяет положение педали подачи топлива – h_φ увеличивается. Например, при движении автомобиля на подъем с полной массой или при буксировании колесной техники и т.д.

Для удобства последующего анализа коэффициент реакции на изменение нагрузки представим коэффициентом нагрузки c_r , чтобы изменение реакции на нагрузку происходило в диапазоне значений от 0,0 до 1,0. Далее выразим через i -тое значение коэффициента k_{ri} и его максимальное значение k_{rmax} в виде соотношения (2.4):

$$c_r = \frac{k_{ri}}{k_{rmax}}, \quad (2.4)$$

где $c_r = [0,0; 1,0]$. Формирование матрицы значений функции $c_r = f(h_\varphi, h_n)$ производится с учетом выражения (2.4), см. рис. 2.3.

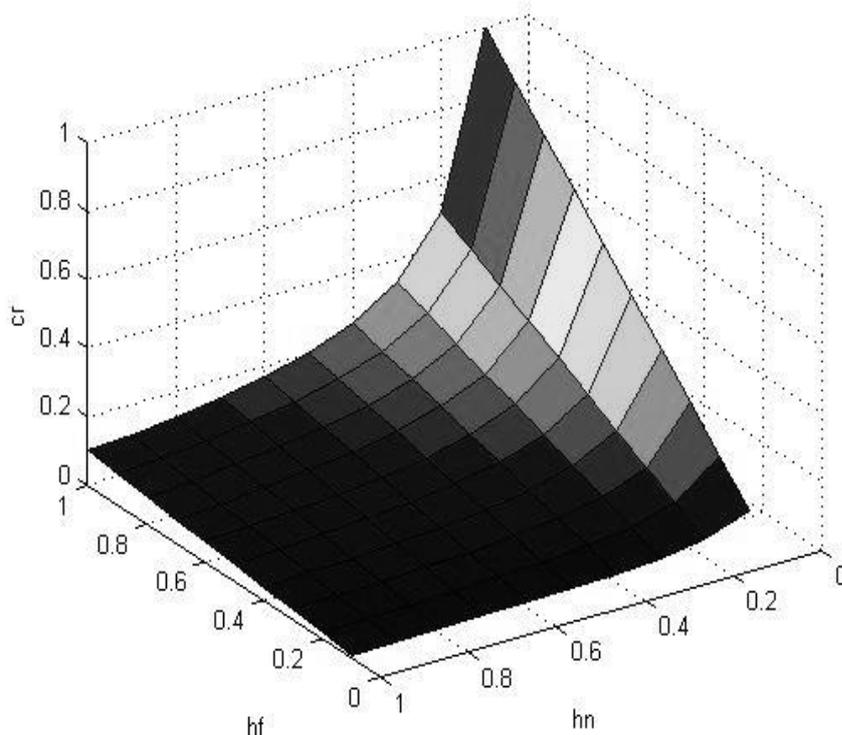


Рис. 2.3 – График функции $c_r = f(h_\varphi, h_n)$

В результате преобразований формула коэффициента нагрузки МТУ $c_r = f(h_\varphi, h_n)$ примет следующий вид (2.5):

$$c_r = 0,1 \cdot \frac{h_\varphi}{h_n}. \quad (2.5)$$

График функции, представленный на рис. 5, построен при условии, что значения $h_\varphi = [0,1;1,0]$ и $h_n = [0,1;1,0]$.

Для примера в табл. 2.3 представлены значения коэффициента нагрузки двух автомобилей, обладающими разной мощностью ДВС, при прочих равных условиях, где светло-серым цветом обозначены значения c_{r1} для автомобиля, обладающего относительно второго c_{r2} (темно-серый цвет) более низкими тягово-скоростными свойствами.

Таблица 2.3 – Значения коэффициента c_r для двух автомобилей

$c_r=f(h_\varphi, h_n)$		h_φ									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
h_n	0,1	0,100	0,200	0,300	0,400	0,500	0,600	0,700	0,800	0,900	1,000
	0,2	0,050	0,100	0,150	0,200	0,250	0,300	0,350	0,400	0,450	0,500
	0,3	0,033	0,067	0,100	0,133	0,167	0,200	0,233	0,267	0,300	0,333
	0,4	0,025	0,050	0,075	0,100	0,125	0,150	0,175	0,200	0,225	0,250
	0,5	0,020	0,040	0,060	0,080	0,100	0,120	0,140	0,160	0,180	0,200
	0,6	0,017	0,033	0,050	0,067	0,083	0,100	0,117	0,133	0,150	0,167
	0,7	0,014	0,029	0,043	0,057	0,071	0,086	0,100	0,114	0,129	0,143
	0,8	0,013	0,025	0,038	0,050	0,063	0,075	0,088	0,100	0,113	0,125
	0,9	0,011	0,022	0,033	0,044	0,056	0,067	0,078	0,089	0,100	0,111
	1	0,010	0,020	0,030	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100

Значения в таблице характеризуют разгон автомобилей при фиксированном передаточном числе трансмиссии на определенном участке опорной поверхности.

В общем случае представленные значения могут возникать при произвольных условиях движения, передаточных числах трансмиссии и пр. Для каждого автомобиля значения коэффициента нагрузки представляются в виде функций $c_r = f(t)$, $c_r = f(h_\varphi)$, $c_r = f(h_n)$ или $c_r = f(h_\varphi, h_n)$. Предельные значения коэффициента нагрузки $c_r = 0,8...1,0$ для автомобилей возникнут, например, при движении (трогании с места) с такой нагрузкой на несущую систему, которая превышает значения, регламентированные заводом-изготовителем.

Для указанного примера выше построены графики функций $c_{r1} = f(h_\varphi, h_n)$ и $c_{r2} = f(h_\varphi, h_n)$, представленные на рис. 2.4.

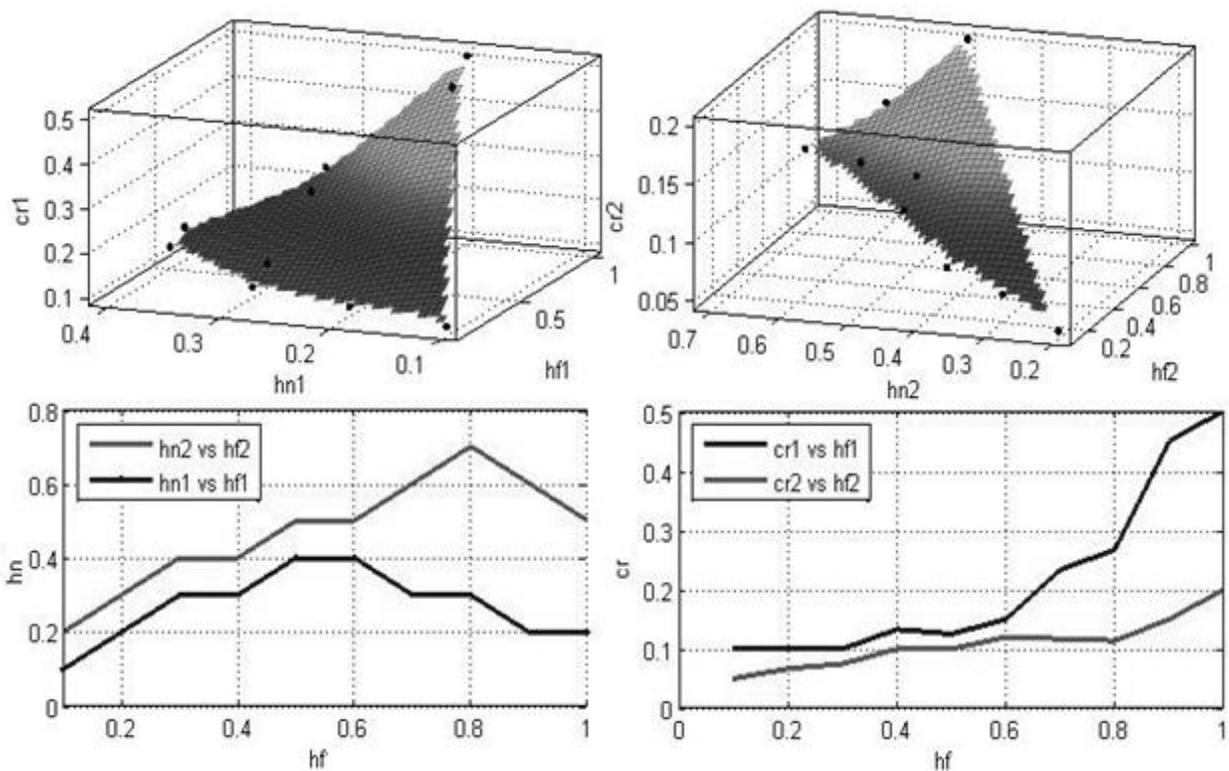


Рис. 2.4 – Графики функций $c_{r1} = f(h_\phi, h_n)$ и $c_{r2} = f(h_\phi, h_n)$

Согласно значениям функций $c_{r1} = f(h_\phi, h_n)$ и $c_{r2} = f(h_\phi, h_n)$, приведенным на рис. 2.4, автомобилю, обладающему более высокими тягово-скоростными свойствами, соответствуют меньшие значения коэффициента нагрузки c_r . Таким образом, представляется возможным сравнивать отличающиеся эксплуатационными параметрами автомобили в плане тягово-скоростных свойств с помощью функции $c_r = f(h_\phi, h_n)$, но при условии, что величина нагрузки, приведенная к ведущим колесам, одинаковая. В реальных условиях целесообразно проводить сравнение на заранее определенном участке опорной (дорожной) поверхности или при одинаковом режиме нагрузки на испытательных стендах. Максимальное значение коэффициента нагрузки характеризует потенциал тягово-скоростных свойств автомобиля при определенных условиях движения.

Для оценки топливной экономичности разных автомобилей применяют величину удельного расхода топлива g_D (2.20):

$$g_D = g_{eP} \cdot k_{И} \cdot k_E, \quad (2.20)$$

где g_{eP} – удельный расход топлива при максимальной мощности, который равен $(1,05...1,15) \cdot g_{Dmin}$ – минимальный удельный расход топлива; $k_{И}$ – коэффициент, учитывающий зависимость g_D от уровня нагрузки двигателя; k_E – коэффициент, учитывающий зависимость g_D от скоростного режима двигателя.

При выполнении замен коэффициентов $k_{И}$ и k_E на коэффициенты h_{φ} и h_n физический смысл выражения (2.20) сохраняется. После замены получим выражение для i -го шага расчета удельного расхода топлива (2.21):

$$g_{Di} = g_{eP} \cdot h_{\varphi i} \cdot h_{ni}, \quad (2.21)$$

При сравнении величин удельного расхода разных автомобилей представим эти величины через коэффициент расхода топлива c_g . Данный коэффициент представляет собой отношение i -той величины удельного расхода топлива g_{ei} к максимальной величине g_{emax} , которое выражается в следующей форме (2.22):

$$c_g = \frac{g_{Di}}{g_{Dmax}}, \quad (2.22)$$

где $c_g \in [0,0; 1,0]$.

В случае, если g_{Dmax} , тогда $h_{\varphi} = 1$ и $h_n = 1$. При подстановке выражения (2.21) в выражение (2.22) получается формула следующего вида (2.23):

$$c_{gi} = \frac{g_{eP} \cdot h_{\varphi i} \cdot h_{ni}}{g_{eP} \cdot 1 \cdot 1}, \quad (2.23)$$

В результате преобразований формула определения коэффициента расхода топлива c_g будет следующей (2.24):

$$c_{gi} = h_{\varphi i} \cdot h_{ni}. \quad (2.24)$$

При значениях коэффициентов $h_{\varphi} = [0,0; 1,0]$ и $h_n = [0,0; 1,0]$ графическое представление функции имеет вид, изображенный на рис. 2.5.

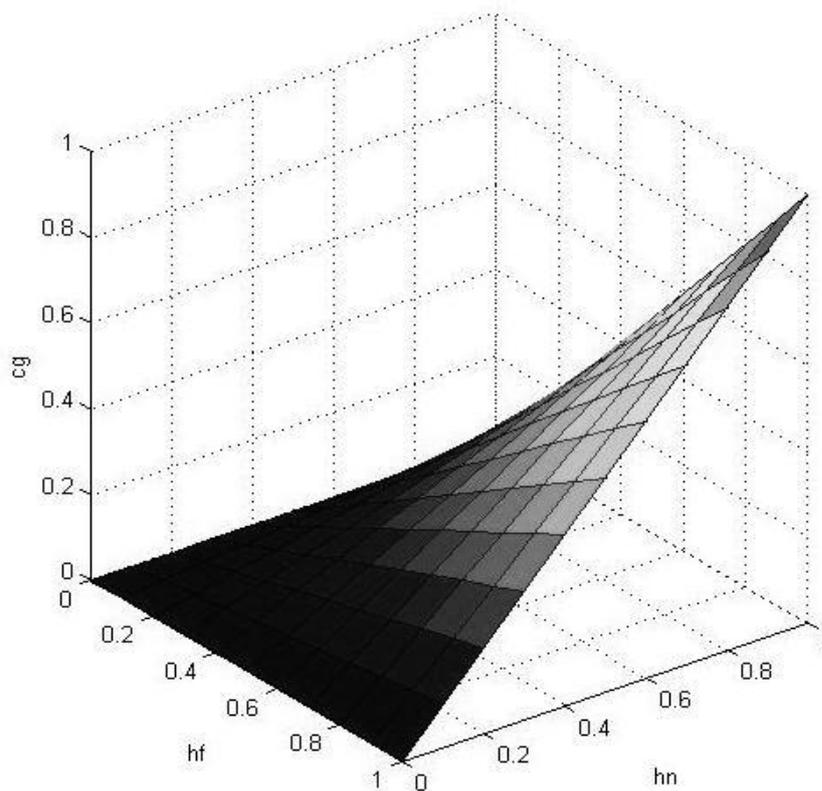


Рис. 2.5 – Функция коэффициента расхода топлива $c_g = f(h_\varphi, h_n)$

Для каждого режима работы функциональная зависимость коэффициента расхода топлива от его аргументов имеет свой вид. Основой реализации переключения типовых и форсажных режимов работы МТУ является характер взаимосвязи коэффициента нагрузки и коэффициента расхода топлива. Для выявления указанной взаимосвязи коэффициентов необходимо, в первую очередь, представить область их возможных значений при типовых и форсажных режимах работы с учетом энергоэффективности. Следующим этапом работы является разработка математического представления энергоэффективности.

Энергоэффективность автомобиля (EE) характеризует несколько его функциональных свойств. В этом случае предлагается представить энергоэффективность функцией нескольких аргументов, общий вид которой следующий (2.25):

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (2.25)$$

Множество аргументов x_1, x_2, \dots, x_n для определенного автомобиля должны характеризовать его тягово-скоростные свойства, опорную проходимость и топливную экономичность с учетом эксплуатационных параметров МТУ при изменяющихся условиях движения автомобиля. Предложенные коэффициенты нагрузки и расхода топлива учитывают по отдельности изменения указанных функциональных свойств автомобиля при соответствующих изменениях положения педали подачи топлива и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Взаимосвязь коэффициентов c_r и c_g для определенного автомобиля характеризует его тягово-скоростные свойства и топливной экономичности. Увеличение коэффициента нагрузки и снижение коэффициента расхода топлива обуславливает повышение энергоэффективности автомобиля. Для типового и форсажного режимов коэффициенты расхода топлива принимают разные значения. При значениях коэффициентов нагрузки $c_{rT} = 0,8$ и $c_{rF} = 1,0$ коэффициенты расхода топлива принимают следующие значения $c_{gT} = 0,8$ и $c_{gF} = 1,0$ – для типового и форсажного режимов соответственно.

Энергоэффективность автомобиля определяется внешней скоростной характеристикой двигателя (ВСХ) на типовых и форсажных режимах работы. Чем выше мощность и крутящий момент двигателя, тем выше вероятность движения автомобиля с высокой средней скоростью при различных условиях эксплуатации с учетом достаточности сил сцепления ведущих колес с опорной поверхностью. Форма внешних скоростных характеристик бензиновых и дизельных двигателей на типовых и форсажных режимах близка к параболической. Данное обстоятельство объясняется характером протекания процессов преобразования химической энергии сгорания топлива в цилиндрах ДВС в механическую энергию.

Для оценки энергоэффективности параболическая аппроксимация кривых ВСХ ДВС на типовых и форсажных режимах должна обеспечивать высокую точность не во всех точках, а лишь в трех, с помощью которых можно найти

коэффициенты параболы. Выбранные три точки должны соответствовать определенным значениям крутящего момента двигателя:

- при минимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя;
- при частоте вращения коленчатого вала двигателя, соответствующей номинальному крутящему моменту;
- при частоте вращения соответствующей номинальной мощности.

Эти экстремальные значения крутящего момента характеризуют в большей степени энергоэффективность по сравнению с другими точками кривых ВСХ как при типовых, так и при форсажных режимах. Коэффициент нагрузки пропорционален изменению крутящего момента двигателя, и, соответственно, пропорционален отношению текущего значения крутящего момента двигателя к максимальному (номинальному моменту).

Энергоэффективность автомобиля характеризуется коэффициентом энергоэффективности EE . Значения коэффициента EE изменяются от 0 до 1. Для расчета значений данного коэффициента необходимо определить функциональную зависимость $EE = f(c_r, c_g)$. Определение энергоэффективности автомобиля на типовых и форсажных режимах работы МТУ предлагается общий вид зависимости $EE = f(c_r, c_g)$ (2.26):

$$EE = \frac{a \cdot c_r^2 + b \cdot c_r + c}{c_{gT}}, \quad (2.26)$$

где EE – коэффициент энергоэффективности автомобиля; a, b, c – коэффициенты, определяющие форму параболы.

Расчет коэффициентов a, b и c для типовых режимов предлагается вычислять по следующим формулам (2.27...2.29):

$$a = \frac{EE_3 - \frac{c_{r3} \cdot (EE_2 - EE_1) + c_{r2} \cdot EE_1 - c_{r1} \cdot EE_2}{c_{r2} - c_{r1}}}{c_{r3} \cdot (c_{r3} - c_{r1} - c_{r2}) + c_{r1} \cdot c_{r2}}, \quad (2.27)$$

$$b = \frac{EE_2 - EE_1}{c_{r2} - c_{r1}} - a \cdot (c_{r1} + c_{r2}), \quad (2.28)$$

$$c = \frac{c_{r2} \cdot EE_1 - c_{r1} \cdot EE_2}{c_{r2} - c_{r1}} - a \cdot c_{r1} \cdot c_{r2}, \quad (2.29)$$

где c_{r1}, c_{r2}, c_{r3} – значения коэффициента нагрузки; EE_1, EE_2, EE_3 – значения коэффициента энергоэффективности.

Подбором начальных точек $(c_{r1}; EE_1), (c_{r2}; EE_2), (c_{r3}; EE_3)$ определяется форма кривой энергоэффективности автомобиля. В формулу (2.26) входит также коэффициент расхода топлива, который обратно пропорционален коэффициенту энергоэффективности. Для каждого режима работы МТУ коэффициент расхода топлива принимает соответствующие значения.

Для автомобиля УРАЛ-43203 предлагаются следующие значения коэффициентов для типовых режимов: $c_{rT1} = 0,0; c_{rT2} = 0,52; c_{rT3} = 0,8$ – значения коэффициента нагрузки; $EE_{t1} = 0,0; EE_{t2} = 0,62; EE_{t3} = 0,723$ – значения коэффициента энергоэффективности.

После подстановки начальных точек в формулы (2.26...2.29) взаимосвязь коэффициентов энергоэффективности, расхода топлива и нагрузки для типового режима $EEt = f(c_{rT}, c_{gT})$ предлагается выразить формулой (2.30):

$$EEt = \frac{-1,031 \cdot c_{rT}^2 + 1,728 \cdot c_{rT}}{c_{gT}}. \quad (2.30)$$

Для автомобиля УРАЛ-43203 предлагаются следующие значения коэффициентов для форсажного режима: $c_{rF1} = 0,0; c_{rF2} = 0,52; c_{rF3} = 0,8$ – значения коэффициента нагрузки; $EEf_1 = 0,0; EEf_2 = 0,62; EEf_3 = 0,723$ – значения коэффициента энергоэффективности.

После подстановки начальных точек в формулы (2.26...2.29) взаимосвязь коэффициентов энергоэффективности, расхода топлива и нагрузки для форсажного режима $EEf = f(c_{rF}, c_{gF})$ предлагается выразить формулой (2.31):

$$EEf = \frac{-0,644 \cdot c_{rF}^2 + 1,644 \cdot c_{rF}}{c_{gF}}. \quad (2.31)$$

Графики функций

$EEt = f(c_{rT}, c_{gT})$ и $EEf = f(c_{rF}, c_{gF})$ представлены на рис. 2.6.

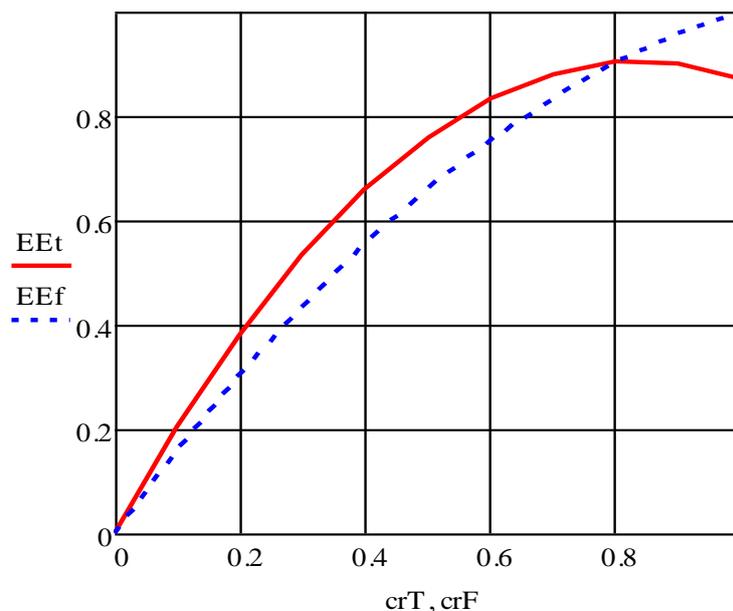


Рис. 2.6 – Графики функций $EEt = f(cr_T)$ и $EEt = f(cr_F)$ при $c_{gT} = 0,8$ и $c_{gF} = 1,0$

В случае, если реальная ВСХ ДВС не аппроксимируется параболической зависимостью с необходимой точностью, тогда следует использовать аппроксимацию ВСХ полиномами более высокого порядка.

2.3 Разработка принципов переключения режимов работы МТУ

Переключение режимов работы должно согласовываться с возможным изменением передаточных отношений трансмиссии и количеством передач. Вероятны ситуации при эксплуатации автомобиля, в которых выбор способа изменения силы тяги, подводимой к ведущим колесам автомобиля, при типовых и форсажных режимах работы МТУ станет для водителя (системы управления) неоднозначным. При необходимости интенсивного разгона автомобиля, во-первых, возможно уменьшить передаточное отношение трансмиссии с дальнейшим увеличением оборотов двигателя, а, во-вторых, перейти на форсажный режим работы. Изменение крутящего момента и частоты вращения, происходит в большом диапазоне путем переключения передач, а не при переключении режимов. Для разработки системы управления требуется учесть указанное свойство.

На структурной схеме (рис. 2.7) представлены основные компоненты системы переключения режимов: двигатель, трансмиссия, колесный движитель (КД). Между компонентами системы существует только два типа связей. Информационная связь включает сигналы об изменениях положения педали подачи топлива h_φ и оборотов двигателя h_n . Силовая связь представлена крутящим моментом $M(t)$ и частотой вращения $n(t)$.

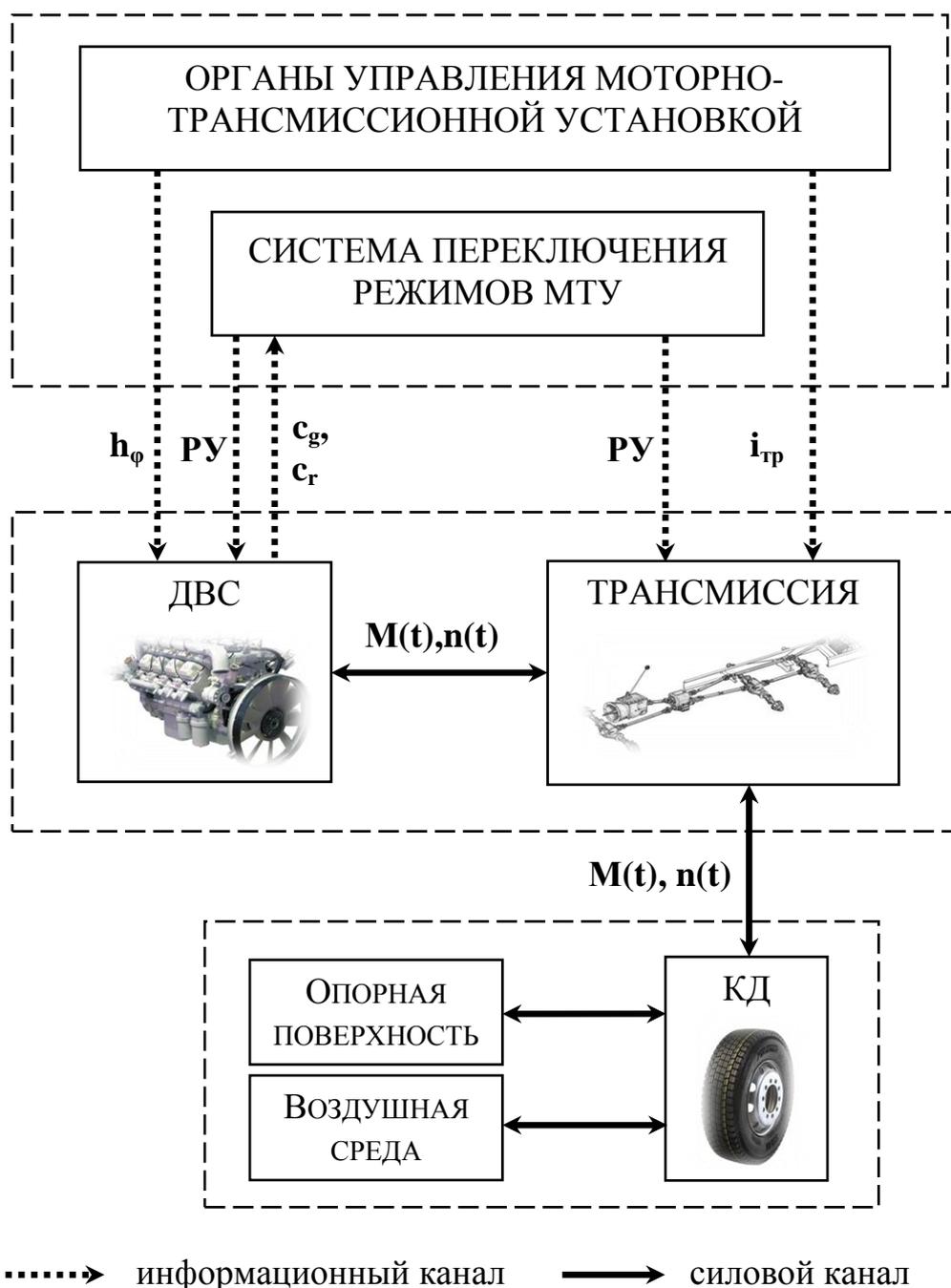


Рис. 2.7 – Структура системы переключения режимов работы МТУ

Основой для разработки алгоритмов переключения является величина энергоэффективности (рис. 2.8).

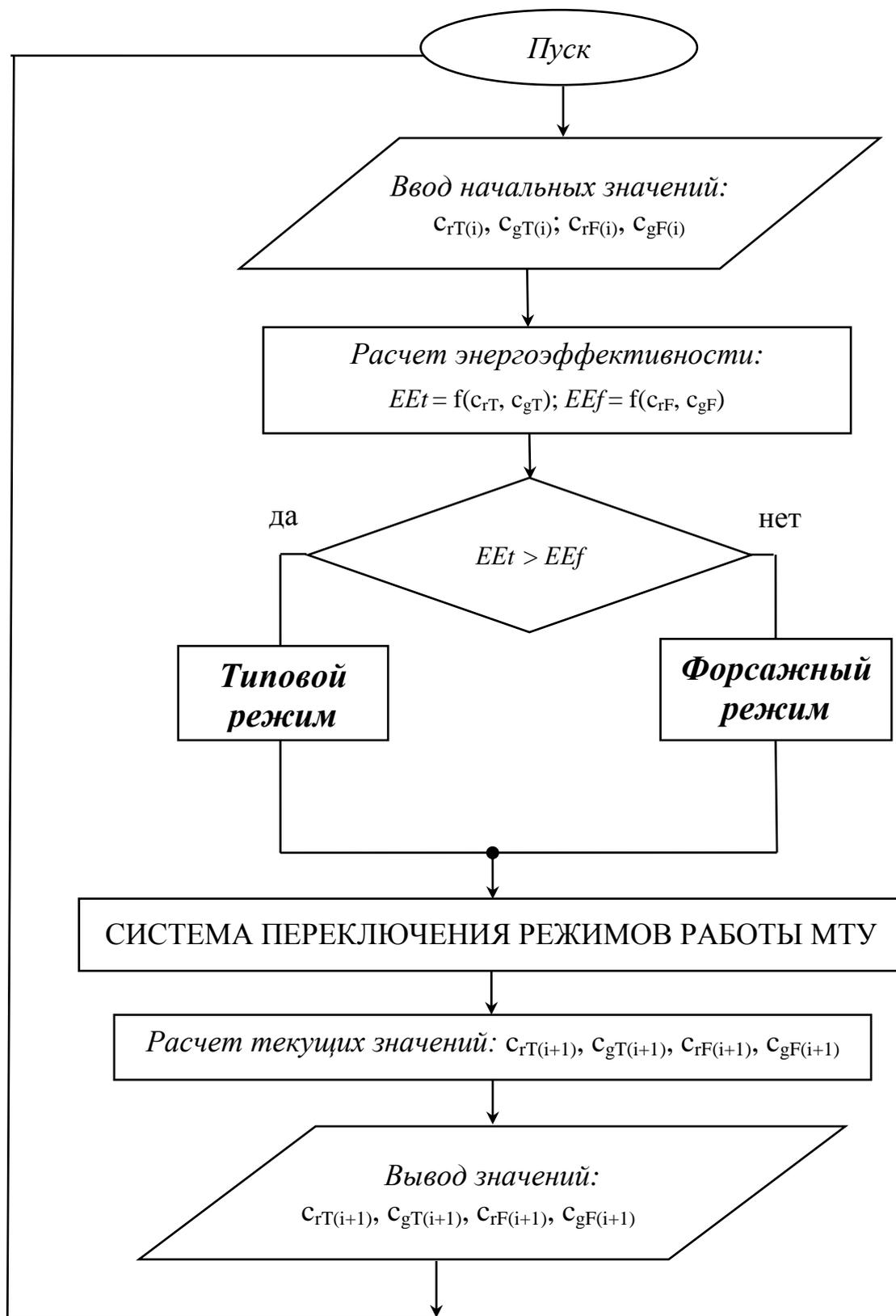


Рис. 2.8 – Алгоритм переключения при типовых и форсажных режимах

От выбранных схем и метода переключения режимов зависят показатели тягово-скоростных свойств и топливной экономичности – энергоэффективности. Переключение режимов работы МГУ производится двумя следующими методами:

- 1) энергоэффективный метод – использование сравнения коэффициентов энергоэффективности автомобиля для выбора наиболее энергоэффективного режима работы МГУ;
- 2) экспертный метод – применение наиболее подходящих схем переключения режимов работы МГУ в зависимости от текущего значения коэффициента нагрузки на типовом или форсажном режиме.

Отличие методов переключения заключается в выборе критерия переключения. При энергоэффективном методе главный критерий – поиск максимального значения энергоэффективности при заданных условиях движения автомобиля. При экспертном методе – использование схемы переключения на основе экспертного подхода (формирование различных схем производится экспертом на основании его теоретико-практического опыта).

Для автомобилей с различными типами трансмиссией существуют следующие виды режимных схем:

- 1) однорежимная: типовой (T) или форсажный (Φ);
- 2) двухрежимная: типовой (T) и форсажный (Φ);

В общем случае использование любой режимной схемы зависит, с одной стороны, от степени необходимости применения той или иной схемы для конкретного автомобиля, а с другой стороны, от степени достаточности наличия факторов, позволяющих реализовать какую-либо схему.

Ниже представлены различные варианты схем для экспертного метода переключения.

1. Однорежимная схема работы (табл. 2.4) применяется при эксплуатации автомобиля только в таких условиях, которые накладывают ограничения на применение другого режима работы. Для наглядности и удобства дальнейшего анализа в табл. 2.4 представлен весь диапазон значений коэффициентов.

Таблица 2.4 – Однорежимная схема работы МТУ

1-P		$h_{\phi}(t)$									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$h_n(t)$	0,1	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	0,2	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	0,3	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	0,4	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	0,5	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	0,6	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	0,7	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	0,8	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	0,9	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	1	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T

Для однорежимной схемы учитывают следующие вероятные факторы:

- целесообразность применения двухрежимной работы, например, для спортивных автомобилей – использование только форсажного режима работы;

- техническое состояние деталей и узлов МТУ (для автомобилей с таким техническим состоянием, в которых реализация двухрежимной работы приведет к возникновению неисправностей) – только типовой режим работы.

2. Двухрежимная схема работы используется в случае таких условий эксплуатации, при которых, кроме типового режима работы, возникает потребность в повышении только тягово-скоростных свойств без учета значений коэффициентов энергоэффективности (табл. 2.5).

Таблица 2.5 – Двухрежимная схема работы

2-P		$h_{\phi}(t)$									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$h_n(t)$	0,1	T	T	T	T	Ф	Ф	Ф	Ф	Ф	Ф
	0,2	T	T	T	T	T	T	Ф	Ф	Ф	Ф
	0,3	T	T	T	T	T	T	T	Ф	Ф	Ф
	0,4	T	T	T	T	T	T	T	T	Ф	Ф
	0,5	T	T	T	T	T	T	T	T	T	Ф
	0,6	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	0,7	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	0,8	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	0,9	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
	1	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T

Распределение значений коэффициента энергоэффективности EE и соответствующего ему режима работы может принимать различный вид, что определяется требуемыми техническими характеристиками автомобиля.

Таким образом, при определенных значениях коэффициентов энергоэффективности производится переключение на различные режимы работы МТУ. Переход на форсажный режим работы позволяет повысить кратковременно тягово-скоростные свойства и опорную проходимость. При оснащении автомобиля системами активной безопасности, круиз-контроля и пр. необходим обмен данными между указанными системами и системой управления режимами для учета в процессе управления наибольшего числа факторов, влияющих на эксплуатационные показатели автомобиля в целом.

2.4 Разработка автоматной модели переключения режимов работы

Система переключения режимов работы МТУ характеризуется сложным функциональным поведением. Данная система включает в себя аналоговые и дискретные компоненты. Особенности систем подобного рода является непрерывное изменение состояний системы и многочисленные вариации в соответствии с логической структурой управляющей системы. Управляющая система, включающая в свой состав конечные автоматы, а также воспринимающая внешние дискретные воздействия и реагирующая на эти воздействия называется реактивной системой. В основе реактивной управляющей системы используется вычислительный механизм на основе конечных детерминированных автоматов.

Функционирование автомата состоит в порождении двух последовательностей: последовательности очередных состояний автомата $s_1[1]s_2[2]s_3[3]...$ и последовательности выходных символов $y_1[1]y_2[2]y_3[3]...$, которые для последовательности $x_1[1]x_2[2]x_3[3]...$ разворачиваются в моменты дискретного времени $t = 1, 2, 3, \dots$. Функционирование автомата в дискретные моменты времени t может быть описано системой рекуррентных соотношений

$s(t+1) = \delta(s(t), x(t)); y(t) = \lambda(s(t), x(t))$ – автомат Мили (рис. 2.9), где δ – функция переходов автомата, λ – функция выходов автомата.

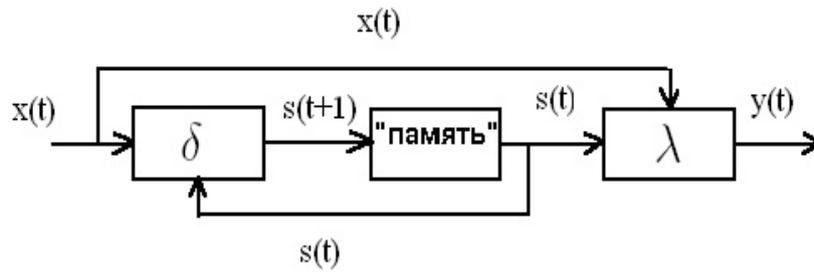


Рис. 2.9 – Функциональная схема автомата Мили

Если выходной сигнал автомата зависит только от его состояния, то автомат описывается уравнением $y(t) = \mu(s(t))$ – автомат Мура (рис. 2.10), где μ – функция выходов автомата.

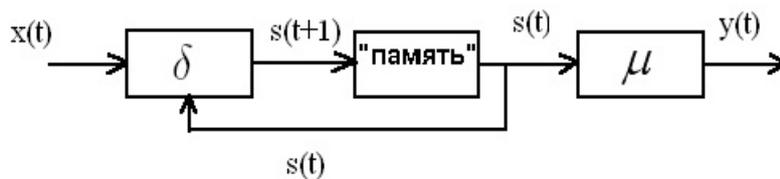


Рис. 2.10 – Функциональная схема автомата Мура

Рассмотренные схемы автоматов Мили и Мура для двухрежимной работы МТУ представляются в виде ориентированных графов. Целью разработки графов является дальнейшая реализация конечных автоматов на языке программирования высокого уровня программы Stateflow/MATLAB. При создании графов представляется возможным формировать схемы управления с минимальным количеством переходов и состояний. Для двухрежимного управления необходимо построить оба автомата.

Конечный автомат Мили (рис. 2.11) формируется шестеркой объектов: $A = \langle S, X, Y, s_l, \delta, \lambda \rangle$, где S – конечное непустое множество состояний; X – конечное непустое множество входных сигналов; Y – конечное непустое множество выходных сигналов; s_l – начальное состояние; $\delta: S \times X \rightarrow S$ – функция переходов; $\lambda: S \times X \rightarrow Y$ – функция выходов.

Для двухрежимной работы параметры автомата Мили следующие: $S = \{s_1, s_2, s_3\}$: s_1 – типовой режим, s_2 – текущий режим; s_3 – форсажный режим; $X = \{a, b, c\}$: $a - EEt = \max$, $b - EE0 = \max$, $c - EEf = \max$. Значения функции переходов δ указаны в табл. 2.9, а значения функции выходов λ – в табл. 2.10.

Таблица 2.9 – Значения функции переходов δ

δ	a	b	c
s_1	s_1	s_2	s_3
s_2	s_1	s_2	s_3
s_3	s_1	s_2	s_3

Таблица 2.10 – Значения функции выходов λ

λ	a	b	c
s_1	y_4	y_2	y_3
s_2	y_1	y_4	y_3
s_3	y_1	y_2	y_4

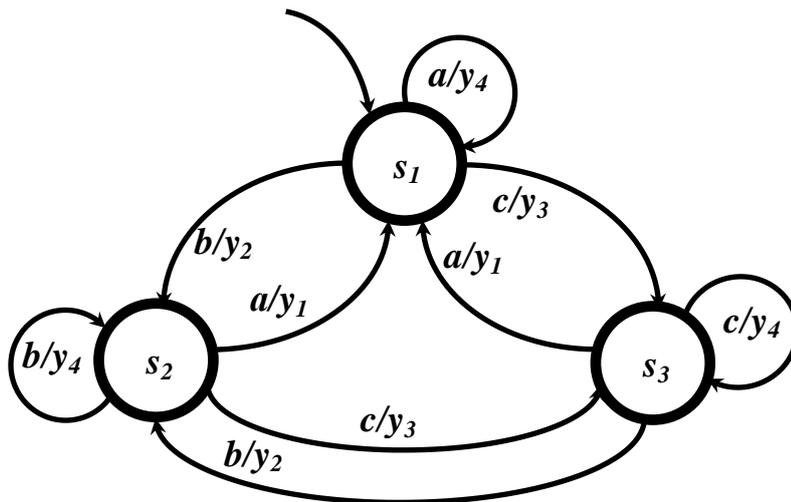


Рис. 2.11 – Автомат Мили при двухрежимной работе МТУ

Конечный автомат Мура (рис. 2.12) формируется пятеркой объектов: A

$= \langle S, X, Y, s_1, \mu \rangle$, где S – конечное непустое множество состояний; X – конечное непустое множество входных сигналов; Y – конечное непустое множество выходных сигналов; s_1 – начальное состояние; $\mu: S \times Y \rightarrow S$ – функция выходов (табл. 2.11).

Объекты автомата Мура совпадают с параметрами автомата Мили, кроме функции перехода, а также наличия другой функции выходов μ .

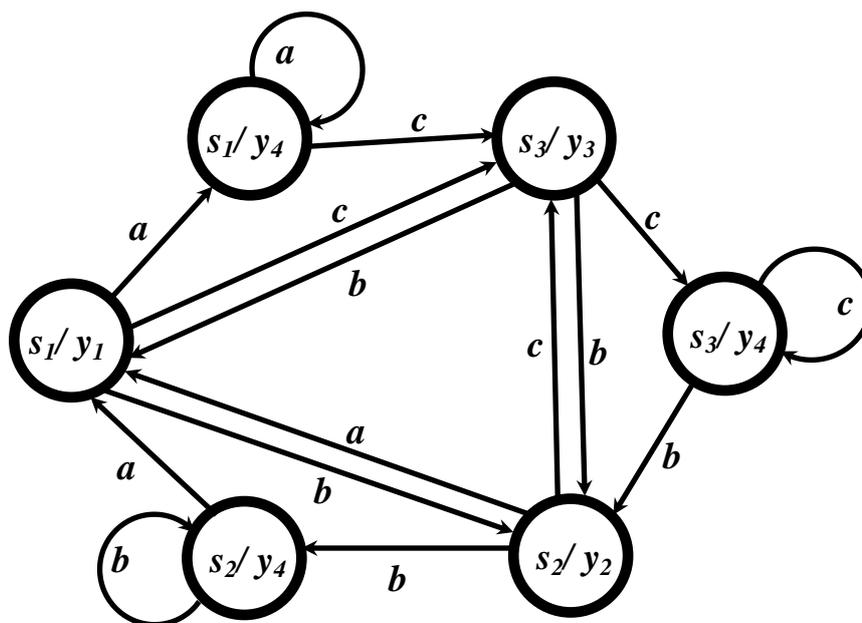


Рис. 2.12 – Автомат Мура при двухрежимной работе МТУ

Таблица 2.11 – Значения функции выходов μ

μ	a	b	c
s_1	y_4	y_2	y_3
s_2	y_1	y_4	y_3
s_3	y_1	y_2	y_4

После построения автоматов проводят операцию по их минимизации при возможности многовариантного построения. В данном случае схемы отличаются относительной простотой, поэтому минимизацию предложенных автоматов производить не целесообразно.

Моделирование дискретной динамики реактивных систем

характеризующими соответствующий режим. Каждое состояние связано со значением через выполнение действия на входе – *entry*: $T = 1$ – типовой режим; $F = 2$ – форсажный режим. Смена состояний определяется переходами, которые происходят в суперсостоянии *selection_mode*. В этом суперсостоянии осуществляются логические переходы из состояния по умолчанию *steady_state* в состояние *downshift* или *upshift* согласно истинности или ложности предложенных неравенств.

2.5 Математическое моделирование движения автомобиля при типовых и форсажных режимах работы МТУ

Для оценки показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности применяются результаты математического моделирования движения автомобиля. Разработка математических моделей движения автомобиля является сложной вычислительной задачей, которая требует специального подхода в плане выбора программного обеспечения.

Для численного моделирования движения автомобилей существует специальное программное обеспечение (СПО). Наиболее распространено следующее СПО: MATLAB, приложение Simulink/SimDriveline (MathWorks Inc.); MSC Adams, приложение Car (MSC Software Corporation); EULER, приложение «Автомобиль» (ЗАО «АвтоМеханика»), а также другие.

MATLAB представляет собой пакет прикладных программ для решения задач технических вычислений и одноимённый язык программирования, используемый в этом пакете. Одной из программ является Simulink – интерактивный инструмент для моделирования, имитации и анализа динамических систем. Функциональные возможности Simulink позволяют строить графические блок-диаграммы, имитировать динамические системы, исследовать работоспособность систем и совершенствовать проекты [28].

На первом этапе разработки математической модели движения автомобиля при типовых и форсажных режимах работы МТУ сформулированы

допущения, при принятии которых сохраняется физическое содержание реальных процессов. С учетом аналитического обзора, выполненного в предыдущей главе, принимаются следующие допущения.

Автомобиль с колесным движителем рассматривается как система, входящая в метасистему «Водитель – Автомобиль – Окружающая среда». Система «Автомобиль» абстрагируется совокупностью инерционных масс своих подсистем, взаимодействующих с системами «Окружающая среда» и «Водитель».

Все системы автомобиля, кроме движителя, представлены однородным твердым телом, которое движется по ровной поверхности (с учетом типа и состояния поверхности) при заданном уклоне и заданных свойствах инерции вращающихся масс автомобиля. Центр тяжести автомобиля совпадает с центром тяжести указанного твердого тела. Модель автомобиля учитывает перераспределение веса между осями при ускорении (замедлении, равномерном движении). Принятая схема сил изображена на рис. 2.14 и 2.15.

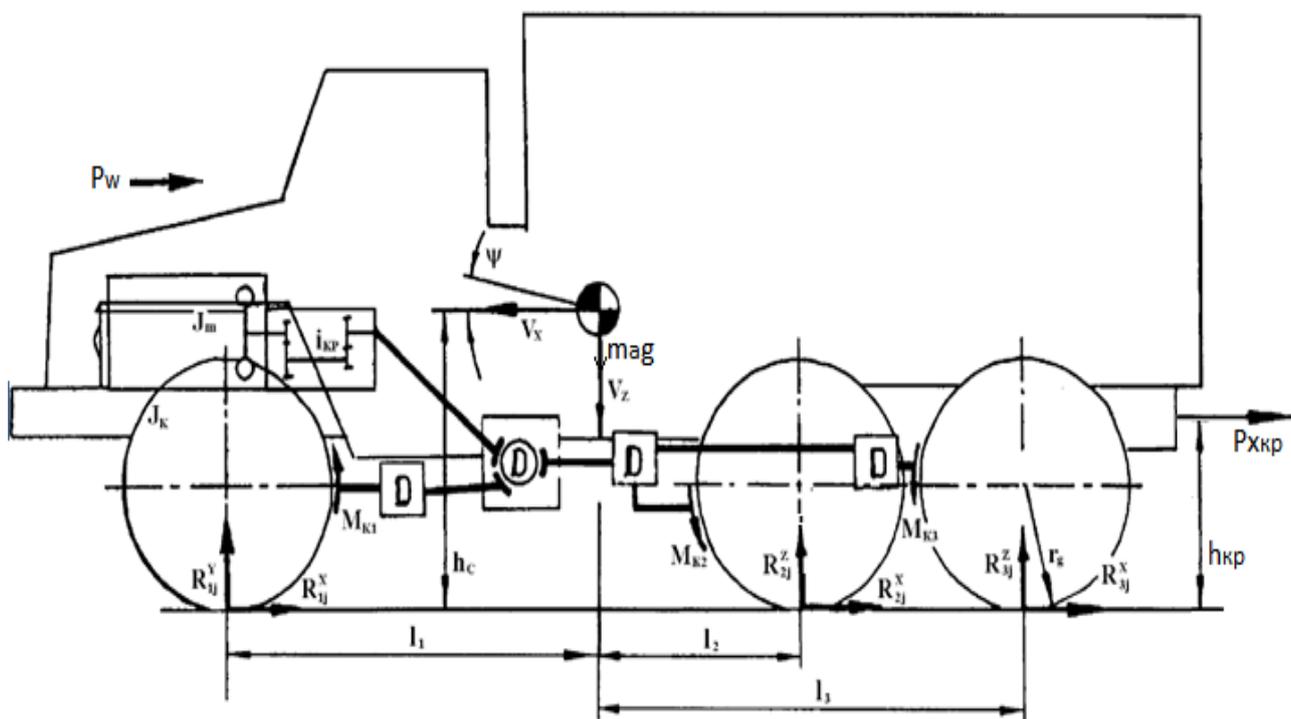


Рис. 2.14 – Принятая схема действующих сил на автомобиль УРАЛ-43203 в продольной плоскости движения

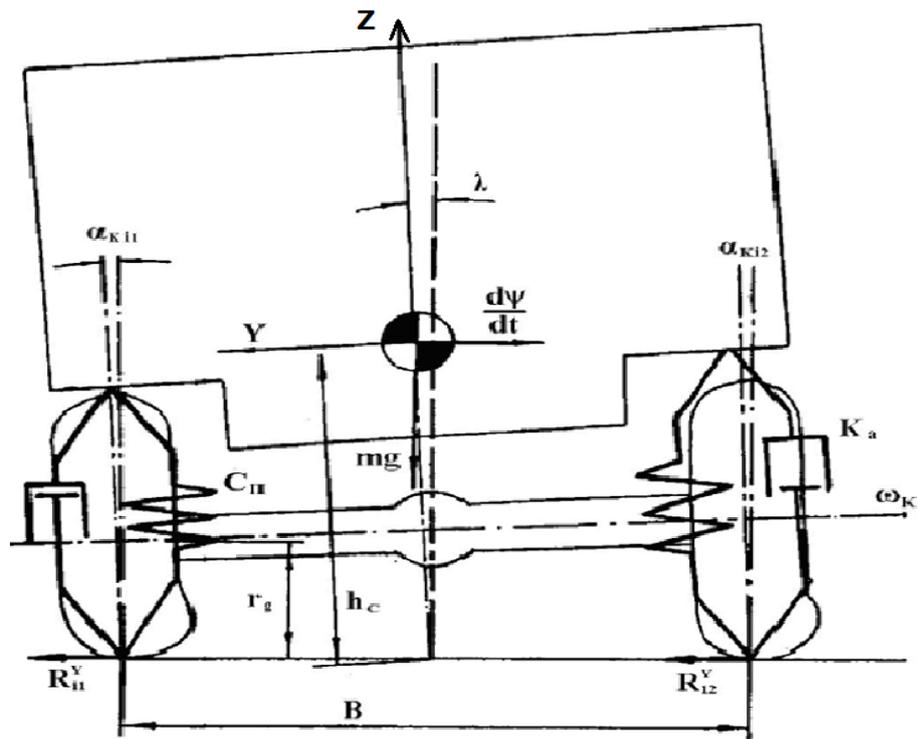


Рис. 2.15 – Принятая схема действующих сил на автомобиль УРАЛ-43203 в поперечной плоскости движения

За основу используемой системы уравнений движения взяты уравнения плоского движения, описанные профессором Смирновым Г.А., и динамические уравнения Эйлера, описывающие вращательное движение. К уравнениям плоского движения добавлены компоненты пространственного движения, учтено количество колес и осей автомобиля, также учтена сила на буксировочном крюке. К уравнениям Эйлера добавлена модифицированная правая часть уравнений, учитывающая моменты, возникшие от силовых реакций на колесах автомобиля при заданных геометрических параметрах автомобиля.

Данная система уравнений исследовалась в работах профессора Драгунова Г.Д. и профессора Мурога И.А. Ими внесены дополнительные уравнения в математическую модель движения многоосного автомобиля, учитывающие перераспределение веса автомобиля между осями при ускоренном движении, учет бокового увода колес при криволинейном движении.

С учетом принятых допущений и ограничений движение автомобиля описывается системой дифференциальных уравнений (2.32):

$$\begin{aligned}
m \cdot \left(\frac{dV_x}{dt} - \frac{d\beta}{dt} \cdot V_y + \frac{d\lambda}{dt} \cdot V_z \right) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (X_{cij} - Y_{sij} - f \cdot Z_{cij} \cdot \cos \zeta_{ij} - Z_{sij} \cdot \sin \zeta_{ij}) + P_x k p; \\
m \cdot \left(\frac{dV_y}{dt} + \frac{d\beta}{dt} \cdot V_x - \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_z \right) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (X_{sij} + Y_{cij} - f \cdot Z_{sij} \cdot \cos \zeta_{ij} + Z_{cij} \cdot \sin \zeta_{ij}) + P_y k p; \\
m \cdot \left(\frac{dV_z}{dt} + \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_y - \frac{d\lambda}{dt} \cdot V_x \right) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (Z_{ij} \cdot \cos \zeta_{ij}) + P_z k p - m \cdot g; \\
J_x \cdot \frac{d^2 \gamma}{dt^2} - (J_y - J_z) \cdot \frac{d\beta}{dt} \frac{d\lambda}{dt} &= h_c \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (X_{sij} + Y_{cij} - f \cdot Z_{sij} \cdot \cos \zeta_{ij} + Z_{cij} \cdot \sin \zeta_{ij}) - \\
- \frac{B}{2} \cdot \sum_{i=1}^n (Z_{i2} \cdot \cos \zeta_{i2} - Z_{i1} \cdot \cos \zeta_{i1}) &+ M_x k p; \\
J_y \cdot \frac{d^2 \lambda}{dt^2} - (J_z - J_x) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \frac{d\beta}{dt} &= h_c \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (Y_{sij} - X_{cij} + f \cdot Z_{cij} \cdot \cos \zeta_{ij} + Z_{sij} \cdot \sin \zeta_{ij}) - \\
- \sum_{i=1}^n l_i \sum_{j=1}^2 Z_{ij} \cdot \cos \zeta_{ij} &+ M_y k p; \\
J_z \cdot \frac{d^2 \beta}{dt^2} - (J_x - J_y) \cdot \frac{d\gamma}{dt} \frac{d\lambda}{dt} &= \frac{B}{2} \cdot \left[\sum_{i=1}^n (X_{ci2} - X_{ci1}) - \sum_{i=1}^n (Z_{si2} \cdot \sin \zeta_{i2} - Z_{si1} \cdot \sin \zeta_{i1}) - \right. \\
- f \cdot \sum_{i=1}^n (Z_{ci2} \cdot \cos \zeta_{i2} - Z_{ci1} \cdot \cos \zeta_{i1}) &- \left. \sum_{i=1}^n (Y_{si2} - Y_{si1}) \right] + \\
+ \sum_{i=1}^n l_i \sum_{j=1}^2 (X_{sij} + Y_{cij} - f \cdot Z_{sij} \cdot \cos \zeta_{ij} &+ Z_{cij} \cdot \sin \zeta_{ij}) - \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 (M_{cij}) + M_z k p,
\end{aligned} \tag{2.32}$$

где $X_{cij} = R_{xij} \cdot \cos \theta_{ij}$; $X_{sij} = R_{xij} \cdot \sin \theta_{ij}$; $Y_{cij} = R_{yij} \cdot \cos \theta_{ij}$; $Y_{sij} = R_{yij} \cdot \sin \theta_{ij}$; $Z_{cij} = R_{zij} \cdot \cos \theta_{ij}$;

$Z_{sij} = R_{zij} \cdot \sin \theta_{ij}$; $Z_{ij} = R_{zij}$; $R_{xij}, R_{yij}, R_{zij}$ – продольная, боковая и вертикальная реакции в контакте колеса i -й оси j -го борта с опорной поверхностью, $H; \Theta$ – угол поворота колеса, рад; ζ – угол развала колес; m – масса автомобиля, кг; V_x, V_y, V_z – продольная, боковая и вертикальная скорости автомобиля, м/с; J_x, J_y, J_z – моменты инерции автомобиля относительно продольной, горизонтальной и вертикальной осей соответственно, кг·м²; λ, γ, β – углы тангажа, крена и рысканья соответственно, рад; h_c – высота центра масс, м; B – колея автомобиля, м; f – коэффициент сопротивления качению; M_c – момент сопротивления поворота колеса, Н·м.

Вертикальные реакции определены с учетом величин жесткости подвески и шин, коэффициентов демпфирования амортизаторов (2.33):

$$R_{zij} = R_{z0} \pm (c_p \cdot \gamma + \frac{d\gamma}{dt} \cdot k_d) + m \cdot h_c \frac{2}{B} \cdot (\frac{dV_y}{dt} + \frac{d\beta}{dt} \cdot V_x - \frac{d\gamma}{dt} \cdot V_z) \pm l_i \cdot (c_p \cdot \lambda + \frac{d\lambda}{dt} \cdot k_d) \quad (2.33)$$

где R_{zij} – статическая нагрузка на колесо, Н; c_p – приведенная жесткость подвески и шин, Н/м; k_d – коэффициент демпфирования амортизаторов, (Н·с)/м.

Расчет продольных реакций проводился по следующей зависимости (2.34):

$$R_x = \frac{M_k - R_y \cdot r_k \cdot \sin \delta}{r_k \cdot \cos \delta}, r_k = r_0 - \frac{M_k}{c_t}, \quad (2.34)$$

где r_r – радиус колеса, м; r_0 – статический радиус колеса, м; c_t – коэффициент тангенциальной эластичности шины.

Боковые реакции в контакте колеса с опорной поверхностью определялись на основе зависимости (2.35):

$$R_y = -q \cdot K_{y\delta} \cdot \delta, \quad (2.35)$$

где $K_{y\delta}$ – экстремальное значение коэффициента сопротивления боковому уводу при свободном качении колеса, ненагруженного боковыми и тангенциальными силами на ровной твердой поверхности без уклона, Н/рад; δ – угол увода шины в боковом направлении, рад; q – функция коррекции бокового увода из-за воздействия на колесо при его качении различных эксплуатационных, конструкционных и других характеристик, связанных с различными режимами движения колеса и его состояния.

Значение момента сопротивления повороту управляемых колес рассчитывалось как сумма его составляющих по соотношению (2.36):

$$M_c = M_\beta + M_z + M_u + M_x, \quad (2.36)$$

где M_β, M_z – моменты, обусловленные продольным и поперечным наклоном шкворня соответственно, Н·м; M_u – момент, обусловленный упругими свойствами шин, Н·м; M_x – момент, обусловленный действием продольных сил, Н·м.

В модели трансмиссии учитываются геометрические характеристики элементов, передаточные числа передач, их количество, время переключения и момент переключения, а также дифференциальная связь ведущих колес и суммарные механические потери при их вращении.

В модели колесного движителя принимаются в расчет количество колес, массо-геометрические и упругие свойства шин с учетом характера изменения их демпфирующих свойств в зависимости от исходных данных и условий моделирования движения.

При численном исследовании автомобилей различных типов с двигателем внутреннего сгорания для отображения реальных режимов его работы необходимо представлять двигатель совокупностью внешней и частичных скоростных характеристик [17, 25, 31, 48, 107]. Эти характеристики должны входить в математическую модель движения автомобиля. Поэтому наряду с требованиями достоверности и точности представление характеристик должно быть совместимым и достаточно простым для получения приемлемого по сложности решения общей системы уравнений.

Характеристика двигателя предназначена для анализа тягово-скоростных свойств и топливной экономичности при движении автомобиля в различных дорожных условиях. Двигатель включается в эти расчеты и анализы следующими показателями:

- 1) скорость вращения коленчатого вала, связанная через передаточную функцию со скоростью движения автомобиля;
- 2) крутящий момент на коленчатом валу, связанный через передаточную функцию с моментом сопротивления движению автомобиля;
- 3) момент инерции двигателя, который в большинстве случаев для двигателя можно оценить по моменту инерции маховика.

Скорость вращения коленчатого вала и крутящий момент двигателя являются взаимосвязанными переменными величинами и в условиях эксплуатации транспортных средств изменяются в широких пределах.

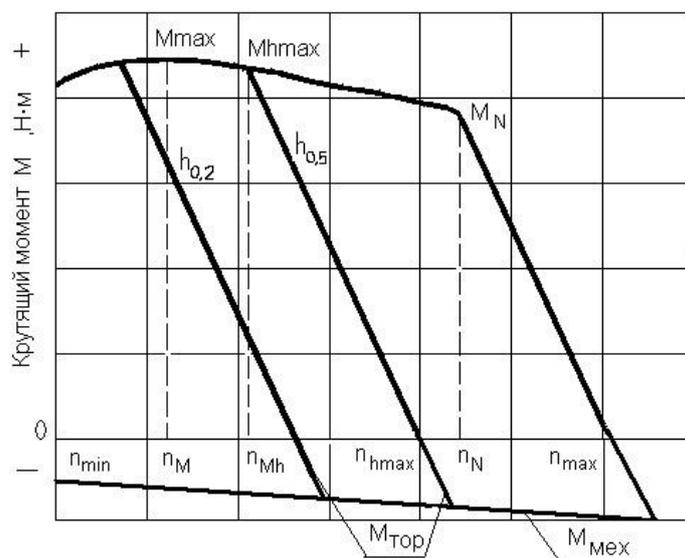
Для изучения процессов, протекающих в трансмиссии автомобиля, необходимо знать зависимость крутящего момента $M_{кр}$, развиваемого двигателем, от скорости вращения коленчатого вала n , т.е. скоростную характеристику двигателя. В справочной литературе и технических характеристиках двигателей можно найти чаще всего внешнюю скоростную

характеристику, т.е. зависимость крутящего момента от скорости вращения коленчатого вала при полной подаче топлива. Также либо отдельные параметры: значения максимальной мощности и максимального крутящего момента и частот вращения коленчатого вала, соответствующих этим показателям, а также минимальную (минимальную устойчивую) частоту и максимальную частоту холостого хода при нулевой нагрузке.

Основной параметр управления дизелем – величина топливоподачи, изменяется органом управления всережимным регулятором – педалью подачи топлива, обозначим её перемещение H и будем измерять в долях от полного перемещения H_{\max} , $h = \frac{H}{H_{\max}}$.

Таким образом, задачу моделирования характеристик двигателя можно свести к нахождению функции: $M = (n, h)$.

Названные выше параметры и типичный вид скоростных и регулировочных характеристик дизеля показаны на рис. 2.16.



Частота вращения коленчатого вала n , об/мин

Рис. 2.16 – Внешняя и регулировочные характеристики дизеля КАМАЗ-740

На участке от n_{\min} до n_N – представлена внешняя скоростная характеристика при неизменном и полном перемещении органа управления

всережимным регулятором. При уменьшении нагрузки более n_N частота вращения коленчатого вала увеличивается по регуляторной характеристике от n_N до n_{max} .

При частичных постоянных положениях органа управления всережимным регулятором имеем частичные регуляторные характеристики $h_{0,5}$ и другие, поле характеристик которых заключено между внешней характеристикой и осью n , которая является скоростной характеристикой холостого хода при отсутствии внешней нагрузки на коленчатый вал, от n_{min} при полностью отпущенной педали управления регулятором и работе регулятора как ограничителя минимальных оборотов холостого хода, до n_{max} при полностью нажатой педали и работе регулятора как ограничителя максимальной частоты вращения коленчатого вала.

Известно, что из всех факторов, влияющих на изменение крутящего момента дизельного двигателя с управлением за счет количества поступающего в цилиндры топлива, является величина цикловой подачи. Для эффективного сгорания топлива на режимах внешней характеристики необходимо обеспечивать допустимый минимальный, примерно одинаковый, для всех скоростных режимов внешней характеристики коэффициент избытка воздуха. Следовательно, цикловая подача топлива должна быть пропорциональна коэффициенту наполнения и это обеспечивается характеристикой топливной аппаратуры при положении рейки насоса высокого давления вначале на корректоре, а затем на жестком упоре. Поэтому можно с известной степенью точности принять (2.37):

$$M = \text{const} \cdot \eta_v \quad (2.37)$$

Следовательно, для внешней характеристики изменение M определяется зависимостью коэффициента наполнения от частоты вращения коленчатого вала. Основные факторы, влияющие на коэффициент наполнения: гидравлические потери трения во впускной системе, подогрев свежего заряда, несоответствие фаз газораспределения оптимальным определяются квадратом скорости воздушного потока во впускной системе, а скорость эта

пропорциональна частоте вращения коленчатого вала. Можно поэтому считать обоснованным представление зависимости крутящего момента от скорости вращения коленчатого вала для внешней характеристики дизеля в виде отрезка квадратичной параболы. Эти допущения справедливы для диапазона частот коленчатого вала от n_{\min} до n_N (2.38):

$$M = a + b \cdot (n - n_M)^2 \quad (2.38)$$

Для внешней характеристики значения коэффициентов уравнения (2) найдем из условий: при частоте вращения $n = n_M$ крутящий момент $M = M_{\max}$ и при частоте вращения $n = n_N$ крутящий момент $M = M_N$, получим (2.39):

$$\begin{aligned} a &= M_{\max} \\ b &= \frac{M_N - M_{\max}}{(n_N - n_M)^2} \end{aligned} \quad (2.39)$$

Уравнение крутящего момента (2.40):

$$M = M_{\max} + \frac{M_N - M_{\max}}{(n_N - n_M)^2} (n - n_M)^2 \quad (2.40)$$

Используя известные понятия коэффициентов приспособляемости по крутящему моменту $k_M = \frac{M_{\max}}{M_N}$ и по частоте вращения $k_n = \frac{n_N}{n_M}$, получим (2.41):

$$M = M_N \left[k_M + \frac{1 - k_M}{(k_M - 1)^2} \left(\frac{n}{n_M} - 1 \right)^2 \right] \quad (2.41)$$

Уравнения (2.40) и (2.41) являются моделью работы двигателя на стационарных режимах по внешней характеристике (при полном перемещении органа управления регулятора, то есть при $h=1$).

При работе регулятора, уменьшающем цикловую подачу топлива в интервале частот $n = n_N$ до $n = n_{\max}$, регуляторная характеристика отличается от квадратичной. Для идеального статического регулятора она должна соответствовать прямой, перпендикулярной оси частоты вращения. Реальный астатический регулятор допускает некоторое уменьшение частоты вращения коленчатого вала с увеличением нагрузки и обеспечивает линейную регуляторную характеристику в виде прямой, с наклоном в сторону

уменьшения частоты вращения. При таком свойстве регулятора можно принять характеристику линейной (2.42):

$$M = M_N \cdot \frac{(n_{\max} - n)}{(n_{\max} - n_N)} \quad (2.42)$$

При $M_e = 0$, индикаторный момент $M_{\text{инд}}$, развиваемый рабочим процессом двигателя равен моменту механических потерь $M_{\text{мех}}$, т.к.: $M_e = M_{\text{инд}} - M_{\text{мех}} = 0$. При $n > n_{\max}$, когда активный крутящий момент передается от трансмиссии на двигатель, а двигатель работает в тормозном режиме, $M < 0$, тормозной момент определяется разностью момента механических потерь $M_{\text{мех}}$ и индикаторного момента $M_{\text{инд}}$. Эти режимы работы двигателя являются специфическими и требуют отдельного рассмотрения.

Частичную регуляторную характеристику также можно представить в виде уравнения (2.42), допустив, что все регуляторные характеристики имеют одинаковый угол наклона, но вместо n_{\max} нужно подставить максимальную частоту вращения коленчатого вала на холостом ходу $n_{h\max}$ при заданном h (2.43):

$$M_{eh} = M_N \cdot \frac{(n_{h\max} - n)}{(n_{h\max} - n_N)} \quad (2.43)$$

Величина максимального крутящего момента на регуляторной характеристике определяется моментом по внешней характеристике. Допустим, что максимальная частота вращения холостого хода по регуляторной характеристике изменяется пропорционально h (2.44):

$$n_{h\max} = n_{\min} + (n_{\max} - n_{\min}) \cdot h \quad (2.44)$$

Тогда формула регуляторных характеристик при частичном перемещении органа управления регулятором h имеет вид (2.45):

$$M_e = M_{eh} \cdot \frac{(n_{\max_{xx}} \cdot h - n)}{(n_{\max_{xx}} \cdot h - n_M)} \quad (2.45)$$

Для определения топливной экономичности необходимо определить уровень расхода топлива. Удельный расход топлива можно представить как

функцию $g = (M_{кр}, n)$. При моделировании движения автомобиля расход топлива определяется с учетом наличия первичных данных, представленных в виде трехмерного массива значений $\{g, M_{кр}, n\}$.

Для определения частичных и внешней скоростных характеристик двигателя необходимо ввести массив значений функции крутящего момента двигателя от положения педали подачи топлива h_{ϕ} , частоты вращения n , а также задать момент инерции двигателя J_{∂} : $M_{кр} = f(h_{\phi}, n, J_{\partial} \cdot \frac{dn}{dt})$. При моделировании необходимые на определенном шаге расчета требуемые значения вычисляются с помощью различных методов двумерной интерполяции.

Для моделирования режимов работы МТУ каждый режим работы представлен отдельной математической моделью двигателя.

Основным методом решения задачи являются численное решение дифференциальных и алгебраических уравнений, описывающих движение масс в математической модели и перераспределение нормальных реакций по колесам автомобиля. В программе MATLAB численное решение осуществляется методом Адамса, так как является наиболее устойчивым при решении модели с различными исходными данными.

Структурная схема исходной математической модели движения, которая содержится в библиотеке SimDriveline, представлена на рис. 2.17.

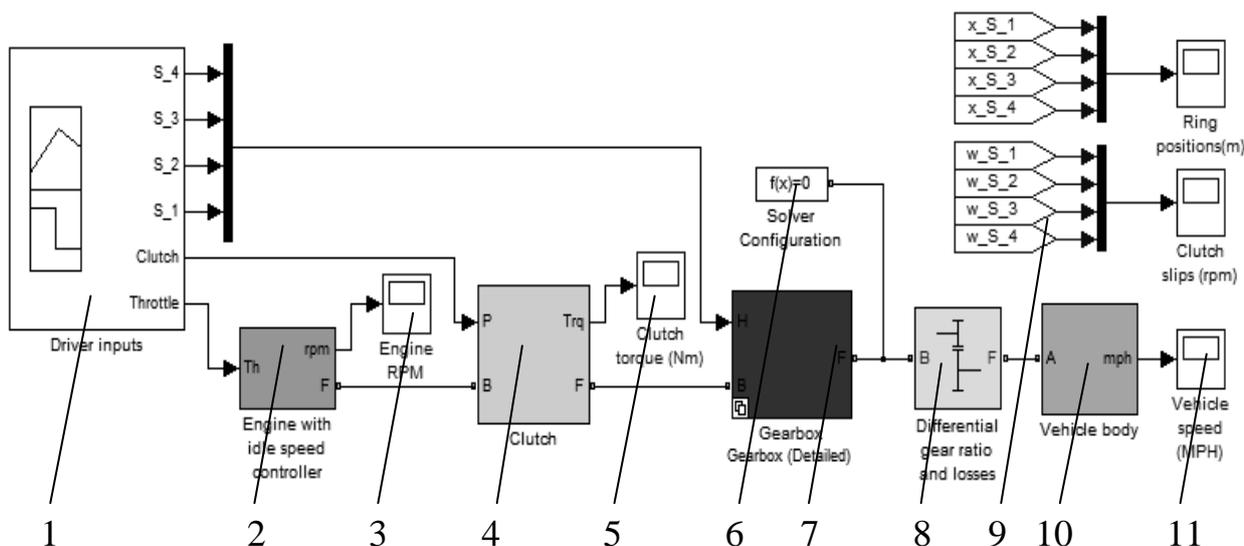


Рис. 2.17 – Модель движения двухосного автомобиля с механической трансмиссией и дизельным двигателем:

1 – модель воздействий водителя на рычаг переключения передач, педаль сцепления и педаль подачи топлива; 2 – ДВС с регулятором холостого хода; 3 – дисплей оборотов ДВС; 4 – модель сцепления; 5 – дисплей передаваемого сцеплением крутящего момента; 6 – решатель системы; 7 – модель пятиступенчатой механической коробки передач; 8 – модель дифференциала; 9 – блок переходов с дисплеями; 10 – модель динамических параметров автомобиля; 11 – дисплей, показывающий скорость автомобиля.

Для моделирования типовых и форсажных режимов МТУ выполнены ряд изменений в указанный демонстрационный пример математической модели движения автомобиля. Двухрежимная работа МТУ реализована с помощью специально разработанных блоков «*Calc_coeff*», «*Calc_EE*», «*System_Control_Mode*», «*Shift_Mode*» и «*Physical_Model_MMC*», описание и порядок функционирования которых приводятся далее по тексту. Описание блока «*System_Control_Mode*» приводится выше (см. рис. 2.13). Структурная схема общей математической модели автомобиля с многорежимной работой МТУ приводится на рис. 2.18.

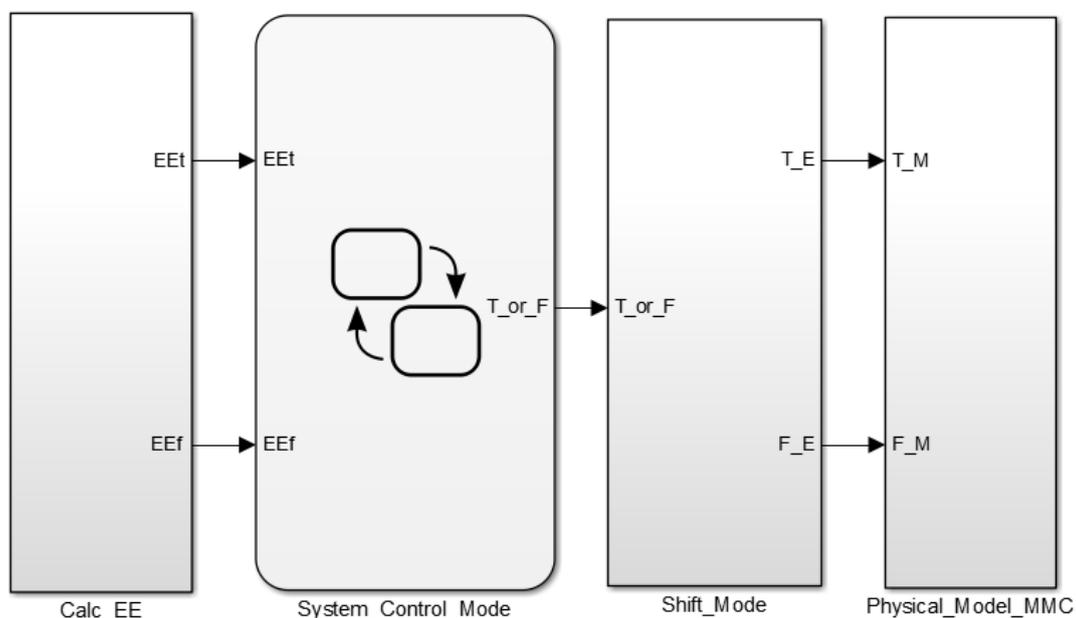


Рис. 2.18 – Схема общей математической модели автомобиля:

EEt, *EEf* – значение энергоэффективности автомобиля на дефорсажном, типовом и форсажном режимах; *T_E*, *T_M*, *F_E*, *F_M* – имена каналов связи между блоками «*Shift_Mode*» и «*Physical_Model_MMC*».

Каждый отдельный режим работы МТУ выполнен в виде отдельного двигателя. Математические модели двигателей с полными скоростными характеристиками (рис. 2.19), каждая из которых соответствует определенному режиму работы. При переключении режимов, каждый из них включается при подаче сигнала (T_M , F_M) от блока переключения «*Shift_Mode*» (рис. 2.20) на замыкание сцепления 4 или 5.

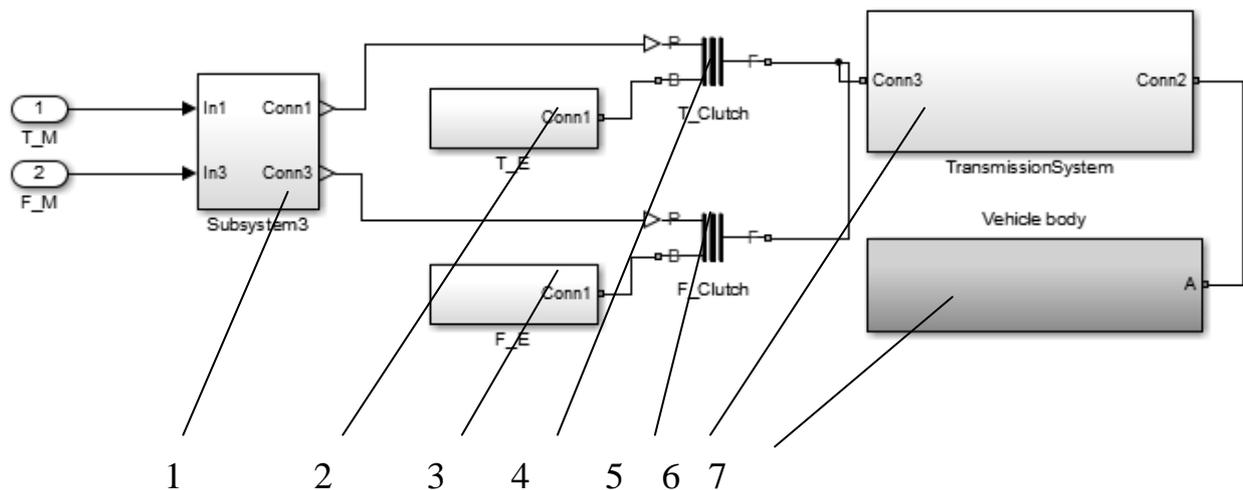


Рис. 2.19 – Схема блока «*Physical_Model_MMC*»

Каждый из блоков 2...4 включает в себя элементы 1..3, приведенные на рис. 2.17. Отличия заключаются в скоростных и топливо-экономических характеристиках двигателей. Блок 8 состоит из блоков 4...9 (рис. 2.17). Блок 9 соответствует блокам 10 и 11 (рис. 2.17).

Включение определенного сцепления осуществляется в зависимости от сигналов («0» или «1»), поступающих из блока «*Shift_Mode*» (рис. 2.20). При $T = 1$ «*Multiport Switch*» переключается в положение «1», на выходе формируется сигнал равный 0,5. Далее происходят операции расчета значений при суммировании «*Add*», «*Add1*» и «*Add2*». Параллельно в этих элементах вычисляются операции $0,5 - 0,5 = 0$; $0,5 - 1,0 = -0,5$ и $0,5 - 1,5 = -1,0$. Каждое из приведенных значений поступает на соответствующий переключатель «*Switch*», «*Switch1*» или «*Switch2*». Порог срабатывания всех переключателей равен 0. При таком значении (в случае если $T = 1$) на порты подаются сигналы: $T_E = 1$, $F_E = 0$. Таким образом, значение равное 1 позволяет замкнуть только

одно из трех сцеплений и при $T = 1$ включается тот двигатель, который моделирует типовой режим.

Подобным образом, в зависимости от значения коэффициента режимности для форсажного режима $F = 2$, формируется набор значений $T_E = 1, F_E = 1$.

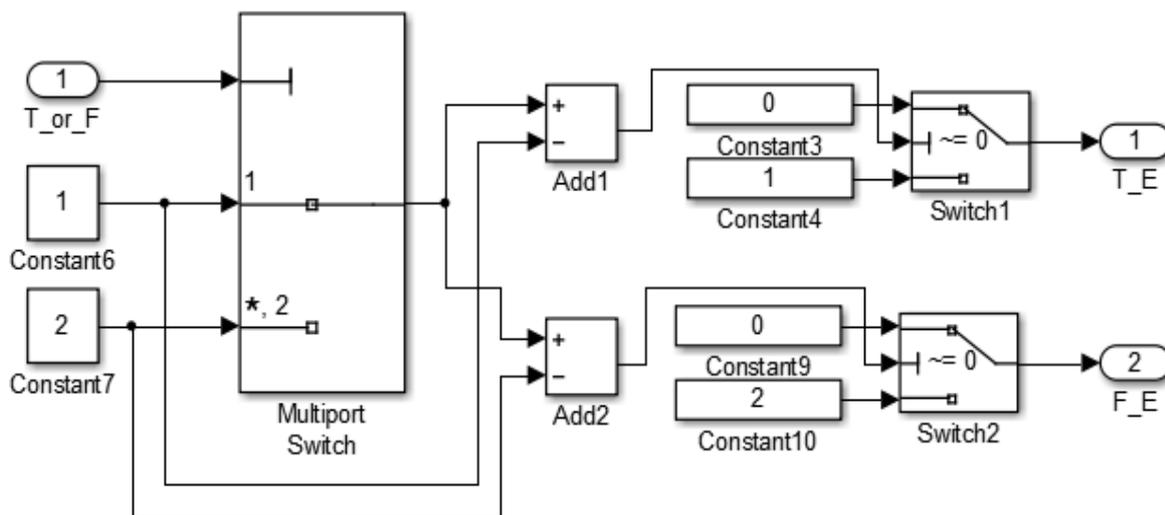
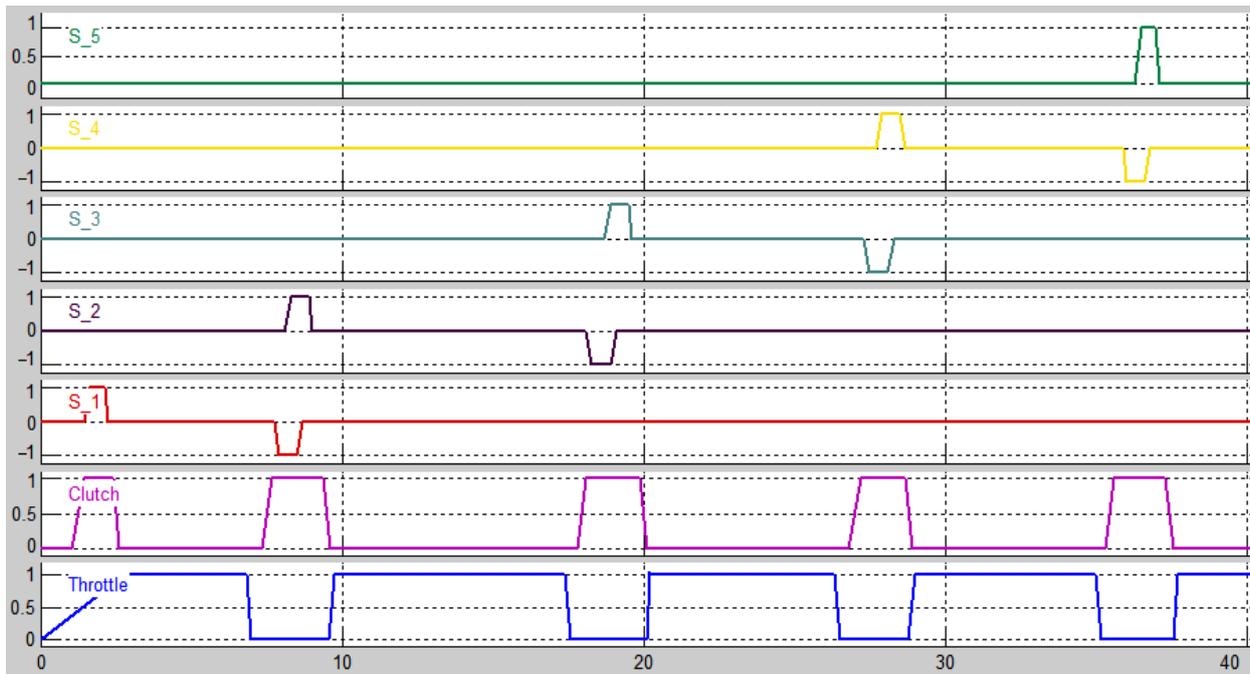


Рис. 2.20 – Схема блока «Shift_Mode»

Вычисление коэффициента режимности осуществляется в блоке «System_Control_Mode» в зависимости от поступивших из блока «Calc_EE» значений EEt и EEf . Блок «Calc_EE» производит расчет коэффициентов энергоэффективности согласно формулам (2.30) и (2.31).

Блок формирования сигналов управления сцеплением, коробкой передач, педалью подачи топлива (рис. 2.21) представляет собой множество n кусочно-заданных функций $f(t)$, изменяющихся в зависимости от времени моделирования t в виде (2.46):

$$f(t) = \begin{cases} f_0(t), & t < t_1 \\ f_1(t), & t_1 < t < t_2 \\ \dots \\ f_n(t), & t_n < t \end{cases} \quad (2.46)$$



Время моделирования движения, с

Рис. 2.21 – Схема блока *сигналов управления*:

Throttle – положение педали подачи топлива, *Clutch* – состояние сцепления (замкнутое или разомкнутое), *S1...S5* – момент переключения передач.

Путем изменения формы кусочно-заданных функций можно моделировать требуемое управляемое воздействие водителя на органы управления автомобилем при различных условиях его движения и при различных режимах работы МТУ.

2.6 Оценка влияния форсажных режимов на усталостную долговечность деталей трансмиссии

При работе на типовых режимах детали и узлы МТУ испытывают нагрузки, которые вызваны в большей степени определенными экстремальными значениями крутящего момента двигателя. Нижний предел величины крутящего момента соответствует полностью отпущенной педали подачи топлива при минимальной частоте холостого хода, когда $h_\varphi = 0$. Верхний предел величины крутящего момента соответствует внешней

скоростной характеристике при $h_\varphi = 1$ на определенном диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя.

Во время эксплуатации на форсажных режимах работы МТУ предельные значения силовых факторов изменяются в зависимости от степени форсирования на форсажном режиме.

При работе двигателя на форсажном режиме в МТУ возникают такие величины крутящего момента, которые превышают номинальные величины на типовом режиме при одинаковой частоте вращения коленчатого вала. Это, в свою очередь, приводит к снижению ресурса деталей и узлов МТУ.

Оценка влияния форсажных режимов работы на усталостную долговечность деталей трансмиссии является задачей, которая требует решения в рамках настоящего исследования.

Одним из путей решения данной проблемы является относительная оценка усталостной долговечности деталей. При расчете долговечности одним и тем же методом расчета для форсажных режимов работы определяется искомое отличие относительно типового режима. Данный подход позволит оценить влияние форсажных режимов работы на усталостную долговечность деталей трансмиссии.

Для расчетов деталей на усталостную долговечность используют метод приведения действительного нагрузочного режима к эквивалентному, который вызывает разрушение детали при таком же числе циклов нагружения, что и реальный – методика профессора И.Б. Барского.

Влияние форсажных режимов работы МТУ на долговечность деталей трансмиссии производится путем анализа соотношения параметров эквивалентного нагрузочного режима: эквивалентного силового фактора M_Σ и число циклов нагружения N , а также с учетом других факторов, рассмотренных ниже.

В случае наличия экспериментальных данных о нагрузочных режимах для определения M_Σ производится выбор обобщенных осциллограмм режимов автомобиля и построение их гистограмм (рис. 2.22).

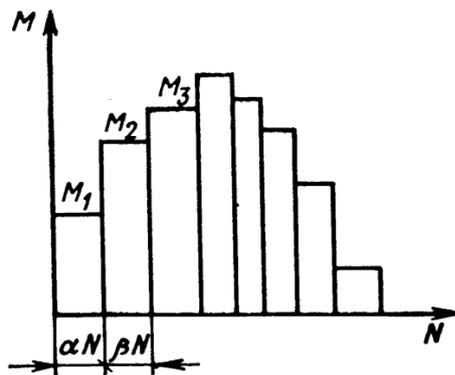


Рис. 2.22 – Гистограмма нагрузочных режимов:

где M_1, M_2, \dots, M_i – действующий силовой фактор; N – число циклов нагружения; α, β – доля от общего времени работы детали при действии данного силового фактора.

Далее выполняется расчет эквивалентного силового фактора $M_{\text{э}}$ на основании полученной гистограммы (2.32):

$$M_{\text{э}} = (\alpha \cdot M_1^{\frac{m}{s}} + \beta \cdot M_2^{\frac{m}{s}} + \dots)^{\frac{s}{m}}, \quad (2.47)$$

где m – показатель кривой выносливости, зависящий от характера напряжений, свойств металла и конструкции детали (для стальных деталей $m \approx 6 \dots 10$); s – величина, зависящая от вида деформации (для валов – $s = 1$, шестерен – $s = 2$, шарикоподшипников – $s = 3$).

По приведенной формуле рассчитывается при заданных $M_{\text{э}}$ и прочих параметрах (2.48):

$$N = N_6 \cdot \left[\frac{\sigma_R}{(M_{\text{э}} \cdot D)^{1/s}} \right]^m, \quad (2.48)$$

где N_6 – базовое число циклов нагружения; D – коэффициент, зависящий от конструкции и структуры расчетной формулы; σ_R – предел выносливости.

Примем значение выносливости N_T при эксплуатации только на типовом режиме, а при типовом и форсажном режимах – $N_{T\text{-}\phi}$. Тогда соотношение их предлагается выразить коэффициентом k_N в формуле (2.49):

$$k_N = \frac{N_T}{N_{T-\Phi}} = \left(\frac{M_{T-\Phi}}{M_T} \right)^{m/s}. \quad (2.49)$$

С помощью коэффициента k_N можно определить величину относительного изменения долговечности рассчитываемой детали.

При наличии только типового режима работы эквивалентный силовой фактор выражается формулой (2.50):

$$M_{\text{Э}} = [(M_{\text{ЭТ}})^{\frac{m}{s}}]^{s/m}. \quad (2.50)$$

В случае двухрежимной работы МТУ эквивалентный силовой фактор (2.50) представляется совокупностью эквивалентных силовых факторов при каждом режиме работы (2.51):

$$M_{\text{Э}} = [(M_{\text{ЭТ}})^{\frac{m}{s}} + (M_{\text{ЭФ}})^{\frac{m}{s}}]^{s/m} \quad (2.51)$$

Для упрощения дальнейших вычислений эквивалентные силовые факторы выражаются через эквивалентный силовой фактор типового режима работы (2.52):

$$M_{\text{Э}} = [a_T \cdot (M_{\text{ЭТ}})^{\frac{m}{s}} + a_{\Phi} \cdot (b_{\Phi} \cdot M_{\text{ЭТ}})^{\frac{m}{s}}]^{s/m} \quad (2.52)$$

где a_T , a_{Φ} – доля от общего времени работы детали при действии эквивалентного силового фактора $M_{\text{Э}}$ на типовых и форсажных режимах работы; b_{Φ} – показатель, характеризующий отношение эквивалентного силового фактора на типовом режиме $M_{\text{ЭТ}}$ к эквивалентным силовым факторам на форсажном режиме $M_{\text{ЭФ}}$, соответственно.

Если вынести общий множитель $M_{\text{ЭТ}}$ за скобки, то получится выражение (2.53):

$$M_{\text{Э}} = M_{\text{ЭТ}} \cdot [a_T + a_{\Phi} \cdot (b_{\Phi})^{\frac{m}{s}}]^{s/m} \quad (2.53)$$

В случае если разделить обе части выражения (2.53) на $M_{\text{ЭТ}}$, тогда получается выражение (2.54):

$$\frac{M_{\text{Э}}}{M_{\text{ЭТ}}} = [a_T + a_{\Phi} \cdot (b_{\Phi})^{\frac{m}{s}}]^{s/m} \quad (2.54)$$

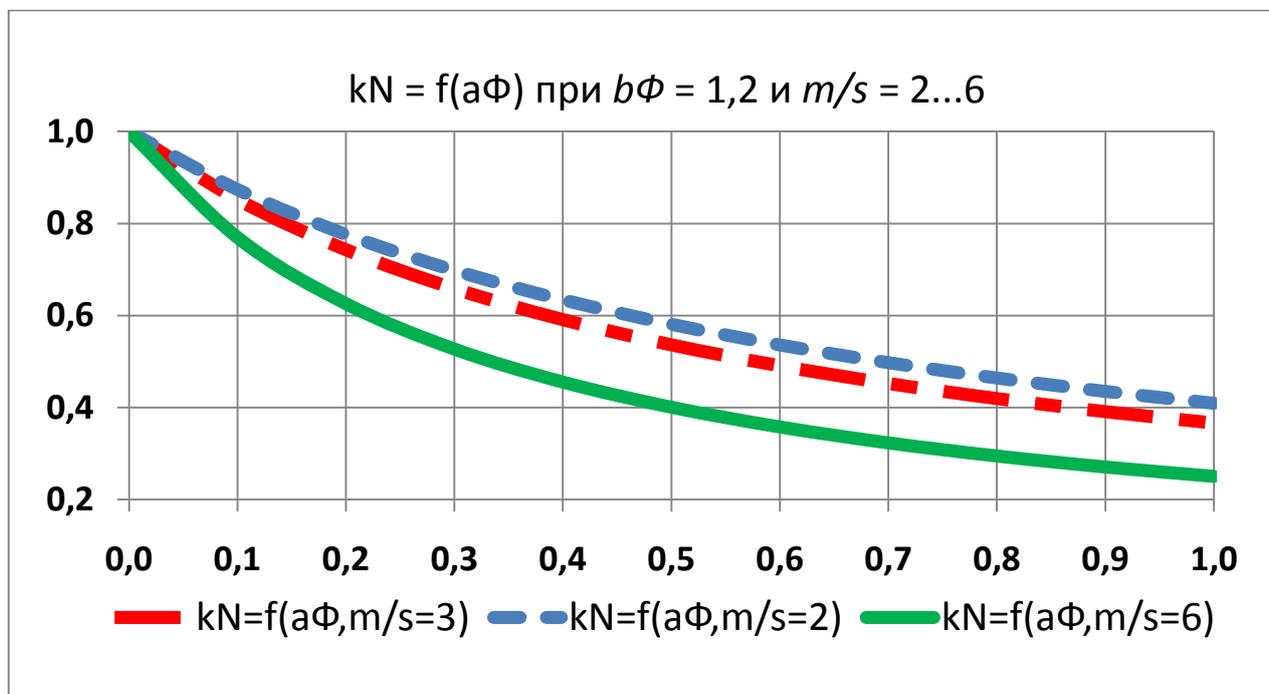
Правую выражения (2.54) часть заменим на коэффициент запаса долговечности k_N , тогда выражение для определения коэффициента примет следующий вид (2.55):

$$k_N = \left[a_T + a_\Phi \cdot (b_\Phi)^{\frac{m}{s}} \right]^{-1} \quad (2.55)$$

Для оценки влияния многорежимной работы МТУ на долговечность деталей МТУ необходимо путем вариации значений коэффициентов, входящих в выражение (2.55), определить величину коэффициента k_N .

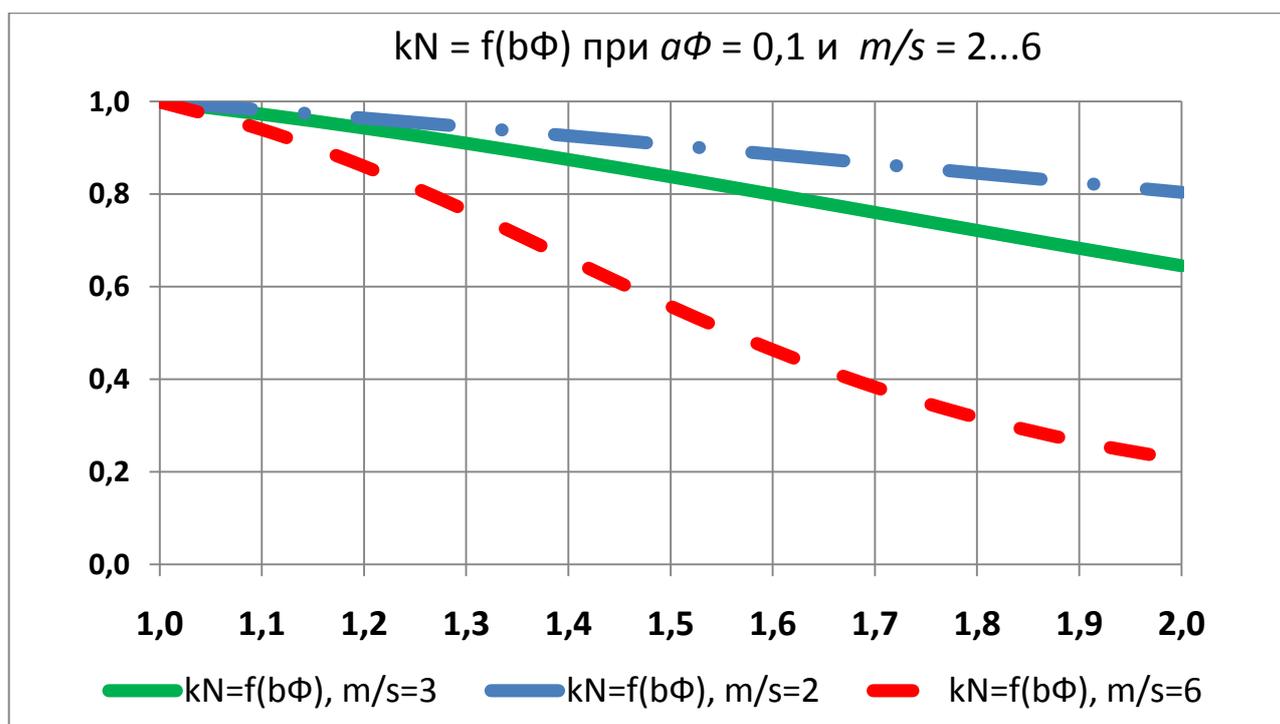
Результаты расчетов при варьировании значений исследуемых факторов представлены на рис. 2.23. Начальные значения коэффициентов, характеризующих параметры работы МТУ при типовых и форсажных режимах, выбраны с учетом движения автомобиля многоцелевого назначения УРАЛ-43203.

Соотношения коэффициентов m/s для каждого отдельного типа деталей (зубчатые колеса, шарикоподшипники и валы) отличаются и на рис. 2.23 и 2.24 приводятся соответствующими кривыми.



$m/s = 3$ – зубчатые колеса, $m/s = 2$ – шарикоподшипники, $m/s = 6$ – валы

Рис. 2.23 – Влияние фактора a_Φ на коэффициент k_N



$m/s = 3$ – зубчатые колеса, $m/s = 2$ – шарикоподшипники, $m/s = 6$ - валы

Рис. 2.24 – Влияние фактора b_Φ на коэффициент k_N

Целью анализа результатов расчета является определение факторов, (коэффициентов) в наибольшей степени влияющих на долговечность деталей МТУ – коэффициент запаса долговечности k_N .

Коэффициент a_Φ , характеризующий долю времени работы при форсажном режиме работы от общей продолжительности эксплуатации. Коэффициент принимает значения от 0,0 до 1,0, при этом значения k_N находятся в диапазоне от 1,0 до 0,22.

Значения коэффициента b_Φ обуславливаются соотношением величин крутящего момента при форсажном и типовом режимах работы. Для существующих конструкций МТУ примем для расчетов $b_\Phi = 1,0...2,0$. При варьировании коэффициента b_Φ от 1,0 до 2,0 значения коэффициента запаса долговечности k_N изменяются от 1,0 до 0,2.

В результате расчетов определено влияние времени работы на форсажном режиме и величины силового фактора на усталостную долговечность деталей

трансмиссии. Наибольшее влияние на коэффициент k_N оказывает увеличение фактора b_ϕ для валов (рис. 2.24).

Соотношение (2.55) показывает, что при определенных значениях факторов можно уменьшить отрицательное влияние форсажных режимов работы МТУ на усталостную долговечность деталей трансмиссии.

В отличие от методики И.Б. Барского для предложенного способа оценки не требуются абсолютные значения действующих факторов на форсажных режимах, а только их соотношение с соответствующими факторами на типовых режимах. Для автомобиля УРАЛ-43203 предложены следующие значения факторов: $a_\phi = 0,1$ – доля работы на форсажном режиме от общего времени эксплуатации составляет 10%; $b_\phi = 1,2$ – повышение мощности двигателя на 20% по сравнению с типовым режимом.

ГЛАВА 3

ЦЕЛИ, ЗАДАЧИ И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

3.1 Цели и задачи экспериментального исследования

Целью проведения экспериментального исследования является проверка адекватности предложенных зависимостей и формул, с помощью которых оценивается влияние форсажного режима (ФР) работы МТУ автомобиля на его энергоэффективность в зависимости от изменяющихся условий движения и нагрузки на тягово-сцепное устройство (ТСУ).

В процессе исследования требуется определить ряд параметров:

- 1) частота вращения оборотов коленчатого вала двигателя;
- 2) положение педали подачи топлива;
- 3) удельный расход топлива;
- 4) скорость и время движения при различных режимах работы.

Соотношение этих параметров характеризует энергоэффективность автомобиля, в следующих случаях:

- определение максимальной силы тяги на ТСУ при типовом режиме (ТР) и ФР;
- определение времени разгона до 60 км/ч при ТР и ФР;
- определение удельного расхода топлива измерении силы тяги и времени разгона до 60 км/ч при ТР и ФР.

Полученные данные необходимы для последующей оценки адекватности разработанной математической модели и проверки корректности разработанных теоретических положений.

Исходя из этого, необходимо решить следующие задачи:

- 1) разработка технических средств переключения режимов движения;
- 2) разработка методики проведения дорожных испытаний;
- 3) проведение экспериментального исследования энергоэффективности автомобиля на типовых и форсажных режимах работы МТУ.

3.2 Описание объекта исследования

Объект исследования должен, прежде всего, соответствовать двум критериям: воспроизводимость результатов его экспериментального исследования и управляемость объекта исследования в плане влияния на различных факторов.

Согласно поставленным целям, экспериментальное исследование проводилось для проверки правомерности принятых допущений, правильности теоретически полученных результатов, достоверности используемых аналитических зависимостей и сделанных выводов. Выбор указанной модели автомобиля обуславливается его принадлежностью к классу автомобилей многоцелевого назначения. В качестве объекта экспериментального исследования принят автомобиль УРАЛ-43203, оснащенный дизельным двигателем КамАЗ-740 с конструктивно измененными системой питания и органами управления двигателем с установленным устройством переключения режимов работы.

Перед проведением испытаний автомобиль имел пробег 19 тыс. км, прошел техническое обслуживание в объеме ТО-2, все агрегаты и узлы соответствовали ТУ завода-изготовителя. Автомобиль перед испытаниями подготовлен, согласно требованиям, указанным в ГОСТ 22576-90, п. 2 «Общие требования» и ГОСТ Р 54810-2011, п.4 «Общие требования» [65, 66].

При измерении уровня расхода топлива и времени разгона до 60 км/ч на всех режимах в централизованной системе регулирования давления воздуха в шинах установлена величина 0,32 МПа. При измерении максимальной силы тяги на типовом и форсажном режимах установлено минимально допустимое давление в шинах 0,05 МПа (для движения по тяжелым участкам заболоченной местности, снежной целины и сыпучих песков). Такой выбор величины давления обуславливается необходимостью увеличения сил сцепления колес с опорной поверхностью при движении на низшей передаче в раздаточной коробке и первой передаче, включенной в коробке передач.

3.3 Методика проведения натурального эксперимента

Решение задач экспериментального исследования потребовало проведения дорожных испытаний. При проведении испытаний использовался ровной горизонтальной участок дороги с асфальтобетонным покрытием.

Для проверки адекватности математической модели необходимо экспериментальное воспроизведение моделируемых режимов движения: типового и форсажного. С целью двухрежимной работы на автомобиле УРАЛ-42303 внесены конструктивные изменения. Переключение режимов осуществляется водителем непосредственно из кабины во время движения путем силового воздействия на органы управления устройством (описание и принцип действия устройства приведены ниже, п. 3.4).

Варьируемая нагрузка на ТСУ изменяет суммарную величину сил сопротивления движению. Для изменения нагрузки на ТСУ автомобиля УРАЛ-42303 формировался автопоезд по 2-звенной и 3-звенной схемам (рис. 3.1).

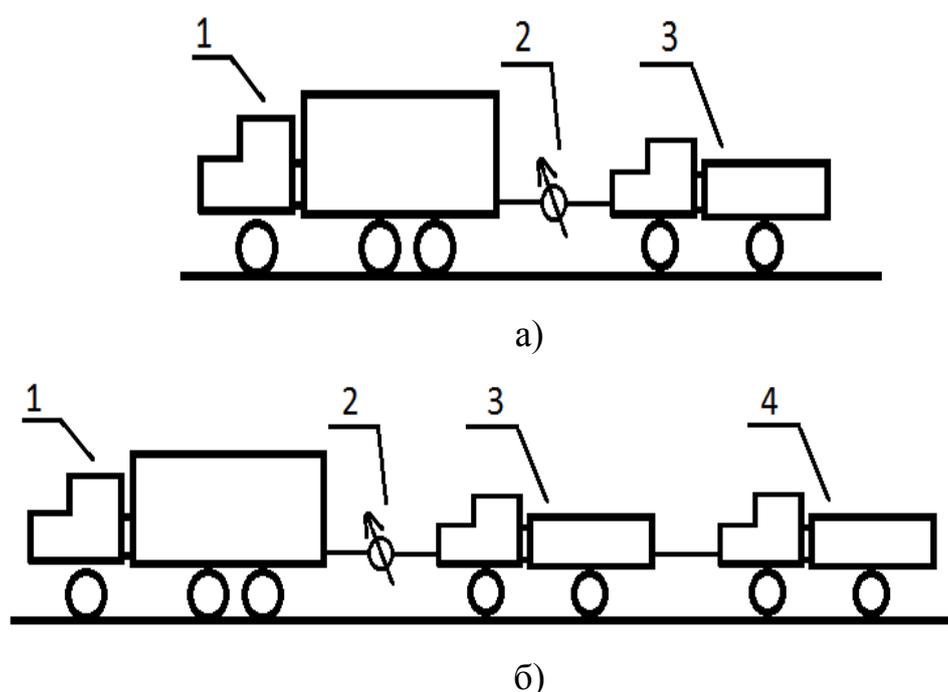


Рис. 3.1 – Схема проведения ходовых испытаний:

а – двухзвенная схема; б – трехзвенная схема;

1 – автомобиль УРАЛ-42303; 2 – тензоузел; 3,4 – автомобили ЗИЛ-433360

В целях исследования сформулированы задачи по определению энергоэффективности, включающей параметры топливной экономичности и тягово-скоростных свойств при двухрежимной работе МТУ.

Для определения максимальной величины силы тяги в ТСУ на типовом и форсажном режимах проводится измерение величины такой силы тяги, при которой ее дальнейшее увеличение приводит к останову двигателя. Путем варьирования нагрузки на ТСУ происходит подбор максимальной силы тяги автомобиля. Варьирование нагрузки на ТСУ производится по предложенным схемам формирования автопоезда.

Для определения искомых параметров на разных режимах были составлены программы испытаний (табл. 3.1).

Таблица 3.1 – Этапы экспериментального исследования

№ этапа	Описание и порядок выполняемых действий
Этапы измерения удельного расхода топлива	
I этап	1.1 Включение ноутбука, проверка работоспособности аппаратного и программного обеспечения.
II этап	2.1. Установка в коробке передач нейтральной передачи. 2.2. Включение записи измерений измерительно-регистрирующего оборудования. 2.3. Запуск двигателя с последующей работой на холостом ходу в течение одной минуты. 2.4. Включение типового режима работы МТУ путем полностью отпущенной педали подачи топлива.
III этап	3.1. После окончания испытаний производится останов двигателя. 3.2. Запись измерений выключается. 3.3. Производится сохранение данных в файл для последующей обработки.
IV этап	4. Запуск двигателя с последующей работой на холостом ходу в течение одной минуты.

Продолжение таблицы 3.1

V этап	<p>5.1. После окончания испытаний автомобиль останавливается и производится останов двигателя.</p> <p>5.2. Запись измерений выключается.</p> <p>5.3. Производится сохранение данных в файл для последующей обработки.</p>
<p>Этапы измерения времени разгона до 60 км/ч</p>	
I этап	<p>1.1. Запуск двигателя на типовом режиме, включение ноутбука, проверка работоспособности аппаратного и программного обеспечения.</p> <p>1.2. Регулирование давления воздуха в шинах на величину 0,32 МПа.</p> <p>1.3. Установленная нагрузка на ТСУ: нагрузка отсутствует.</p>
II этап	<p>2.1. В коробке передач установлена нейтральная передача. В раздаточной коробке устанавливается высшая передача.</p> <p>2.2. Включение записи измерений измерительно-регистрающего оборудования.</p> <p>2.3. Трогание со 1-ой передачи, начало движения.</p> <p>2.5. При разгоне автомобиля до скорости 60 км/ч осуществляется поступательное переключение передач: вторая, третья, четвертая, пятая передачи в коробке передач. Педаль подачи топлива полностью нажата. Время переключения передач при движении не более 2-х секунд. Движение осуществляется до достижения 60 км/ч.</p>
III этап	<p>3.1. После окончания испытаний автомобиль останавливается и производится останов двигателя.</p> <p>3.2. Запись измерений выключается.</p> <p>3.3. Производится сохранение данных в файл для последующей обработки.</p>
IV этап	<p>4.1. Запуск двигателя на типовом режиме.</p> <p>4.2. В коробке передач установлена нейтральная передача. В раздаточной коробке устанавливается высшая передача.</p> <p>4.3. Включение записи измерений измерительно-регистрающего оборудования.</p> <p>4.4. Трогание со 1-ой передачи, начало движения.</p> <p>4.5. Включение форсажного режима работы путем воздействия на орган управления устройством переключения режимов.</p> <p>4.6. При разгоне автомобиля до скорости 60 км/ч осуществляется поступательное переключение передач: вторая, третья, четвертая, пятая передачи в коробке передач. Педаль подачи топлива полностью нажата. Время переключения передач при движении не более 2-х секунд. Движение осуществляется до достижения 60 км/ч.</p>

Продолжение таблицы 3.1

<p>V этап</p>	<p>5.1. После окончания испытаний автомобиль останавливается и производится останов двигателя. 5.2. Запись измерений выключается. 5.3. Производится сохранение данных в файл для последующей обработки.</p>
<p>Этапы измерения максимальной силы тяги на крюке</p>	
<p>I этап</p>	<p>1.1. Запуск двигателя, включение ноутбука, проверка работоспособности аппаратного и программного обеспечения. 1.2. Регулирование давления воздуха в шинах на величину 0,05 МПа. 1.3. Установленная нагрузка на ТСУ: нагрузка создается путем формирования автопоезда по двухзвенной схеме.</p>
<p>II этап</p>	<p>2.1. Включение типового или форсажного режима работы двигателя путем воздействия на орган управления УПРД. 2.2. В раздаточной коробке устанавливается низшая передача. 2.3. Выполняется включение режима записи измерений измерительно-регистрающего оборудования. 2.4. Производится трогание неподвижного автопоезда состоящего из автомобилей УРАЛ-43203 и ЗиЛ-433360. Движение осуществляется по прямолинейной траектории со скоростью 5..10 км/ч. В случае наличия запаса силы тяги на автомобиле УРАЛ-43203, водитель автомобиля ЗиЛ-433360 перемещает постепенно педаль тормоза вплоть до останова двигателя автомобиля УРАЛ-43203. 2.5. При недостаточной силе сопротивления движению формируется автопоезд по трехзвенной схеме. Первый буксируемый автомобиль ЗиЛ-433360 полностью заторможен нажатием на педаль тормоза. Водитель второго автомобиля ЗиЛ-433360 перемещает педаль тормоза вплоть до останова двигателя автомобиля УРАЛ-43203.</p>
<p>III этап</p>	<p>3.1. После окончания испытаний движение автопоезда прекращается и производится останов двигателя каждого автомобиля. 3.2. Запись измерений выключается. 3.3. Производится сохранение данных в файл для последующей обработки.</p>
<p>IV этап</p>	<p>4.1. Включение форсажного режима работы двигателя. 4.2. Выполняется включение режима записи измерений измерительно-регистрающего оборудования. 4.3. Производится трогание неподвижного автопоезда состоящего из автомобилей УРАЛ-43203 и ЗиЛ-433360. Движение осуществляется по прямолинейной траектории со скоростью 5..10 км/ч. В случае наличия запаса силы тяги на автомобиле УРАЛ-43203, водитель автомобиля ЗиЛ-433360 перемещает постепенно педаль тормоза вплоть до останова двигателя автомобиля УРАЛ-43203.</p>

Окончание таблицы 3.1

	4.4. При недостаточной силе сопротивления движению формируется автопоезд по трехзвенной схеме. Первый буксируемый автомобиль ЗиЛ-433360 полностью заторможен нажатием на педаль тормоза. Водитель второго автомобиля ЗиЛ-433360 перемещает педаль тормоза вплоть до останова двигателя автомобиля УРАЛ-43203.
V этап	5.1. После окончания испытаний автомобиль останавливается и производится останов двигателя. 5.2. Запись измерений выключается. 5.3. Производится сохранение данных в файл для последующей обработки.

На рис. 3.2 представлена структурная схема взаимодействия элементов измерительно-регистрающей системы.

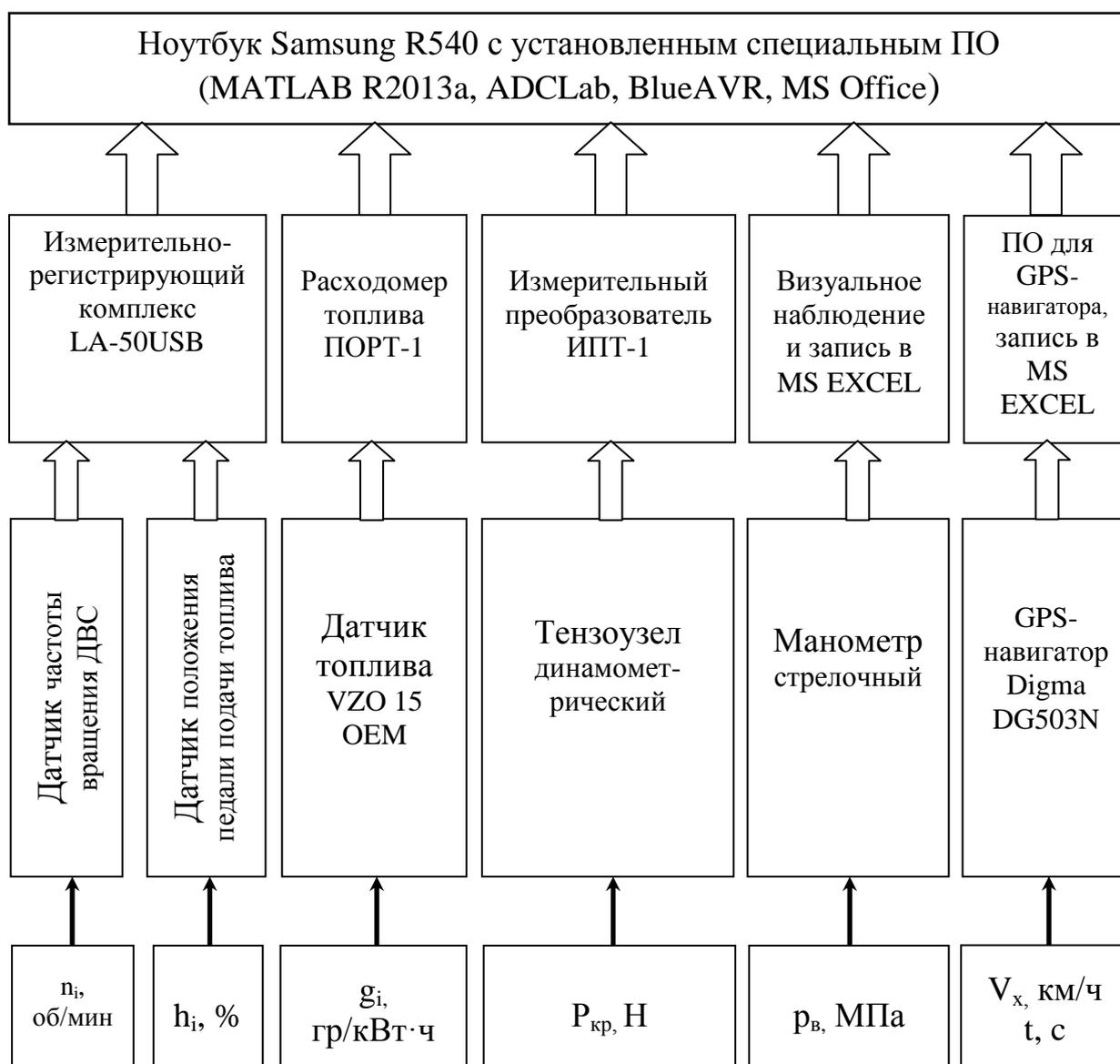


Рис. 3.2 – Структурная схема измерительно-регистрающей системы

Все данные после регистрации записываются в файлы и сохраняются, что позволяет впоследствии обрабатывать их и получать наглядные графические зависимости. Программное обеспечение, установленное на ноутбуке, имеет лицензию, либо используется в демонстрационном режиме, что не нарушает авторских прав их законных правообладателей.

3.4 Измерительно-регистрирующее оборудование

3.4.1 Измерительно-регистрирующий комплекс ЛА-50USB

Аналого-цифровой преобразователь ЛА-50USB предназначен для работы в качестве внешнего устройства совместно с ПК типа IBM PC/AT. Прибор имеет возможность приёма цифровой информации от внешних устройств и её передачу ПЭВМ для обработки или передачи цифровой информации из ПЭВМ на внешние устройства. Изображения внешнего вида представлены на рис. 3.3 и 3.4.

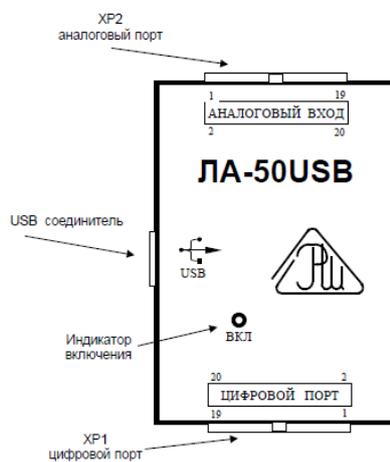


Рис. 3.3 – Внешний вид АЦП ЛА-50USB

Внешние аналоговые сигналы поступают в АЦП через коммутационную плату ЛА-ТК50А (рис. 3.4). Маркировка выводов на плате позволяет осуществлять требуемые соединения. Плата имеет по 4 крепежных отверстия диаметром 3,2 мм для установки и крепления при помощи винтов М3.

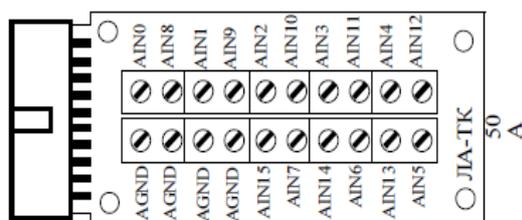


Рис. 3.4 – Внешний вид коммутационной платы ЛА-ТК50А

Исследуемый аналоговый сигнал подаётся на входы каналов 0..15 устройства ЛА-50USB. Устройство ЛА-50USB осуществляет преобразование входного аналогового сигнала в цифровую форму, удобную последующей обработки ПЭВМ.

Обмен данными аналого-цифрового преобразования между ПЭВМ и устройством осуществляется через интерфейс USB ПЭВМ. ПЭВМ при помощи специальной программы, входящей в комплект поставки, ADCLab осуществляет обработку поступающих от устройства данных аналого-цифрового преобразования и управление устройством через интерфейс USB.

3.4.2 Датчики положения педали и оборотов двигателя

Коллекторный электродвигатель постоянного тока ДПП-42-Ф1-05 может использоваться в качестве тахогенератора. Электродвигатель устанавливается за фланец на кронштейн, который крепится к радиатору ДВС. Через резиновую трубку и переходник электродвигатель крепится к носку коленчатого вала. Размещение электродвигателя не требует изменений компоновки подкапотного пространства. Изолированные провода от электродвигателя к ИПТ-1 проложены в кабину автомобиля на пассажирское сиденье, где располагается измерительно-регистрирующее оборудование.

Для измерения разных положений педали подачи топлива используется переменный резистор, подключенный по схеме на рис. 3.5. Резистор переменного сопротивления крепится на кронштейн, который располагается на полу кабины.

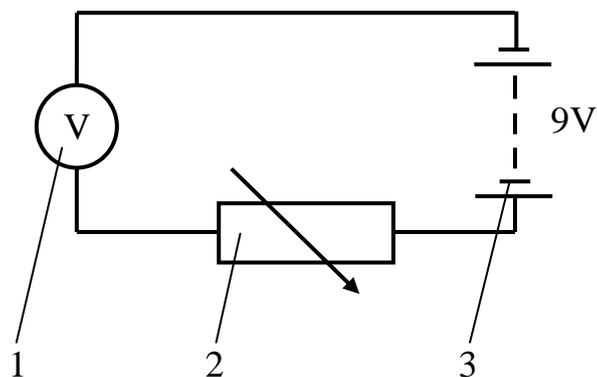


Рис. 3.5 – Схема подключения резистора переменного сопротивления:

1 – вольтметр; 2 – переменный резистор; 3 – батарея питания

Величина хода ползунка превышает величину хода педали, что позволяет измерять положение педали в крайних положениях. Ползунок резистора крепится непосредственно к самой педали подачи топлива.

3.4.3 Расходомер топлива

Расходомер ПОРТ-1 (рис. 3.6) предназначен для учета расхода топлива дизельными двигателями.

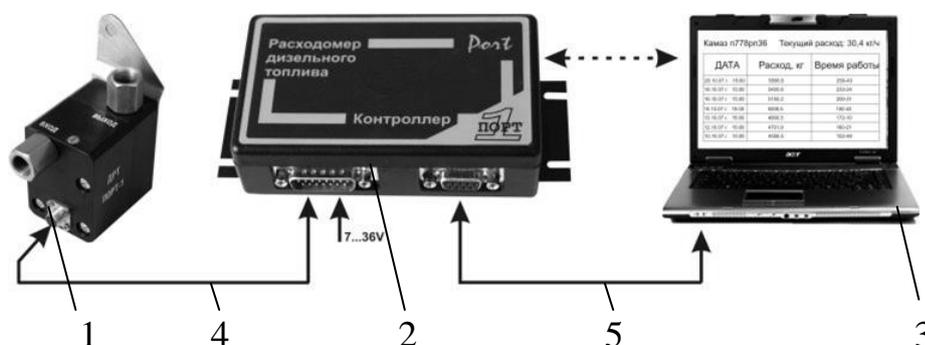


Рис. 3.6 – Расходомер топлива ПОРТ-1:

1 – датчик расхода топлива; 2 – контроллер; 3 – ноутбук; 4,5 – кабели

Датчик расхода топлива (ДРТ) устанавливается в топливной магистрали низкого давления системы питания дизельного двигателя КамАЗ-740 (рис. 3.7).

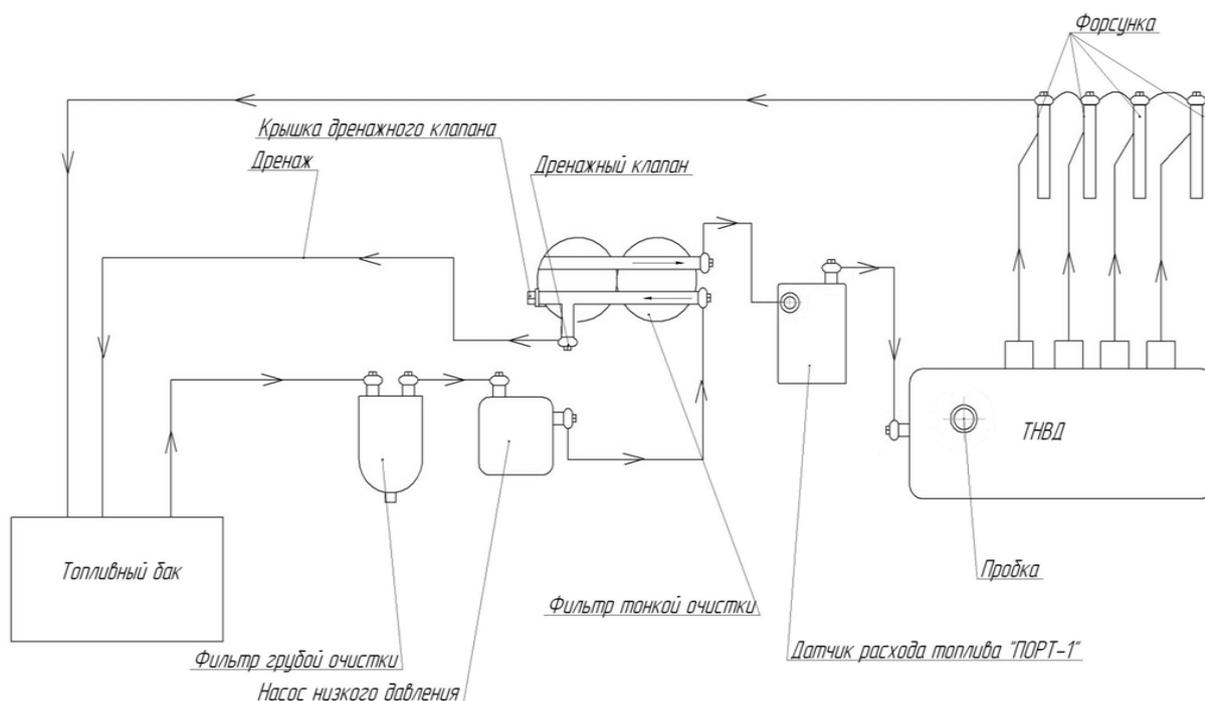


Рис. 3.7 – Схема подключения ДРТ в системе питания двигателя КамАЗ-740

Количество импульсов на 1 литр расходуемого топлива у ДРТ может зависеть от текущего (мгновенного расхода). Тогда в контроллер загружается таблица соответствия «текущий расход, л/ч - коэффициент преобразования, имп/л».

Расходомер обменивается данными с ПК через СОМ-порт посредством кабельного соединения с контроллером.

3.4.4 Измерительный преобразователь ИПТ-1

ИПТ-1 предназначен для измерения разностного сигнала с выхода резистивных полумостовых тензорезисторов и передачи результатов измерения по интерфейсу RS-232. Преобразователь выполнен в виде печатной платы – класс защиты IP00.

Принципиальная схема устройства приведена на рис. 3.8. Переключатели XS1 и XS2 предназначены для переключения между 3-х проводной и 5-ти проводной схемой переключения датчика. Установка этих переключателей соответствует 3-х проводной схеме, их отсутствие 5-ти проводной. Назначение контактов разъемов приведено в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Назначение контактов разъемов

Обозначение разъема	Обозначение контакта	Назначение
X1	V+	+Упит измеряемого полумоста
	R+	Вход измерения +Упит
	О-	Вход измерения средней точки полумоста
	R-	Вход измерения -Упит измеряемого полумоста
	V-	-Упит измеряемого полумоста
X4	+	+Упит устройства
	-	-Упит устройства
X2	1-9	Подключение интерфейса RS-232
X3	-	Служебный разъем, подключение не допускается

Предусмотрена возможность использовать две схемы подключения преобразователя к измеряемым тензорезисторам.

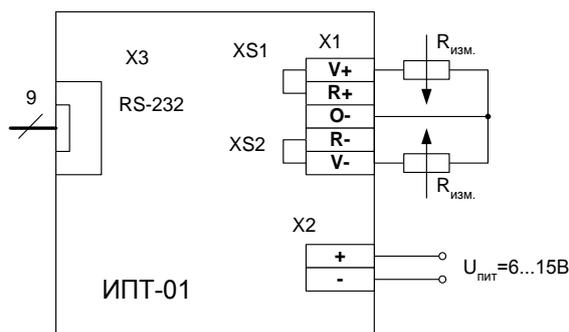


Рис. 3.8 – Двухпроводная схема подключения измеряемого полумоста

Измерительная схема, применяемая в преобразователе, изображена на рис. 3.9.

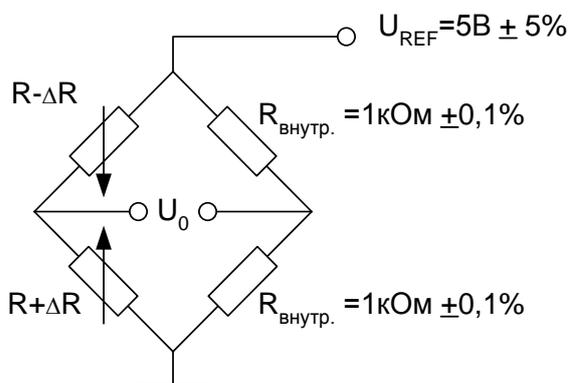


Рис. 3.9 – Схема для измерения сигнала с тензопреобразователя

Измерительный преобразователь через разъём RS-232 подключается к ноутбуку, где производится первичная обработка и запись принятых данных программным обеспечением. ИПТ-1 размещается в специальном защитном корпусе.

Для запуска преобразования необходимо выполнить следующие шаги:

- а) выбрать порт для связи с ИПТ-1;
- б) выбрать темп преобразования;
- в) выбрать коэффициент усиления;
- г) нажать кнопку «Работа», при этом появится сообщение о результате данного действия, например: «Преобразование запущено...». В случае успешного запуска преобразования кнопка «Работа» останется «вдавленной», а настройки выбора порта, темпа и коэффициента усиления станут неактивными.

Файлы записей ПО имеют текстовый формат, который удобно обрабатывать и анализировать в MATLAB. В каждую строку последовательно записывается следующая информация:

- а) время отсчёта с момента начала записи, сек.;
- б) напряжение с коррекцией (на момент записи отсчёта) В;
- в) напряжение без коррекции В;
- г) кодовое слово АЦП;
- д) коэффициент усиления АЦП;
- е) отношение $\frac{\Delta R}{R}$.

Далее приводится набор команд с описанием для обработки экспериментальных данных в программе MATLAB:

```
data = load('2012_07_05_10_17_16.log');
log_time = data(:,1);
voltage_corr = data(:,2);
voltage_abs = data(:,3);
adc_code = data(:,4);
adc_gain = data(:,5);
plot( log_time, voltage_corr, 'b', log_time, voltage_abs, 'r' ), grid;
xlabel( 'Время, сек' );
ylabel('Напряжение, В').
```

Для определения шумовых характеристик (ШХ) было произведено экспериментальное снятие их через устройство записи в режиме работы с коэффициентом усиления АЦП 128 и частотой преобразования 250 Гц, в ожидаемом типовом режиме работы.

В результате было получено среднее квадратичное отклонение (СКО) измеренного напряжения: $3,7057 \cdot 10^{-7}$ В. Как видно из рис. 3.10 получено распределение уже, чем гауссово распределение, поэтому можно считать, что шум измерения с вероятностью 98.5% не превосходит 1.112 мкВ.

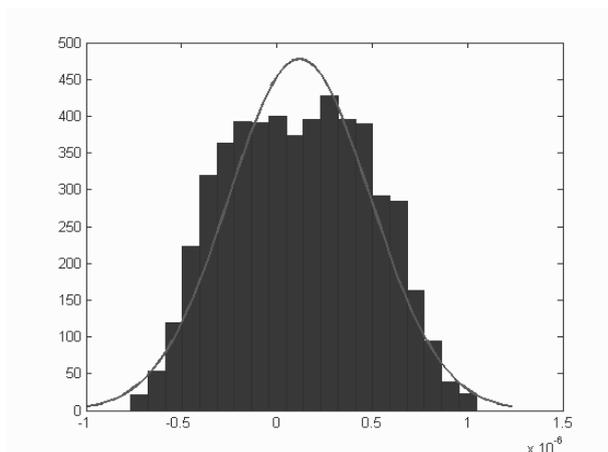


Рис. 3.10 – Экспериментальное распределение измеренного напряжения

3.4.5 Тензоузел динамометрический

Тензоузел состоит из стального корпуса 1 с тензорезисторами внутри и двух проушин 2 и 3 для передачи на корпус растягивающих нагрузок. Тензорезисторный полумост подключается к ИПТ-1 (рис. 3.11).

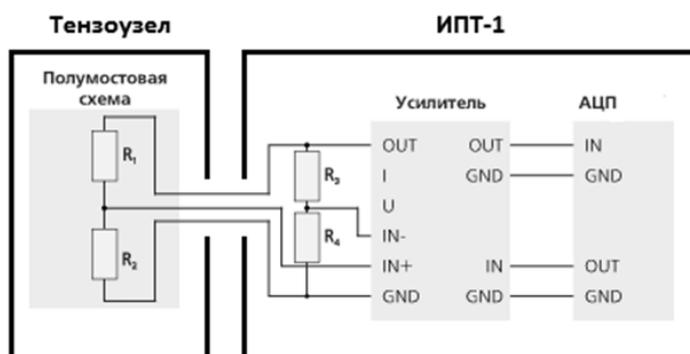


Рис. 3.11 – Схема взаимодействия тензоузла и ИПТ-1

Максимально допустимая нагрузка, на которую рассчитан тензоузел (рис. 3.12), составляет *10 тонн*. Сопротивление первого и второго тензорезистора составляет соответственно $R_1 = 217,45 \text{ Ом}$ и $R_2 = 217,47 \text{ Ом}$. Для тензоузла до и после проведения испытаний проводилась тарировка. Тарировочные данные тензоузла приведены ниже.

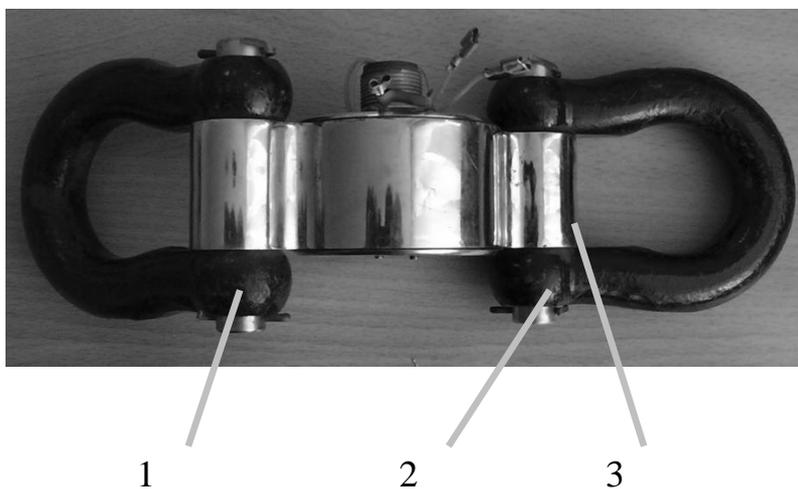


Рис. 3.12 – Тензоузел: 1,2 – проушины; 3 – стальной корпус

3.5 Описание способа переключения режимов работы МТУ

Для двигателя КамАЗ-740, которым оснащается автомобиль УРАЛ-43203, была рассмотрена конструкция устройства управления режимами движения. Для реализации форсажного режимов работы на двигателе внесены конструктивные изменения в топливный насос высокого давления (ТНВД). Включение и выключение форсажного режима производится водителем из кабины автомобиля.

Форсажный режим работы двигателя осуществляется путем увеличения цикловой подачи топлива превышающей величину на типовом режиме. Возможность осуществления форсирования дизеля таким способом, а также вопросы рассматриваются в работах [42, 44].

Увеличение цикловой подачи топлива, превышающей типовую, возможно при увеличении хода топливных реек (рис. 3.14).

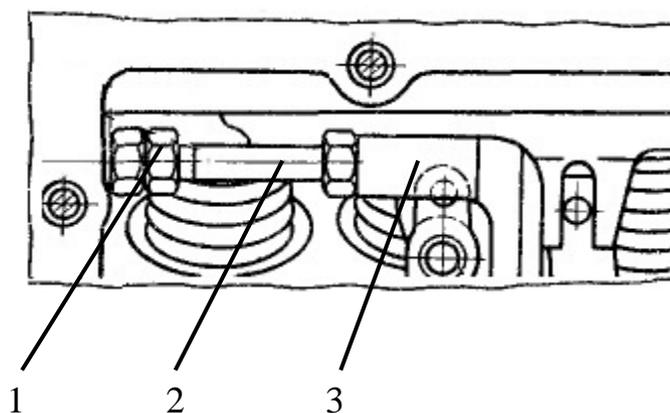


Рис. 3.14 – Схема расположения конструктивного изменения в ТНВД

Конструкция ТНВД предусматривает регулирование предельного положения рычага регулятора 3. Регулировочный болт 2 необходимо переместить на величину Δh , ослабив ограничивающие гайки 1.

Величина Δh определяется экспериментальным путем. В ходе испытаний на буксирном крюке автомобиля УРАЛ-43203 формировалась нагрузка, превышающая нагрузку, указанную заводом изготовителем. После установки нагрузки изменялось положение регулировочного болта 2. Предельное положение болта выбиралось исходя из максимально возможной развиваемой силы тяги на ТСУ автомобиля.

Для возможности перехода на типовую подачу выполнено отверстие в крышке ТНВД. В указанное отверстие вставлен подвижный упор (рис. 3.15, 2), управление которым, через тяги, осуществляется водителем из кабины автомобиля.

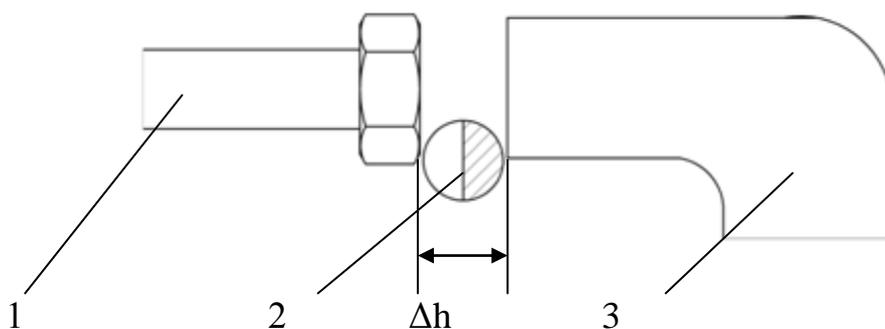


Рис. 3.15 – Схема подвижного упора:

1 – регулировочный болт; 2 – подвижный упор; 3 – рычаг регулятора

Подвижный упор представляет собой цилиндрический стержень, с одного конца которого выполнена проточка для прохода рычага регулятора вплоть до головки регулировочного болта, а с другой стороны приварена пластина, которая поворачивается при воздействии водителя на рычаг включения форсажного режима через тросовый привод. Время эксплуатации двигателя на форсажном режиме ограничивается предельным тепловым состоянием деталей и узлов двигателя. При достижении максимально допустимой температуры охлаждающей жидкости (определяется по показаниям датчика температуры) необходимо перейти на типовой режим работы двигателя во избежание перегрева двигателя.

3.6 Тарировка измерительной аппаратуры

Перед проведением измерения усилий в ТСУ для тензоузла, измерением частоты вращения двигателя и положения педали подачи топлива необходимо выполнить операции тарировки измерительной аппаратуры. Для тензоузла тарировка осуществляется методом непосредственной статической нагрузки на разрывной машине путем вариации нагрузки на растяжение (от 20 до 100 кН).

Целью проведения тарировки является нахождение масштабного коэффициента (k_s) тензорезистивного полумоста, который включен в состав тензоузла. Значение k_s используется для определения усилия в тензоузле при изменении напряжения на контактах полумоста. Изменение напряжения обуславливается варьированием его сопротивления.

Тензоузел подвергался нагрузке растягивающей силы P_i в диапазоне рабочих нагрузок последовательными ступенями (5 ступеней) с последующей разгрузкой в том же порядке. При нагружении с помощью преобразователя ИПТ-1, подключенного к программе ADCLab, значения опорного напряжения U_i при испытаниях отображались на электронном осциллографе.

Для повышения точности, замеры на каждой ступени проводились 4 раза. При обработке опытных данных по методу наименьших квадратов для определения масштабного коэффициента применяется выражение (3.1):

$$k_S = \frac{\sum P_i \cdot U_i}{\sum U_i^2}. \quad (3.1)$$

Среднеквадратическая погрешность определения масштабного коэффициента выражается формулой (3.2):

$$\sigma = \pm \left[\frac{\sum (P_i - k_S \cdot U_i)^2}{(n - 1) \sum U_i^2} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (3.2)$$

где n – общее число замеров.

Приведенная относительная погрешность оценки масштабного коэффициента определяется выражением (3.3):

$$\delta = \frac{\pm 100 \cdot \sigma}{k_S}. \quad (3.3)$$

Суммарная приведенная относительная погрешность тарировки с учетом приведенной относительной погрешности определения нагрузки (согласно паспорту разрывной машины) рассчитывается в соответствии с формулой (3.4):

$$\Delta = \delta + \delta_H. \quad (3.4)$$

Тем самым, суммарная среднеквадратическая погрешность определения масштабного коэффициента определяется по выражению (3.5):

$$\sigma_\Sigma = \frac{\pm \Delta \cdot k_S}{100}. \quad (3.5)$$

Тарировочные данные, масштабные коэффициенты и погрешности, рассчитанные по формулам (3.1...3.5) для тензоузла, датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя и датчика положения педали подачи топлива представлены в таблицах 3.3...3.5.

Таблица 3.3 – Значения параметров тарировки тензоузла

Нагрузка, кН	Напряжение при нагрузке, В				Напряжение при разгрузке, В				Среднее значение напряжения, В			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
20,0	0,89	0,90	0,91	0,91	0,90	0,89	0,91	0,92	0,90	0,89	0,91	0,92
40,0	1,79	1,79	1,79	1,80	1,78	1,78	1,79	1,80	1,78	1,79	1,79	1,80
60,0	2,69	2,71	2,69	2,69	2,68	2,70	2,68	2,68	2,69	2,71	2,69	2,69
80,0	3,61	3,59	3,59	3,59	3,60	3,60	3,61	3,59	3,61	3,60	3,60	3,59
100,0	4,50	4,49	4,49	4,49	4,49	4,49	4,49	4,49	4,50	4,49	4,49	4,49

$k_s = 22,263$ (кН/В); $\sigma = \pm 0,035$ (кН/В); $\delta = \pm 0,156\%$; $\Delta = 1,156\%$; $\sigma_\Sigma = 0,257$ (кН/В)

Таблица 3.4 – Значения параметров тарировки электродвигателя

Частота вращения двигателя, об/мин	Напряжение на клеммах двигателям при замере, В			
	1	2	3	4
169,96	0,396	0,397	0,397	0,397
281,05	0,656	0,656	0,656	0,655
449,52	1,050	1,049	1,048	1,050
1251,6	2,922	2,923	2,921	2,918
2000,6	4,671	4,672	4,668	4,665

$k_s = 428,5$ (мин⁻¹/В); $\sigma = \pm 0,157$ (мин⁻¹/В); $\delta = \pm 0,04\%$; $\Delta = 0,087\%$; $\sigma_\Sigma = 0,371$ (мин⁻¹/В)

Таблица 3.5 – Значения параметров тарировки резистора

Ход ползунка, мм	Напряжение при замере, В			
	1	2	3	4
7,0	0,96	0,95	0,95	0,95
14,0	1,41	1,41	1,42	1,42
21,0	1,85	1,86	1,86	1,85
28,0	2,30	2,31	2,30	2,31
35,0	2,76	2,75	2,76	2,76

$k_s = 11,77$ (мм/В); $\sigma = \pm 0,206$ (мм/В); $\delta = \pm 1,75\%$; $\Delta = 1,8\%$; $\sigma_\Sigma = 0,211$ (мм/В)

3.7 Оценка погрешностей измерений

Степень достоверности и точности результатов расчета с учетом адекватности математических представлений оценивается непосредственным

сравнением с результатами экспериментальных исследований. В общем случае данная оценка производится при наличии достаточной точности результатов экспериментов.

Суммарная погрешность определения максимальной силы тяги на ТСУ автомобиля, частоты вращения коленчатого вала ДВС или положения педали подачи топлива рассчитывается с помощью следующего выражения (3.6):

$$\delta_{\Sigma} = \sqrt{\delta_{\text{тар}}^2 + \delta_{\text{изм}}^2 + \delta_0^2}, \quad (3.6)$$

где $\delta_{\text{тар}}$ – погрешность тарирования; $\delta_{\text{изм}}$ – погрешности измерения; δ_0 – погрешность обработки осциллограмм (погрешность определения масштабного коэффициента).

Погрешность измерений определяется формулой (3.7):

$$\delta_{\text{изм}} = \delta_{\Gamma} + \delta_{\text{ак}} + \delta_{\text{чх}} + \delta_{\text{т}}, \quad (3.7)$$

где δ_{Γ} – погрешность амплитудной характеристики гальванометра осциллографа, которая при индивидуальной тарировке и использовании многоканального осциллографа не превышает 0,5 %; $\delta_{\text{ак}}$ – погрешность нелинейности амплитудной характеристики измерительной цепи (тензопреобразователя), находящаяся в пределах 0,5...1,0 %; $\delta_{\text{чх}}$ – погрешность частотной характеристики измерительных каналов (с учетом тензорезисторов), которая для низкочастотных процессов находится в пределах 0,1...1,2 %, а при измерении высокочастотных процессов достигает 4%.

Таким образом, в результате вычислений максимальная ошибка измерений $\delta_{\text{изм}}$ достигает величины 2,7 %.

Величина относительной погрешности обработки осциллограмм δ_0 близка к нулю ввиду наличия электронной обработки сигналов. Исходя из вышеприведенного, следует, что основное влияние на степень точности экспериментальных исследований оказывает величина погрешности, которая обуславливается тензопреобразователя. Величина общей погрешности δ_{Σ} не превышает значения 3,24 %.

ГЛАВА 4

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ, АНАЛИЗ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

В результате выполненной оценки энергоэффективности расчетным и экспериментальным путем получен ряд зависимостей, проверяющих адекватность математической модели, предложенных зависимостей и соотношений. Данные зависимости представлены в графическом виде на рисунках 4.1...4.6.

На рис. 4.1 показаны функции $V_x = f(t)$ для ТМ, ТМ_экр и FM, FM_экр. При численном эксперименте время разгона до 60 км/ч автомобиля УРАЛ-43203 составляет для типового режима работы (ТМ) 41,4 с, при натурном эксперименте – 43,6 с. Для форсажного режима работы (FM) 36,4 и 38,5 с, соответственно. Погрешность результатов математического моделирования времени разгона не превышает 5,6 %.

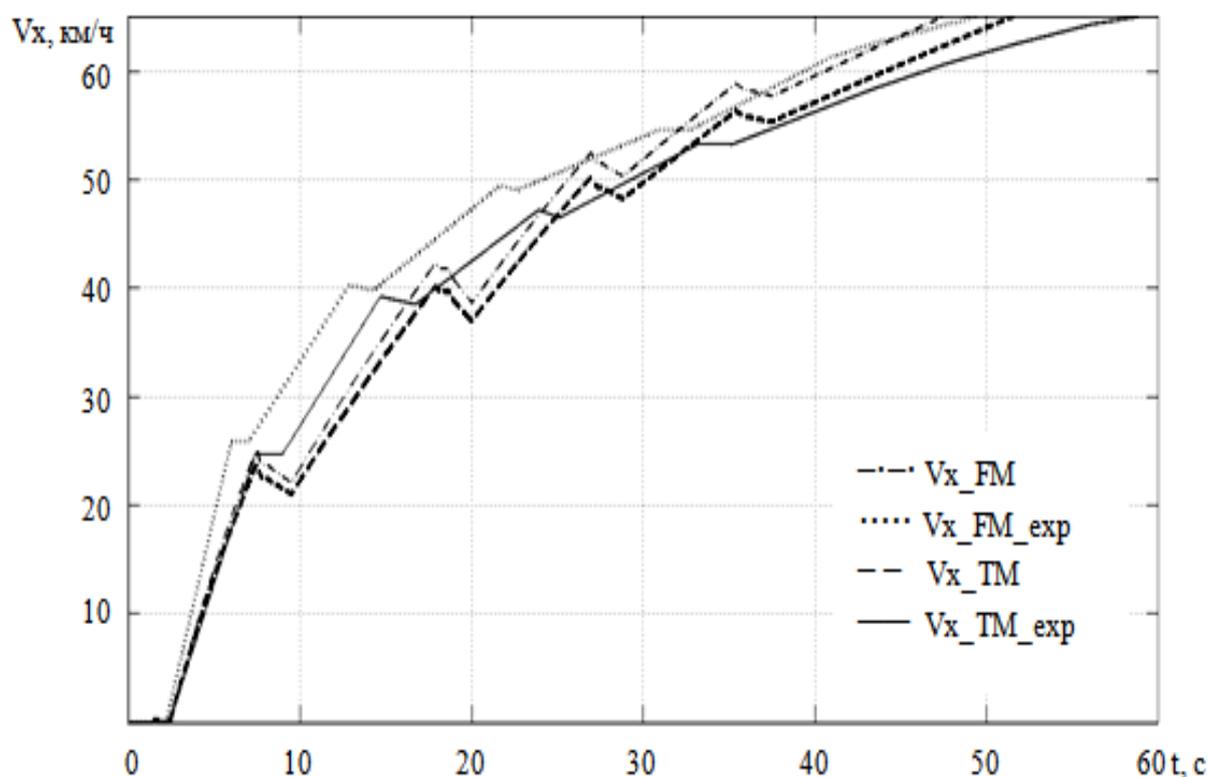


Рис. 4.1 – Графики $V_x = f(t)$ для ТМ, ТМ_экр и FM, FM_экр

Соответствующие значения энергоэффективности показаны на рис. 4.2. На форсажном режиме работы максимальная расчетная величина энергоэффективности EE_{FM} колеблется в диапазоне 0,75...1,0. При экспериментальном определении энергоэффективности большинство значений EE_{FM_exp} находится в интервале 0,73...0,97. Для типового режима $EE_{TM} = 0,71...1,0$ и $EE_{TM_exp} = 0,65...0,96$.

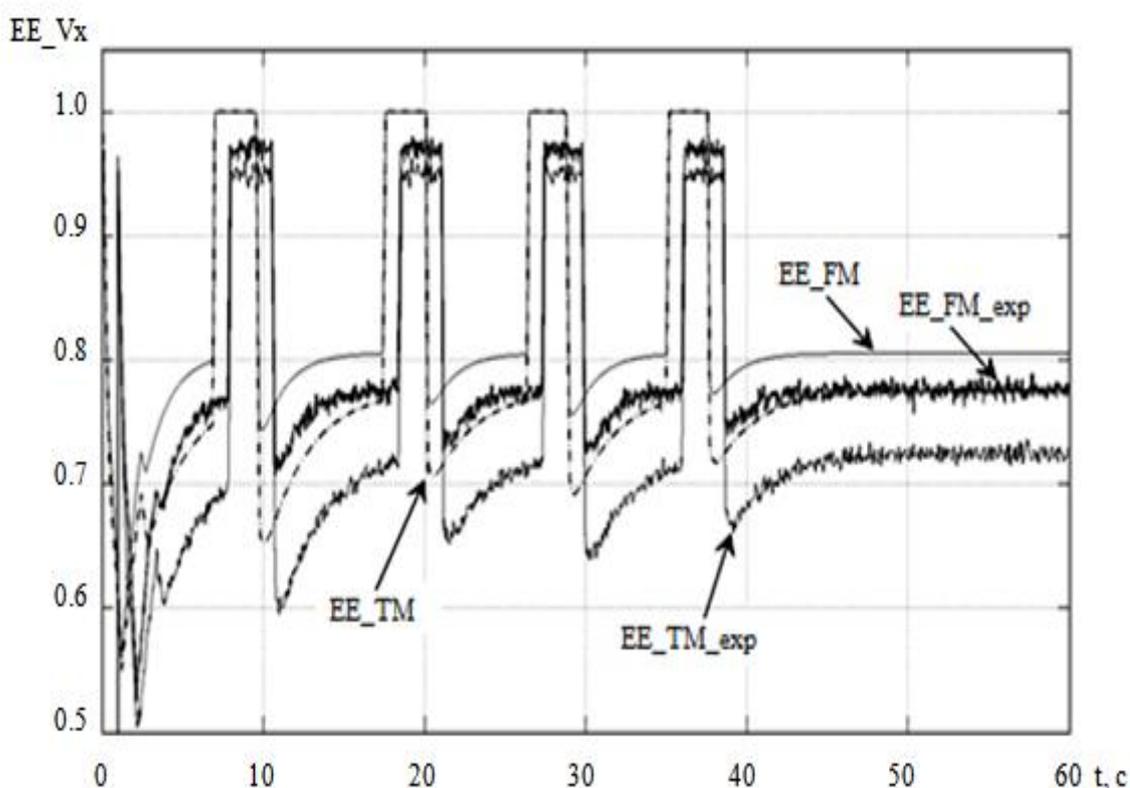


Рис. 4.2 – Графики $EE = f(t)$ для ТМ, ТМ_{exp} и FM, FM_{exp}

При определении величины максимальной силы тяги на крюке (ТСУ) получены зависимости, представленные на рис. 4.3.

Для форсажного режима работы при численном исследовании максимальная сила тяги $R_{кр_FM} = 91,3$ кН, при натурном эксперименте $R_{кр_FM_exp} = 96,2$ кН. На типовом режиме работы $R_{кр_TM} = 81,2$ кН и $R_{кр_TM_exp} = 85,6$ кН, соответственно. Предел погрешности численных вычислений не превышает 5,4 %.

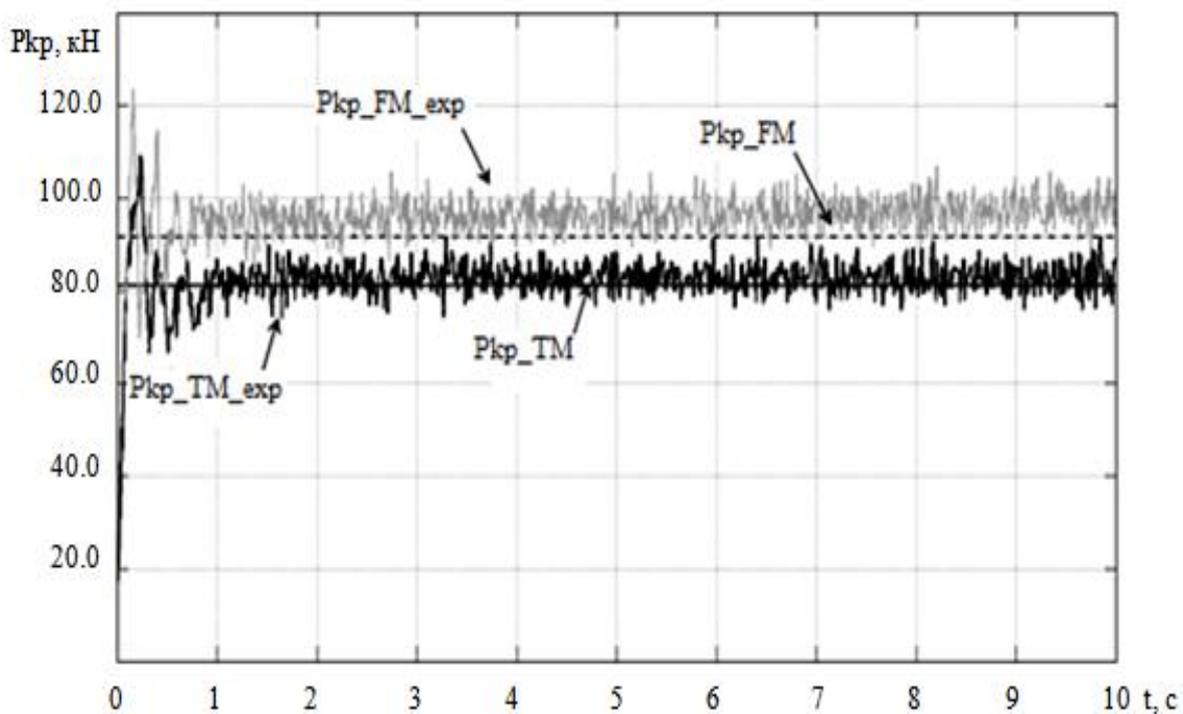


Рис. 4.3 – Графики зависимостей $P_{кр} = f(t)$ для ТМ, ТМ_exp, FM, FM_exp

Значения энергоэффективности при определении максимальной силы тяги на крюке приведены на рис. 4.4.

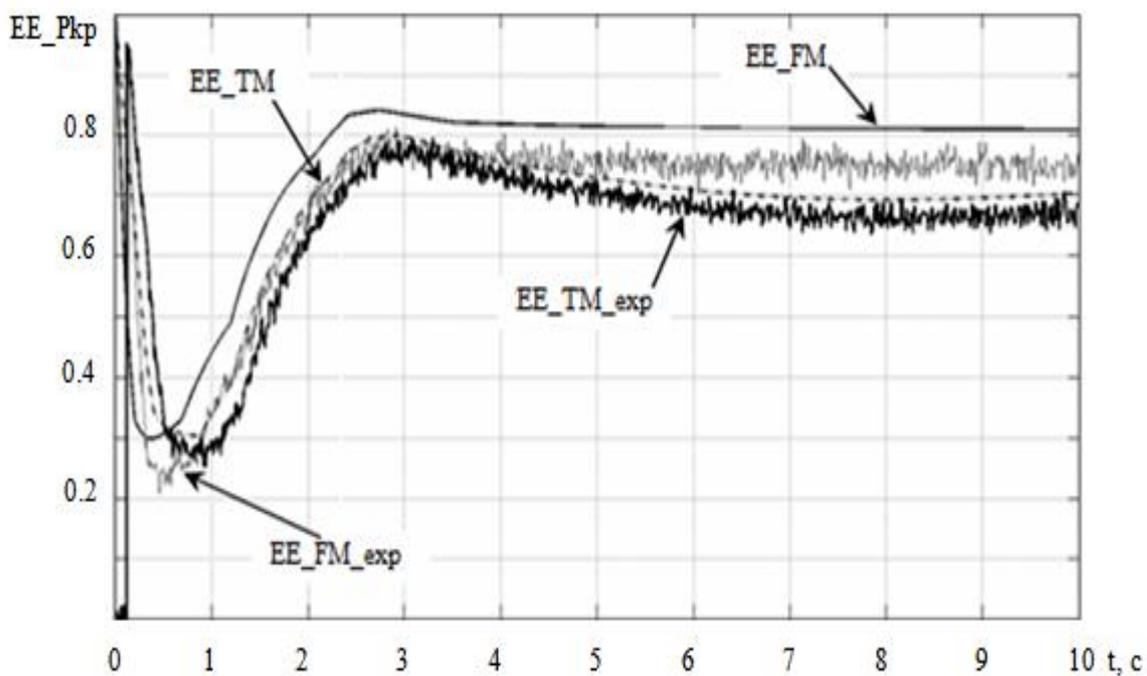


Рис. 4.4 – Графики зависимостей $EE_f = f(t)$ для ТМ, ТМ_exp, FM, FM_exp

На форсажном режиме работы при экспериментальном исследовании максимальное значение энергоэффективности $E_{Ef_FM_exp}$ находится в интервале $0,7...0,8$. На типовом режиме работы значения энергоэффективности $E_{Ef_TM_exp}$ располагаются в диапазоне $0,65...0,78$.

В результате математического моделирования получены значения энергоэффективности для форсажного режима E_{Ef_FM} , наибольшие значения находятся в интервале $0,80...0,83$. Для типового режима работы значения энергоэффективности E_{Ef_TM} находятся в интервале $0,7...0,8$.

В ходе анализа результатов численных и экспериментальных исследований энергоэффективности автомобилей при многорежимной работе МТУ выполнен ряд обобщений и выводов.

1. При определении времени разгона меньшее значение достигнуто на форсажном режиме. Разность между значениями времени на разных режимах составляет: при натурном исследовании – $5,1$ с, при численном – $5,0$ с.

2. В ходе определения максимальной силы тяги на крюке ТСУ при форсажном режиме получены значения в $1,124$ раза – при численном моделировании – превышающие соответствующие значения на типовом режиме и в $1,12$ раза – при физическом моделировании.

3. Определение удельного расхода топлива на холостом ходу при типовом и форсажном режимах выявило меньшее значение расхода при типовом режиме. При физическом моделировании соотношение средних значений удельного расхода топлива находится в диапазоне от $1,08$ до $1,11$. При численном моделировании получено соотношение $1,11$.

4. При сравнении энергоэффективности на типовых и форсажных режимах наблюдается связь между повышением энергоэффективности и улучшением параметров тягово-скоростных свойств и показателей топливной экономичности.

5. Определение энергоэффективности при действующем режиме работы позволяет выявить наиболее подходящий режим при создавшихся условиях движения. Данное действие осуществляется системой

переключения режимов для поиска максимального значения энергоэффективности и перехода на соответствующий режим работы.

б. Эффективность двухрежимной работы зависит от степени разности параметров рабочих процессов на типовых и соответствующих им на форсажных режимах. При повышении энергоэффективности целесообразна реализация предельно возможного форсирования двигателя с учетом конструктивных особенностей и технического состояния МТУ автомобиля.

Рекомендации по применению форсажных режимов работы МТУ автомобилей УРАЛ для повышения их энергоэффективности

Для автомобилей, созданных на базе УРАЛ-4320, целесообразно использовать форсажный режим работы МТУ в пределах 5...10% от срока общего службы.

Рекомендуется производить увеличение мощности на форсажном режиме по сравнению с номинальным режимом не менее, чем на 20%. При данном повышении увеличение силы тяги составляет порядка 10% по сравнению с номинальным режимом. На форсажном режиме работы сокращение времени разгона до 60 км/ч составит 5,1 секунд. Расход топлива увеличится на 20...25%.

При увеличении мощности МТУ на 20% снижение долговечности зубчатых колес, шарикоподшипников и валов составит порядка 15% по сравнению с типовым режимом работы.

Дальнейшее увеличение времени работы на форсажном режиме, а также повышение мощности по сравнению с типовым режимом приведет к соответствующему снижению долговечности деталей МТУ. В этом случае предлагается оценивать изменение долговечности с помощью предложенного коэффициента запаса долговечности.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. При эксплуатации АМН рекомендуется использовать форсажные режимы работы МТУ в следующих случаях:

- для снижения риска возникновения угроз жизни и здоровью людей, участвующих в тягово-транспортных работах при экстремальных ситуациях путем повышения тягово-скоростных свойств АМН;

- для улучшения опорной проходимости АМН во время эксплуатации по различным типам дорог и местности при достаточном для устойчивого движения сцеплении ведущих колес с опорной поверхностью.

2. Предложен критерий оценки энергоэффективности – коэффициент энергоэффективности, включающий в себя коэффициент нагрузки и коэффициент расхода топлива, которые характеризуют отношение полезной совершенной работы автомобилем к расходу топлива при заданных условиях движения. Энергоэффективность автомобиля определяется соответствующим соотношением частоты вращения двигателя и положением педали подачи топлива при заданных условиях движения.

3. Разработан алгоритм переключения режимов работы МТУ на основе сравнения значений коэффициентов энергоэффективности автомобиля на типовых и форсажных режимах. Значения коэффициента энергоэффективности позволяют в зависимости от условий движения обоснованно выбирать форсажный режим или типовой режим работы МТУ для достижения энергоэффективности.

4. Разработана математическая модель движения автомобиля с типовыми и форсажными режимами работы МТУ, которая позволяет определять тягово-скоростные свойства, топливную экономичность и энергоэффективность автомобиля с достаточной точностью.

5. Адекватность разработанной методики подтверждена результатами сравнения расчетных и экспериментальных данных, разница между которыми не превышает 7,8%. В результате экспериментального исследования получены

следующие данные для автомобиля УРАЛ-43203: на форсажном режиме время разгона сократилось на 5,1 секунд, сила тяги на крюке увеличилась на 10,6 кН, энергоэффективность автомобиля при этом увеличилась на 12,8%.

6. При различных условиях эксплуатации АМН с форсированием МТУ до 20% и соответствующем снижении усталостной долговечности деталей трансмиссии до 15 % по сравнению с типовыми режимами рекомендуется использовать форсажный режим работы МТУ в пределах 10% от общего срока службы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альгин, В.Б. Управление агрегатами автомобиля в параллельной системе моделирования MSC.ADAMS – MATLAB [Электронный ресурс] / Альгин В.Б., Широков Б.Н. // Стендовые доклады Российской конференции пользователей систем MSC. – 2005. – Режим доступа: http://mscsoftware.ru/document/conf/Moscow_conf/stend/03_Belautotr_3.pdf.
2. Асмус, Т.У. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями / Т.У. Асмус, К. Боргнакке, С.К. Кларк и др.; под ред. Д. Хиллиарда, Дж. Спрингера. – М.: Машиностроение, 1988. – 504 с.
3. Астапенко, А.В. Улучшение топливной экономичности городского автобуса путем оптимизации параметров силового агрегата и режимов движения: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Астапенко Андрей Валентинович. – М., 1993. – 121 с.
4. Бартош, В.С. Динамическая модель автомобиля в реальном времени / В.С. Бартош, М.М. Лаврентьев // Автометрия. – 2000. – №4. – С.108–115.
5. Блинов, Е.И. Теория автомобиля: от статики к динамике. Энергетика колесных и гусеничных машин. / Е.И. Блинов, С.И. Иванов // Автомобильная промышленность. – 2008. – №2. – С.17–21.
6. Бузин, Ю.М. Оценка эффективности функционирования АТС / Ю.М. Бузин // Автомобильная промышленность. – 2008. – №11. – С.13–17.
7. Быков, Р.В. Оценка эффективности отключения части ведущих мостов автомобиля высокой проходимости [Электронный ресурс] / Р.В. Быков, Г.Д. Драгунов // Материалы международного научного симпозиума «Автотракторостроение - 2009». – 2009. – Режим доступа: http://www.mami.ru/science/autotr2009/scientific/article/s01/s01_10.pdf.
8. Великанов, Д.П. Эффективность автомобиля / Д.П. Великанов. – М.: Изд-во «Транспорт», 1969. – 240 с.

9. Волонцевич, Д.О. Оценка динамичности колесных машин и их трансмиссий по критерию «максимальное использование мощности двигателя». / Д.О. Волонцевич, Е.А. Веретенников // Автомобильная промышленность. – 2010. – №5. – С.26–31.

10. Вохминов, Д.Е. Методика расчета тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования: учебное пособие / Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В. Московкин, В.В. Селифонов, В.В. Серебряков. – Москва: МГТУ «МАМИ», 2000. – 43 с.

11. Ган, Р.С. Методика оценки тягово-динамических показателей системы «водитель-автомобиль-окружающая среда»: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Ган Роман Станиславович. – СПб., 2003. – 182 с.

12. Гашук, П.Н. Теоретические основы анализа и синтеза оптимальных энергопреобразующих свойств автотранспортных средств: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02 / Гашук Петр Николаевич. – Львов, 1996. – 419 с.

13. Гирявец, А.К. Теория управления бензиновым двигателем / Гирявец А.К. – М.: Стройиздат, 1997. – 161 с.

14. Гонтарев Е.П. Повышение тягово-скоростных свойств автомобиля применением форсажных режимов работы двигателя и снижением времени переключения передач [Электронный ресурс] / Е.П. Гонтарев, М.В. Гричанюк, Г.Д. Драгунов // Сборник трудов 77-й Международной конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», г. Москва. – 2012. – Режим доступа:

http://www.mami.ru/science/aai77/scientific/article/s01/s01_08.pdf.

15. Гонтарев Е.П. Анализ влияния управляющих систем автомобиля на его тягово-скоростные свойства / Е.П. Гонтарев, М.В. Гричанюк // Материалы I международной научно-технической конференции «Достижения науки – агропромышленному производству». – Челябинск: Изд-во ЧГАА, 2012. – Ч. VI. – С. 34–39.

16. Горелов, В.А. Математическая модель криволинейного движения автопоезда по недеформируемому опорному основанию / В.А. Горелов, С.Л.

Тропин // Журнал автомобильных инженеров: журнал ААИ. – 2011. – №6(70). С.18–22.

17. Горожанкин, С.А. Метод регулирования двигателя и бесступенчатой трансмиссии автомобиля / С.А. Горожанкин, Н.В. Савенков // Матеріали Х Міжнародної наукової конференції молодих вчених, аспірантів і студентів. – 2011. – №3(89) – С.127–130.

18. Горюнов, А.В. Моделирование кинематических характеристик автомобиля в среде Solidworks Motion / А.В. Горюнов, С.С. Митякин // Материалы международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ». – 2010. – С.43–50.

19. ГОСТ 20306-90 Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний – М.: Стандартиформ, 1992. – 34 с.

20. ГОСТ 22576-90 Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний. – М.: Стандартиформ, 1991. – 15 с.

21. Гричанюк М.В. Методика оценки энергоэффективности автомобилей / М.В. Гричанюк // Транспорт Урала. – 2013. – №4(39). – С.84–88.

22. Гричанюк М.В. Организация повышения топливно-экономических и тягово-скоростных показателей автомобиля двухрежимной эксплуатацией / М.В. Гричанюк // Сборник докладов III научно-практической конференции аспирантов и докторантов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2011. – С.6–9.

23. Гричанюк М.В. Экспериментальная оценка тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля при трехрежимном управлении / М.В. Гричанюк, Н.А. Карпов, И.А. Мурог // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение» – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – 2013. Вып. 13. – № 1 (213). – С.97–101.

24. Гришкевич, А.И. Автомобили: Теория: учебник для вузов / А.И. Гришкевич. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 208 с.

25. Драгунов Г.Д. Математическое представление скоростных и регуляторных характеристик дизелей со всережимным регулятором / Г.Д.

Драгунов, М.В. Гричанюк, О.Р. Якупов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение». – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – 2012. Вып. 19. – № 12 (271). – С.93–96.

26. Драгунов, Г.Д. Методика расчетно-экспериментального исследования трансмиссии автомобиля / Г.Д. Драгунов, Д.С. Власов, А.А. Юсупов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение» – Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – 2010. – С.84–88.

27. Драгунов, Г.Д. Новая раздаточная коробка для АТС высокой проходимости / Г.Д. Драгунов, П.В. Яковлев, Е.П. Гонтарев, А.Н. Мартынов // Автомобильная промышленность. – 2010. – №7. – С.18–20.

28. Дьяконов, В. П. Simulink 5 6 7: Самоучитель / Дьяконов В.П. – М.: ДМК-Пресс, 2008. – 784 с.

29. Евсеев, П.П. Оценочные показатели функционирования автомобиля / П.П. Евсеев // Автомобильная промышленность. – 2011. – №11. – С.9–13.

30. Евсеев, П.П. Расчетное определение КПД автомобиля / П.П. Евсеев // Автомобильная промышленность. – 2011. – №9. – С.11–15.

31. Жулай, В. А. Аппроксимация скоростных характеристик дизельных двигателей / В. А. Жулай, В. И. Енин // Строительные и дорожные машины: Научно-технический и производственный журнал. – 2011. – №5. – С. 46 – 48.

32. Зотов, Н.М. О вопросе энергоэффективности и КПД дорожных транспортных средств / Н.М. Зотов, Д.И. Неволенко, Д.Б. Ширшов // Материалы международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ». – 2010. – С.125-130.

33. Иванников, С. В. О построении математической модели движения автомобиля [Электронный ресурс] / С. В. Иванников, Г. Л. Родионов, А. С. Сидоренко // Электронный журнал «Труды МАИ». – 2005. – №18. – Режим доступа: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=34183>.

34. Карабцев, В.С. Улучшение топливной экономичности и тягово-скоростных свойств магистрального автопоезда совершенствованием методов и

комплексного критерия эксплуатационной эффективности на стадии проектирования и доводки: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Карабцев Владимир Сергеевич. – Набережные Челны, 2009. – 173 с.

35. Ковальчук, А.С. Разработка методики имитационного моделирования динамики движения и снижения максимальных нагрузок в трансмиссии перспективных грузовых автомобилей: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Ковальчук Андрей Сергеевич. – М., 1990. – 142 с.

36. Копотилов, В.И. О комплексных показателях топливно-энергетической эффективности автомобиля / В.И. Копотилов // Автомобильная промышленность. – 2012. – №5. – С.15–17.

37. Копотилов, В.И. О комплексных показателях топливно-энергетической эффективности автомобиля / В.И. Копотилов // Автомобильная промышленность. – 2012. – №6. – С.7–9.

38. Копотилов, В.И. О комплексных показателях топливно-энергетической эффективности автомобиля / В.И. Копотилов // Автомобильная промышленность. – 2012. – №7. – С.14–16.

39. Копотилов, В.И. Оценка энергетической эффективности транспортной работы автомобиля / В.И. Копотилов // Автомобильная промышленность. – 2010. – №5. – С.5–8.

40. Копотилов, В.И. Расход топлива на разгон АТС / В.И. Копотилов // Автомобильная промышленность. – 2009. – №3. – С.28–30.

41. Копотилов, В.И. Энергетический КПД автотранспортных средств / В.И. Копотилов // Грузовик. – 2009. – №3. – С.20–25.

42. Котиев, Г.О. Математическая модель разгона автомобиля с пробуксовкой ведущей оси [Электронный ресурс] / Г.О. Котиев, А.И. Шадин // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. – 2008. – Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/101523.html>.

43. Кравец, В.Н. Развитие научных методов проектирования и их реализация с целью совершенствования эксплуатационных свойств колесных

машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Кравец Владислав Николаевич. – Нижний Новгород, 2004. – 396 с.

44. Кулько, П.А. Определение сил сопротивления воздуха, качению колес и трансмиссии автомобилей методом выбега / П.А. Кулько, А.П. Кулько, Л.Е. Ахметова // Автотранспортное предприятие. – 2011. – №2. – С.52–55.

45. Лапшин, Ф. А. Тягачи на пороге тысячелетия / Ф.Т. Лапшин // Авторевю. – 2000. – №1. – С. 34–35.

46. Левин, М. А. Теория качения деформируемого колеса / М.А. Левин, Н.А. Фуфаев. – М.: Наука, 1989. – 272 с.

47. Лепешкин, А.В. Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин / А.В. Лепешкин // Автомобильная промышленность. – 2010. – №10. – С.18–21.

48. Литвинов А. С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

49. Московкин, В. В. Система методов для исследования и расчета топливной экономичности и скоростных свойств автомобиля: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Московкин Виктор Владимирович. – М., 1999. – 338 с.

50. Московкин, В.В. Тягово-скоростные характеристики и топливная экономичность автомобиля. Теория и практика / В.В. Московкин, Т.Д. Дзоценидзе, А.С. Шкель, М.А. Козловская, С.Н. Семикин // Технология колесных и гусеничных машин. – 2012. – № 3; 4. – С. 43-51; 43-54.

51. Мурог, И.А. Математическая модель движения автомобиля / И.А. Мурог // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2013. – Т.13. – №1. – С.17–21.

52. Мурог, И.А. Математическое моделирование процессов в автомобилях и их двигателях при проектировании и модернизации / И.А. Мурог, Г.Д. Драгунов // Челябинск: Изд. ЧВВАКИУ, 2010. – 192 с.

53. Наркевич, Э.И. Определение среднего КПД автомобиля на маршруте / Автомобильная промышленность. – 1998. – №10. – С.20–23.

54. Наркевич, Э.И. Преобразование энергии автомобилем / Э.И. Наркевич / автомобильная промышленность. – 2012. – №4. – С.19–21.

55. Неймарк, Ю.И. Динамика неголономных систем / Ю.И. Неймарк, Н.А. Фуфаев. – М.: Наука, 1967. – 520 с.

56. Новожилов, И.В. Модель движения автомобиля как основа математического обеспечения тренажерного комплекса водителя / И.В. Новожилов, П.А. Кручинин, А.В. Лебедев, А.В. Влахова, Р.Л. Боуш // Мехатроника, Автоматизация, Управление. – 2007. – №6. – С. 31–36.

57. Палагута, К.А. Особенности моделирования систем управления ДВС в среде MATLAB для использования в полунатурном стенде [Электронный ресурс] / К.А. Палагута, С.Ю. Чиркин, С.М. Тройков // Доклады Российской конференции пользователей систем MATLAB. – 2010. – Режим доступа: <http://sl-matlab.ru/upload/resources/EDU%20Conf/pp%20295-298%20Palaguta.pdf>.

58. Погуляев, Ю.Д. О квазиоптимальном управлении энергетическими режимами тракторных агрегатов / Погуляев Ю.Д., Серажева М.П. // Строительные и дорожные машины. – 2011. – №5. – С.36–39.

59. Погуляев, Ю. Д. О форсаже двигателей внутреннего сгорания / Ю. Д. Погуляев, С. С. Николашин, В. М. Сергеев, О. Г. Борщ / Привод и управление. – 2002. – №2. – С. 26–28.

60. Подригало, М.А. Мощность автомобиля и КПД автомобиля при его разгоне / М.А. Подригало, Н.М. Подригало, В.Л. Файст // Автомобильная промышленность. – 2008. – №8. – С.12–16.

61. Позин, Б.М. О применении метода Даламбера к составлению уравнений криволинейного движения транспортных машин / Б.М. Позин, И.П. Трояновская // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2006. – №11(66). – С.37–39.

62. Рабинович, Э.Х. Сопротивление движению легкового автомобиля при выбеге / Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Е.А. Белогуров, А.В. Магатин, Светличный Д.В. // Автомобильный транспорт (Харьков, ХНАДУ). – 2010. – № 26. – С. 53–58.

63. Ребров, А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лахман // Вестник НТУ «ХПИ». – 2012. – №4. – С.35–39.

64. Садовский, С.С. К вопросу о форсажных режимах двигателей / С. С. Садовский, С. И. Капитонов // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин: Темат. сб. науч. тр. – Челябинск: ЧПИ, 1987. – С.49–54.

65. Системы управления бензиновыми двигателями / Пер. с нем. Н. Панкратова – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем»», 2005. – 432 с.

66. Системы управления дизельными двигателями / Пер. с нем. Н. Панкратова – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем»», 2004. – 480 с.

67. Слепенко, Е.А. Метод оценки силы сопротивления качению колес автомобиля при движении по неровной дороге с учетом колебаний его масс / Е.А. Слепенко, А.В. Желтышев, С.А. Першин // Проблемы механики и машиноведения. – 2010. – №1 – С.37–40.

68. Смирнов, Г.А. Теория движения колёсных машин / Г.А. Смирнов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: «Машиностроение», 1990. – 352 с.

69. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля / В.П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

70. Токарев, А.А. Коэффициент полезного действия автомобиля / А.А. Токарев // Автомобильная промышленность. – 1997. – №9. – С.23–27.

71. Токарев, А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля / А.А. Токарев. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.

72. Трёмбовельский, Л.Г. Комплексная оценка эффективности автотранспортных средств / Л.Г. Трёмбовельский, Р.П. Кушвид. // Журнал автомобильных инженеров: журнал ААИ. – 2011. – № 1. – С.23–25.

73. Трёмбовельский, Л.Г. Комплексный подход к формированию топливно-скоростных свойств и производительности АТС / Л.Г. Трёмбовельский // Журнал автомобильных инженеров: журнал ААИ. – 2011. – № 2. – С.48–50.

74. Трёмбовельский, Л.Г. Оценка производительности и технико-экономической эффективности грузовых автомобилей и автобусов / Л.Г. Трёмбовельский // Грузовик. – 2008. – №10. – С.49–53.

75. Трёмбовельский, Л.Г. Повышение эффективности автомобиля за счет согласования характеристик его основных систем: монография / Л.Г. Трёмбовельский. – М.: МГИУ, 2010. – 182 с.

76. Трёмбовельский, Л.Г. Показатель энергетической согласованности узлов и систем АТС / Л.Г. Трёмбовельский // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 8. – С.9–11.

77. Трёмбовельский, Л.Г. Прогнозирование эксплуатационных свойств автотранспортных средств на основе согласованности силовой установки и силового привода: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / Трёмбовельский Лев Глебович. – М., 2011. – 329 с.

78. Трёмбовельский, Л.Г. Пути обеспечения согласованности двигателя, трансмиссии и автотранспортного средства / Трёмбовельский Л.Г. // Вестник машиностроения. – 2009. – №9. – С.20–22.

79. Трёмбовельский, Л.Г. Эффективность автотранспортного средства (АТС) в уравнении движения автомобиля / Л.Г. Трёмбовельский // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2008. – №11. – С. 47–53.

80. Фасхиев, Х.А. Анализ методов оценки качества и конкурентоспособности грузовых автомобилей / Х.А. Фасхиев // Методы менеджмента качества. – 2001. – №4. – С.21–26.

81. Хачатуров, А. А. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А.А. Хачатуров. – М.: Машиностроение, 1976. – 534 с.

82. Чебанюк, А.М. О сопротивлении качению пневмоколес / А.М. Чебанюк // Материалы международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ». – 2010. – С.101-103.

83. Чудаков, Е.А. Избранные труды. Т. 1. Теория автомобиля / Е.А. Чудаков – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 463 с.

84. Ягубов, В.Ф. Принципы построения бортовых информационно-управляющих систем колесных и гусеничных машин // В.Ф. Ягубов, А.Г. Стрелков, А.Н. Шапкин // Материалы международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ». – 2010. – С.525–534.

85. Яковлев, А.И. Конструкция и расчет электромотор-колес / А.И. Яковлев – М.: «Машиностроение», 1970. – 240 с.

86. Яковлев, П.В. Совершенствование параметров и динамических свойств трансмиссий полноприводных автомобилей-тягачей / П.В. Яковлев, Г.Д. Драгунов // Транспорт Урала. – 2011. – №2. – С.101–105.

87. Abrahamsson, H. Robust Torque Control for Automated Gear Shifting in Heavy Duty Vehicles / H. Abrahamsson, P. Carlson. – Linköping: Linköpings universitet, 2008. – 99 p.

88. Absmeier, J.P. Automatic transmission modeling and controller development: a dis. ... of Master of Science in Mechanical Engineering / J.P. Absmeier: Berkeley, 1999. – 56 p.

89. Ahn, KyoungHo. Estimating Vehicle Fuel Consumption and Emissions Based on Instantaneous Speed and Acceleration Levels / K. Ahn, H. Rakha, A. Trani // Journal of Transportation Engineering. – 2002. – Vol. 128(2). – P. 182–190.

90. Bezdek, Roger. Fuel Efficiency and the Economy / R. Bezdek, R. Wendling // American Scientist. – 2005. – Vol. 93. – P. 132–141.

91. Chan, B.J. Development of an off-road capable tire model for vehicle dynamics simulations: a dis. ... of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering / B.J. Chan: Blacksburg, 2008. – 521 p.

92. Crolla, David. Vehicle Powertrain Systems. Integration and Optimization / David Crolla, Behrooz Mashhadi. – New York: John Wiley & Sons. – 2012. – 560 p.

93. Dallmeyer, Jorg. Fuel consumption and emission modeling for urban scenarios / J. Dallmeyer, C. Taubert, A. Lattner, I. Timm // Proceedings 26th European Conference on Modelling and Simulation, Koblenz: Koblenz-Landau University, 2012. – P. 107–114.

94. Dragunov G. Ultimate mode: Novelty and urgency of ultimate mode for high flotation truck type «URAL» / G. Dragunov, M. Grichanyuk // Book of papers of International Congress of Heavy Vehicles, Road Trains and Urban Transport. – Minsk: BNTU, 2010. – P. 217–222.

95. Fritzson, Peter. Introduction to Modeling and Simulation of Technical and Physical Systems with Modelica / P. Fritzson. – New York: John Wiley & Sons, 2011. – 232 p.

96. Haken Karl-Ludwig. Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik / K.-L. Haken. – Berlin: Hanser Fachbuchverlag, 2008. – 320 p.

97. Guzzella, Lino. Vehicle Propulsion Systems. Introduction to Modeling and Optimization / L. Guzzella, A. Sciarretta. – Berlin: Springer, 2013. – 428 p.

98. Guzzella, Lino. Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems / L. Guzzella, C. Onder. – Berlin: Springer, 2009. – 232 p.

99. Halfmann, Christoph. Adaptive Modelle für die Kraftfahrzeugdynamik / C. Halfmann, H. Holzmann. – Berlin: Springer, 2003. – 272 p.

100. Werner Klement. Fahrzeuggetriebe / W. Klement. – Berlin: Hanser Fachbuchverlag, 2011. – 231 p.

101. Huai, Tao. Vehicle Specific Power Approach to Estimating On-Road NH₃ Emissions from Light-Duty Vehicles / T. Huai, T. Durbin, T. Younglove, G. Scora // Environ. Sci. Technol. – 2005. – Vol. 39. – P. 9595-9600.

102. Jimenez, J. L. Vehicle Specific Power: A Useful Parameter for Remote Sensing and Emission Studies / Jimenez J. L., McLintock P.M., McRae G.J. // Ninth CRC On-Road Vehicle Emissions Workshop. – California, 1999. – 26 p.

103. Kiencke, U. Automotive Control Systems For Engine, Driveline, and Vehicle / U. Kiencke, L. Nielsen. – Berlin: Springer, 2005. – 521 p.

104. Klier, Thomas. New Vehicle Characteristics and the Cost of the Corporate Average Fuel Economy Standard / T. Klier, J. Linn // The RAND Journal of Economics. – 2012– Vol. 43(1). – P. 186–213.

105. Knittel, Christopher. Automobiles on Steroids: Product Attribute Trade-Off and Technological Progress in the Automobile Sector // C. Knittel // American Economic Review. – 2011. – Vol. 101(7). – P. 3368–3399.

106. Küntscher V. Kraftfahrzeugmotoren. Auslegung und Konstruktion / V. Küntscher, W. Hoffmann. – Berlin: Vogel Business Media, 2013. – 1700 p.

107. Lamberson, Daniel. Torque management of gasoline engines a dis. ... of Master of Science in Mechanical Engineering / D. Lamberson: Berkeley, 2003. – 80 p.

108. Lee, Jaehoon. Full Vehicle Dynamic Modeling for Chassis Controls / J. Lee, Jo. Lee, S. Heo // Book of papers FISITA World Automotive Congress. – Beijing. – 2008. – P. 85–91.

109. Lowndes, E.M. Development of an Intermediate DOF Vehicle Dynamics Model for Optimal Design Studies / E.M. Lowndes. – Raleigh, 1998. – 209 p.

110. Milliken B. Race car vehicle dynamics / B. Milliken, D. Milliken. – SAE International, 2003. – 680 p.

111. Mitschke, Manfred. Dynamik der Kraftfahrzeuge / M. Mitschke, H. Wallentowitz. – Berlin: Springer, 2004. – 840 p.

112. Mollenhauer, Klaus. Handbook of Diesel Engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin: Springer, 2010. – 634 p.

113. Pacejka, H.B. Tire and Vehicle Dynamics / H.B. Pacejka. – SAE Press, 2006. – 642 p.

114. Patterson, Murray. What is energy efficiency? : Concepts, indicators and methodological issues // M. Patterson // Energy Policy. – 1996. – Vol. 24(5). P. 377 – 390.

115. Pettersson, Magnus. Driveline Modeling and Principles for Speed Control and Gear-Shift Control / Magnus Pettersson. – Linköping: Linköpings universitet, 1996. – 94 p.

116. Popp, Karl .Ground Vehicle Dynamics. A system dynamics approach // Karl Popp, Werner Schiehlen. – Berlin: Springer, 2010. – 350 p.
117. Rajamani, Rajesh. Vehicle Dynamics and Control / R. Rajamani. – Berlin: Springer, 2006. – 491 p.
118. Rask, Eric. Evaluating Real World Drive Cycles to Support APRF Technology Evaluations / E. Rask, A. Rousseau // Argonne National Laboratory. – 2012. – 17 p.
119. Reimpell, J. The Automotive Chassis / J. Reimpell, H. Stoll, J. Betzler. – Oxford: Butterworth Heinemann, 2001. – 444 p.
120. Rill, George. Vehicle Dynamics / G. Rill. – Berlin: Springer, 2006. – 343 p.
121. Ryu, Jihan. State and parameter estimation for vehicle dynamics control using GPS: a dis. ... of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering / J. Ryu: Stanford, 2004. – 125 p.
122. Schiehlen, W. Dynamical Analysis of Vehicle Systems. Theoretical Foundations and Advanced Applications / W. Schiehlen. –Wien: Springer, 2010.–304 p.
123. Small, Kenneth. Fuel Efficiency and Motor Vehicle Travel: The Declining Rebound Effect / K. Small, K. Van Dender // Working Papers of University of California. – 2006. – 46 p.
124. Sandberg, Tony. Heavy Truck Modeling for Fuel Consumption Simulations and Measurements / T. Sandberg. – Linköping: Linköpings universitet, 2001. – 102 p.