

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование)

13.04.03 «Энергетическое машиностроение»
(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления
(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему Перспективы применения альтернативных топлив в гибридных
силовых установках

Обучающийся

Е. В. Чеснакова

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Научный
руководитель

к.т.н., доцент, Д.А. Павлов

(ученая степень, ученое звание, Инициалы Фамилия)

Тольятти 2023

Оглавление

Введение.....	3
Глава 1 Изучение литературы для выявления перспективы применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках	6
1.1 Основные классификации гибридов	6
1.2 Причины развития гибридных силовых установок транспортных средств	16
1.3 Современные технологии автомобильных гибридных силовых агрегатов.....	18
1.4 Адаптивное управление фазой сгорания на основе модели для многотопливных двигателей с искровым зажиганием.....	23
1.5 Альтернативные виды топлива.....	27
Глава 2 Описание исследуемых моделей двигателя	43
2.1 Описания исследовательской модели дизельного двигателя на альтернативном газодизельном цикле.....	44
2.2 Результаты расчета эффективных параметров работы двигателя.....	45
Глава 3 Обзор результатов моделирования процесса сгорания в двигателе на альтернативном топливе в составе гибридной силовой установке	52
3.1 Виртуальное моделирование двигателя	52
3.2 Эксплуатационные параметры двигателя	54
3.3 Характеристика фазового горения.....	56
3.4 Стабильность горения.....	59
Заключение.....	65
Список используемых источников.....	68

Введение

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

Автомобильная промышленность пережила огромный рост с увеличением мобильности людей. Транспорт рассматривается как основная необходимость и удобство. Однако использование автомобилей на обычном топливе, таком как бензин, оказывает пагубное воздействие на окружающую среду в виде загрязнения воздуха. Кроме того, запасы ископаемого топлива истощаются угрожающими темпами, что, по-видимому, приводит к увеличению стоимости этого топлива. Растущая забота об окружающей среде привели к энергетическим реформам и исследованиям по сокращению использования автомобильного топлива. Новые автомобильные технологии, позволяющие транспортным средствам работать на возобновляемых и альтернативных источниках энергии, рассматриваются, разрабатываются и создаются прототипы. Основное внимание в них уделяется повышению эффективности двигателей, сокращению выбросов и, если возможно, устранению их без ущерба для существующего пробега и комфорта.

Гибридные автомобили, по-видимому, обеспечивают лучшее решение проблемы выбросов и экономии топлива. Гибриды (как их называют) — это те, которые имеют более одного источника энергии. Эти транспортные средства могут использовать альтернативные источники энергии, такие как водород, биотопливо, электричество и т. д.

Поэтому исследование перспектив применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках является актуальной темой магистерской диссертации.

Объект исследования.

Гибридная силовая установка.

Предмет исследования.

Применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках.

Целью работы является изучение перспектив применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках для выявления возможностей повышения эффективности двигателя легкового автомобиля.

Гипотеза исследования состоит в том, что мощность атмосферного ДВС определяется условиями сгорания смеси в цилиндре двигателя.

Достижение поставленной цели обеспечивается решением **следующих задач:**

1. провести обзор проблемных источников и наработать материал для изучения перспектив применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках;
2. выявить возможности повышения эффективности двигателя легкового автомобиля за счет применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках.

Методы исследования.

Метод аналитического исследования, метод моделирования рабочего процесса.

Научная новизна исследования заключается в идее повысить эффективности двигателя легкового автомобиля за счет применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках.

Личное участие автора состоит в том, что автор принимал непосредственное участие в формировании аналитического обзора по направлению исследований, а также в разработке модели для исследования и анализе результатов моделирования данных и полученных на основании их анализа практических рекомендаций и выводов.

Апробация и внедрение результатов работы велись в течении всего исследования. Его результаты докладывались на следующих конференциях и семинарах:

- на семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» в 2021, 2022 и 2023 г.

- международная научно-практическая конференция «Наука, образование, общество», Россия, г. Тамбов, 30 апреля 2022 г.
- опубликована одна научная статья: Смоленский, В.В. Анализ токсичности бензинового двигателя по результатам моделирования двигателя ВАЗ-21129 / Смоленский В.В., Петросян М.Ф., Худобердиев Х.А., Чеснакова Е.В., Гумяров Ш.Р., Нахратова Е.В. // Научный альманах 2021 · N 4-2(90). С.55-59

На защиту выносятся:

1. анализ перспектив применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках;
2. возможности повышения эффективности двигателя легкового автомобиля за счет применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках.

Структура магистерской диссертации.

Диссертация состоит из введения, 3 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 33 рисунка, 1 таблицы, списка использованных источников (86 источник). Основной текст изложен на 75 страницах.

Глава 1 Изучение литературы для выявления перспективы применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках

1.1 Основные классификации гибридов

Полезно различать различные типы гибридных транспортных средств, находящихся в настоящее время на разных стадиях разработки. Исторически эти гибриды относились к одной из трех категорий: (1) последовательные гибриды, (2) параллельные гибриды и (3) гибриды с разделением мощности. ICENV можно разделить на три категории: микро, легкие и полные. На данный момент авторы используют разные критерии классификации для распределения транспортных средств по категориям. «Микрогибрид» — это транспортное средство, в котором одна электрическая машина используется для таких функций, как пуск/стоп с ДВС и рекуперативное торможение, но не используется для создания дополнительного крутящего момента при работающем двигателе, а транспортное средство не приводится в движение электродвижущей силой. самостоятельно [79]. Некоторые авторы далее определяют микрогибриды как HV, которые улучшают экономию топлива на 5-10% по сравнению с обычным транспортным средством с такими же характеристиками кузова и имеют ЭМ мощностью 5 кВт или меньше [58]. По определению, микрогибриды представляют собой параллельные архитектуры, поскольку никакая мощность двигателя не проходит через электрическую машину, что является требованием для двух других типов. «Мягкий гибрид» определяется как транспортное средство с теми же возможностями, что и у микрогибрида, но с дополнительным требованием, чтобы электрическая машина (машины) также могла обеспечивать примерно до 10 процентов максимальной мощности двигателя [79]. или от 7 до 12 кВт [58]. Мягкий гибрид может иметь параллельную архитектуру или архитектуру с разделением мощности, хотя последняя конструкция

встречается редко и требует необычной передачи в трансмиссии. «Полный гибрид» определяется как транспортное средство с теми же возможностями, что и у микрогибрида, но с дополнительным требованием, чтобы электрическая машина (машины) могла обеспечивать крутящий момент до 40% от максимального крутящего момента двигателя [79]. Полный гибрид будет иметь режим полностью электрической движущей силы, также известный как полностью электрический режим (AER), в котором вся механическая мощность на колесах будет исходить от ESS.

Как показывают предыдущие примеры классификации, в отрасли явно отсутствует единообразие и согласие в отношении номенклатуры. С возрождением HV на его ранних стадиях этого и следовало ожидать. По мере того, как технология совершенствуется и становится все более распространенной, неизбежно последует стандартизация отраслевой терминологии. Категории и подтипы гибридных транспортных средств показаны на рисунке 1.

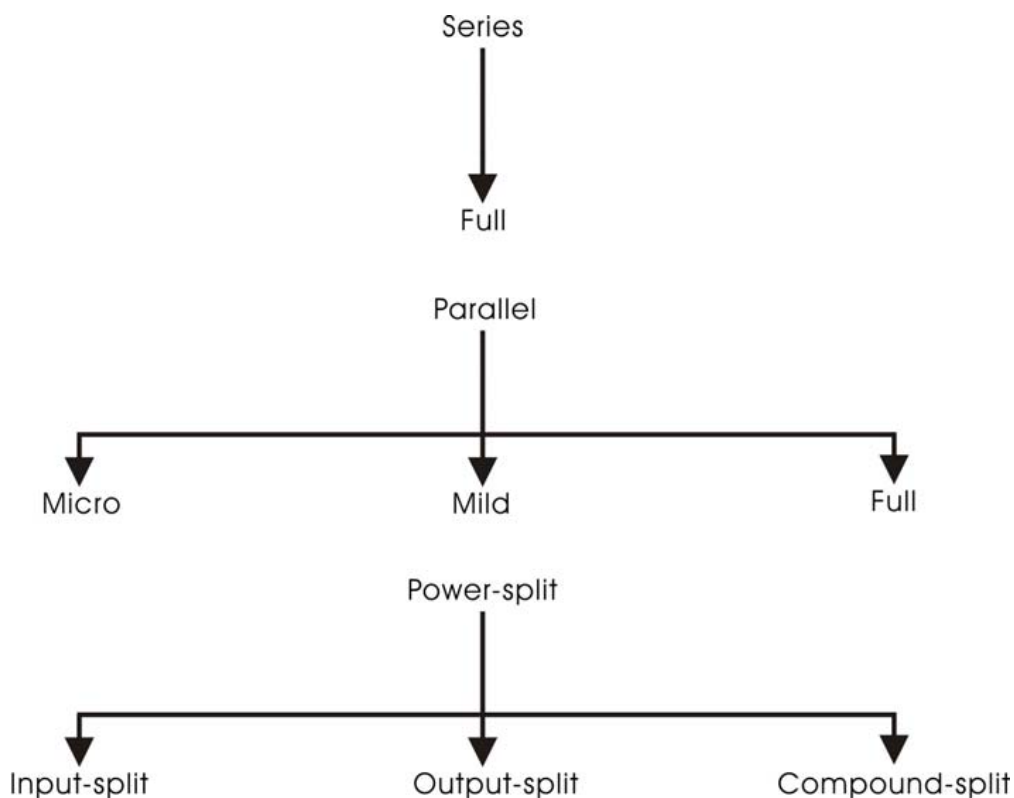


Рисунок 1 – Типы гибридных автомобилей с двигателем внутреннего сгорания

1.1.1 Параллельный гибрид

Параллельные гибриды имеют как электродвигатель, так и ДВС, каждый из которых механически соединен с ведущими колесами автомобиля (рисунок 2). Одним из преимуществ этой установки является то, что в случае отказа одной из систем привода другая система все равно сможет управлять транспортным средством. Они имеют меньшую массу по сравнению с серийными гибридами, а также обеспечивают лучшую экономичность на шоссе и способность преодолевать уклоны. Но они предлагают небольшую гибкость для размещения компонентов и требуют сложной конструкции механической муфты (рисунок 3).

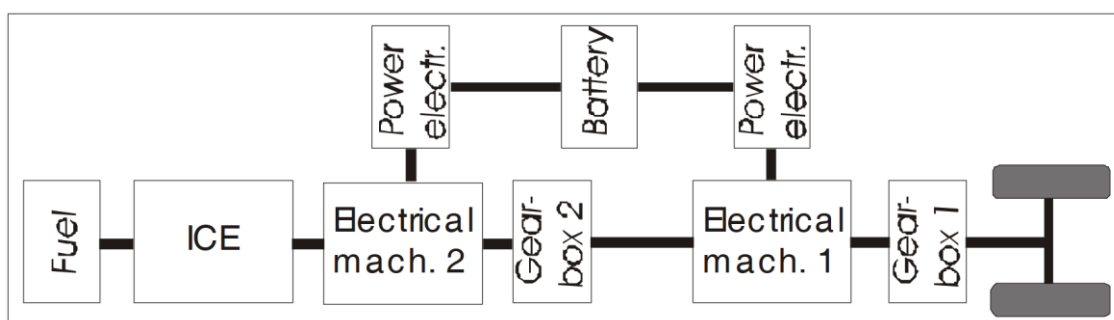


Рисунок 2 – Параллельная гибридная система в виде блок-схемы

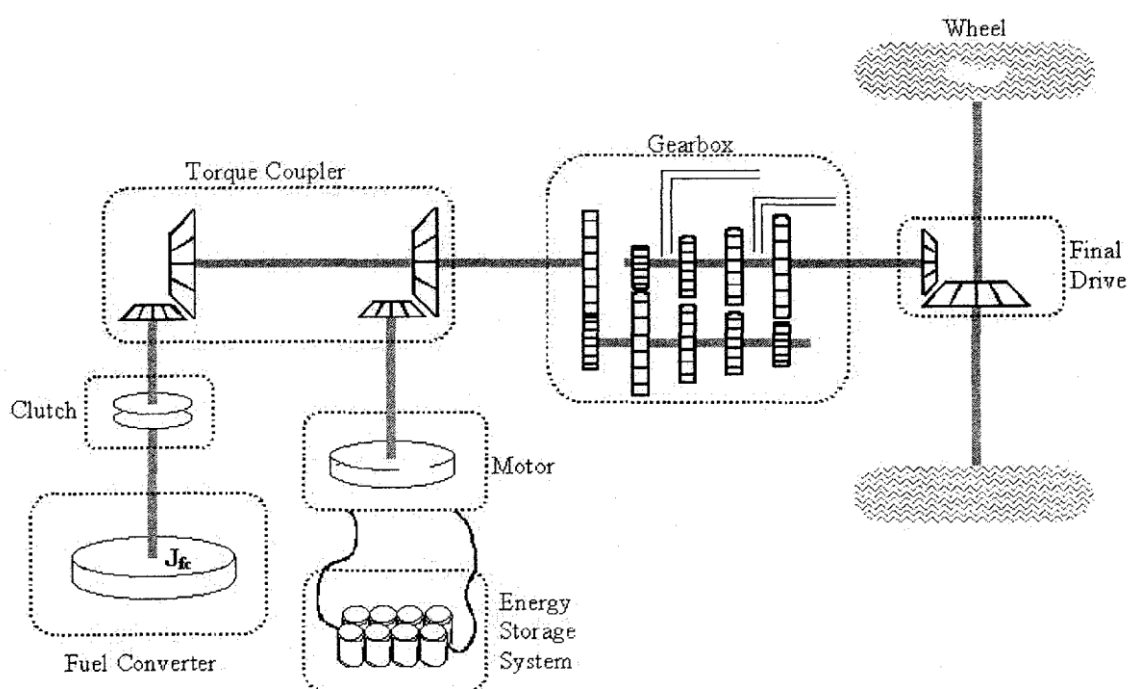


Рисунок 3 – Параллельная гибридная система

Существует прямая механическая связь между ДВС и колесами, что снижает потери привода от первичного двигателя к колесам, следовательно, повышается общий КПД.

Параллельная архитектура является наиболее распространенной конструкцией современных коммерческих гибридных автомобилей. В этой архитектуре и двигатель, и мотор обеспечивают тяговое усилие на колеса. В результате для низкого ДОН двигателя могут быть меньше и, следовательно, дешевле. Это делает параллельную архитектуру более жизнеспособной для производителей оригинального автомобильного оборудования (ОЕМ), обеспокоенных значительным ростом цен на автомобили из-за гибридизации. Некоторые из ранних разработок параллельных гибридных автомобилей включают BMW 518, Citroën Xzara Dyn-active и Saab Dynavolt, Daimler-Chrysler ESX 3, Fiat Multipla, Ford Multipla и P2000 Prodigy [81]. Наиболее известными примерами малотоннажных автомобилей (LDV) являются автомобили из коллекции гибридных автомобилей Honda, такие как Honda Insight (сейчас снят с производства) и Accord Hybrid. Параллельные конструкции также используются в коммерческих гибридных автомобилях таких производителей, как Azure Dynamics и Nissan [84]. Многие производители разрабатывают однорежимные параллельные гибридные силовые агрегаты из-за их относительной простоты и низкой стоимости, а также из-за возможности экономичной модернизации обычных автомобилей параллельной гибридной трансмиссией.

1.1.2 Последовательная гибридная схема

Последовательная гибридная схема имеет только электродвигатель, механически соединенный с ведущими колесами. ДВС подключен последовательно к двигателю через генератор переменного тока, который вырабатывает электрическую энергию для питания электродвигателя (рисунок 4). Это обеспечивает удобное размещение различных компонентов.

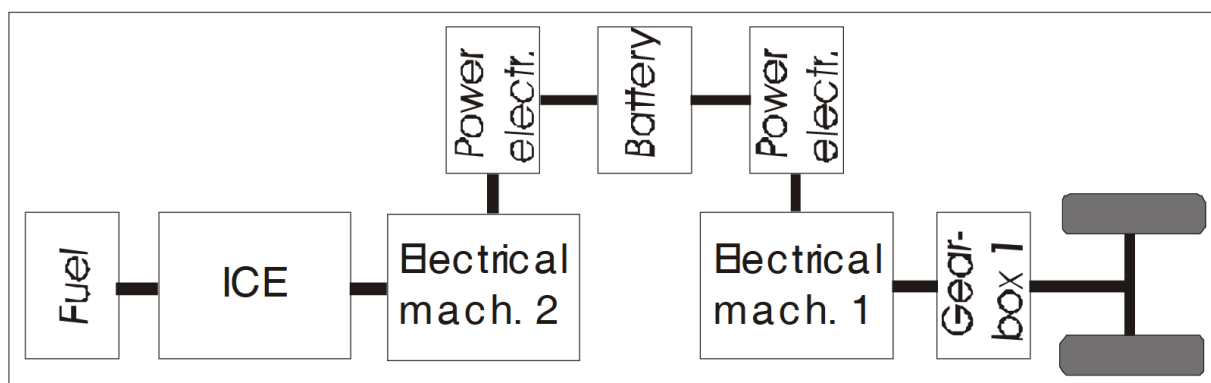


Рисунок 4 – Последовательная гибридная система в виде блок схемы

Механическое соединение с колесами проще, а размер электродвигателя можно легко подобрать таким образом, чтобы требовалась только односкоростная коробка передач. Эти гибриды обеспечивают отличную экономию топлива в городских условиях. Они немного тяжелее по сравнению с параллельными гибридами.

Механической связи между первичным двигателем и колесами нет. Поэтому вся энергия от первичного двигателя к колесам должна быть преобразована в электрическую энергию после того, как она может быть подведена к электродвигателям колес (рисунок 5). Это облегчает отключение ДВС в чувствительных зонах, зонах с нулевым уровнем выбросов. Главный недостаток заключается в том, что электрические приводы и двигатель должны обеспечивать большую мощность, что делает их дорогими. Основное преимущество заключается в том, что двигатель внутреннего сгорания может работать оптимальным образом.

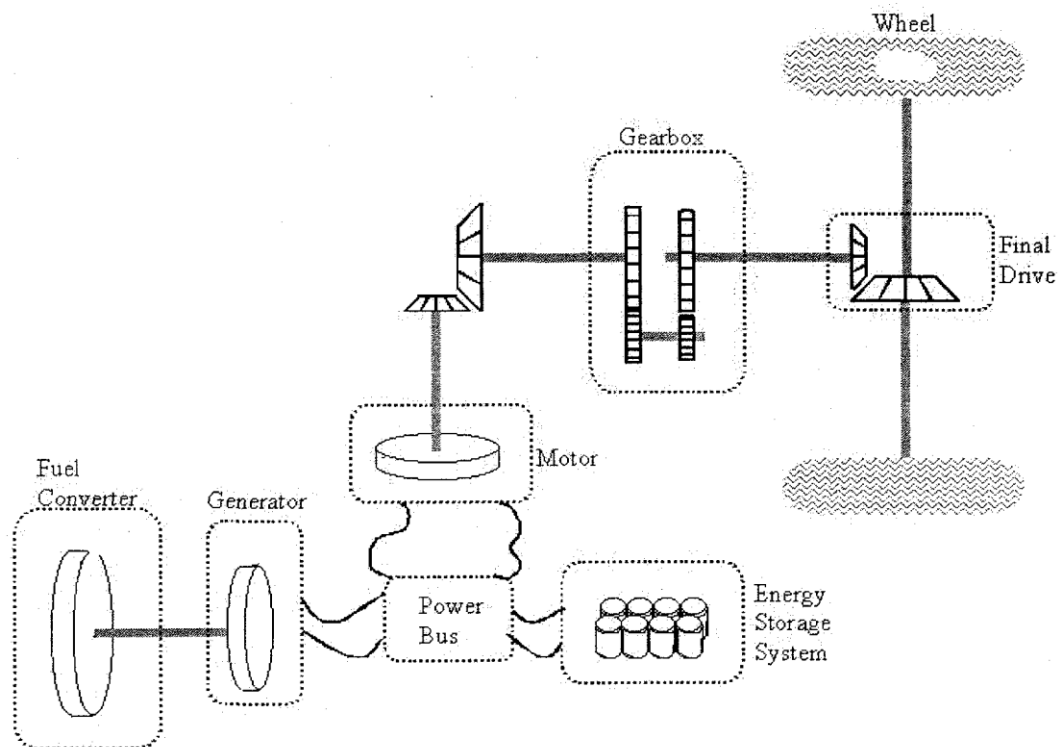


Рисунок 5 – Последовательная гибридная схема

В начале последнего возрождения гибридных автомобилей несколько автомобильных OEM-производителей изучили возможность программ разработки серийных гибридных автомобилей. Некоторыми из наиболее известных однорежимных серийных моделей являются Mitsubishi ESR, Volvo ECC и BMW 3-й серии [81]. Несмотря на ранние исследования и прототипы, вероятность того, что гибриды серии с одним режимом будут широко использоваться в транспортных средствах, невелика. Серийный гибридный дизайн был отнесен в основном к нишевым приложениям, таким как гибридный железнодорожный двигатель с дизельным двигателем, хотя серийные гибридные транзитные автомобили, например, корпорации ISE, продолжают производиться [82]. Конфигурация может быть очень эффективной для определенных условий работы и стиля движения, а работа двигателя на оптимальной скорости в качестве подзарядки аккумуляторов обеспечивает чрезвычайно большой запас хода. Действительно, для приложений с низкой средней мощностью последовательная конфигурация, вероятно, оптимальна [83]. Двигатель никогда не подключается к

механической трансмиссии, поэтому его скорость не зависит от скорости автомобиля, что является желательной характеристикой, обеспечивающей большую гибкость при выборе двигателя. Однако вся механическая тяга создается электромотором (ЭМ), тем самым привязывая производительность автомобиля к размеру ЭМ. Это увеличивает вес транспортного средства, но, что более важно, стоимость, поскольку для достижения целевых показателей производительности требуется большой ЭМ. Кроме того, эффективность последовательной архитектуры для приложений с высокой средней мощностью, например, для частых подъемов или скоростей на шоссе, ниже, чем для других архитектур [83].

На рисунке 4 и 5 видно, что последовательный гибрид всегда «полный»; это потому, что ЭМ обеспечивает всю прямую механическую мощность на колеса. Параллельные гибриды могут быть микро, мягкими или полными. Гибриды с разделением мощности всегда будут полными. Используя концепцию ДОН уравнения (1.1), становится очевидным, что ДОН параллельных гибридов всегда будет меньше, чем ДОН последовательных гибридов, именно потому, что ЭМ в последних должен быть достаточно большим, чтобы справиться с мощностью ДВС и ЕСС. Классификации, приведенные на рисунке 1, полезны, но некоторые современные конструкции не могут быть легко классифицированы с использованием этих категорий. Поэтому здесь необходимо ввести понятие «мультирежимной» архитектуры. Многорежимные конструкции могут иметь любую комбинацию последовательных, параллельных конфигураций и конфигураций с разделением мощности. Некоторые гибридные автомобили имеют АЕР; однако этот режим можно рассматривать как последовательный режим при выключенном двигателе, и поэтому он не будет рассматриваться как отдельный последовательный режим. Многочисленные конфигурации многорежимных конструкций позволяют электронному блоку управления (ECU) выбирать конфигурации трансмиссии с широким диапазоном характеристик и преимуществ в зависимости от нагрузки автомобиля и

компонентов трансмиссии. В зависимости от целей проектирования это означает, что стратегия управления мощностью может гарантировать, что автомобиль достигнет оптимальных характеристик по таким показателям, как ускорение, тяговое усилие или расход топлива. Именно эта гибкость является причиной более сложной стратегии управления питанием и дополнительных компонентов. Кроме того, многорежимная архитектура, включающая несколько категорий, лучше адаптируется к широкому спектру типов транспортных средств и приложений.

В некоторых источниках, например [80], конструкции упоминаются как «многорежимные». В литературе возникает некоторая путаница, поскольку патенты и научные статьи GM иногда называют режим работы, такой как серия, режимом, а иногда термин «режим» резервируется исключительно для конфигураций с разделением мощности. Во избежание дублирования определений конструкции, допускающие одиночный и многорежимный режимы работы, ранее назывались «однорежимными» и «многорежимными» соответственно, а термин «режим» должен быть зарезервирован только для конструкций с разделением мощности. Если не указано многорежимное, предполагается однорежимная архитектура. Многорежимная архитектура находится в центре внимания первого компонента диссертации, поэтому для обеспечения контекста ее разработки представлен обзор различных режимов работы, из которых состоит многорежимная конструкция.

1.1.3 Последовательно-параллельный гибрид

Последовательно-параллельный гибрид (Strigear) на самом деле представляет собой комбинацию параллельного и последовательного гибридного автомобиля (рисунок 6). Заменяв одну электрическую машину в параллельном гибриде двумя, с муфтой между ними, можно переключаться между двумя режимами. Бортовым компьютерам дается задача сравнить прогнозируемые общие потери от двух гибридных концепций. Выбирается наилучшее решение, т.е. сцепление включено или выключено. Название

Strigear – это краткая форма гибридного двигателя с последовательно работающим двигателем с тройной коробкой передач.

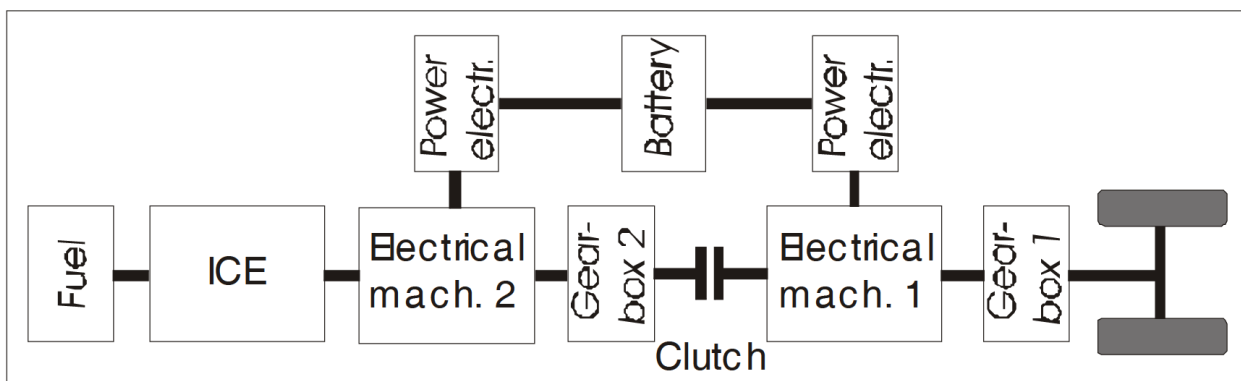


Рисунок 6 – Последовательная гибридная система в виде блок схемы

1.1.4 Сложный гибрид

Сложный гибрид (Power Split Hybrid DPSHE), также называемый сложным, комбинированным или двойным гибридным транспортным средством, имеет размытое преобразование между последовательным и параллельным гибридным состоянием. Планетарный редуктор используется с электрическими машинами (одна на кольцевом колесе, одна на солнечном колесе и ДВС, соединенный с водилом планетарной передачи). В большинстве рабочих моментов часть первичной энергии поступает от ДВС непосредственно к колесам, как в параллельном гибриде, а часть проходит через электрические машины, как в последовательном гибриде (рисунок 7). Соотношение между этими двумя потоками энергии зависит от скорости и при определенной скорости работает как чистый параллельный гибрид. В большинстве других рабочих точек это частично последовательный гибрид, что означает несколько преобразований энергии, которая проходит последовательный путь от основного источника энергии к колесам.

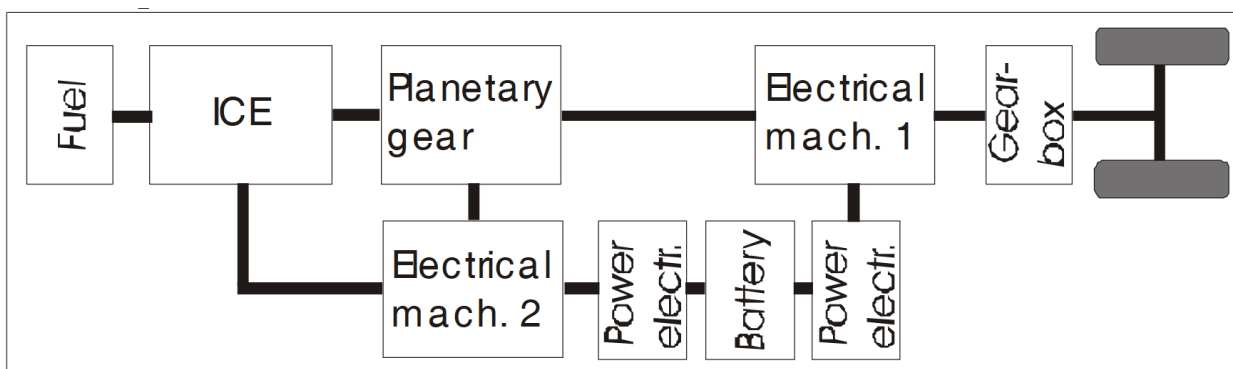


Рисунок 7 – Сложный гибрид, имеет размытое преобразование между последовательным и параллельным гибридным состоянием

Следует отметить, что двигатель/генератор может быть перед трансмиссией (где он может использоваться в качестве стартера-генератора), после трансмиссии или между дифференциалом и колесами в технологии ступичных двигателей. Если выбрана конфигурация перед трансмиссией, крутящий момент двигателя суммируется с крутящим моментом двигателя на входном валу трансмиссии; современные параллельные гибридные автомобили используют эту стратегию почти исключительно. Когда конфигурация является посттрансмиссионной, электрический крутящий момент суммируется с крутящим моментом двигателя на выходном валу трансмиссии. Таким образом, двигатель/генератор имеет фиксированное передаточное число по отношению к колесам, и требуется отключающее устройство, такое как муфта, чтобы избежать ситуаций, в которых двигатель/генератор либо увеличивает обороты, либо испытывает потери при вращении, когда не используется [40]. Электрические гибриды после трансмиссии встречаются редко; однако гибриды с посттрансмиссией, использующие гидравлическую технологию, в основном использовались в качестве устройств помощи при запуске в тяжелых грузовиках и коммерческих автомобилях. Существует множество способов разработки параллельного гибрида, а также множество стратегий повышения производительности. Например, транспортное средство может работать исключительно на электроэнергии в городе и на мощности двигателя на

шоссе. Большинство современных параллельных транспортных средств используют комбинацию ЭМ и ICE, используя сложные системы управления и алгоритмы для оптимизации как производительности, так и запаса хода. ESS часто используется в качестве технологии выравнивания нагрузки, которая позволяет ICE работать в диапазоне высокой эффективности; двигатель можно отключить на холостом ходу, чтобы уменьшить выбросы и повысить экономию топлива. Эта гибкость конструкции, в дополнение к устранению необходимости в большом двигателе, вызвала гораздо больший интерес к параллельным гибридам, чем к разработке серийных гибридов. Следует отметить, что ЭБУ должен следить за тем, чтобы передние и задние колеса вращались с одинаковой скоростью.

Конструкция наиболее выгодна, если ДВС приводит в движение задние колеса, а двигатель - передние колеса. Причина в том, что во время торможения больший вес приходится на передние колеса, в результате чего захватывается больше рекуперативной мощности. Конструкция очень эффективна на скользких поверхностях и обеспечивает контроль продольной устойчивости автомобиля, что невозможно с другими типами гибридных конструкций. Мощность каждой оси управляется одним контроллером, хотя для этого требуется быстрая коммуникационная шина. Неясно, серьезно ли какой-либо автомобильный OEM-производитель в настоящее время рассматривает этот тип конструкции.

1.2 Причины развития гибридных силовых установок транспортных средств

Значительное внимание общественности и средств массовой информации в последнее время было уделено проблеме двигателей ICEV, работающих на ископаемом топливе, и проблемам, присущим их дальнейшему использованию. Примеры некоторых ключевых противоречий,

связанных с продолжающимся использованием нефти для транспортных средств, включают [3]:

- текущие высокие (и растущие) цены на бензин, нефть и природный газ
- нехватка мощностей по переработке нефти
- сокращение поставок традиционной нефти
- геополитические опасения по поводу значительного количества оставшихся нефтяных ресурсов местоположения
- экологические катастрофы, возникающие в результате разливов нефтяных танкеров и добычи нефти
- нарушение прав землевладельцев на прокладку трубопровода
- последствия как загрязнения воздуха по критериям смога (САС), так и
- потенциально катастрофические антропогенные глобальные изменения климата (АГСС)

Каждый из перечисленных пунктов, возможно, сам по себе является достаточным стимулом для открытия эры автомобилей, работающих на неископаемом топливе. В то время как значительная часть загрязнения САС исходит от промышленных и энергетических объектов, 16% летучих органических соединений, 32% оксидов азота (NOx) и 32% монооксида углерода (СО) выбрасываются при работе двигателей внутреннего сгорания [6]. Быстрая урбанизация стран по всему миру, несомненно, приведет к дальнейшему серьезному ухудшению качества воздуха и резкому увеличению числа смертельных случаев.

В то же время связь между парниковыми газами (ПГ) и глобальным изменением климата постоянно укрепляется благодаря растущему объему данных и поддержке подавляющего большинства ученых в самых разных областях. Большинство экспертов по климату считают, что существует высокая вероятность того, что увеличение выбросов парниковых газов в атмосфере в значительной степени является причиной повышения средней

глобальной температуры на 0,74 °С с 1906 по 2005 год [10]. Прогнозируемый диапазон температур увеличится к 2100 году в результате «обычного» использования ископаемого топлива, предсказанного моделями глобальной циркуляции (GCM) составляет от 1,9 °С до невероятных 11,2 °С к 2100 г. [12].

С уменьшением сельскохозяйственного производства, острой нехваткой воды и более частыми и более разрушительными экстремальными погодными явлениями (вероятно, побочными продуктами более теплой планеты) нет никаких сомнений в том, что цена человеческих жизней может быть огромной. Еще более сложным является количественная оценка потери видов флоры и фауны, которые не могут адаптироваться к быстрому повышению температуры и изменениям экосистемы. В то время как интенсивность выбросов ПГ на одно транспортное средство медленно снижается из-за повышения эффективности использования топлива, возможно, что общий объем производства увеличится из-за увеличения количества транспортных средств и увеличения их использования.

1.3 Современные технологии автомобильных гибридных силовых агрегатов

Существует три основных категории технологий трансмиссии: (1) ICEV, (2) электромобили (EV) и (3) гибридные автомобили (HV). Транспортные средства этих категорий (с соответствующими названиями и аббревиатурами) представлены на рисунке 8 ниже. Следует отметить, что экспериментальные технологии, такие как двигательные установки на сжатом воздухе, которые спорадически используются в исследованиях и разработках, не были включены в этот обзор.

Некоторые записи на рисунке 8 часто содержат термин «ESS». ESS относится к системе накопления энергии, которая может быть батареей, ультраконденсатором, маховиком или их комбинацией. Технология маховика редко используется в транспортных средствах из-за опасности, связанной с

большой, тяжелой массой, вращающейся со значительным угловым моментом, которая высвобождается в случае аварии.

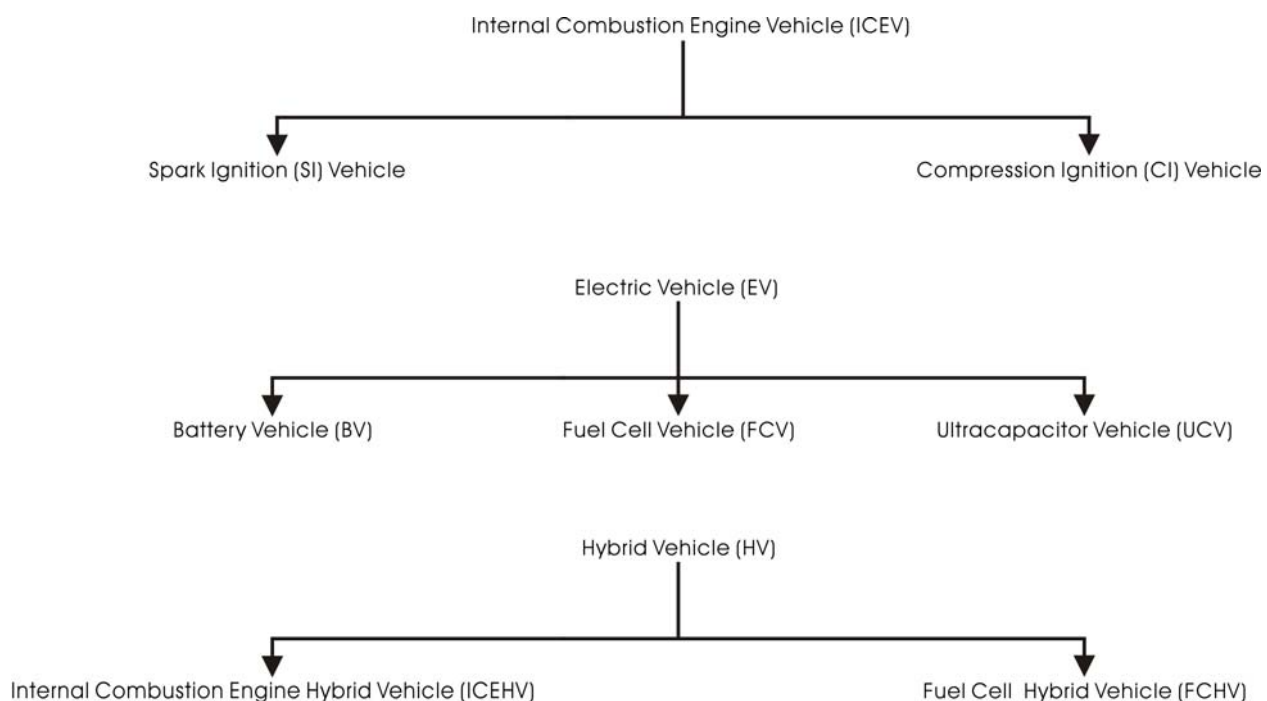


Рисунок 8 – Текущие категории технологий трансмиссии транспортных средств

Из-за растущих проблем, связанных с продолжающимся беспрепятственным использованием ископаемого топлива в транспортных средствах, возник интерес к разработке транспортных средств с частичным и нулевым уровнем выбросов, известных как PZEV и ZEV соответственно. PZEV определяется как транспортное средство, которое на 90% «чище», чем средний автомобиль нового модельного года, в то время как ZEV на 98% чище, чем средний автомобиль нового модельного года [23]. Однако в номенклатуре литературы по классификации типов технологий трансмиссии PZEV и ZEV существует значительная путаница.

1.3.1 Гибридные автомобили

Международная электротехническая комиссия (МЭК) предложила следующее определение для HV [52]: «Гибридное дорожное транспортное средство — это транспортное средство, в котором тяговая энергия во время

определенных эксплуатационных задач доступна от двух или более видов или типов накопителей энергии, источников или преобразователи. На борту должен быть хотя бы один накопитель или конвертер». В частности, подкатегория гибридного электромобиля (HEV) была определена следующим образом: «Гибридный электромобиль — это гибридное транспортное средство, в котором по крайней мере один из накопителей, источников или преобразователей энергии может производить электроэнергию».

Последний термин HEV обычно используется для описания любого гибридного транспортного средства. Следует отметить, что первое определение HV может использоваться вместо общепринятого в настоящее время прозвища HEV, поскольку термин «электрический» в значительной степени избыточен. Если не используется маховик (в этом исследовании игнорируется по причинам, изложенным ранее) или гибрид состоит из двух видов топлива, сжигаемых отдельно в одном и том же автомобиле (крайне маловероятный сценарий), в трансмиссии неизбежно будет один или несколько EMs. Спекулятивные технологии, такие как гидроаккумуляторы в качестве технологии ESS, остаются недоказанными в коммерческом масштабе и вряд ли когда-либо получат значительную долю рынка HV. В обозримом будущем предпочтительным ESS будет какое-то электрохимическое запоминающее устройство, либо аккумуляторная, либо ультраконденсаторная технология (или и то, и другое). В свете этих реалий в трансмиссии всегда будет электрический компонент; таким образом, нет необходимости явно упоминать это электричество в названии.

1.3.2 Архитектура с разделением мощности

Последняя категория на рис. 2-1 — это схемы с разделением мощности. Ранние версии конструкции с разделением мощности можно найти в некоторых газонных тракторах [85]. Производители добились значительного прогресса в разработке конструкции с разделением мощности, и, следовательно, она стала доминировать на рынке LDV. «Разделенная» номенклатура относится к тому факту, что в конструкции используется

устройство разделения мощности (PSD), обычно планетарная передача, позволяющее разделить входную мощность двигателя между механическим и электрическим путями (также известный как электрический вариатор, где электроэнергия передается между ЭМ и СЭ). Одним из преимуществ конструкции с разделением мощности является то, что переход от прямого к обратному движению автомобиля может происходить без включения сцепления [85]. Архитектуру с разделением мощности можно считать компромиссом между преимуществами последовательной и параллельной архитектур, а также она обеспечивает гениально разработанную бесступенчатую трансмиссию (CVT).

Фактически, архитектуры с разделением мощности можно считать частным случаем вариаторов: бесступенчатая трансмиссия (IVT) (также известная как электронный вариатор или e-CVT). Обычные бесступенчатые трансмиссии могут обеспечивать бесступенчатое изменение передаточного числа во всем диапазоне скоростей транспортного средства, но для запуска транспортного средства требуются пусковые муфты или устройства отключения двигателя, поскольку отношение входной скорости к выходной должно быть конечным (т. е. выходное значение не может быть равно нулю для ненулевой вход). Кроме того, большинство конструкций CVT представляют собой фрикционные ремни и тяговые типы, которые не подходят для приложений с высоким крутящим моментом и большой мощностью [86]. И наоборот, бесступенчатая трансмиссия может обеспечивать бесконечное количество соотношений выходной скорости к входной, включая редукторную нейтраль. Это позволяет выходной скорости транспортного средства изменяться от задней до нулевой (стационарной) и прямой. Нет необходимости в пусковом устройстве, таком как преобразователь крутящего момента в автоматической коробке передач или сцепление в механической коробке передач, и двигатель может оставаться напрямую связанным с коробкой передач для всех скоростей [86]. Одной из важных характеристик архитектур с разделением мощности является то, что

в определенных рабочих точках мощность через электрический вариатор равна нулю; в этих точках система проходит через так называемую узловую точку. Механический путь более эффективен, чем электрический, и данная конфигурация может иметь несколько узловых точек. Следовательно, общая эффективность передачи может быть увеличена за счет добавления большего количества узловых точек. Однако это повысит стоимость и сложность системы, поскольку дополнительные узлы обычно получают путем введения дополнительных PSD и/или дополнительных муфт. PSD являются относительно большими, тяжелыми и дорогими компонентами, а муфты подвержены поломкам. Кроме того, муфты являются источником потери мощности и, возможно, вибрации трансмиссии, а также колебаний трансмиссии, если переключения не выполняются синхронно [40].

При нормальной работе с прямой связью мощность как через электрический вариатор, так и через механический тракт передается от входа к выходу трансмиссии; входом в трансмиссию является двигатель, а выходом - дифференциал. Однако бывают ситуации, когда конструкция с разделением мощности имеет неотъемлемую неэффективность, известную как работа с контуром мощности, которая бывает двух типов: отрицательная рециркуляция и положительная рециркуляция. Когда возникает отрицательная рециркуляция, мощность в электрическом вариаторе течет от выхода к входу, в результате чего мощность на механическом пути становится больше, чем мощность на входе. Когда происходит положительная рециркуляция, мощность в механическом тракте течет от выхода к входу, в результате чего мощность в электрическом вариаторе превышает входную мощность. Обе операции снижают эффективность передачи и, как следствие, выходную мощность. Таким образом, эта ситуация обычно нежелательна, но в некоторых случаях эта ситуация может быть вызвана намеренно, чтобы замедлить работу двигателя и повысить экономию топлива, явление, известное как запаздывание двигателя или отрицательное разделение. В некоторых конструкциях с разделением

мощности также могут возникать петли механической мощности, которые снижают эффективность трансмиссии, поскольку момент инерции (МОИ) дополнительных вращающихся элементов будет потреблять входную мощность. По этой причине ЭБУ должен быть запрограммирован таким образом, чтобы избежать циклов питания, если только не требуется отставание двигателя.

1.4 Адаптивное управление фазой сгорания на основе модели для многотопливных двигателей с искровым зажиганием

Процесс сгорания обычно описывается процентной долей сгоревшей массы в зависимости от угла поворота коленчатого вала, как показано на рисунке 9. Есть несколько критических положений фаз сгорания, которые представляют интерес, но CA50 (место сгорания 50% массы в углах поворота коленчатого вала) представляет основной интерес для анализа и контроля фазирования сгорания. CA50 можно понимать как «центральную линию» процесса сгорания. Управляя моментом зажигания, процесс сгорания можно синхронизировать с заданной целью.

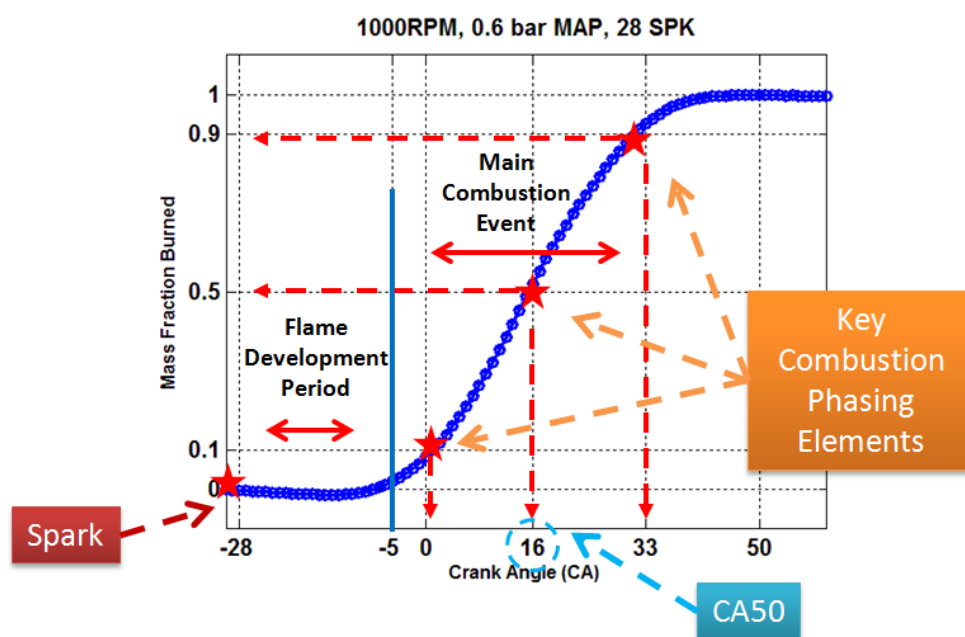


Рисунок 9 – Описание управления фазой горения

Фазирование сгорания напрямую влияет на КПД двигателя, как показано на рисунке 10, который представляет собой график зависимости IMEP от CA50 для искрового разряда в установившихся условиях работы. Существует одно оптимальное место для CA50, которое может обеспечить максимальную эффективность, называемое синхронизацией максимального тормозного момента (MBT). Также можно заметить, что потеря эффективности при времени MBT меньше, чем при фазировании сгорания дальше от MBT. Это можно использовать в качестве функции стоимости или требования к производительности для управления опережением зажигания. На рисунке 10 также показано изменение естественного горения. Каждое облако точек данных одного цвета представляет собой CA50 из 500 последовательных циклов при одном искровом разряде. Могут наблюдаться большие отклонения, и это может ограничивать работу систем управления моментом зажигания.

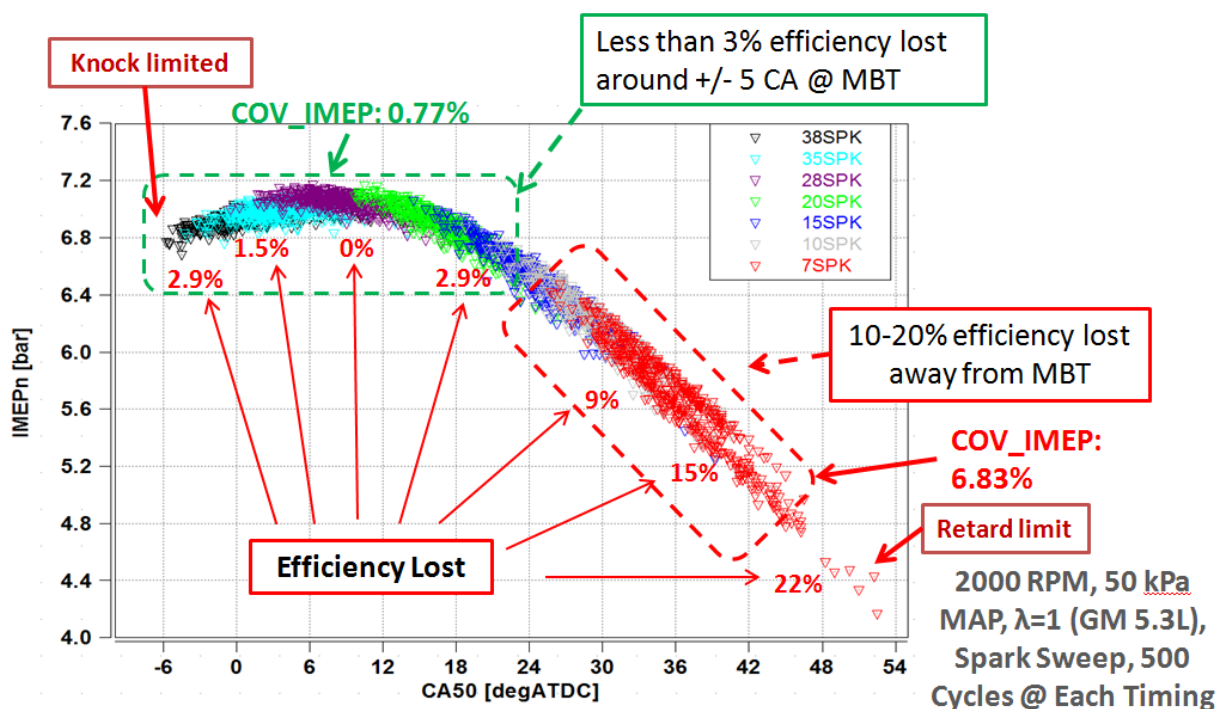


Рисунок 10 – Задача управления фазами горения

На рисунке 11 показано, как различные источники топлива могут влиять на процесс сгорания. Рисунок 11 (а) показывает, что скорость горения

бензина и E85 различна при одинаковых условиях эксплуатации. Рисунок 11 (b) иллюстрирует интенсивность детонации бензина и E85 во время искрового разряда для аналогичных условий эксплуатации. Из графика видно, что эти дизельные топлива имеют совершенно разные характеристики детонации при определенных условиях, и наилучший достижимый CA50 будет ограничен источником топлива. Целевой алгоритм адаптивного фазирования сгорания должен адаптироваться к обоим этим отличительным аспектам поведения топлива.

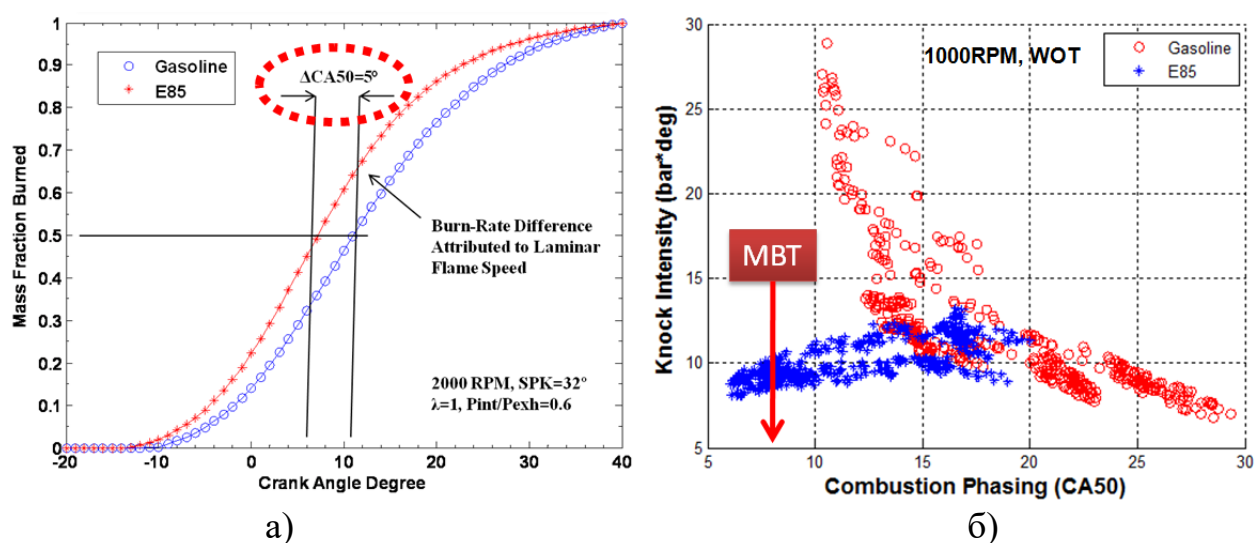


Рисунок 11 – Поведение топлива отличается для: (а) бензина и (б) E85

Момент зажигания является последней настройкой управляющего исполнительного механизма, выбранной в данной рабочей точке, поскольку она сильно зависит от всех других положений исполнительного механизма. Правильное время зажигания чрезвычайно важно для экономии топлива и выбросов. Важно разработать модели быстрого прогнозирования, которые можно использовать в сочетании с алгоритмами, разработанными для остальных исполнительных механизмов. На рисунке 12 показан относительный КПД, определенный как нормализованное значение среднего эффективного давления (IMEP) по сравнению с лучшим доступным IMEP при минимальном опережении зажигания для оптимального крутящего момента (МВТ) для одной скорости вращения двигателя и нагрузки (2250

об/мин и 0,5 бар MAP). Момент зажигания для достижения наилучшей эффективности двигателя на бензине и E85 (смесь 85% этанола с 15% бензина) требует разницы угла поворота коленчатого вала (CA) в 9 градусов. Если бы время зажигания оставалось неизменным для этих двух видов топлива, потеря КПД двигателя в этих условиях эксплуатации составила бы 2%. Кроме того, этот запас эффективности увеличится до 15% в некоторых режимах работы с ограничением детонации, поскольку октановое число двух видов топлива значительно различается. Наличие возможности определять различные свойства топлива и оптимизировать алгоритм управления для поддержания максимальной эффективности двигателя является необходимостью.

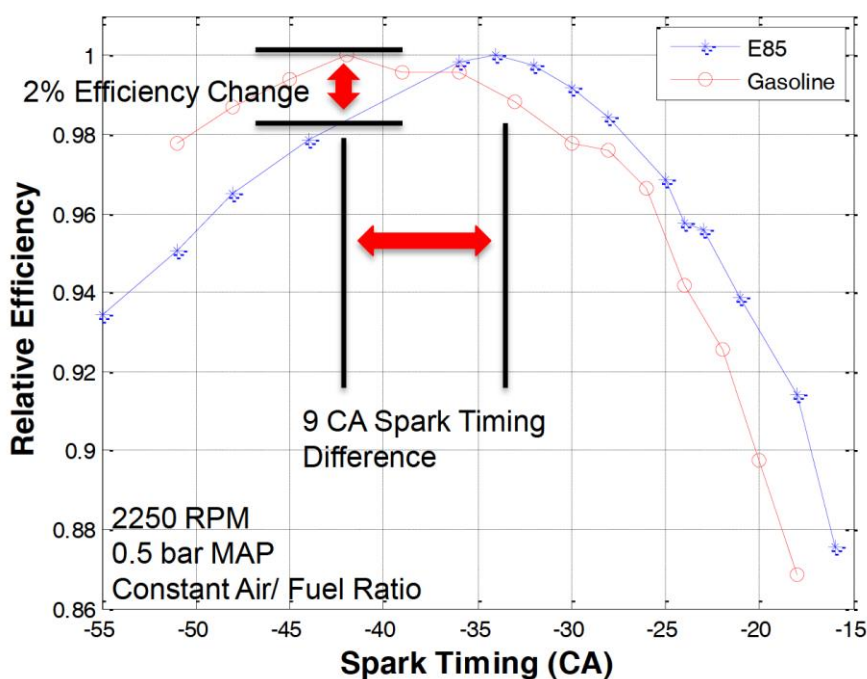


Рисунок 12 – Снижение КПД двигателя при неизменном моменте зажигания при использовании другого типа топлива.

1.5 Альтернативные виды топлива

Альтернативные виды топлива могут внести значительный вклад в сокращение выбросов парниковых газов и потребления ископаемого

углеводородного топлива [1,2] и обеспечить соблюдение новых правил вплоть до нулевых выбросов токсичных компонентов для двигателей в составе гибридных установок. В таблице 1 выделены некоторые важные моменты, касающиеся альтернативных видов топлива.

Для внедрения новых видов топлива доступны два типа двигателей: Дизельные двигатели – воздух сжимается настолько, что нагревается и воспламеняет топливо. Разные виды топлива с разной температурой самовоспламенения требуют разных типов двигателей. В дизельных двигателях работают следующие виды топлива [3,4,5,6]:

- Дизель
- Биодизель (МЭЖК),
- растительное масло, ДМЭ (диметиловый эфир),
- GTL (газ-жидкость),
- BTL (биомасса-жидкость),
- HVO (гидроочищенное растительное масло).

Двигатель Отто – топливно-воздушная смесь не воспламенится, пока не появится искра. Степень сжатия намного ниже (обычно 1:11) по сравнению с 1:20 для воспламенения от сжатия (дизель). В двигателях Отто работают следующие виды топлива [3,4,5,6]:

- Бензин, этанол, метанол, природный газ;
- Биометан (как в сжатом (КПГ), так и в жидком виде (СПГ))
- Водород

Различные виды топлива в одном и том же типе двигателя требуют лишь относительно небольших регулировок топливопроводов, фильтров и форсунок. Однако преобразование дизельного двигателя в двигатель Otto требует серьезной настройки и ремонта больших частей двигателя. Следовательно, производители двигателей играют важную роль во внедрении альтернативных видов топлива, поскольку они гарантируют работу двигателей на топливе с особыми свойствами [8,9,10].

Таблица 1 – Обзор топлив

Топливо	Плюсы	Минусы
Топливо с низким содержанием серы	Соответствовать действующим правилам; доступность в настоящее время	Все еще ископаемое топливо; доступность; соответствие после 2026 года под вопросом
Метанол/биометанол	Топливо, рекомендованное CEESA; двухтопливная концепция	Низкая температура вспышки; токсичен при попадании на кожу; пар плотнее воздуха
Диметиловый эфир	Нетоксичный; быстро разлагается в атмосфере; случайные разливы не могут отравить окружающую среду	Уровень технологической готовности 5;
Биодизель	Преобладающее биотопливо; может увеличить температуру воспламенения других видов топлива при смешивании, повышая безопасность	Деградирует со временем; в настоящее время в значительной степени зависит от пальмового масла
Возобновляемое дизельное топливо, полученное гидрогенизацией (HDRD)	Юридически разрешено использовать в существующей дизельной инфраструктуре и транспортных средствах; хорошие характеристики при низких температурах	Ограниченная доступность;
Биотопливо из водорослей	Возможность производства в больших масштабах; безопасный как дизель; заправочное топливо	Текущая стоимость непомерно высока для общего использования; доступность ограничена; низкая теплотворная способность
Сжиженный нефтяной газ (LPG)	Доступно на рынке; хорошая инфраструктура снабжения	Тяжелее воздуха; опасность взрыва; премиальный продукт;
Сжиженный природный газ (СПГ)	Доступность на рынке; государственная поддержка	Стоимость дооснащения; объем хранения топлива; плотность энергии 60% дизельного топлива;
Биометан	Химически идентичен СПГ; топливо, наиболее безопасное для выбросов CO ₂ ; лучшее качество, чем ископаемый СПГ	Рассеянная доступность; дороже, чем СПГ
Электричество	Более эффективен, чем дизельные двигатели в преобразовании энергии;	Низкая плотность энергии; высокие капитальные затраты
ФТ дизель	Нетоксичное топливо (ЕРА)	Ограниченная доступность; коммерчески невыгодно
Пиролизное масло	Коммерчески жизнеспособная технология; потенциальный заменитель остаточного масла	Еще не сертифицирован для использования в дизельных двигателях; энергоемкость вдвое меньше, чем у дизеля; потенциально нестабильный; ограниченная возможность смешивания с дизельным топливом
Водород и топливный элемент	Наилучшее соотношение энергии к весу среди всех видов топлива	Коммерческие двигатели недоступны; сложно и дорого производить, транспортировать и хранить

Альтернативные виды топлива могут быть реализованы в двух основных видах использования: монотопливном и двухтопливном. Каждый тип имеет преимущества и недостатки, которые описаны ниже [11,12].

- **Монотопливо:** когда необходимо изменить тип двигателя с дизельного на полуавтоматический (требуется серьезная регулировка, требуется ремонт частей двигателя), например, при переходе с дизельного топлива на СПГ, СПГ, этанол или водород; экономия CO_2 ниже, чем можно было бы ожидать, исходя из энергоемкости. Дизельные двигатели примерно на 30% эффективнее двигателей Отто из-за более высокой степени сжатия. При переходе с дизельного топлива на СПГ (Отто) это приводит к общему сокращению выбросов CO_2 на 10–15 %.
- **Двойное топливо:** при одновременном сжигании газа и дизельного топлива в дизельном двигателе экономия CO_2 настолько высока, насколько можно ожидать, исходя из энергоемкости. Эта технология включает в себя две топливные системы на автомобиле. Как правило, небольшое количество дизельного топлива используется в качестве запального топлива для запуска процесса воспламенения с последующим сжиганием выбранного альтернативного топлива. Двигатель может работать на различной комбинации доступных видов топлива. Например, возможна вариация от 100 % дизельного топлива до 97 % СПГ и 3 % дизельного топлива, что приводит к значительной экономии CO_2 и значительному снижению затрат на стоимость топлива.

Альтернативные виды топлива. Топливо, которое может снизить выбросы ниже требуемого уровня, может сыграть важную роль в будущем в качестве заменителей дизельного топлива. Спрос на топливо с низким содержанием серы, а также потребность в сокращении выбросов парниковых газов (ПГ) можно удовлетворить путем внедрения альтернативных видов топлива с низким содержанием углерода при условии, что эти виды топлива и необходимые технологии предлагаются по конкурентоспособным ценам. Наиболее часто рассматриваемыми сегодня альтернативными видами топлива являются сжиженный природный газ (СПГ), электричество,

биодизель и метанол. Другими видами топлива, которые могут сыграть роль в будущем, являются сжиженный нефтяной газ (СНГ), диметиловый эфир (ДМЭ), биометан, синтетическое топливо, водород (особенно для использования в топливных элементах), возобновляемое дизельное топливо, полученное путем гидрогенизации (HDRD) и пиролизное масло. Кроме того, такие виды топлива, как дизельное топливо со сверхнизким содержанием серы (ULSD), могут использоваться для соблюдения правил и поддержки перехода на альтернативные виды топлива.

1.5.1 Дизельное топливо со сверхнизким содержанием серы (ULSD)

ULSD — это дизельное топливо с очень низким содержанием серы (15 частей на миллион по массе), а остаточное топливо с низким содержанием серы (LSRF) — это дизельное топливо, содержащее максимум 500 частей на миллион серы. Для ULSD количество серы может варьироваться от страны к стране [12,13,14]. Более легкий ULSD или дизельное топливо с низким содержанием серы (LSD) в настоящее время используется во многих двигателях или может использоваться в существующих двигателях из-за их сходства с используемыми сегодня видами топлива. Остаточное топливо с низким содержанием серы имеет более высокую цену, чем остаточное топливо с высоким содержанием серы, из-за стоимости процесса десульфурации и растущего спроса. Существующая разница в цене (исходя из общедоступных цен на бункерное топливо) между дистиллятом (0,1–0,5% серы) и остаточным топливом (2,0–3,5% серы) составляет примерно на 300 долларов США больше за тонну дистиллята [12,13,14]. Необходимо соблюдать особые процедуры при переходе на дистиллятные топлива с меньшей вязкостью. Сокращение содержания серы (естественного ингибитора роста микробов) требует гораздо большей бдительности, чтобы предотвратить выход микробов из-под контроля в топливных баках [15,16,17]. Вопросы смазывающей способности были решены на уровне нефтеперерабатывающих заводов, что обеспечивает необходимое количество смазки для топлива ULSD [18,19]. Производители дизельных двигателей

разработали «Smart Switch» для облегчения этой операции, и существуют публикации и бюллетени по переходу на топливо с низким содержанием серы и работе на нем.

1.5.2 Биотопливо

Ранние испытания, проведенные в 2006 году, продемонстрировали коммерческую и техническую осуществимость использования биотоплива в гибридных автомобилях [20,21].

Биотопливо, полученное из растений или организмов, быстро разлагается, создавая гораздо меньший риск для окружающей среды в случае разлива; гибкими, поскольку их можно смешивать с обычным ископаемым топливом для питания обычных двигателей внутреннего сгорания или в качестве замены. Например, биогаз/биометан, произведенный из отходов, можно использовать для замены СПГ. Однако, учитывая, что земля, необходимая для производства 300 миллионов тонн нефтяного эквивалента (Мтнэ) биодизеля на основе сегодняшней технологии (биотоплива первого и второго поколения), немного больше, чем 5% существующих сельскохозяйственных земель в мире, обеспечение необходимого производства объем. К 2030 году биотопливо будет играть более важную роль при условии, что его можно будет производить в значительных количествах на устойчивой основе и по привлекательной цене [22,23]. Maersk предполагает, что к 2030 году около 10% мирового автопарка будут работать на биотопливе.

1.5.3 Метанол и биометанол (EN 228)

Этот первый в своем роде коммерческий завод в Нидерландах расщепляет сырой глицерин (остаток производства биодизельного топлива) в синтез-газ и синтезирует в метанол со скоростью 250 мл/год. Это также крупнейший современный завод по производству биотоплива в мире. Производство метанола из биомассы, т.е. целлюлозный материал технически осуществим, но в настоящее время ограничен.

В промышленных масштабах метанол преимущественно производится из природного газа путем реформинга газа с паром, а затем преобразования и дистилляции полученной смеси синтезированных газов для получения чистого метанола (Метанекс 3). В результате получается прозрачный жидкий органический химикат, растворимый в воде и легко биоразлагаемый. При производстве из природного газа обычно используется комбинация парового реформинга и частичного окисления с эффективностью преобразования энергии примерно до 70%. Это соответствует производственным выбросам около 24 кг CO₂/ГДж топлива и 68,8 кг CO₂/ГДж топлива при использовании ископаемого метанола, что в сумме дает 92,8 кг CO₂/ГДж топлива, что аналогично выбросам дизельного топлива. Метанол, полученный в результате газификации угля, зависит от дешевого, широкодоступного ресурса, но выбросы ПГ примерно в два раза выше, чем при сжигании природного газа, при 182-190 кг CO₂/ГДж топлива [24].

Еще одна интересная возможность производства метанола с низким выбросом CO₂ — непосредственно из водорода после электролиза с использованием геотермального электричества и CO₂ из того же геотермального источника. В настоящее время это тестируется в Исландии [24].

Хотя метанол сам по себе немного дороже СПГ, компромисс между метанолом и СПГ связан со сложностью топливной системы и стоимостью топлива [25]. Метанол имеет свойства, подобные свойствам метана, когда он впрыскивается в двигатель. Следовательно, метанол также используется в двухтопливной концепции. Метанол имеет относительно низкую температуру воспламенения, токсичен при контакте с кожей, при вдыхании или проглатывании, а его пары плотнее воздуха [26]. Анализ риска и безопасности в рамках проекта SPIRETH (2014 г.) способствовал разработке правил классификации для метанола в качестве автомобильного топлива. Важно отметить, что к 2050 году ожидается, что биомасса в метанол/ДМЭ

станет наиболее энергоэффективным способом получения энергии для транспорта [27].

1.5.4 Диметиловый эфир – ДМЭ (EN 590)

ДМЭ (диметиловый эфир) – это чисто горящее жидкое топливо высокой плотности, которое можно использовать в качестве непосредственной замены дизельного топлива в энергетике, на транспорте, в отоплении, на судах и в множество других приложений. По сути, это обезвоженный метанол; две молекулы метанола объединяются, чтобы получить одну молекулу ДМЭ и одну молекулу воды. В течение последних 20 лет ДМЭ был известным заменителем дизельного топлива [28]. Компания MAN Diesel & Turbine разработала двигатели DME, соответствующие стандарту Tier-III [29]. Благодаря двум новым концепциям впрыска, концепция ME-LGI (жидкостно-газовый впрыск) значительно расширяет ассортимент многотопливных двигателей компании, который, помимо метанола, будет включать сжиженный нефтяной газ, диметиловый эфир (ДМЭ) и (био)этанол. а также несколько других видов топлива с низким содержанием серы и низкой температурой вспышки. В отличие от сжатого природного газа (CNG) или сжиженного природного газа (LNG), что наиболее важно, DME также может использоваться в двигателях с компрессионным двигателем, что существенно влияет на потенциальные области применения этого топлива. DME также можно использовать вместе с двигателями с искровым зажиганием, дизельными двигателями, турбинами или двигателями на топливных элементах [30].

ДМЭ не является канцерогеном, быстро разлагается в атмосфере и не вызывает глобального потепления. Случайные разливы не могут отравить воду, ДМЭ не опустится на уровень грунтовых вод и не впитается в почву [31]. Он газообразен в условиях окружающей среды и требует давления около 5 бар, чтобы оставаться жидким, но не требует криогенного хранения [32]. ДМЭ ведет себя аналогично пропану, к нему предъявляются те же требования по обращению и мерам предосторожности при хранении, что и к

сжиженному нефтяному газу. Он хранится и транспортируется при температуре окружающей среды в цистернах, подобных тем, которые используются в пропановой промышленности [33]. С точки зрения доступности инфраструктуры, в отличие от КПГ и СПГ, глобальная инфраструктура пропана надежна, недорога и обширна. Следовательно, дистрибьюторы пропана могут использовать свою инфраструктуру для перемещения и хранения диметилового эфира. Цена DME по сравнению с дизельным топливом ниже на большинстве мировых рынков [34]. Концепция преобразования побочного черного щелока целлюлозных/бумажных комбинатов с помощью синтез-газа в ДМЭ (БиоДМЭ) была продемонстрирована четырехлетним проектом БиоДМЭ [35]. Первый в мире завод по производству биоДМЭ находится на бумажной фабрике Smurfit Карра в Питео, Швеция. Пилотный завод был открыт в 2010 году с производительностью около 4 тонн (1600 галлонов) в день с использованием лесных отходов в качестве сырья. Ориентировочная стоимость установки составила 14 миллионов евро (ЕВТР-БиоDME). До лета 2013 г. было произведено более 500 тонн биоДМЭ и распределено по 10 большегрузным автомобилям, которые в общей сложности проехали более 1 млн км в коммерческой эксплуатации [36]. Общий уровень TRL для Bio-DME составляет всего 5, поскольку пилотный завод Chemrec в Швеции не расширялся. Для достижения полного коммерческого масштаба потребуется значительное масштабирование, по крайней мере, в 30 раз [37]. В настоящее время Азиатско-Тихоокеанский регион является крупнейшим рынком ДМЭ, на долю которого приходилось почти 95,66% от общего размера рынка в стоимостном выражении в 2014 году. ДМЭ, произведенный из угля, занимает наибольшую долю рынка среди других видов сырья, таких как метанол, природный газ, и сырье на биологической основе в 2014 году.

1.5.5 Биодизель или МЭЖК (EN 14214, ASTM D6751, EN 590)

Метиловые эфиры жирных кислот (МЭЖК) получают из растительных масел, животных жиров или отходов кулинарных масел путем

переэтерификации. В Испании Ecoproductos Ibericos SA (ECOPRIBER) и INMASA разработали и запатентовали два эффективных процесса производства биодизеля. Первый метод (с метилацетатом) не дает глицерина в качестве побочного продукта, а второй метод повышает эффективность обычных процессов с метанолом (ЭБТФ-МЭЖК).

С точки зрения технической интеграции, биодизельные смеси (до 20%) считаются наиболее многообещающим альтернативным топливом на биологической основе [38]. Стандарт EN 14214:2008 (CEN, 2008) также подчеркивает, что биодизельное топливо можно использовать в дизельных двигателях и смешивать с дистиллятным топливом. В IMO 2007 даже сообщается, что смеси биодизеля с низким содержанием до 20% (B20) могут использоваться без какого-либо ухудшения топливной системы [39]. Многие производители двигателей также сертифицировали свои двигатели для работы на биодизеле или смеси биодизеля и дизельного топлива. Тем не менее, следует проконсультироваться с первоначальным производителем двигателей относительно количества биодизеля, которое могут сжигать их двигатели (например, B20 и т. д.) [40]. Для автомобильного транспорта смеси коммерчески доступны в качестве замены дизельного топлива, а использование биодизеля в качестве компонента с низким содержанием смесей в автомобильном топливе (в настоящее время до 7 % в Европе в соответствии с EN 590) не требует каких-либо изменений в системе заправочной инфраструктуры, таким образом, избегая дорогостоящих изменений инфраструктуры.

Однако в техническом стандарте ISO 8217 перечислены некоторые проблемы/проблемы, связанные с биодизелем или МЭЖК [41]:

- Склонность к окислению и проблемы с длительным хранением
- Сродство к воде и риск роста микробов свойства текучести
- Отложение материала FAME на открытых поверхностях, включая фильтрующие элементы

Кроме того, биодизель может со временем разлагаться, образуя загрязняющие вещества в виде перекисей, кислот и других нерастворимых частиц. Если биодизельное топливо хранится более двух месяцев, топливо следует тщательно контролировать и проверять, чтобы убедиться, что оно соответствует спецификации. Однако основная проблема с МЭЖК заключается в устойчивости, поскольку производство МЭЖК в значительной степени зависит от производства пальмового масла, что часто противоречит сохранению естественных тропических лесов [42]. Температура вспышки является важным показателем безопасности при хранении, транспортировке и эксплуатации топлива. Температура вспышки топлива DMA или RMA, смешанного не менее чем с 5 об. % биодизеля, может достигать 63 °C или выше, что не только соответствует Конвенции IMO SOLAS, но и снижает масштабы таких проблем, как пожароопасность, которые могут быть вызваны по более низкой температуре вспышки топлива [43]. Таким образом, биодизель повышает безопасность топлива в период эксплуатации и хранения. Оно также имеется в продаже по ценам, сравнимым с ценами на дизельное топливо [44]. Применение биодизельных смесей с низким содержанием биодизеля в дистиллятном топливе может быть относительно легко внедрено. Если биодизельные смеси будут приняты, независимо от того, одобрены ли они стандартом ISO, смешивание может происходить на бункерном топливном терминале или даже на более ранних этапах цепочки поставок [45].

1.5.6 Возобновляемое дизельное топливо на основе водорода – HDRD (ASTM D 975)

Возобновляемое дизельное топливо, полученное гидрогенизацией (HDRD), представляет собой продукт переработки жиров или растительных масел, отдельно или в смеси с нефтью, очищенных с помощью процесса гидроочистки, известного как гидроочистка жирных кислот в углеводороды. Дизель, произведенный с использованием этого процесса, называется возобновляемым дизельным топливом, чтобы отличить его от биодизеля,

например FAME, который является продуктом переэтерификации животных жиров и растительных масел. HDRD аналогичен нефтяному дизельному топливу, совместимому с новыми и существующими дизельными двигателями и топливными системами. Оно производится в соответствии с текущими спецификациями дизельного топлива ASTM D 975 и является таким же безопасным, как дизельное топливо [46]. Это позволяет легально использовать его в существующей дизельной инфраструктуре и транспортных средствах. HDRD, полученный из биологических материалов, считается альтернативным топливом в соответствии с Законом об энергетической политике 1992 года (AFDC). Его можно смешивать с нефтяным дизельным топливом, чтобы, подобно биодизельному топливу (МЭЖК), его можно было использовать либо в качестве «чистого» топлива, либо в виде смеси с нефтяным дизельным топливом. Он имеет более низкую себестоимость, поскольку использует существующее технологическое оборудование для гидроочистки на нефтеперерабатывающем заводе [47]. HDRD лучше работает при низких температурах, чем биодизель; таким образом, его можно использовать в более холодном климате без образования геля или засорения топливных фильтров. HDRD, изготовленные из определенного сырья, такого как отработанные растительные масла или животные жиры, конкурентоспособны по стоимости с дистиллятным топливом, но не с остаточным топливом. Однако текущая доступность ограничена. Лишь несколько компаний вложили средства в производство возобновляемого дизельного топлива, полученного путем гидрогенизации.

1.5.7 Биотопливо из водорослей

Это топливо производится в соответствии со спецификацией гидроочищенного возобновляемого дизельного топлива (HRD)-76. Водоросли могут расти очень высокими темпами по сравнению с сельскохозяйственными культурами. Тем не менее, текущие затраты являются непомерно высокими для общего коммерческого использования, кроме экспериментального или для демонстраций производительности, а

коммерческая доступность ограничена. Дизельное топливо из водорослей так же безопасно, как нефтяное дизельное топливо, но имеет несколько более низкую теплотворную способность, чем у ископаемого аналога [50]. Смешивание с нефтяным дизельным топливом устраняет эти недостатки, поэтому характеристики смешанного топлива выгодно отличаются от нефтяного дизельного топлива. Смешивание также снижает содержание серы в обычном дизельном топливе, которое необходимо пропорционально разбавлять. Топливо из водорослей почти не содержит серы, поэтому выбросы SO_x в отработавших газах практически равны нулю. При смешивании с 50% нефтяным дизельным топливом он должен соответствовать требованиям для нефтяного дизельного топлива F-76. С точки зрения совместимости с топливной системой и компонентами двигателя это топливо считается сменным топливом. Испытания, не выявили побочных эффектов от использования смеси топлива из водорослей и нефтяного дизельного топлива в соотношении 50/50 на компоненты двигателя и топливной.

1.5.6 Газообразное топливо

Природное газообразное топливо не только имеет очень низкое содержание серы, но и его сжигание приводит к значительно более низким выбросам NO_x, PM и CO₂, чем их жидкие аналоги. В настоящее время стоимость обычно на 70% ниже, чем у остаточного топлива, и на 85% ниже, чем у дистиллятного топлива. Природный газ может перевозиться в сжатом состоянии, называемом сжатым природным газом (СПГ), или в жидком состоянии, называемом сжиженным природным газом (СПГ).

1.5.6.1 Сжиженный газ пропан – СНГ

Пропан или СНГ время от времени упоминается в качестве потенциального кандидата на топливо для гибридных автомобилей. Общее мнение во всем мире, по-видимому, заключается в том, что сжиженный нефтяной газ является продуктом премиум-класса и, как таковой, имеет соответствующую цену и является слишком дорогим по сравнению с

другими вариантами альтернативного топлива, при этом имеет ограниченные запасы.

1.5.6.2 Сжиженный природный газ – СПГ

СПГ в настоящее время является проверенным и доступным решением, при этом газовые двигатели производятся с широким диапазоном выходной мощности [51].

Двигатели, работающие на природном газе, уже предлагаются для всего диапазона необходимых мощностей двигателей. Это 4-тактные среднеоборотные двигатели, работающие по циклу Отто и воспламеняемые запальным топливом или искровым зажиганием. Для максимальной мощности также предлагаются двухтактные дизельные двигатели, работающие на природном газе [52]. СПГ можно использовать в специальных однопаливных двигателях (цикл Отто) с более низким КПД, чем в дизельных двигателях. Когда СПГ смешивается с воздухом на входе в дизельный двигатель (двухтопливный процесс), сохраняется высокая эффективность, при этом может быть снижена большая часть потребления дизельного топлива [53]. У двух тактных двигателей имеются проблемы с утечкой несгоревшего газа во время впуска, а так как СПГ является парниковым газом, то распространение двухтактных двигателей затруднено на законодательном уровне.

Стоимость установки газового или двухтопливного двигателя, резервуаров для СПГ, соответствующих трубопроводов и сопутствующего оборудования может увеличить стоимость нового автомобиля до 30% по сравнению с традиционной силовой установкой [54]. При хранении в виде СПГ топливо занимает в два раза больше места, чем жидкое ископаемое топливо, а при хранении в виде КПГ оно занимает до пяти раз больше места [55], что приводит к снижению полезной нагрузки. На размер баллонов влияет как плотность энергии СПГ, необходимая дополнительная изоляция, так и цилиндрическая форма существующих резервуаров, которые не позволяют оптимально использовать пространство. Плотность энергии СПГ в

2,4 раза больше, чем у КПП, или на 60% меньше, чем у дизельного топлива. Ожидается, что призматические резервуары, когда они станут коммерчески доступными, в некоторой степени снизят требования к пространству [56]. Опасности включают воспламеняемость и низкую температуру замерзания ($-163\text{ }^{\circ}\text{C}$ или $-260\text{ }^{\circ}\text{F}$). Для облегчения использования этой технологии необходимы хранилища СПГ и дебулкеровка (или опорожнение топливных баков) на стоянках. Этап дебулкеровки необходим, когда автомобиль должен стоять в течение длительного периода времени. Если на стоянке нет специальных сооружений для разгрузки СПГ, газ будет выкипать, что приведет к огромным потерям метана в атмосферу [57].

Несмотря на отсутствие нормативных драйверов для снижения проскальзывания метана в судовых двигателях, для решения этой проблемы можно использовать различные технологии:

- Для двигателей с циклом Отто количество несгоревшего метана можно уменьшить за счет рециркуляции отработавших газов (EGR), улучшающей стабильность сгорания, или за счет дополнительной обработки отработавших газов катализаторами окисления метана с использованием специальных каталитических материалов, таких как палладий или платина [58].
- В двигателях с дизельным циклом можно использовать концепцию двойного топлива с впрыском под высоким давлением, что достигается за счет меньшего сокращения выбросов NO_x . При таком подходе природный газ не смешивается с воздухом перед подачей в двигатель. Вместо этого он впрыскивается непосредственно в камеру сгорания во время такта сжатия после предварительного впрыска дизельного топлива. Производители двигателей утверждают, что эта технология ограничивает потерю метана в атмосферу через впускной ресивер на не нагрузочных режимах до $0,2\text{ г CH}_4/\text{кВт ч}$ (или около 0,1% от объемов при подаче во впускной коллектор), практически устраняя проблему [59].

1.5.6.3 Биометан – Био СПГ

Биометан, который представляет собой метан, полученный из биомассы, является интересным топливом для поддержки перехода от ископаемого топлива к возобновляемым источникам энергии и для достижения целей по сокращению выбросов парниковых газов [60]. Поскольку он химически идентичен ископаемому СПГ, растет интерес к его использованию в автомобильном секторе, в том числе потому, что он может извлечь выгоду из растущей инфраструктуры СПГ.

Биометан обычно считается наиболее экологичным топливом из всех возможных [61]. Согласно van der Gaag (2012), био-СПГ имеет лучшее качество, чем ископаемый СПГ. Его можно производить путем обогащения биогаза или путем термохимической конверсии лигноцеллюлозной биомассы или других форм биомассы в био-СПГ. Модернизация биогаза включает повышение плотности энергии за счет отделения углекислого газа от метана. Кроме того, вода, сероводород и другие загрязняющие вещества удаляются, иногда перед процессом модернизации, чтобы избежать коррозии или других проблем в последующих процессах. В последнее десятилетие была продемонстрирована техническая возможность производства биометана из биогаза в больших масштабах. Производство биометана посредством термохимической конверсии все еще находится на демонстрационной стадии с очень ограниченным проникновением на коммерческий рынок. В Европе существует ряд национальных стандартов для закачки обогащенного и очищенного биогаза в сеть природного газа (IEA, 2014), и CEN разработал проект европейского стандарта (CEN, 2014). Биометан можно применять точно так же, как и СПГ, и поэтому не возникает никаких дополнительных проблем. Однако для перехода от инвестиций в СПГ к био-СПГ необходимо технологическое развитие для производства необходимого количества биогаза. На данный момент разрозненная доступность биогаза в Европе будет ограничивать внедрение био-СПГ, поскольку никакая внутриевропейская схема сертификации биогаза не позволяет местным

предприятиям по производству биогаза поставлять свой биогаз на центральные терминалы СПГ в Европе. В 2014 году в ЕС было более 300 биометановых заводов [63].

Выводы по главе изучение литературы для выявления перспективы применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках.

Обзор научных работ показал, что наиболее перспективными являются параллельные и комбинированные схемы приводов в гибридных автомобилях, так как наиболее простая схема с последовательной передачей энергии от двигателя внутреннего сгорания на генератор, а потом непосредственно на привод колес через электродвигатели, ограничена в своей реализации мощностью и габаритами таких электродвигателей. Что приводит нас к эффективной возможности использования таких транспортных средств только в условиях малых скоростей и низких ускорений. Для полноценной замены двигателя внутреннего сгорания на гибридную схему с сохранением всех динамических характеристик необходимо учитывать возможность непосредственной передачи крутящего момента от двигателя на трансмиссию.

По вопросам применения альтернативных видов топлива, следует отметить, что наиболее перспективными считаются спирты для двигателей с искровым зажиганием и биодизельное топливо для дизельных двигателей. Для газов имеются существенные ограничения по применению вследствие значительного увеличения массы хранения топлива и стоимости системы топливоподачи. Но можно отметить, как перспективные это сжатый природный газ и водород.

При использовании альтернативных топлив необходимо учитывать необходимость адаптации рабочего процесса на изменение свойств горения нового топлива.

Глава 2 Описание исследуемых моделей двигателя

Одна из концепций исследуемого гибридного автомобиля представлена на рисунках 13 и 14.

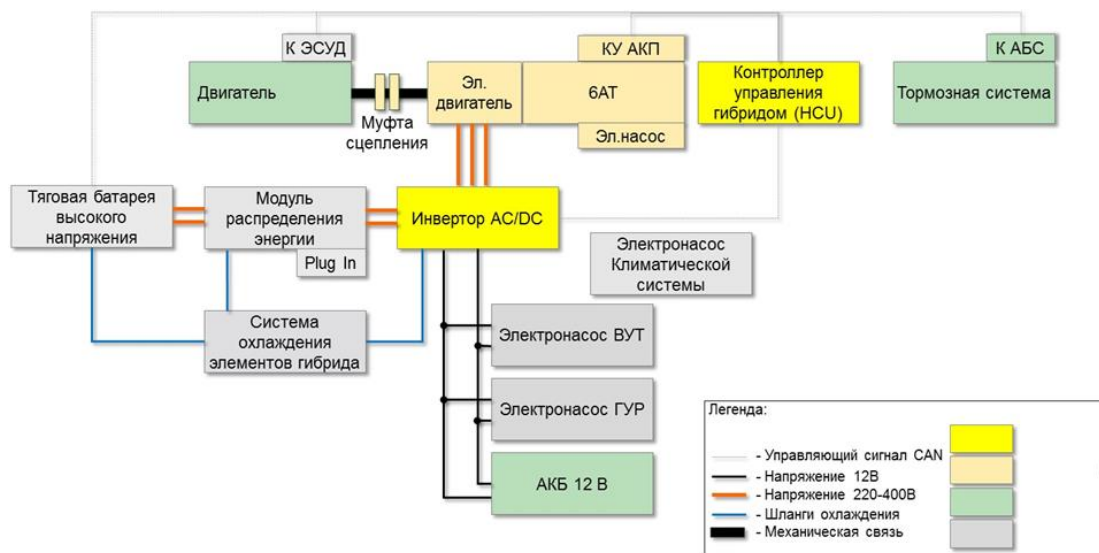


Рисунок 13 – Концепция гибридного автомобиля. Принципиальная схема основных компонентов ГСУ [16]

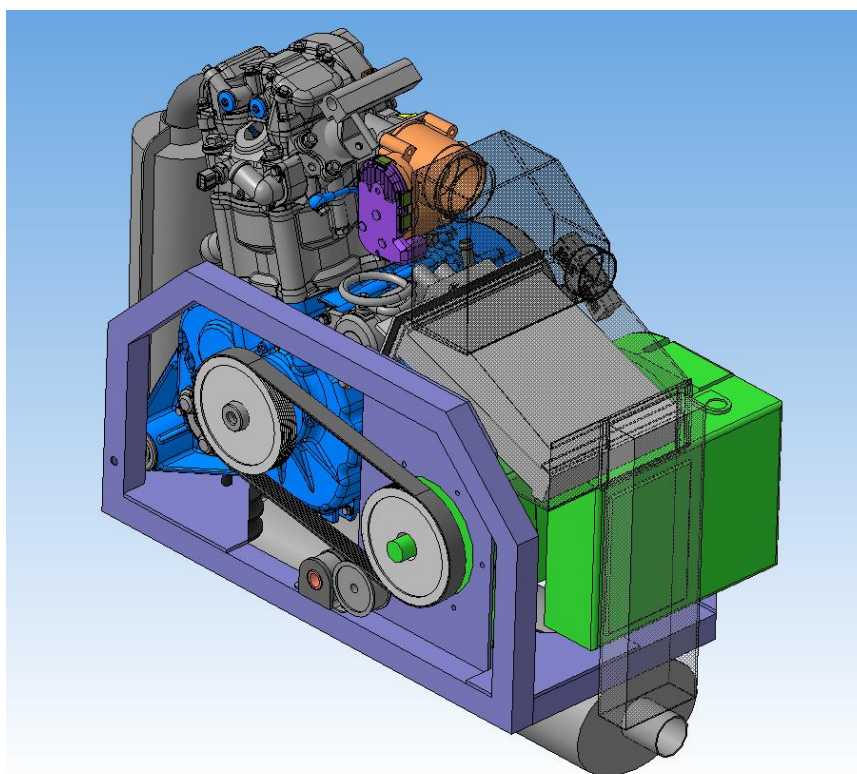


Рисунок 14 – Общий вид

Проведем моделирование представленной концепции одноцилиндрового гибридного силового агрегата, для двух типов двигателей. Первый тип это дизельный двигатель на альтернативном газодизельном цикле, его мы рассмотрим в этой главе и второй тип это модель двигателя с искровым зажиганием с непосредственным впрыском в цилиндр, при работе на бензине и E85.

2.1 Описания исследовательской модели дизельного двигателя на альтернативном газодизельном цикле

Моделирование проводилось в программном комплексе WAVE Ricardo. На рисунке 15 представлена модель исследуемого дизельного двигателя на альтернативном газодизельном цикле.

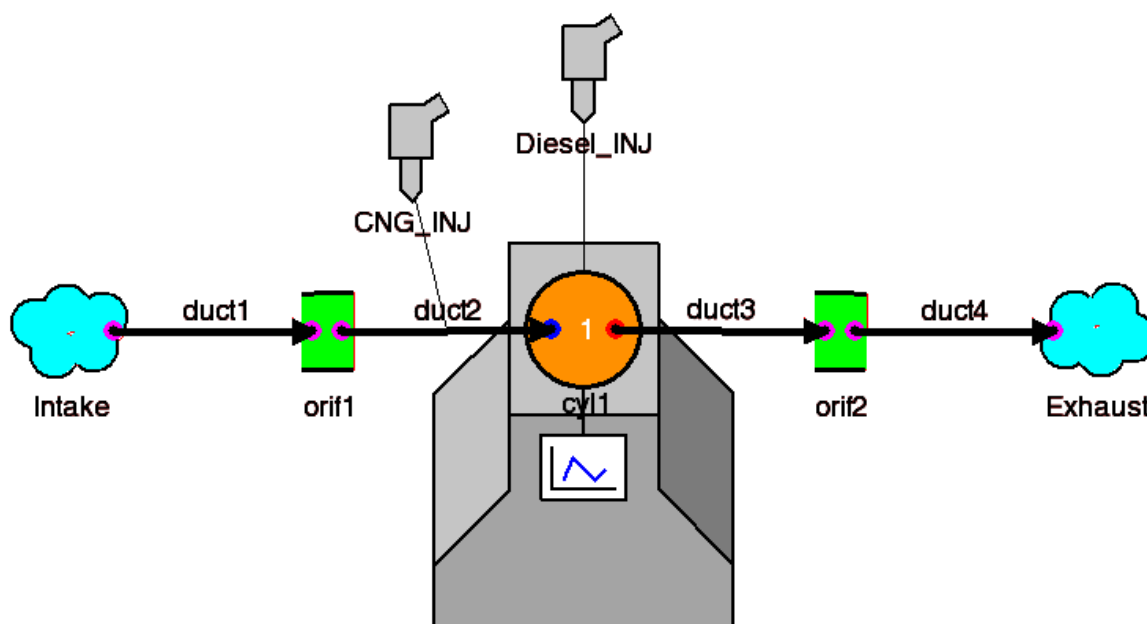


Рисунок 15 – Модель исследуемого двигателя

2.2 Результаты расчета эффективных параметров работы двигателя

Расчет проводим для двух видов топлив дизельное и газодизельный (природный газ во впускной трубопровод и запальная доля дизельного топлива непосредственно в цилиндр двигателя). Результаты расчета приведены в виде графиков. На графиках шкала абсцисс имеет обозначения «Case», где Case 1 это частота вращения 6000 об/мин, Case 12 это частота вращения 500 об/мин. Соответственно шаг по оси абсцисс составляет 500 об/мин, причем частота вращения убывает.

На рисунке 17 представлены графики характеристики эффективной мощности и среднего эффективного давления при работе на дизельном топливе и на рисунке 16 при работе на сжатом природном газе с запальной частью дизельного топлива соответственно. Видим, что при увеличении частоты вращения мощность при работе на газодизельном цикле падает, а при работе на дизельном топливе всегда растет.

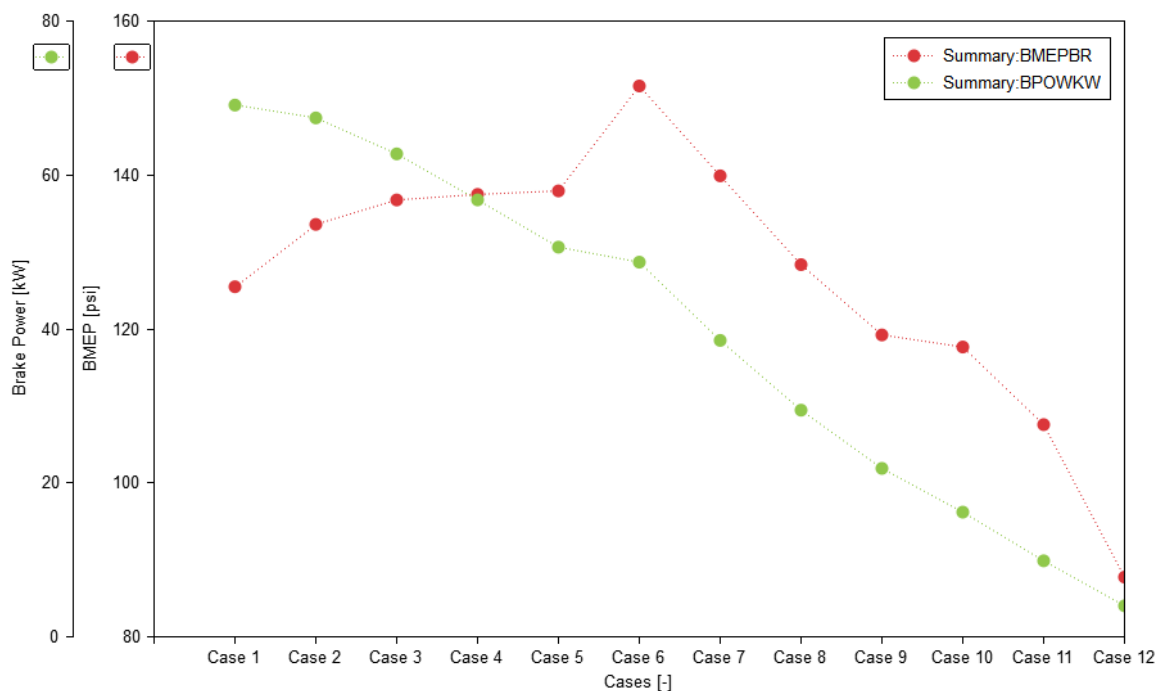


Рисунок 16 – Характеристики эффективной мощности и среднего эффективного давления на сжатом природном газе с запальной частью дизельного топлива.

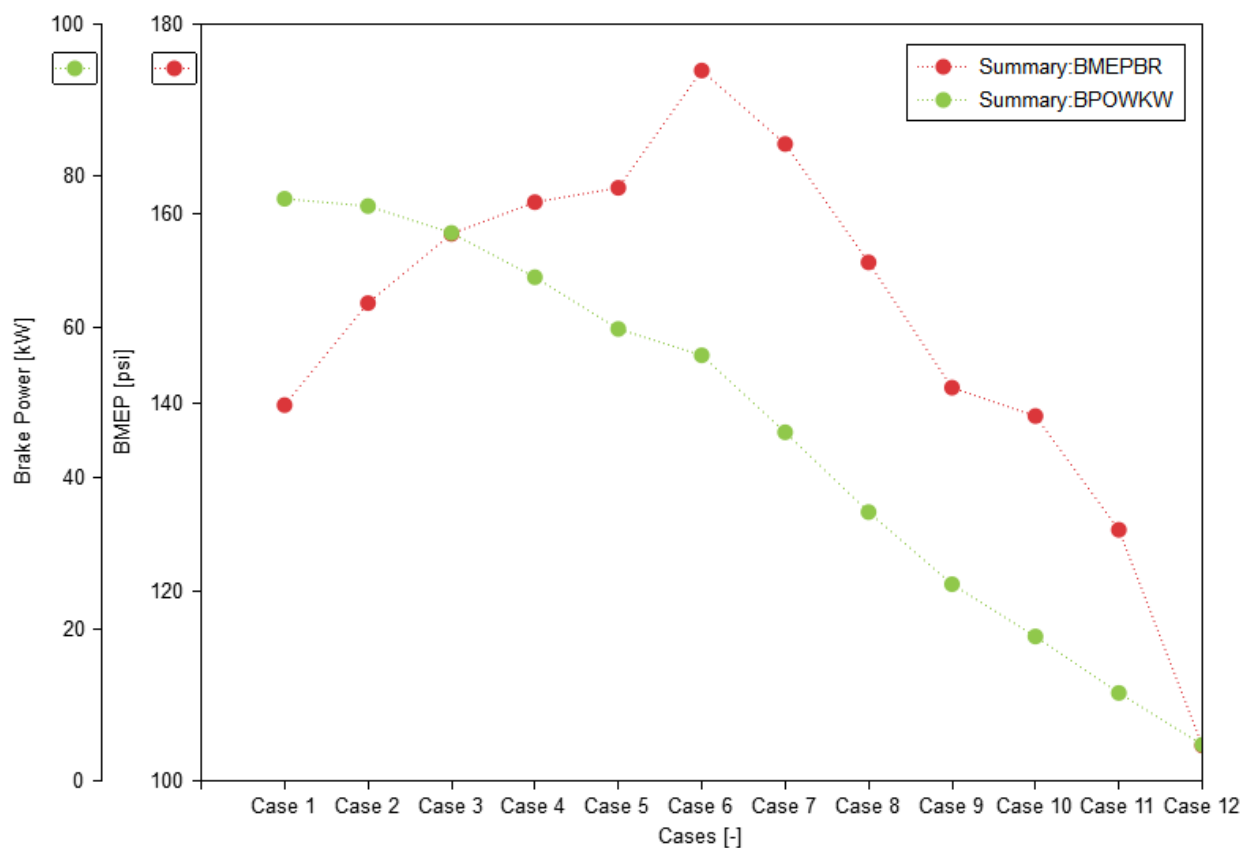


Рисунок 17 – Характеристики эффективной мощности и среднего эффективного давления при работе на дизельном топливе

На рисунке 19 представлены графики характеристики эффективной мощности и среднего эффективного давления на дизельном топливе и на рисунке 18 при работе на сжатом природном газе с запальной частью дизельного топлива соответственно. Результаты расчетов также показывают снижение крутящего момента и термического КПД при работе на сжатом природном газе с запальной частью дизельного топлива по сравнению с работой на дизельном топливе с более высокой степенью сжатия и лучшим наполнением цилиндра, так как газ вытесняет на впуске часть воздуха.

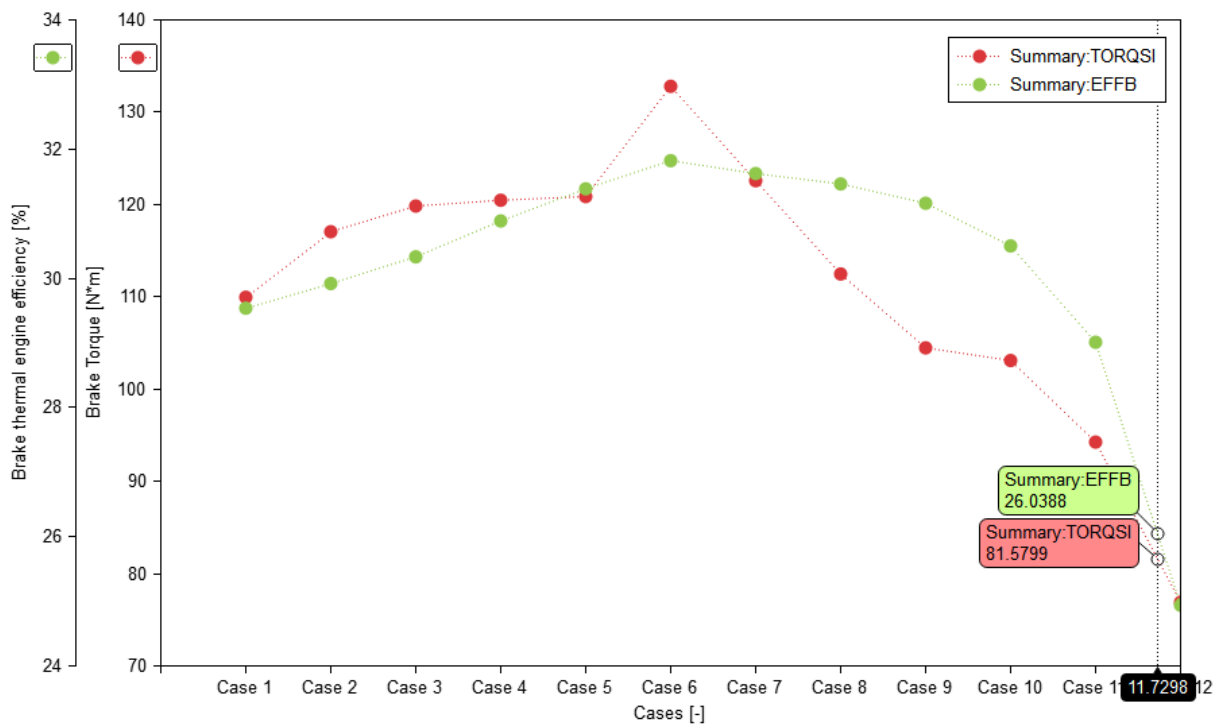


Рисунок 18 – Характеристики термического КПД цикла и крутящего момента при работе на сжатом природном газе с запальной частью дизельного топлива

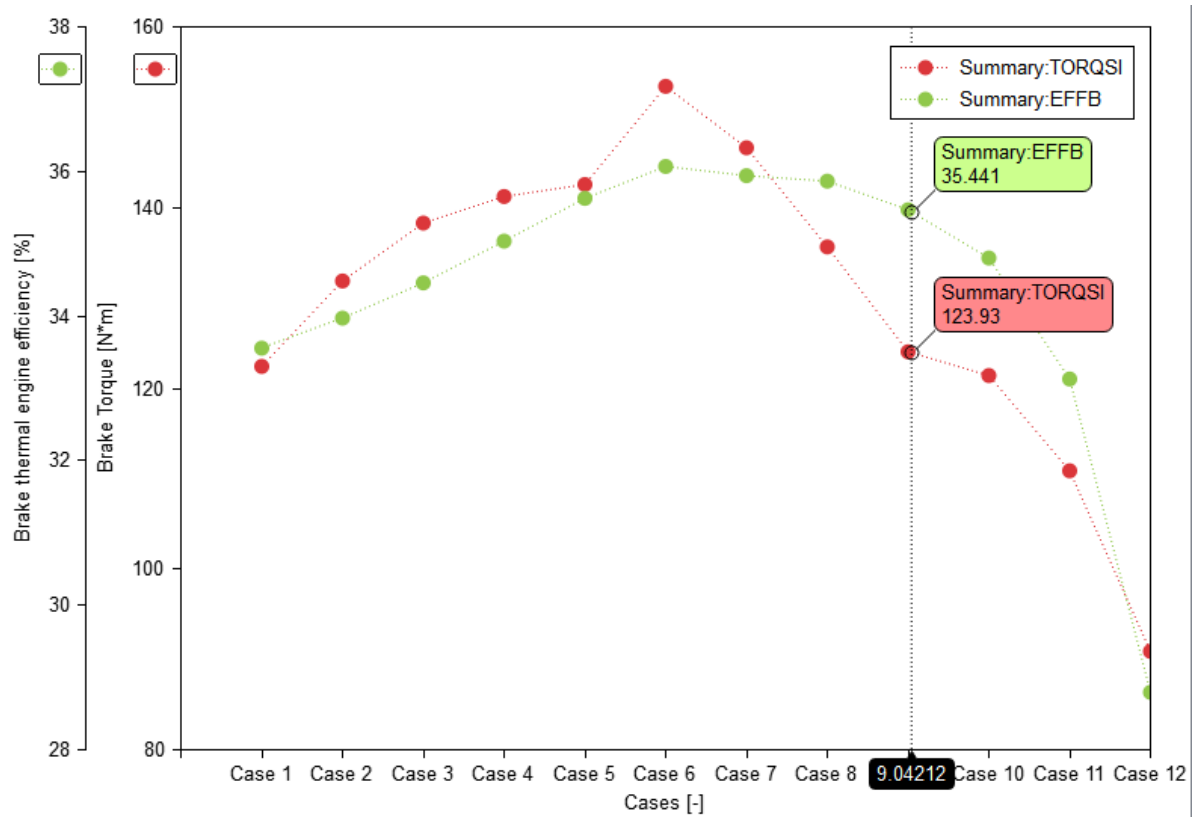


Рисунок 19 Характеристики термического КПД цикла и крутящего момента при работе на дизельном топливе

На рисунке 21 представлены графики характеристики максимального давления в цилиндре двигателя и коэффициента наполнения при работе на дизельном топливе и на рисунке 20 при работе сжатым природном газе с запальной частью дизельного топлива соответственно.

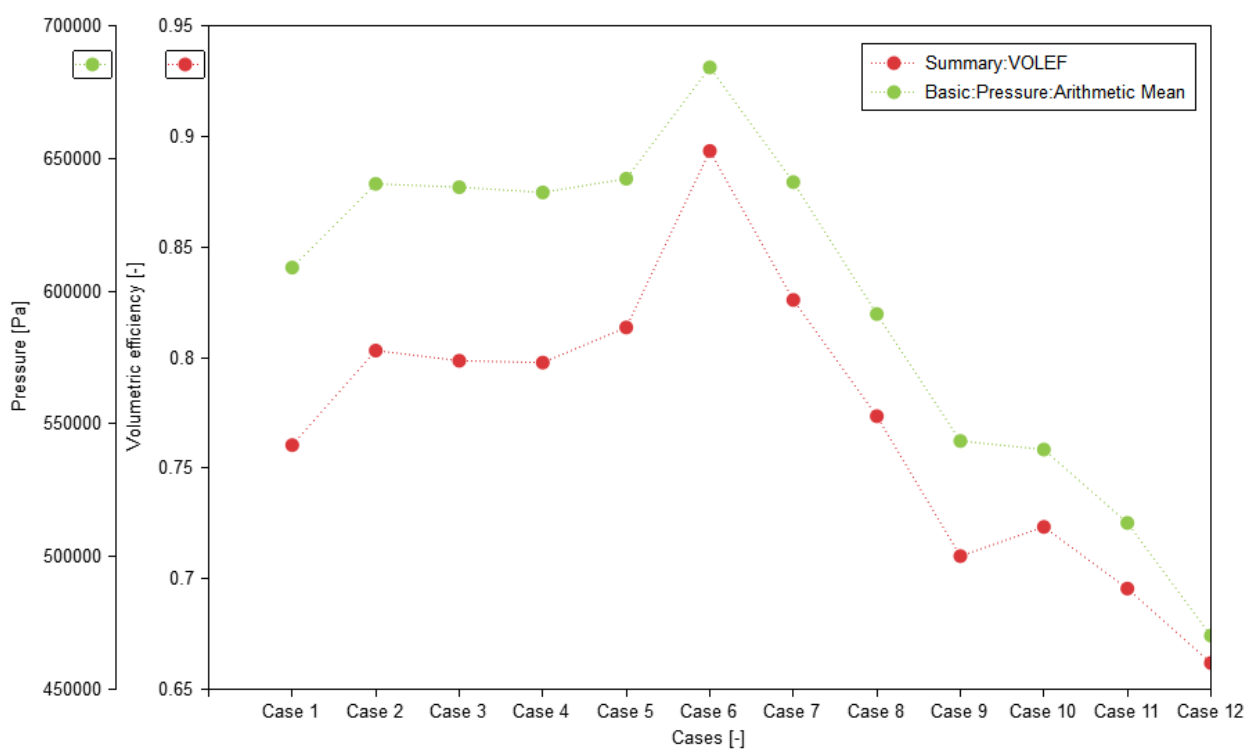


Рисунок 20 – Характеристики максимального давления в цилиндре двигателя и коэффициента наполнения при работе на сжатом природном газе с запальной частью дизельного топлива

Видим снижение коэффициента наполнения при работе на сжатом природном газе с запальной частью дизельного топлива, а также снижение максимального давления в цилиндре двигателя.

На рисунке 23 представлены графики индикаторного давления для всех 12 рассматриваемых частот вращения на дизельном топливе и на рисунке 22 при работе сжатым природном газе с запальной частью дизельного топлива соответственно. Из рисунков видно, что работе сжатым природном газе с запальной частью дизельного топлива обеспечивает более низкие параметры индикаторного давления, что может сказаться на токсичности отработавших газов.

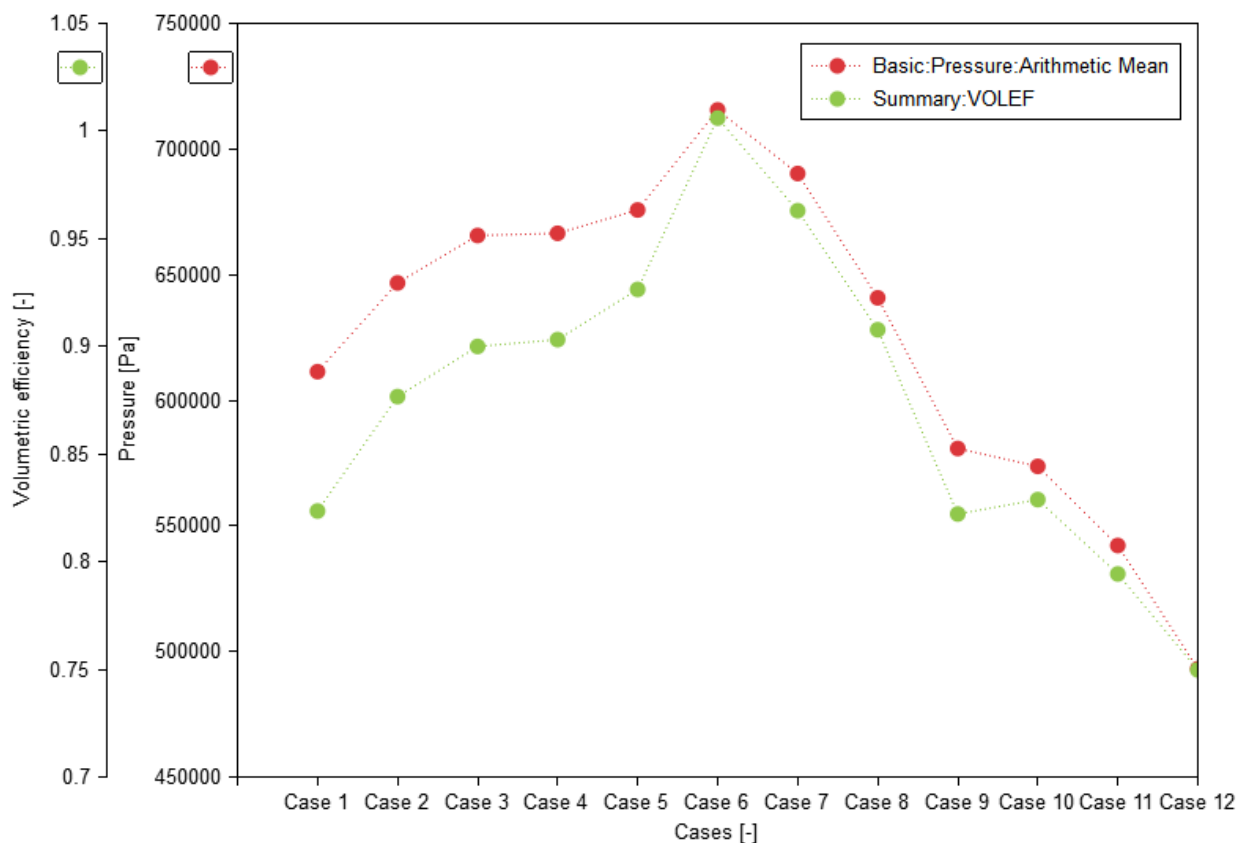


Рисунок 21 – Характеристики максимального давления в цилиндре двигателя и коэффициента наполнения при работе на дизельном топливе

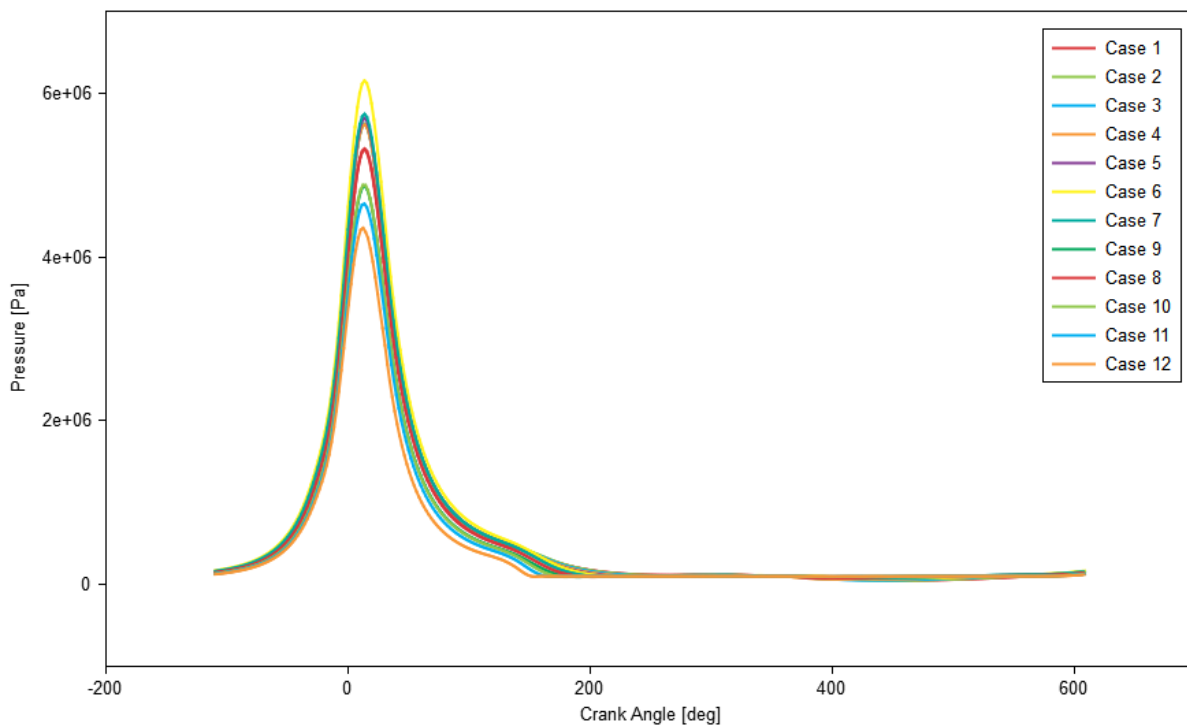


Рисунок 22 – Графики индикаторного давления для всех 12 рассматриваемых частот вращения при работе на сжатом природном газе с запальной частью дизельного топлива

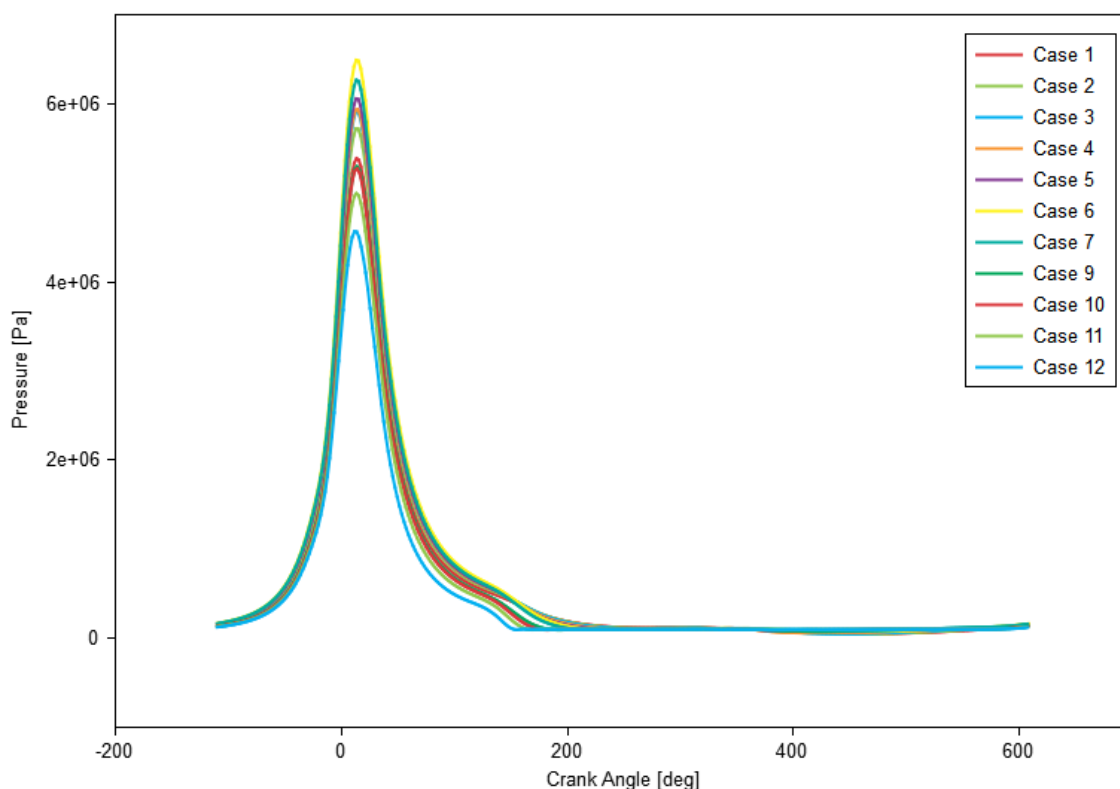


Рисунок 23 – Графики индикаторного давления для всех 12 рассматриваемых частот вращения на дизельном топливе

При этом при сгорании отсутствуют зоны переобогащённые топливом, то есть отсутствуют условия для образования твердых частиц и сажи, что значительно повышает характеристики по токсичности при переходе на альтернативное топливо.

Выводы по главе 2

Проведенное симуляционное моделирование одноцилиндрового дизельного двигателя для малоразмерного гибридного транспортного средства показало, что переход на альтернативное топливо сжатый природный газ с запальной частью дизельного топлива приводит к снижению всех мощностных показателей, но в тоже время значительно улучшаются характеристики по токсичности, что является неоспоримым преимуществом в будущем альтернативного топлива по сравнению с классическим при использовании гибридных силовых установок.

Глава 3 Обзор результатов моделирования процесса сгорания в двигателе на альтернативном топливе в составе гибридной силовой установке

3.1 Виртуальное моделирование двигателя

Одномерная модель двигателя была разработана на основе геометрии и конфигурации испытательного двигателя, как показано на рисунке 24, с использованием ведущего на рынке программного обеспечения для моделирования двигателей GT-POWER. Реализована прогнозирующая модель горения, использующая квазиразмерный процесс распространения пламени. Трехмерная модель формы камеры сгорания используется для расчета площади распространения пламени. Предсказанные значения давления в цилиндрах, полученные при моделировании GT-POWER, сравнивались с экспериментальными результатами при аналогичных условиях эксплуатации для проверки. Особое внимание при проверке модели уделялось давлению в цилиндре во время газообмена и сгорания для оценки производительности впускной и выпускной систем, а также прогнозирующей модели сгорания.

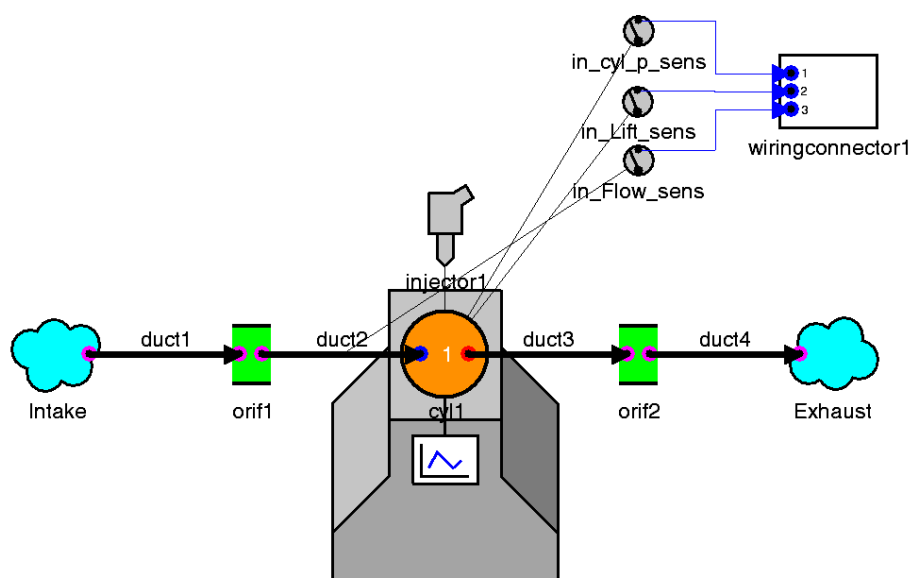


Рисунок 24 – Структура модели виртуального двигателя GT-POWER

Процесс горения моделируется с помощью квазиразмерной модели распространения пламени. Геометрия компонентов системы впуска и выпуска измеряется и преобразуется в одномерное представление координат, измерения также включают коэффициенты расхода и условия эксплуатации. Форма камеры сгорания была создана с помощью 3D-сканера и импортирована в GT-POWER для расчета площади распространения пламени двигателя SI. Прогнозируемое давление в цилиндре из симуляции виртуального двигателя сравнивается с экспериментальными результатами при аналогичных условиях эксплуатации для оценки точности модели (рисунок 25). Исследование следов давления во время газообмена и процессов сгорания использовалось для оценки производительности системы впуска и выпуска, а также прогнозирующей модели сгорания. Был изучен весь диапазон частоты вращения двигателя и нагрузки, чтобы убедиться, что разработанная модель является точной в целом. Процессы валидации проводились как для бензина, так и для E85. Корректировка множителя модели горения составляет 0,69 для скорости турбулентного пламени, 0,55 для показателей степени разбавления и 0,2 для роста ядра. Для всех режимов работы двигателя используется только 1 набор множителей.

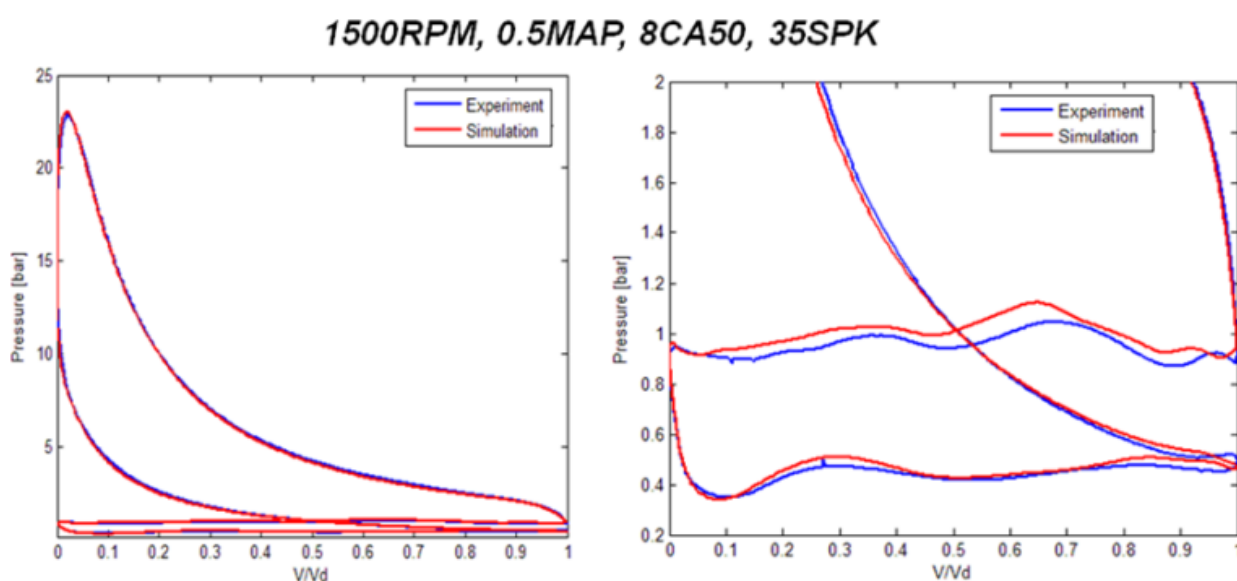


Рисунок 25 – Смоделированное давление в цилиндре от GT-POWER по сравнению с экспериментальным

3.2 Эксплуатационные параметры двигателя

3.2.1 Индикаторное среднее эффективное давление (IMEP)

Среднее эффективное давление (MEP) представляет собой нормированные параметры, которые представляют собой практический показатель производительности двигателя, такой как мощность, крутящий момент и удельный расход топлива. MEP был определен для устранения влияния размера двигателя, что позволяет сравнивать двигатели с разным рабочим объемом. Индикаторное среднее эффективное давление представляет собой только термодинамическую работу, доступную двигателю. Это работа, производимая за цикл, деленная на перемещенный объем, который можно рассчитать путем численного интегрирования данных давления по сравнению с объемом.

3.2.2 Фазирование горения

Процесс горения можно описать процессом тепловыделения несгоревшей смеси. Скорость выделения энергии, которая является функцией давления и температуры в цилиндре, может быть преобразована в нормализованную интегральную форму, которая представляет собой долю выделения тепла от общей энергии, называемую кривой массовой доли сожженного топлива, как показано на рисунке 26. Он синхронизируется с углом поворота коленчатого вала двигателя, что исключает изменение абсолютного времени цикла для разных оборотов.

Несколько важных индексов / местоположений обычно используются для описания фаз горения, которые представлены в формах CA (процент сожженной массы). Он представляет собой место, где сжигается определенное количество массы. Типичными индексами являются:

- CA00, начало горения после начального развития пламени, вызванное энергией искры;
- CA10, начальная точка быстрого сгорания, когда давление и температура достигли оптимальных условий для сгорания;

- CA50, центральная линия горения, которая используется для обозначения фаз горения;
- CA90, конец быстрого горения, за которым следуют относительно медленные реакции окисления углеводородов при снижении давления и температуры.

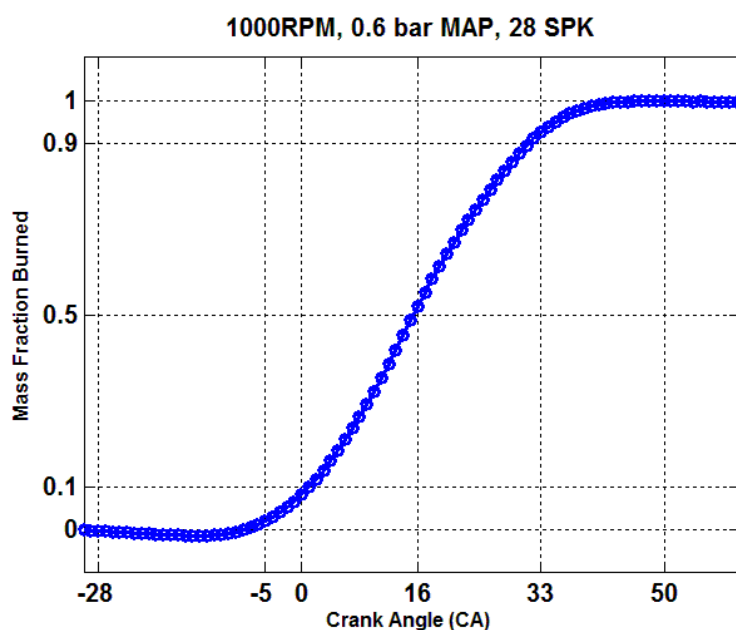


Рисунок 26 – Кривая массовой доли сгорания для установившихся условий работы двигателя.

3.2.3 Время максимального тормозного момента (МВТ)

Оптимальная фаза сгорания определяется как минимальное опережение зажигания для обеспечения наилучшего тормозного момента. Для идеального термодинамического цикла сгорание происходит при постоянном объеме, что приводит к максимальной эффективности. Однако сгорание - относительно медленное событие по сравнению с периодом времени в высокоскоростных двигателях SI. Искра возбуждения должна произойти во время такта сжатия, чтобы дать время для сгорания. Это создало проблему для правильной фазировки события возгорания. Раннее сгорание приведет к большим потерям теплопередачи, а позднее сгорание приведет к потерям на расширение. Таким образом, оптимальное время зажигания является сбалансированным между потерями теплопередачи и потерями на

расширение. Общее эмпирическое правило для синхронизации МВТ: 50% массы сгорают примерно при 8СA после верхней мертвой точки, если двигатель не имеет ограничения по детонации. Оптимальное фазирование сгорания также будет более предпочтительным при работе двигателя на высоких оборотах из-за сокращения времени теплопередачи.

3.3 Характеристика фазового горения

Момент зажигания является параметром прямого контроля фазирования сгорания. Замедление и опережение момента зажигания приводит к тем же эффектам для фазирования сгорания, как показано на рисунке 27. Фазирование искры и сгорания обычно имеет линейную зависимость 1 к 1, особенно в отношении времени МВТ, что означает задержку зажигания на 1 градус, что приведет к замедлению фазы сгорания на 1 градус. Обратите внимание на разницу между бензином и E85: время зажигания должно быть увеличено примерно на 3СA, чтобы можно было достичь той же фазы сгорания.

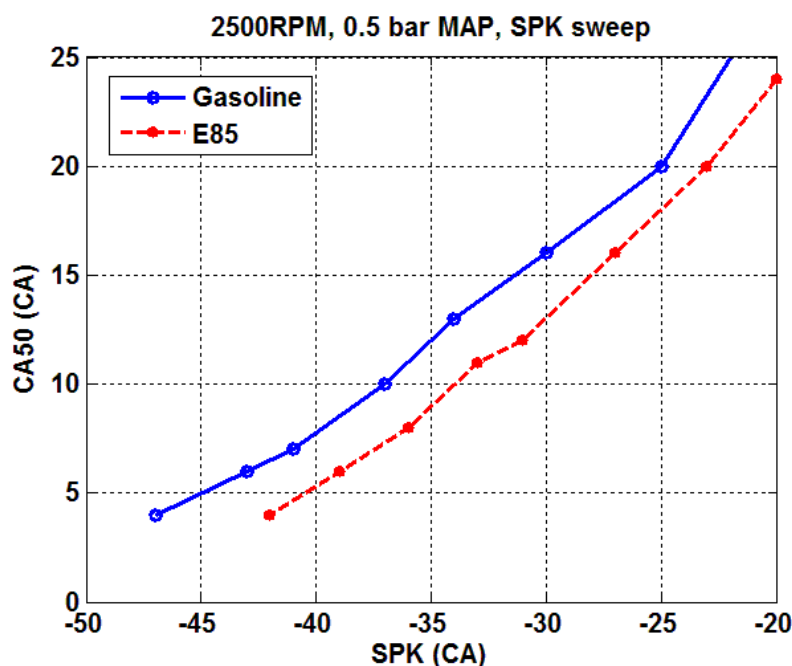


Рисунок 27 – Фазирование сгорания (CA50) происходит при 2500 об/мин и 0,5 бар MAP во время искрового разряда.

Для периода развития пламени можно наблюдать противоположные тенденции. Продолжительность от зажигания до CA5 уменьшается при замедлении момента зажигания, как видно из рисунка 28. Это связано с тем, что давление и температура в цилиндре выше, когда поршень сжимает несгоревшую смесь ближе к верхней мертвой точке. E85 по сравнению с бензином легче испаряется, а также выше скорость ламинарного пламени, что в целом сокращает период развития пламени.

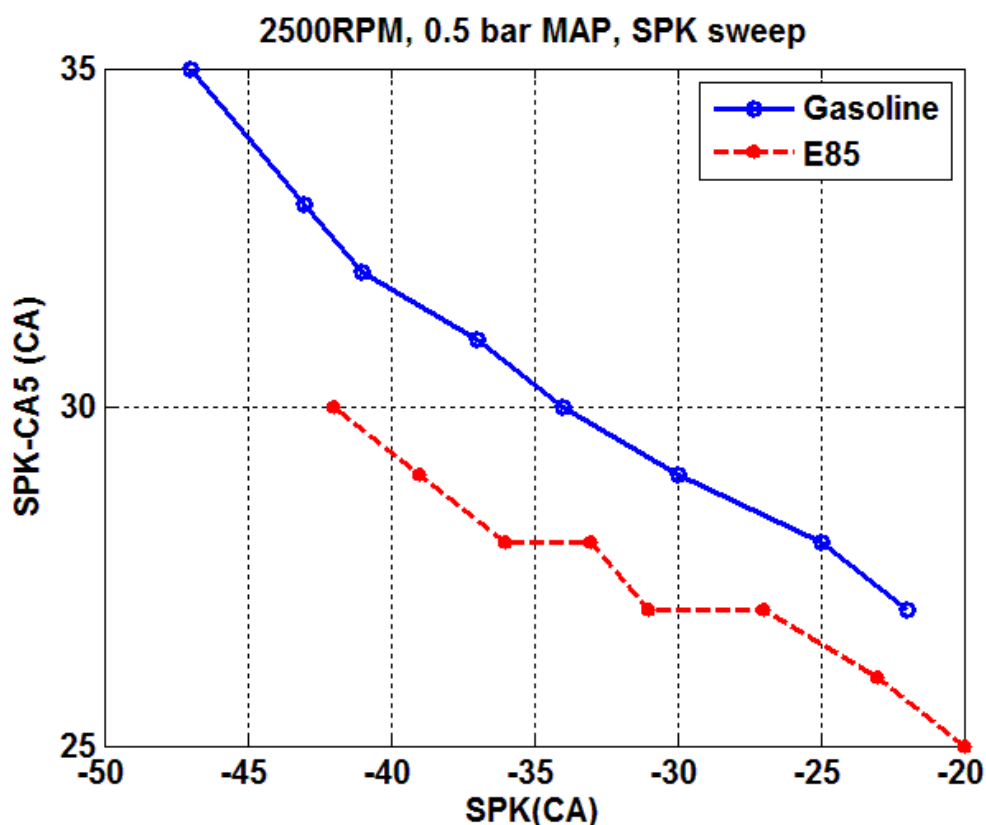


Рисунок 28 – Результаты периода развития пламени (SPK-CA5) при 2500 об/мин и 0,5 бар во время искрового разряда

Вообще говоря, более короткое сгорание приводит к повышению эффективности, поскольку оно ближе к идеальному сгоранию с постоянным объемом. Меньшая теплопередача и потери при расширении будут генерироваться при короткой продолжительности горения. Это также может быть связано с правилом синхронизации MBT, которое показано на рисунке 29. Время MBT для рабочих условий составляет от 30 до 35 CA, когда продолжительность горения находится в минимальных местах.

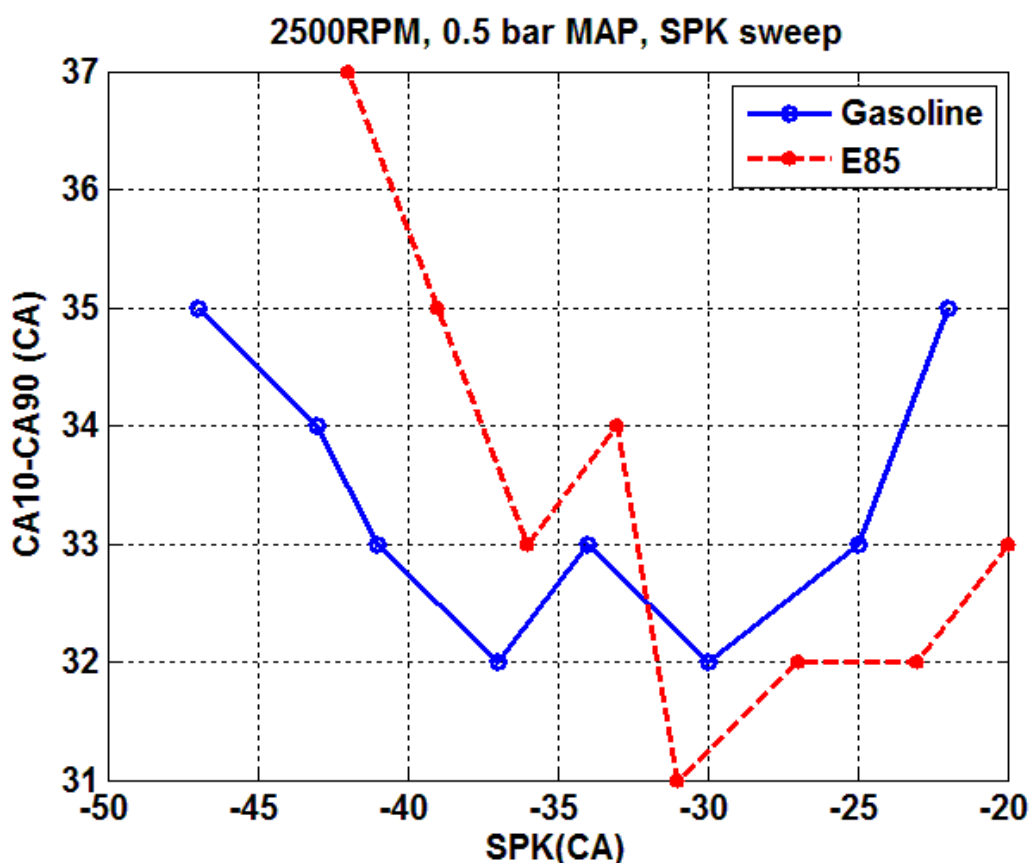


Рисунок 29 – Результаты продолжительности горения (CA10-CA90) при 2500 об/мин и 0,5 бар MAP во время искрового разряда

Данные были получены в широком диапазоне рабочих условий, чтобы гарантировать точность и надежность разработанных моделей. Данные двигателя разделены на два набора; один комплект для работы на бензиновом топливе, а другой для работы на топливе E85. График выбора данных, как показано на рисунке 30, был основан на диапазоне нормальной работы двигателя, искровых развертках, развертках нагрузки и развертках оборотов, которые составляют общую матрицу возможных условий работы двигателя.

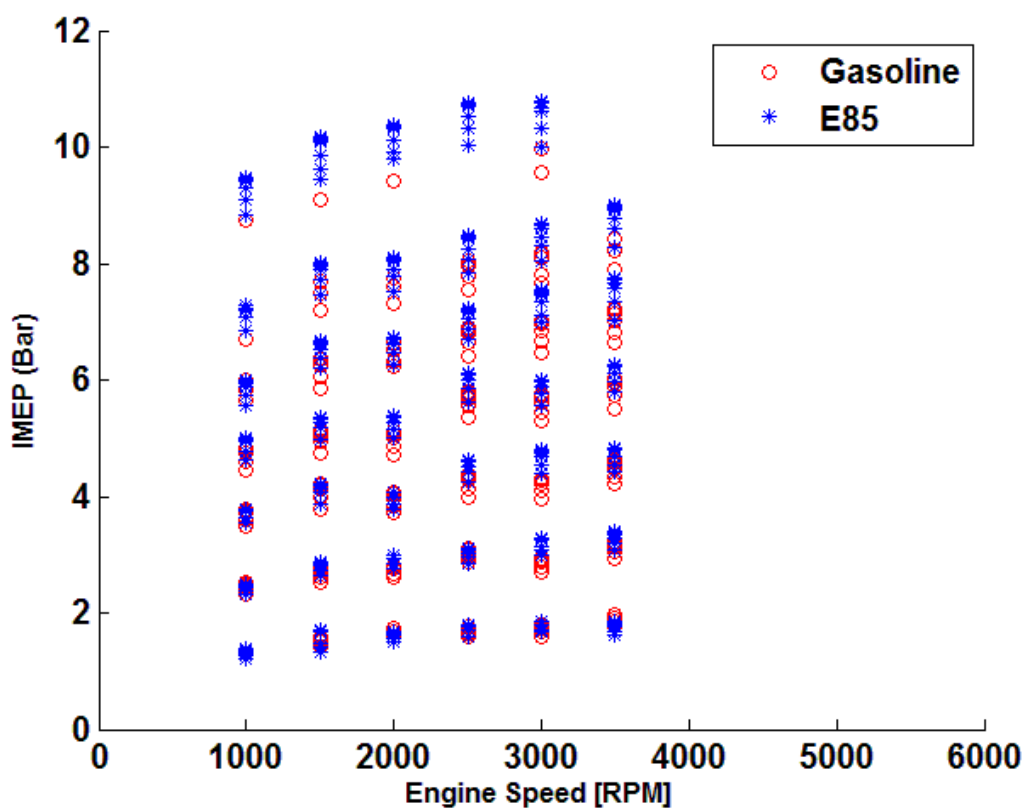


Рисунок 30 – Данные о работе в установившемся режиме охватывают только часть рабочего диапазона двигателя; искровые развертки ($7-24^\circ$ ATDC CA50), развертки нагрузки (0,3-0,98 бар MAP) и развертки оборотов (1000-3500 об/мин), которые содержат всего 440 точек данных как для бензина, так и для E85. Каждая точка данных представляет собой среднее значение 500 непрерывных циклов.

3.4 Стабильность горения

Циклическая изменчивость обычно объясняется случайными колебаниями коэффициента эквивалентности и поля потока из-за турбулентного характера потока в цилиндре. Изменчивость от цикла к циклу напрямую связана с выбросами двигателя и управляемостью. По этой причине очень важно количественно определить эту циклическую изменчивость для улучшения характеристик управления двигателем.

3.4.1 Коэффициент варианта IMEP

Одним из распространенных измерений изменчивости от цикла к циклу является коэффициент дисперсии IMEP, который определяется как

стандартное отклонение набора образцов IMEP, деленное на среднее значение того же набора образцов IMEP. Уровни COV ниже 10% обычно считаются приемлемыми. На рисунке 31 показана COV IMEP исследуемого двигателя, при этом каждый набор данных выборки содержит 500 циклов. Как можно заметить, двигатель, использующий бензиновое топливо, будет иметь немного более высокий показатель COV, чем двигатель, использующий E85, особенно в зоне ограничения детонации и ограничения по замедлению. От 5% до 10% изменчивость сгорания от цикла к циклу наблюдается как характер этого испытательного двигателя, поэтому ожидается, что модель прогнозирования момента зажигания будет иметь такую же устойчивость к ошибкам.

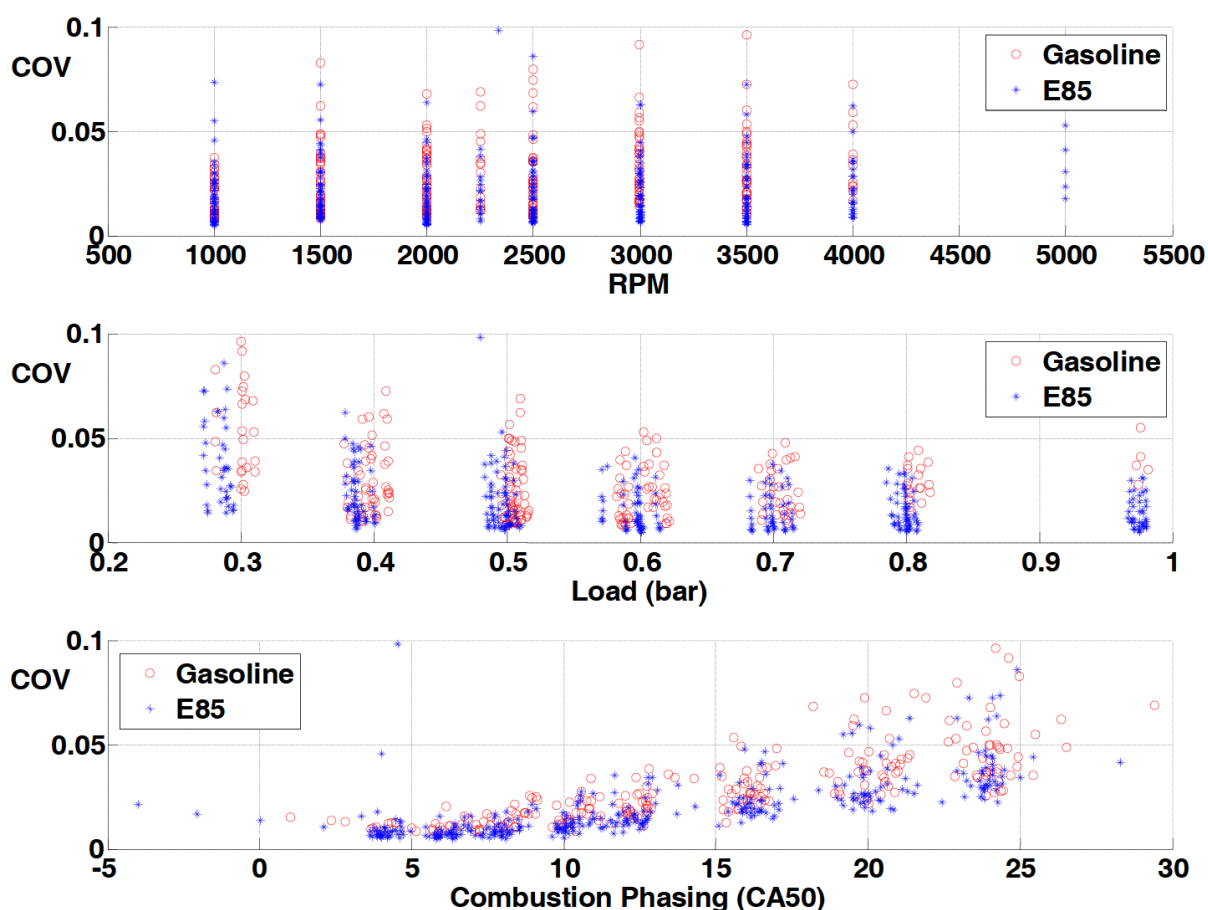


Рисунок 31 – Исследуемый двигатель COV IMEP

3.4.2 Наименьшее значения среднего индикаторного давления IMEP

Наименьшее нормализованное значение (LNV) используется для оценки тенденции к пропускам зажигания в двигателе, которая определяется как наименьшее значение набора образцов IMEP, деленное на среднее значение того же набора образцов. LNV хорошо коррелирует с выбросами двигателя и жесткостью двигателя. На рисунке 32 показана LNV IMEP исследуемого двигателя, при этом каждый набор выборочных данных содержит 500 циклов. LNV для двигателя, работающего на бензине, также выше, чем у E85, особенно в зонах ограничения детонации и ограничения по запаздыванию, как показано на рисунке 32. Из графика LNV можно сделать вывод, что у испытательного двигателя нет тенденции к пропускам зажигания случайного характера.

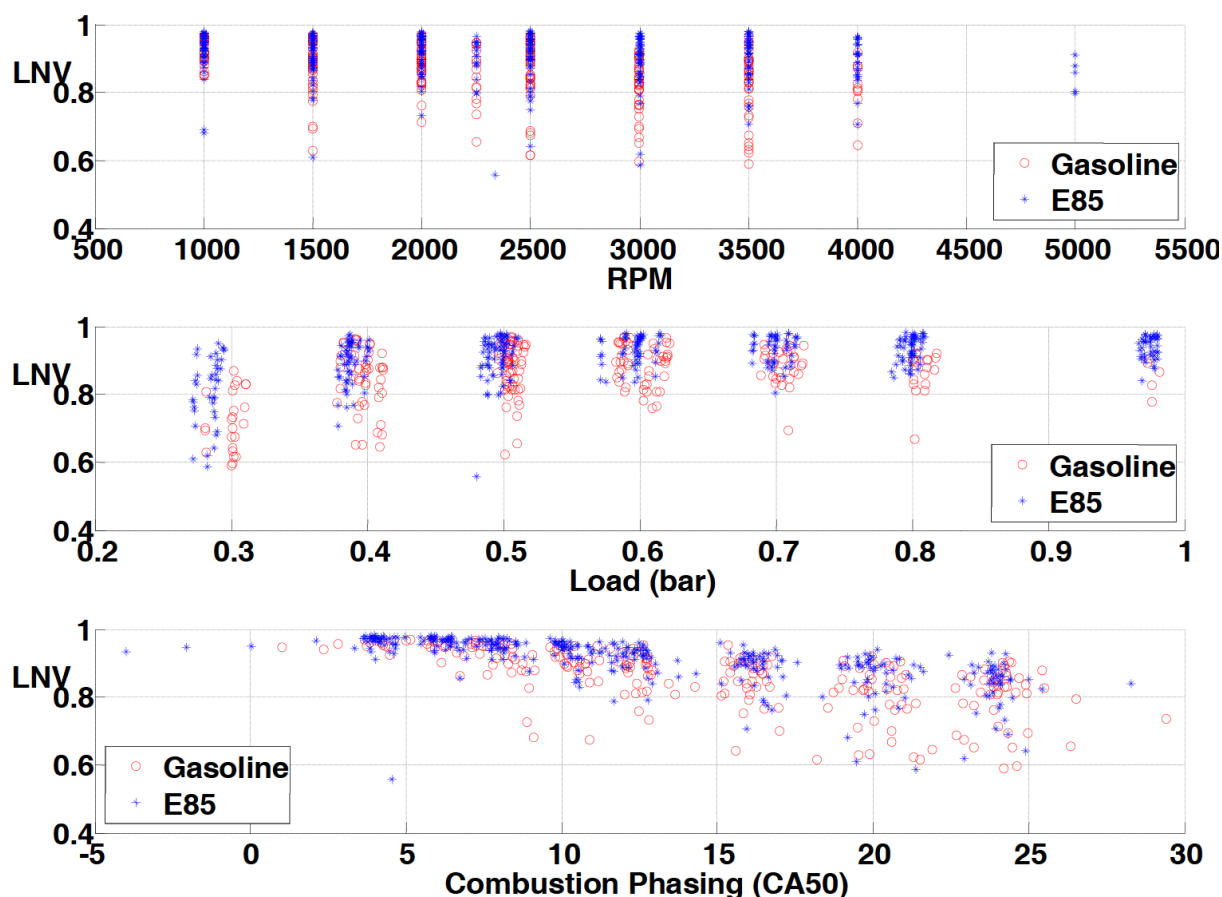
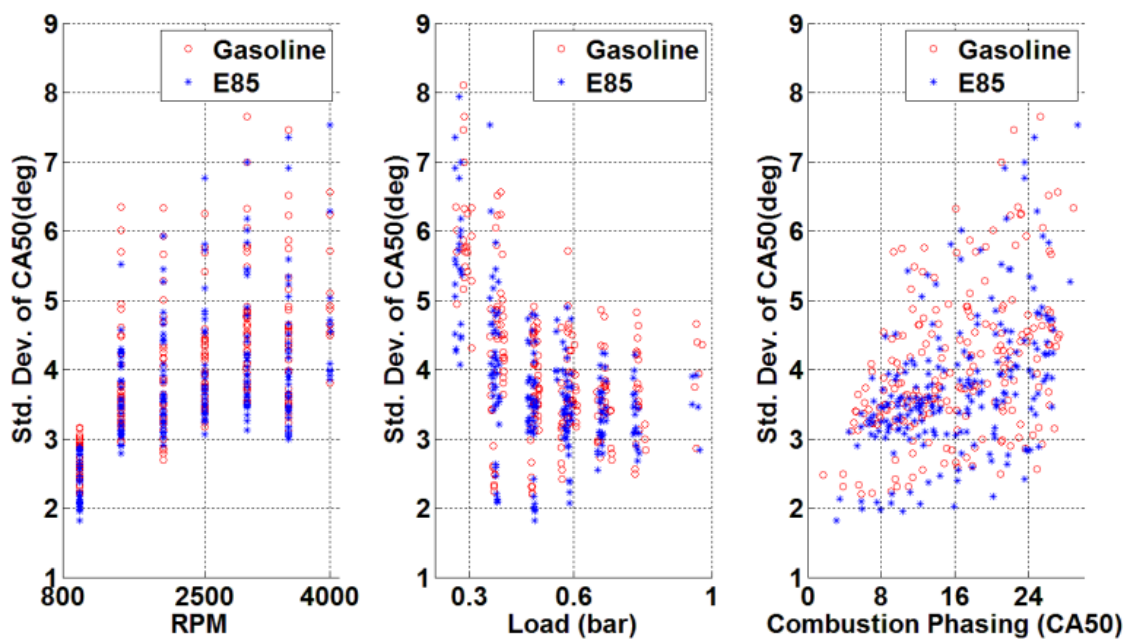


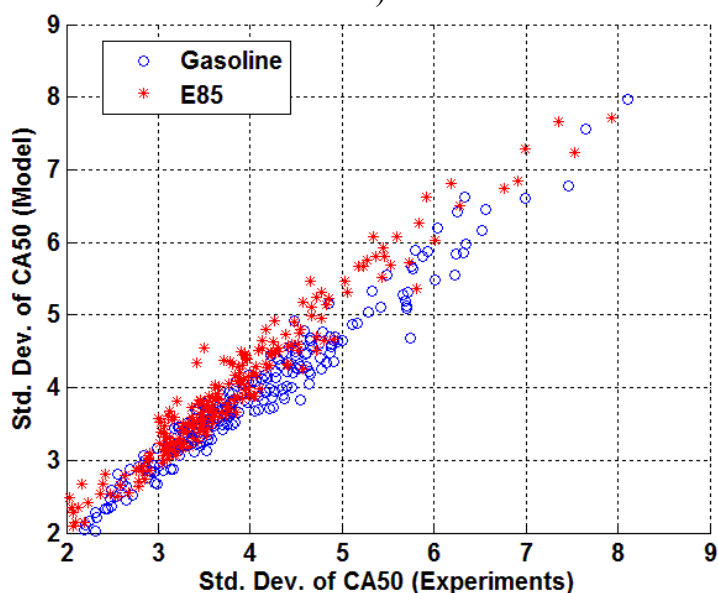
Рисунок 32 – Исследуемый двигатель LNV IMEP

3.4.3 Показатель эффективности регулирования фазового сгорания

Дисперсия сгорания в этом исследовании количественно определяется стандартным отклонением CA50. Стандартное отклонение CA50 будет увеличено, в частности, при более высоких оборотах, меньшей нагрузке двигателя или фазировании позднего сгорания, как показано на рисунке 33.



a)



б)

Рисунок 33 – Оценки эффективности управления опережением зажигания: (а) стандартное отклонение CA50 (выборка из 500 последовательных циклов) для различных оборотов двигателя, нагрузки и фазы сгорания, и (б) результаты эмпирической модели стандартного отклонения CA50, которые оба используются для оценки эффективности управления опережением зажигания.

Для оценки эффективности управления фазой сгорания в реальном времени в каждой рабочей точке двигателя эмпирическая модель подгоняется для стандартного отклонения CA50. Поскольку испытательный двигатель не оснащен усовершенствованными исполнительными механизмами, такими как регулируемое срабатывание клапана, система управления движением заряда, внешняя система управления остаточным газом и т. д., стандартное отклонение изменчивости сгорания в основном зависит от числа оборотов в минуту, нагрузки и CA50.

Стандартное отклонение обычно используется для измерения достоверности статистических выводов. В этом исследовании целевые характеристики фазирования контролируемого горения (плавающее среднее) регулируются так, чтобы оно составляло менее +/- 0,7 стандартного отклонения на основе стандартной ошибки теории среднего (SEM).

Поскольку фазирование горения (CA50) будет располагаться случайным образом вокруг среднего значения, предполагающего нормальное распределение, если SEM сохраняется, плавающее среднее результатов CA50 будет иметь то же среднее значение генеральной совокупности контрольного целевого значения CA50, другими словами, лучшее, что может сделать система управления.

Выводы по главе 3

Многотопливные адаптивные двигатели SI не только нацелены на использование бензина и E85 в качестве входных данных, но также адаптируются к нескольким другим источникам биотоплива, которые способны генерировать широкий диапазон скоростей ламинарного пламени. Очень важно оценить ламинарную скорость пламени для текущей топливной смеси, потому что это критический вход для прогнозирования продолжительности горения. Предполагается, что, если используется другой источник топлива, ламинарная скорость пламени является единственным свойством топлива, которое изменяет продолжительность горения. Для целей управления в режиме реального времени, во-первых, необходимо наблюдать

только за «поведением топлива», а не за фактическими типами топлива; во-вторых, допустимые пределы погрешности могут быть больше, чем результаты исследовательского класса. Таким образом, наблюдатель, сравнивая разницу скоростей горения с базовыми данными и выходным поведением виртуального топлива (ламинарная скорость пламени), успешно исследуется. Исследование проводится только на бензине и Е85 из-за ограничения возможностей испытательной камеры.

Стратегии опережения зажигания на основе моделей требуют целевого этапа сгорания для правильной калибровки, обычно определяемого положением угла поворота коленчатого вала, при котором сгорает пятьдесят процентов воздушно-топливной смеси (CA50). При изменении типа топлива целевой CA50 должен быть обновлен в «детонационной области», чтобы избежать повреждения двигателя при сохранении максимально возможной эффективности.

Октановое число различных источников топлива также имеет решающее значение для алгоритма управления опережением зажигания с обратной связью. Это не повлияет на фактическую скорость сгорания, но значительно изменит достижимую цель фазирования сгорания за счет изменения детонационной характеристики несгоревшей смеси.

Предполагается, что давление в цилиндре можно точно предсказать на основе модели сгорания или доступных данных датчика давления в цилиндре. Температура несгоревшего газа оказалась наиболее сложным параметром, но вносит значительный вклад в точность процедуры прогнозирования самовоспламенения. Это будет еще сложнее, особенно в усовершенствованных двигателях с высокой степенью свободы, когда уровень остаточного газа может изменяться в широком диапазоне с помощью внешнего EGR или срабатывания регулируемого клапана. Горячий или холодный EGR будет сильно влиять на температуру несгоревшей смеси, следовательно, на общие характеристики самовоспламенения несгоревшей смеси.

Заключение

Выполнен анализ перспектив применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках. Получены следующие основные выводы, а именно:

- Основными альтернативными видами топлива для двигателей внутреннего сгорания в составе гибридных силовых установок, являются сжатый природный газ с запальной дозой дизельного топлива если двигатель работает с воспламенением от сжатия, или спиртовое топливо если двигатель с искровым зажиганием.
- Проведенное моделирование двигателя с воспламенением от сжатия показало, что использовании сжатого природного газа с запальной дозой дизельного топлива в двигателе с воспламенением от сжатия снижает мощностные характеристики, но улучшает характеристики по токсичности.
- Проведенное моделирование двигателя с искровым зажиганием показало, что при работе на E85 (85% этанола и 15 % бензина) повышается среднее индикаторное давление и следовательно мощностные показатели работы двигателя по сравнению с работой на бензине.

Выводы по главе 1

Обзор научных работ показал, что наиболее перспективными являются параллельные и комбинированные схемы приводов в гибридных автомобилях, так как наиболее простая схема с последовательной передачей энергии от двигателя внутреннего сгорания на генератор, а потом непосредственно на привод колес через электродвигатели, ограничена в своей реализации мощностью и габаритами таких электродвигателей. Что приводит нас к эффективной возможности использования таких транспортных средств только в условиях малых скоростей и низких ускорений. Для полноценной замены двигателя внутреннего сгорания на

гибридную схему с сохранением всех динамических характеристик необходимо учитывать возможность непосредственной передачи крутящего момента от двигателя на трансмиссию.

По вопросам применения альтернативных видов топлива, следует отметить, что наиболее перспективными считаются спирты для двигателей с искровым зажиганием и биодизельное топливо для дизельных двигателей. Для газов имеются существенные ограничения по применению вследствие значительного увеличения массы хранения топлива и стоимости системы топливоподачи. Но можно отметить, как перспективные это сжатый природный газ и водород. При использовании альтернативных топлив необходимо учитывать необходимость адаптации рабочего процесса на изменение свойств горения нового топлива.

Выводы по главе 2

Проведенное симуляционное моделирование одноцилиндрового дизельного двигателя для малоразмерного гибридного транспортного средства показало, что переход на альтернативное топливо сжатый природный газ с запальной частью дизельного топлива приводит к снижению всех мощностных показателей, но в тоже время значительно улучшаются характеристики по токсичности, что является неоспоримым преимуществом в будущем альтернативного топлива по сравнению с классическим при использовании гибридных силовых установок.

Выводы по главе 3

Многотопливные адаптивные двигатели SI не только нацелены на использование бензина и E85 в качестве входных данных, но также адаптируются к нескольким другим источникам биотоплива, которые способны генерировать широкий диапазон скоростей ламинарного пламени. Очень важно оценить ламинарную скорость пламени для текущей топливной смеси, потому что это критический вход для прогнозирования продолжительности горения. Предполагается, что, если используется другой источник топлива, ламинарная скорость пламени является единственным

свойством топлива, которое изменяет продолжительность горения. Для целей управления в режиме реального времени, во-первых, необходимо наблюдать только за «поведением топлива», а не за фактическими типами топлива; во-вторых, допустимые пределы погрешности могут быть больше, чем результаты исследовательского класса. Таким образом, наблюдатель, сравнивая разницу скоростей горения с базовыми данными и выходным поведением виртуального топлива (ламинарная скорость пламени), успешно исследуется. Исследование проводится только на бензине и E85 из-за ограничения возможностей испытательной камеры.

Стратегии опережения зажигания на основе моделей требуют целевого этапа сгорания для правильной калибровки, обычно определяемого положением угла поворота коленчатого вала, при котором сгорает CA50. При изменении типа топлива целевой CA50 должен быть обновлен в «детонационной области», чтобы избежать повреждения двигателя при сохранении максимально возможной эффективности. Октановое число различных источников топлива также имеет решающее значение для алгоритма управления опережением зажигания с обратной связью. Это не повлияет на фактическую скорость сгорания, но значительно изменит достижимую цель фазирования сгорания за счет изменения детонационной характеристики несгоревшей смеси.

Предполагается, что давление в цилиндре можно точно предсказать на основе модели сгорания или доступных данных датчика давления в цилиндре. Температура несгоревшего газа оказалась наиболее сложным параметром, но вносит значительный вклад в точность процедуры прогнозирования самовоспламенения. Это будет еще сложнее, особенно в усовершенствованных двигателях с высокой степенью свободы, когда уровень остаточного газа может изменяться в широком диапазоне с помощью внешнего EGR или срабатывания регулируемого клапана.

Список используемых источников

1. Автомобиль. Устройство. Автомобильные двигатели: учебное пособие / А. В. Костенко, А. В. Петров, Е. А. Степанова [и др.]. - Изд. 3-е, стер. - Санкт-Петербург: Лань, 2023. - 436 с.
2. Баширов Р. М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета: учебник / Р. М. Баширов. - Изд. 4-е, стер. - Санкт-Петербург: Лань, 2022. - 336 с.
3. Вальехо М. П. Расчет кинематики и динамики рядных поршневых двигателей: учебное пособие / М. П. Вальехо, Н. Д. Чайнов. - Москва: ИНФРА-М, 2022. - 259 с.
4. Вибе И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282
5. Гоц А. Н. Динамика двигателей: курсовое проектирование: учеб. пособие / А. Н. Гоц. - 3-е изд., испр. и доп. - Москва: ИНФРА-М, 2020. - 175 с.
6. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" направления подготовки "Энергомашиностроение" / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков; под ред. Н. Д. Чайнова. - 3-е изд. - Москва: Машиностроение, 2023. - 495 с.
7. Крюков К. С. Теория и конструкция силовых установок: учеб. пособие / К. С. Крюков. - Москва: ИНФРА-М, 2021. - 211 с.
8. Курасов В. С. Теория двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / В. С. Курасов, В. В. Драгуленко. - Москва: ИНФРА-М, 2021. - 86 с.
9. Петров А. И. Техническая термодинамика и теплопередача: учебник / А. И. Петров. - Изд. 2-е, стер. - Санкт-Петербург: Лань, 2023. - 428 с.

10. Суркин В. И. Основы теории и расчёта автотракторных двигателей: курс лекций: учеб. пособие / В. И. Суркин. - Изд. 2-е, перераб. и доп. - Санкт-Петербург: Лань, 2022. - 304 с.

11. Adamchak F., Adede A. LNG as a marine fuel, 17th International conference and exhibition on Liquefied Natural Gas (LNG 17), 2013. Houston

12. Adnan N Ahmed, Zuhair H Obeid and Alauldinn H Jasim Experimental investigation for optimum compression ratio of single cylinder spark ignition engine / IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 454 (2018) 012003

13. Adom F., Dunn J.B., Elgowainy A., Han J., Wang M., Chang R., Perez H., Sellers J., Billings R. Life Cycle Analysis of Conventional and Alternative Marine Fuels in GREET. 2013.

14. Agostini A., Giuntoli J., Boulamanti A. Carbon accounting of forest bioenergy - Conclusions and recommendations from a critical literature review. JRC Technical reports, EUR 25354 EN, 2013. ISBN 978-92-79-25100-9.

15. Ahn K., Stefanopoulou A.G. and Jankovic M. Estimation of Ethanol Content in Flex-Fuel Vehicles Using an Exhaust Gas Oxygen Sensor: Model, Tuning and Sensitivity, In proceedings of ASME 2008 Dynamic Systems and Control Conference, October, 2008, Ann Arbor, MI, USA.

16. Anselmo A., Sullivan J. DME: The Best Fuel, Period. Dimethyl Ether: The Future of Electricity, Heat and Transportation. ChemBioPower Ltd. 2015. Available at: www.chembiopower.com/s/CBP-WhitePaper-v5.pdf

17. Antriebskonzepte für heute und morgen. Motorentechnische Zeitschrift MTZ, 09:630–631, 2013.

18. Atwood, P., Gurski, S., Nelson, D. Degree of hybridization modeling of a fuel cell hybrid electric sport utility vehicle. SAE Paper 2001-01-0236. 2001.

19. Aung K., Hassan M., Faeth G. Flame stretch interactions of laminar premixed hydrogen/air flames at normal temperature and pressure. In: Combust. Flame 109 (1997), p. 1–24

20. Bartunek B., Touchette A., Mumford D., Wing R., Hebbes M., Loo C., Clapa D., Welch A. Development of H₂ Direct Injection Technology for High

Efficiency / High BMEP Engines. In: 1st Int. Sym. on Hydrogen Internal Combustion Engines Graz University of Technology, Austria, 2006

21. Bell Performance, Fuel Storage and Diesel Generator Problems: Fuel Microbes, 2013. Available at: <http://www.bellperformance.com/bell-performs-blog/diesel-generator-problems-fuel-microbes>

22. Bender R. ANSYS CFX 10 Flow Solver with Extended Coherent Flame Model. In: Internal Report, D3.2.J, EU integrated project HyICE, No. 506604. 2007

23. Bengtsson S., Andersson K., Fridell E. A comparative life cycle assessment of marine fuels; liquefied natural gas and three other fossil fuels. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment. 2011. 225, pp. 97–110

24. Benkenida A., Colin O., Knop V. Adaptation of the ECFM Combustion Model to Hydrogen Internal Combustion Engines. In: 1st Int. Sym. on Hydrogen Internal Combustion Engines Graz University of Technology, Austria, 2006

25. Berckmüller M., Rottengruber H., Eder, A., Brehm N., Elsässer G., et al. Potentials of a Charged SI- Hydrogen Engine. In: SAE Paper no. 2003-01-3210 (2003)

26. Boiarciuc A. and Floch A. Evaluation of a 0D Phenomenological SI Combustion Model, SAE 2011-01-1894, 2011

27. Bradley D., Lawes M., Liu K., Verhelst S., Woolley R. Laminar burning velocities of lean hydrogen-air mixtures at pressures up to 1.0 MPa. In: Combust. Flame 149 (2007), p. 162–172

28. Briem M. Untersuchungen zur inneren Gemischbildung an einem Wasserstoff-Forschungsmotor, University of Stuttgart, PhD thesis, 1998

29. Brinkman N., Wang M., Weber T., and Darlington T. Well-to-Wheels Analysis of Advanced Fuel/Vehicle Systems - A North American Study of Energy Use, Greenhouse Gas Emissions, and Criteria Pollutant Emissions, 2005.

30. Burke, A. Hybrid vehicles: design approaches, component options, and potential fuel economy improvements. Institute of Transportation Studies, University of California at Davis. 2005
31. Cavina N. and Suglia R. Spark Advance Control based on a Grey Box Model of the Combustion Process, SAE 2005-01-3760, 2005
32. Colin O. Hydrogen turbulent mixing modeling. In: Internal Report, D3.2.C, EU integrated project HyICE, No. 506604
33. Colin O., Benkenida A., Angelberger C. 3D Modeling of Mixing, Ignition and Combustion Phenomena in Highly Stratified Gasoline Engines. In: Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP 58 (2003), Vol. 1, p. 47–62
34. Conte E. Combustion of reformer gas/gasoline mixtures in spark ignition engines: A concept for near-zero emission transportation, Swiss Federal Institute of Technology Zurich, PhD thesis, 2006
35. Corvus Energy Announces Investment from Statoil Technology Invest. 2015.
36. Cowie A., Berndes G., Smith T. On the timing of greenhouse gas mitigation benefits of forest-based bioenergy, IEA Bioenergy, 2013. ExCo 2013:04
37. Deniz C., Kilic A., Civkaroglu G. Estimation of shipping emissions in Candarli Gulf, Turkey. Environmental Monitoring and Assessment. 2010. Vol.171, pp.219–228.
38. DNV GL Alternative fuels for shipping. DNV GL Strategic Research & Innovation Position 2014. Paper 1-2014.
39. Dorer F. Kompressionsmaschine zur Simulation von Brennraumvorgängen in Wasserstoff-Großdieselmotoren, Technical University Munich, PhD thesis, 2000
40. Eckstein L., Gobbels R., and Wohlecker R. Benchmarking of the Electric Vehicle Mitsubishi i-MiEV. ATZ worldwide, 12:48–53, 2011.
41. Eder A. Brennverhalten schallnaher und überschall-schneller Wasserstoff-Luft Flammen, Technical University Munich, PhD thesis, 2001

42. Eichlseder H. and Wimmer A. Potential of IC-engines as minimum emission propulsion system. *Atmospheric Environment*, 37:5227–5236, 2003.
43. Ellgas S. Simulation of a Hydrogen Internal Combustion Engine with Cryogenic Mixture Formation, University of Armed Forces, Munich, PhD thesis, 2007
44. Erren R., Campbell W. Hydrogen: A Commercial Fuel for Internal Combustion Engines and Other Purposes. In: *The Institute of Fuel* 29 (1933), p. 277–290
45. Errico G. D., Onorati A., Ellgas S., Obieglo A. Thermo-Fluid Dynamic Simulation of a S.I. Single-Cylinder H₂ Engine and Comparison with Experimental Data. In: *Proceedings of ICES2006 ASME Internal Combustion Engine Division, Spring Technical Conference (2006)*, May 8-10
46. Ferreira J., Bender R., Forkel H. Flamelet Modelling of Partially Premixed Hydrogen Combustion in a Direct Fuel Injection Engine. In: *1st Int. Sym. on Hydrogen Internal Combustion Engines* Graz University of Technology, Austria, 2006
47. Florentinus A., Hamelinck C., van den Bos A., Winkel R., Cuijpers M. Potential of biofuels for shipping - Final Report. Prepared by Ecofys for European Maritime Safety Agency (EMSA). 2012.
48. Furuhashi S. Hydrogen engine systems for land vehicles. In: *Int. J. Hydrogen Energy* 14 (1989), Vol. 12, p. 907–913
49. Gerbig F., Strobl W., Eichlseder H., Wimmer A. Potentials of the Hydrogen Combustion Engine with innovative Hydrogen specific Combustion Processes. In: *FISITA World Automotive Congress*. Barcelona, 2004
50. Gerke U., Boulouchos K., Wimmer A., Kirchweber W. Analysis of Hydrogen Direct-Injection Internal Combustion Engines with Methods of Computational Fluid Dynamics. In: *Diesel- und Benzin- direkteinspritzung, IV Bd.* 77. Haus der Technik, Berlin, 2006

51. Guerrier, M. and Cawsey, P. The Development of Model Based Methodologies for Gasoline IC Engine Calibration, SAE Technical Paper 2004-01-1466, 2004
52. Hasse C. A Two-Dimensional Flamelet Model for Multiple Injections in Diesel Engines, RWTH Aachen, PhD thesis, 2004
53. Heffel J. W. NOx emission and performance data for a hydrogen fueled internal combustion engine at 1500 rpm using exhaust gas recirculation. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2003. 28(8), pp. 901-908.
54. Heller K., Ellgas S. Optimisation of a Hydrogen Internal Combustion Engine with Cryogenic Mixture Formation. In: 1st Int. Sym. on Hydrogen Internal Combustion Engines Graz University of Technology, Austria, 2006
55. Henning G., Godecke T., and Damm A. Neue Getriebe für die neuen Kompakten. *ATZ*, 9:70–73, 2012.
56. Heywood J. B., *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw and Hill, 1988
57. Ishiyama T., Kang J., Ozawa Y., and Sako T. Improvement of Performance and Reduction of Exhaust Emissions by Pilot-Fuel-Injection Control in a Lean-Burning Natural-Gas Dual-Fuel Engine. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 5:243–253, 2012.
58. Jiang, S., and Nutter, D. Implementation of Model-Based Calibration for a Gasoline Engine, SAE 2012-01-0722, 2012
59. Landalv I., Gebart R., Marke B., Granberg F., Furusjo E., Lownertz P., Öhrman O.G.W., Sørensen E. L., Salomonsson P. Two years experience of the BioDME project – a complete wood to wheel concept. *Environmental Progress and Sustainable Energy*. 2014. Vol.33, pp. 744–750.
60. Lin C.Y. Effects of biodiesel blend on marine fuel characteristics for marine vessels. *Energies*. 2013. Vol.6, pp.4945–4955
61. Lindström, F., Ångström, H., Kalghatgi, G., and Möller, C., An Empirical SI Combustion Model Using Laminar Burning Velocity Correlations, SAE Technical Paper, 2005-01-2106, 2005

62. Lipman, T., and Hwang, R. Hybrid electric and fuel cell vehicle technological innovation: hybrid and zero-emission vehicle technology links. Proceedings of the 2003 20th International Electric Vehicle Symposium and Exposition, Long Beach, CA.

63. Longwic, R., Modelling the Combustion Process in the Diesel Engine with the Use of Neural Networks, SAE Technical Paper 2008-01-2446, 2008, doi:10.4271/2008- 01-2446.

64. Maass, B., Deng, J., and Stobart, R., In-Cylinder Pressure Modelling with Artificial Neural Networks, SAE Technical Paper 2011-01-1417, 2011, doi:10.4271/2011-01-1417.

65. Miller, J. Hybrid Electric Vehicle Propulsion System Architectures of the e-CVT Type. IEEE Transactions on Power Electronics, 2006. 21(3), pp. 756-767.

66. O'Dowd C. Aerosol in Global Atmosphere. In Encyclopedia of Sustainability Science and Technology, Robert A. Meyers (Ed). 2012. pp 111-148. Springer New York

67. Ott T., Onder C., and Guzzella L. Hybrid-Electric Vehicle with Natural Gas-Diesel Engine. Energies, 6:3571–3592, 2013.

68. Ott T., Zurbriggen F., Onder C., and Guzzella L. Cycle-averaged efficiency of hybrid electric vehicles. Institution of Mechanical Engineering Part D, Journal of Automobile Engineering, 227:78–86, 2012.

69. Petzold A., Lauer P., Fritsche U., Hasselbach J., Lichtenstern M., Schlager H., Fleischer F. Operation of marine diesel engines on biogenic fuels: modification of emissions and resulting climate effects. Environmental Science and Technology. 2011. Vol. 45, pp.10394– 10400.

70. Prucka R. An Experimental Characterization of a High Degree of Freedom Spark- Ignition Engine to Achieve Optimized Ignition Timing Control, Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy, 2008

71. Rakopoulos, C., Michos, C., and Giakoumis, E., Thermodynamic Analysis of SI Engine Operation on Variable Composition Biogas-Hydrogen

Blends Using a Quasi-Dimensional, Multi-Zone Combustion Model, SAE Int. J. Engines 2(1):880-910, 2009

72. Romm, J.J. The Hype About Hydrogen: Fact and Fiction in the Race to Save the Climate, Island Press, Washington, D.C. 2004.

73. Schmid, A., Grill, M., Berner, H., Bargende, M., et al. Development of a Quasi- Dimensional Combustion Model for Stratified SI-Engines, SAE Int. J. Engines 2(2):48-57, 2010

74. Schmidt T., Weiskirch C., Lieske S., and Manz H. Modern industrial engines emission calibration and engine management. ATZ off highway, 9:24–35, 2010.

75. Schneeweiss B. and Teiner P. Hardware-in-the-Loop-Simulation am Motorenprufstand fur realitatsnahe Emissions- und Verbrauchsanalysen. Automobiltechnische Zeitschrift ATZ, 5:76–79, 2010.

76. Sciaretta A. Supervisory control of hybrid powertrains: An experimental benchmark of offline optimization and online energy management. Control Engineering Practice, 19:1253–1265, 2011.

77. Semin R.A.B. A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel for Internal Combustion Engines. Am. J. Engg. & Applied Sci, 1:302–311, 2008.

78. Serrano D. and Lecointe B. Exploring the Potential of Dual Fuel Diesel-CNG Combustion for Passenger Car Engine. In Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Beijing, China, 27-30 November 2012.

79. Service, R. F. The hydrogen backlash. Science, 2004. 305(5686), Aug 13, pp. 958-961.

80. Sherrard A. Poly-gen flash pyrolysis praised for rapid roll-out. Bioenergy International 2015. 78(2). Pp 18-19

81. Tan, Z. and Reitz, R. Modeling Ignition and Combustion in Spark-ignition Engines Using a Level Set Method, SAE Technical Paper 2003-01-0722, 2003.

82. Thomson H., Corbett J. J., Winebrake J.J. Natural gas as a marine fuel. *Energy Policy* 2015. 87. pp 153–167

83. Vibe, I.I. Semi-empirical expression for combustion rate in engines, *Proceedings of Conference on piston engines, USSR Academy of sciences, Moscow*, pp. 186-191, 1956.

84. Warnecke W., Karanikas J., Levell B., Mesters C., Adolf J., Schreckenber J., Kofod M., and Wildbrand K. Natural Gas - A bridging technology for future mobility? In 34. Internationales Wiener Motorensymposium, 25 - 26, April, 2013.

85. Wiebe I.I., *Brennverlauf und Kreisprozeb von Ver-brennungsmotoren*. In VEB- Verlag Technik, Berlin, 1970.

86. Zhang, Y., Lin, H., Zhang, B., and Mi, C. Performance Modeling and Optimization of a Novel Multi-mode Hybrid Powertrain. *Journal of Mechanical Design*, 2006. 128, pp. 79-89.