

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 Анализ перспектив применения водорода в автомобильных
двигателях

Обучающийся

М.Ф. Петросян

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Научный
руководитель

к.т.н., доцент, В.В. Смоленский

(ученая степень, ученое звание, Инициалы Фамилия)

Тольятти 2023

Оглавление

Введение.....	3
Глава 1 Изучение литературы для выявления перспективы применения водорода в поршневых двигателях транспортных средств	6
1.1 Использование водорода в поршневых двигателях транспортных средств	6
1.2 Меры по проектированию или переоборудованию двигателя для работы на водороде	22
1.3 Подача водорода под давлением	27
1.4 Прямой впрыск водорода	32
1.5 Моделирование смесеобразования водорода в двигателях с искровым зажиганием	38
Глава 2 Описание исследуемых моделей двигателя	43
Глава 3 Обзор результатов моделирования процесса сгорания в двигателе при подаче топлива во впускной трубопровод	48
Заключение.....	60
Список используемых источников.....	63

Введение

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

Водород является привлекательным альтернативным энергоносителем, который может оставить в прошлом вредные выбросы, глобальное потепление и ненадежность поставок нефти. В текущей работе рассматривается возможность использования водорода в двигателях внутреннего сгорания. Водородные двигатели могут быть внедрены относительно легко как с технологической, так и с экономической точек зрения.

Водород демонстрирует отличительные черты приемлемого безуглеродного топлива. При сгорании водорода не образуются токсичные продукты, такие как углеводороды, монооксид углерода, оксиды серы, органические кислоты или диоксид углерода.

Хорошо известно, что пролитый водород не оказывает вредного воздействия на окружающую среду благодаря своей высокой плавучести и способности к диффузии в воздухе. Водородный поток быстро рассеивается в атмосфере. С другой стороны, пролитый бензин часто создает опасность возгорания, а в некоторых случаях оказался загрязнителем грунтовых вод.

Поэтому исследование перспектив применения водорода в автомобильных силовых установках является актуальной темой магистерской диссертации.

Объект исследования.

Автомобильная силовая установка.

Предмет исследования.

Применения водорода в автомобильных силовых установках.

Целью работы является изучение перспектив применения водорода в автомобильных двигателях легкового автомобиля.

Гипотеза исследования состоит в том, что водород обеспечивает чистое и эффективное сгорания в ДВС.

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

1. провести обзор проблемных источников и наработать материал для изучения перспектив применения водорода в автомобильных двигателях;
2. выявить возможности повышения эффективности двигателя легкового автомобиля за счет применения водорода, как основного топлива в ДВС.

Методы исследования.

Метод аналитического исследования, метод моделирования рабочего процесса.

Научная новизна исследования заключается в идее повысить эффективности двигателя легкового автомобиля за счет применения водорода в автомобильных 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 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 водорода в автомобильных силовых установках;
2. возможности повышения эффективности двигателя легкового автомобиля за счет применения водорода в автомобильных силовых установках.

Структура магистерской диссертации.

Диссертация состоит из введения, 3 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 27 рисунка, 4 таблицы, списка использованных источников (86 источник). Основной текст изложен на 71 страницах.

Глава 1 Изучение литературы для выявления перспективы применения водорода в поршневых двигателях транспортных средств

1.1 Использование водорода в поршневых двигателях транспортных средств

1.1.1 Стимулы использования водорода как энергоносителя

Нынешний способ удовлетворения мирового спроса на энергию, основанный в первую очередь на ископаемом топливе, становится все более несостоятельным. Запасы ископаемого топлива, о которых когда-то почти не задумывались, теперь явно исчерпаемы [1].

1.1.2 Водород как топливо для двигателей внутреннего сгорания

Ограниченный характер ресурсов ископаемого топлива и необходимость сокращения выбросов парниковых газов требуют изучения других энергоносителей, помимо известных сегодня углеводородных топлив, бензина и дизельного топлива. На международном уровне водород считается перспективным вторичным энергоносителем в качестве долгосрочного решения. Правительства США, Японии и Европейского Союза инициировали несколько стратегий исследований водорода, уделяя особое внимание автомобильному сектору, например. План использования водорода в США [55], Демонстрационный проект по водороду и топливным элементам в Японии [56] и Европейская технологическая платформа по водороду и топливным элементам [81]. Общей целью всех этих программ является создание технологий с нулевым уровнем выбросов и высокой эффективностью, основанных на водородной инфраструктуре [2].

Большинство программ сосредоточено на технологии топливных элементов. Однако считается, что водородные двигатели внутреннего сгорания способны сократить разрыв между углеродной и водородной экономикой [80]. Являясь частью будущих силовых установок транспортных

средств, водородные двигатели внутреннего сгорания обладают потенциалом улучшения работы в отношении мощности, эффективности и выбросов по сравнению с двигателями, работающими на обычном топливе, даже с учетом требований устойчивой мобильности [42]. Хотя пригодность водорода в качестве широко используемого вторичного энергоносителя все еще обсуждается, существуют противоположные экологические опасения относительно влияния утечки газообразного молекулярного водорода на химию разрушения озона и возмущения климатической системы [14, 19]. Что касается чистого снижения выбросов парниковых газов, решающую роль играет технология, используемая для производства водорода. Помимо широко распространенного метода производства водорода из возобновляемых ресурсов, существуют различные потенциальные пути производства, которые, например, основаны на ядерных или ископаемых источниках. Схема накопленных выбросов парниковых газов в зависимости от выбранного пути может быть найдена в анализе Well-to-Wheels, например недавно опубликованный отчет Европейского союза [84]. Автомобильным приложениям нужна легкая и экономичная система хранения для водородных транспортных средств. Вообще, пробег является ключевым вопросом современной техники. Сжатый газ в сосудах высокого давления и криогенных системах хранения проходит полевые испытания, в то время как хранение твердых веществ в органических соединениях все еще исследуется. Предпринимаются международные исследования и разработки, чтобы уменьшить вес и стоимость систем хранения водорода, например, интегрированный исследовательский проект EC StorHy [82].

1.1.3 Характеристики горения водорода

Сосредоточив внимание на разработке процесса сгорания в двигателе, водород обладает уникальными характеристиками сгорания для достижения высокоэффективного сгорания с практически нулевым уровнем выбросов. Широкий диапазон воспламеняемости, быстрая конверсия топлива, надежное

воспламенение и безуглеродное сгорание делают водород идеальным топливом для двигателей внутреннего сгорания [3].

По сравнению с углеводородным топливом воспламеняемость водородно-воздушных смесей колеблется между коэффициентами эквивалентности воздух/топливо $\lambda = 0,14$ и $10,5$, тогда как воспламеняемость бензина и метана ограничивается $0,4 \leq \lambda \leq 1,4$ и $0,7 \leq \lambda \leq 2,1$ соответственно. Следовательно, качественная работа двигателя в режиме гомогенного искрового зажигания возможна для широкого диапазона нагрузок с использованием водорода. Эффективность двигателя заметно повышается за счет снижения дроссельной заслонки и работы на обедненной смеси при низких нагрузках двигателя. Гомогенная работа с $\lambda > 2$ снижает температуру сгорания ниже температуры образования термических оксидов азота, что приводит к практически нулевым выбросам при сгорании. Помимо пределов воспламеняемости, скорость ламинарного горения водорода заметно отличается от скорости углеводородного топлива. При атмосферных условиях ($p = 1,013$ бар, $T = 293,15$ К) в качестве эталона скорость ламинарного пламени стехиометрических водородно-воздушных смесей ($u_l = 2,65$ м/с до $3,25$ м/с) примерно в семь раз выше скорости ламинарного пламени бензина и метана ($u_l = 0,37$ м/с до $0,45$ м/с). Даже в обедненных условиях скорость пламени достаточно высока, чтобы предотвратить потерю эффективности, вызванную замедленным сгоранием. В случае прямого впрыска водорода под высоким давлением может быть получен дополнительный прирост эффективной скорости горения за счет повышенного уровня турбулентности [4].

Легкая воспламеняемость водородно-воздушных смесей свидетельствует о значительном снижении коэффициентов вариации от цикла к циклу по сравнению с бензиновыми двигателями, что позволяет оптимизировать настройку опережения зажигания с точки зрения эффективности [5].

Стехиометрическая потребность водорода в воздухе ($L_{stic} = 34,3$ кг/кг) чуть более чем в два раза выше, чем у бензиновых топлив. Однако соотношение низших теплотворных способностей двух видов топлива значительно превышает это значение. Предполагая воздушно-наддувные двигатели с равной загрузкой, теплотворная способность смеси водородного двигателя теоретически превысит уровень бензинового типа на 17 %. Это подчеркивает преимущество двигателей с непосредственным впрыском, в которых устранено негативное влияние эффектов вытеснения воздуха, широко известных также для газовых двигателей с впрыском топлива во впускные отверстия. Наиболее важные теплофизические свойства водорода суммированы и сравнены со свойствами обычных углеводородных топлив в таблице 1 [6].

Таблица 1 – Свойства водородного и углеводородного топлива, взятые из [32,45]

Свойство	Единица	Водород	Метан	Бензин
Низшая теплотворная способность	МДЖ/кг	120.0	50.0	45.0
Стехиометрическая фракция воздуха	Кг возд. / кг топл	34.3	17.2	14.7
Богатый предел воспламенения	-	0.2	0.7	0.4
Бедный предел воспламеняемости,2	-	10.0	2.1	1.4
Скорость ламинарного пламени	м/с	2	0.4	0.4-0.8
Адиабатическая температура пламени	К	2390	2225	2275
Температура самовоспламенения	К	858	813	- 500
Минимальная энергия воспламенения	мДж	0.02	0.29	0.24
Плотность	г/л	0.09	0.72	730-780
Температура кипения	°С	-253	-162	25-215

1.1.4 Стратегии смесеобразования для водородных двигателей

1.1.4.1 Внешнее смесеобразование

Распределенный впрыск топлива (PFI) описывает непрерывный или последовательный впрыск водорода во впускной канал, где основные части приготовления смеси расположены вне камеры сгорания. Традиционно водородные двигатели внутреннего сгорания реализовывались с помощью безнаддувных систем сгорания с предварительным смешиванием с

использованием PFI. Однако такие явления, как преждевременное зажигание, детонация и эффект вытеснения воздуха водородом, вызывают низкую выходную мощность и низкий объемный КПД, а также нестабильную работу двигателя, сопровождаемую этими концепциями двигателя [16]. Недостатки двигателей с распределенным впрыском водорода можно преодолеть, используя двигатели внутреннего сгорания с передовыми технологиями впрыска водорода, такими как криогенный впрыск топлива с портом. Используя этот метод, газообразный водород переносится из криогенной системы хранения по изолированным трубам во впускной канал, где процесс смешивания с всасываемым воздухом вызывает увеличение плотности смеси за счет охлаждения. При стехиометрическом режиме работы с водородом могут быть достигнуты температуры впрыска $T = 45 \text{ K}$ и температуры смеси $T = 205 \text{ K}$, что приводит к теоретическому увеличению объемной удельной мощности примерно на 40 % по сравнению с впрыском водородного топлива в порт окружающей среды. Дополнительным положительным эффектом криогенного смесеобразования является значительное снижение аномалий горения по сравнению с атмосферным впрыском топлива. Ранние исследования образования криогенных смесей, начавшиеся в конце 1970-х годов, проводились японской исследовательской группой [37]. Недавние исследования проводятся в BMW Group Research and Technology [49]. Для получения дополнительной информации делается ссылка на работы по криогенным водородным двигателям, проводимые параллельно в рамках связанного исследовательского проекта [32,45].

1.1.4.2 Внутреннее смесеобразование

Быстрый прогресс в технологии прямого впрыска топлива (DI) в течение последних десятилетий также оказался выгодным для водородных двигателей внутреннего сгорания. Подобно современным двигателям, работающим на обычном топливе, современная технология впрыска упрощает работу с непосредственным впрыском, что значительно увеличивает возможности конструкции двигателя. Современная технология

DI позволяет задавать определенные характеристики сгорания в водородных двигателях, т.е. расслоение топлива и многократный впрыск определенного количества топлива. В зависимости от стратегии впрыска смесеобразование в водородных двигателях с непосредственным впрыском высокого давления не ограничивается сгоранием предварительного смешения, как в двигателях PFI, а позволяет сочетать предварительно смешанное, частично предварительно смешанное и не предварительно смешанное пламя с контролируемой диффузией. Явлений, таких как преждевременное зажигание и обратное воспламенение, обычно известных как недостатки водородных двигателей PFI, можно избежать, используя водородный непосредственный впрыск [7 – 10].

В то время как водородный криогенный впрыск топлива через порт использует увеличение плотности вдыхаемой водородно-воздушной смеси за счет охлаждения, прямой впрыск позволяет избежать эффектов вытеснения воздуха и, таким образом, приводит к увеличению нагрузки наддува. Объемная удельная мощность для прямого впрыска увеличена примерно на 40 % по сравнению с образованием смеси с водородом из окружающей среды [11].

Важным атрибутом, характеризующим различные режимы прямого впрыска, является уровень подачи водорода под давлением. Изменения момента впрыска, как исследовано в настоящей работе, требуют массового расхода топлива, который почти не зависит от противодействия в цилиндре. Это относится только к прямому впрыску под высоким давлением, когда соотношение между давлением впрыска и противодействием превышает критическое соотношение ($p_{H_2} \geq 150$ бар). Другие стратегии DI водорода, в которых давление подачи водорода значительно ниже, а впрыск ограничивается ранней стадией такта сжатия, характеризуются как гомогенные режимы [12].

Что касается подготовки топливной смеси, непосредственный впрыск водорода под высоким давлением допускает различные стратегии

эксплуатации. Возможна стратификация воздух/топливо, а также многократный впрыск топлива. Эта дополнительная степень свободы способствует прямому впрыску водорода как подходящему методу избирательной организации сгорания на основе стратегии впрыска. Момент впрыска напрямую влияет на приготовление топливной смеси. Соответственно, начало впрыска (SOI) является наиболее репрезентативным параметром для DI водорода. Следует различать различные режимы сгорания в зависимости от начала, продолжительности и количества впрысков топлива [13].

Что касается случаев однократного впрыска, то режим сгорания с предварительным смешиванием, сравнимый с PFI, присутствует, когда впрыск топлива происходит в начале такта сжатия, т.е. $SOI = -120^\circ \text{CA}$ (относительно верхней мертвой точки, ВМТ). В этом случае доступны большие сроки подготовки топливно-воздушной смеси. Режим частично-предварительного горения может быть получен при уменьшении временных рамок приготовления топливно-воздушной смеси, т.е. когда событие впрыска происходит близко к концу такта сжатия (например, $SOI = -25^\circ \text{CA}$). Временные рамки смешивания и, следовательно, степень расслоения воздуха/топлива напрямую связаны с SOI. Впрыск заканчивается до искрового воспламенения, и, следовательно, сгорание происходит по принципу распространения пламени, сравнимому с бензиновыми двигателями [14].

Работа с несколькими событиями впрыска требует различия, происходит ли вторичный впрыск до или после момента зажигания. Первый тип называется режимом горения с распространением пламени, описанным выше для однократного впрыска. В этом режиме можно использовать несколько впрысков для улучшения гомогенизации или расслоения смеси. Последние типы приводят к диффузионно-факельному режиму горения, который вызван впрыском топлива во фронт пламени ранее созданного искрового воспламенения распространяющегося пламени. Этот режим,

называемый контролем горения, сравним с комбинированным процессом типа бензинового/дизельного двигателя (режим без предварительного смешивания, диффузионный пламенный режим), реализуемым различными дискретными событиями впрыска [42]. Различные порции впрыскиваемого топлива могут быть выражены в терминах индивидуальных значений коэффициента эквивалентности топливо/воздух, например ϕ_1 и ϕ_2 относятся к первому и второму событию инъекции. Общий коэффициент эквивалентности топливо/воздух определяется как $\phi = \phi_1 + \phi_2$ ($1/\lambda = 1/\lambda_1 + 1/\lambda_2$) [15].

В дополнение к увеличению удельного объемного КПД, системы сжигания водорода с непосредственным впрыском под высоким давлением предлагают потенциальные преимущества в отношении повышения эффективности использования топлива за счет снижения работы сжатия. При послышной эксплуатации можно отметить значительное сокращение выбросов термических оксидов азота, когда горение происходит локально в обогащенных зонах. Несколько дополнительных методов, таких как впрыск воды [98] и рециркуляция отработавших газов [48], для предотвращения аномалий сгорания и снижения выбросов оксида азота были исследованы, но далее здесь не обсуждаются [16].

1.1.5 Последствия горения водородно-воздушных смесей в двигателях

Те же свойства, которые делают водород таким желаемым топливом для двигателей внутреннего сгорания, также несут ответственность за аномальные процессы сгорания, связанные с водородом. В частности, широкие пределы воспламеняемости, низкая требуемая энергия воспламенения и высокая скорость пламени могут привести к нежелательным явлениям горения, которые обычно суммируются как аномалии горения. Эти аномалии включают возгорание на поверхности и обратное зажигание, а также самовоспламенение (детонацию) [17 – 20].

Поверхностное зажигание используется здесь для обозначения неконтролируемого воспламенения, вызванного горячей точкой в камере сгорания. Предварительное зажигание обычно описывает события сгорания, происходящие внутри камеры сгорания во время такта сжатия двигателя, с фактическим началом сгорания до момента зажигания. Обратное зажигание, также называемое обратной вспышкой, относится к событиям, в которых водородно-воздушный заряд сгорает во время такта впуска, обычно во впускном канале или впускном коллекторе. «Детонация» двигателя – это термин, используемый для типичных двигателей SI для описания самовоспламенения оставшегося горючего газа во время поздней части процесса сгорания с высокими колебаниями давления и типичным звуком звона. Как уже вкратце обсуждалось, следует соблюдать осторожность при использовании термина «детонация» в водородных двигателях [21].

1.1.5.1 Предварительное зажигание

Типичное преждевременное сгорание во время такта сжатия двигателя с закрытыми впускными клапанами в результате предварительного зажигания, аномалия поверхностного зажигания, может иметь множество причин. Поскольку преждевременное зажигание является случайным событием, подробные исследования преждевременного зажигания сложны, а фактическая причина преждевременного зажигания часто является не более чем предположениями [22].

На рисунке 1 показан график давления в цилиндре, а также давление во впускном коллекторе с измененным углом поворота коленчатого вала для цикла сгорания, в котором имело место преждевременное зажигание. Для сравнения показано обычное событие горения [23, 24].

Данные были получены для одноцилиндрового исследовательского двигателя, работающего на водороде, с частотой вращения двигателя 3200 об/мин и IMEP 7 бар для случая обычного сгорания (пунктирная линия). Почти симметричная фазировка давления в цилиндре, вызванная предварительным зажиганием, приводит к падению IMEP почти до 0.

Интересно отметить, что пиковое давление для случая предварительного зажигания выше, чем при обычном цикле сгорания. Однако из-за раннего повышения давления, которое начинается около 80°CA до ВМТ, указанное среднее эффективное давление для случая предварительного зажигания составляет около 0 бар.

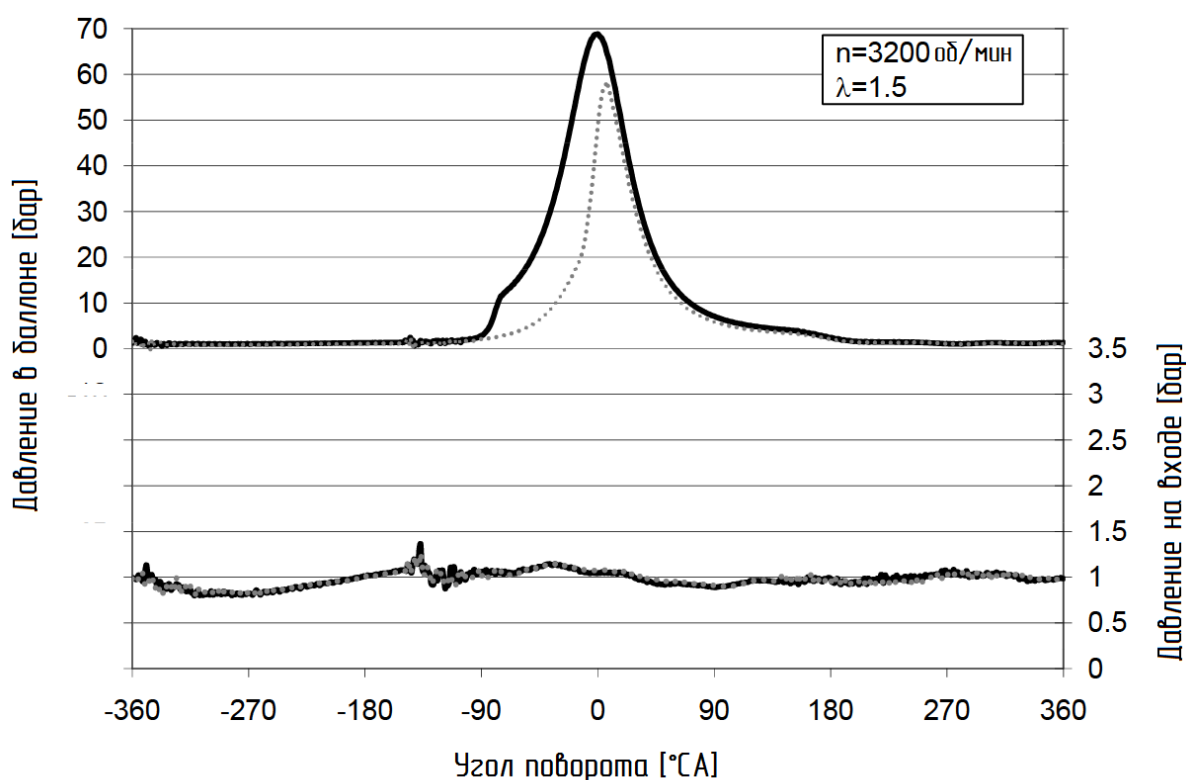


Рисунок 1 – Типичные кривые давления в цилиндрах и впускном коллекторе с предварительным зажиганием (сплошные линии) в сравнении с обычными кривыми давления (пунктирные линии) [25]

Кривая давления на впуске для случая предварительного зажигания не показывает каких-либо значительных отличий от обычной кривой, потому что предварительное зажигание произошло после закрытия впускных клапанов [26].

Меры по предотвращению преждевременного зажигания включают надлежащую конструкцию свечи зажигания, конструкцию системы зажигания с низким остаточным зарядом, специально разработанную вентиляцию картера, заполненные натрием выпускные клапаны, а также

оптимизированную конструкцию охлаждающих каналов двигателя во избежание горячих. Непосредственный впрыск водорода в камеру сгорания – еще одна мера для эффективного уменьшения или устранения преждевременного воспламенения в зависимости от стратегии впрыска [27].

1.1.5.2 Обратная вспышка

Возгорание или обратная вспышка описывает сгорание свежего водородно-воздушного заряда во время такта впуска в камере сгорания двигателя и/или во впускном коллекторе. При открытии впускных клапанов свежая водородно-воздушная смесь всасывается в камеру сгорания. Когда свежий заряд воспламеняется в горячих точках камеры сгорания, горячих остаточных газах или частицах, или оставшемся заряде в системе зажигания, происходит обратное воспламенение, подобно предварительному зажиганию. Основное различие между обратным зажиганием и предварительным зажиганием – это время возникновения аномалии. Предварительное зажигание происходит во время такта сжатия при уже закрытых впускных клапанах, тогда как обратное зажигание происходит при открытых впускных клапанах. Это приводит к сгоранию и повышению давления во впускном коллекторе, что не только отчетливо слышно, но также может повредить или разрушить впускную систему. Из-за более низкой энергии воспламенения возникновение обратного воспламенения более вероятно, когда смеси приближаются к стехиометрии. Поскольку большинство рабочих стратегий с работой на водороде начинают впрыск после закрытия впускных клапанов, возникновение обратного пламени обычно ограничивается концепциями внешнего смесеобразования [28 – 30].

На рисунке 2 показаны кривые давления в цилиндре и впуске для цикла обратного зажигания, измеренные на водородном одноцилиндровом двигателе автомобильного размера при частоте вращения двигателя 3200 об/мин и IMEP 7 бар [31].

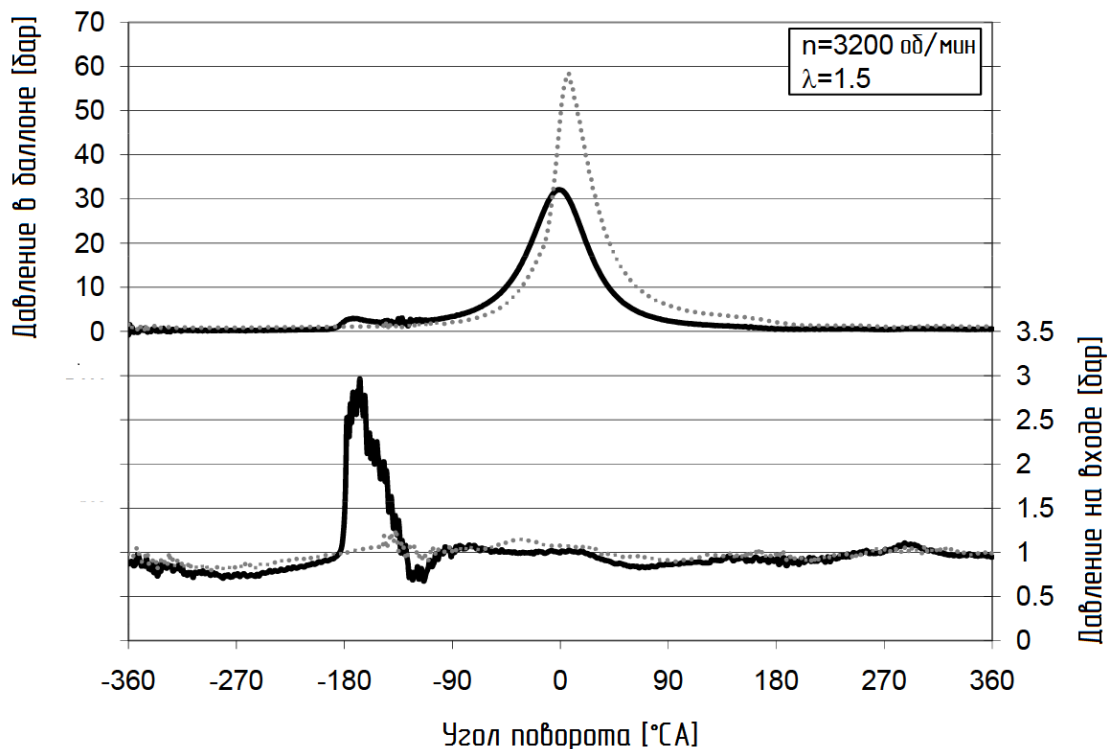


Рисунок 2 – Типичные кривые давления в цилиндре и впуске для цикла обратного горения (сплошные линии) по сравнению с обычными кривыми давления (пунктирные линии) [32]

Ограниченная доступная информация об аномалиях горения также указывает на то, что предварительное зажигание и обратное зажигание тесно связаны с преждевременным зажиганием как предшественником возникновения обратного зажигания. Таким образом, предварительное зажигание нагревает камеру сгорания, что в конечном итоге приводит к обратному воспламенению в последующем цикле. Следовательно, любые меры, помогающие избежать преждевременного воспламенения, также снижают риск возникновения обратного огня. Кроме того, была проделана работа по оптимизации конструкции впускных каналов и стратегии подачи топлива, чтобы избежать обратного пламени. В качестве одного из возможных подходов были предложены стратегии впрыска, которые позволяют чистому воздуху поступать в камеру сгорания для охлаждения потенциальных горячих точек перед всасыванием топливно-воздушной смеси. В результате экспериментальных и симуляционных работ на

водородном двигателе PFI были получены прогнозная модель и рекомендации по работе без обратной вспышки. Хотя тенденции, выявленные при исследовании горения водорода в двигателях, показали, что аномалии сгорания значительно ограничивают рабочий режим, оптимизация стратегии впрыска топлива в сочетании с изменяемыми фазами газораспределения как для впускных, так и для выпускных клапанов позволила эксплуатировать водородный двигатель с впрыском во впускной канал при стехиометрические смеси во всем диапазоне скоростей [33].

1.1.5.3 Самовоспламенение (детонация)

Когда условия конечного газа (давление, температура, время) таковы, что конечный газ самовоспламеняется, следует быстрое высвобождение оставшейся энергии, генерирующей волны давления большой амплитуды, в основном называемые детонацией в двигателе [34].

Стандартной мерой определения детонационных характеристик жидкого топлива является октановое число. Двигатель CFR или УИТ-85 используется для определения детонационной способности конкретного топлива путем сравнения его детонационной стойкости со смесью нормального гептана и изооктана. Наиболее распространенными стандартизированными испытаниями для определения детонационной стойкости двигателя CFR являются метод исследования, в результате которого определяется октановое число по исследовательскому методу (RON), и метод двигателя, позволяющий получить октановое число двигателя (MON). Хотя эти методы были разработаны и применимы только к жидкому моторному топливу SI, октановое число для водородного топлива указано в литрах. Сообщаемые значения варьируются от $RON < 88$ до $RON = 130$ и $RON 130+$ для бедных смесей. Неясно, как были определены эти значения; они должны быть либо оценочными значениями, либо измеряться методами, похожими, но не соответствующими методам ASTM. Также была проведена работа по имитации измерения детонации в двигателе CFR с

использованием скорости изменения сигнала давления, отфильтрованной через фильтр нижних частот [35, 36].

Определение октанового числа выполняется при постоянном опережении зажигания (13°CA BTDC для RON и $19\text{--}26^{\circ}\text{CA BTDC}$, в зависимости от степени сжатия для MON). Расхождения в номинальной детонационной стойкости водорода в основном связаны с чрезвычайно высокими скоростями пламени вокруг стехиометрии с сильной зависимостью от воздушно-топливного отношения, что делает сомнительным применение стандартных методов для определения детонационной стойкости [37].

Из-за высокой детонационной стойкости метана ($115 < \text{MON} < 130$) метановое число (MN) было определено для определения детонационных характеристик газообразного топлива. Для метанового числа используется эталонная топливная смесь из метана с MN, равного 100, и водорода с MN, равным 0. Согласно определению, MN водорода равно 0, что позволяет предположить, что водород имеет очень низкую стойкость к детонации. Это явно противоречит некоторым октановым числам, приведенным в цитированных выше работах [38].

Сообщалось о попытках предсказать детонационное поведение двигателей, работающих на водороде. Сравнение с экспериментальными результатами показало хорошее согласие для изменения степени сжатия, соотношения воздушно-топливного эквивалента и температуры всасываемого воздуха. Эти результаты показывают, что режим работы водородного двигателя сильно ограничен возникновением детонационного сгорания [39].

На рисунке 3 показан график давления в цилиндре, а также отфильтрованный сигнал для работы водородного DI при 2000 об/мин и нагрузке двигателя 10 бар IMEP, записанных на одноцилиндровом исследовательском двигателе со степенью сжатия 12:1. Сигнал давления в цилиндре показывает колебания давления, типичные для детонационного

сгорания; сигнал с фильтром верхних частот показывает максимальную амплитуду давления примерно 3,6 бар [40].

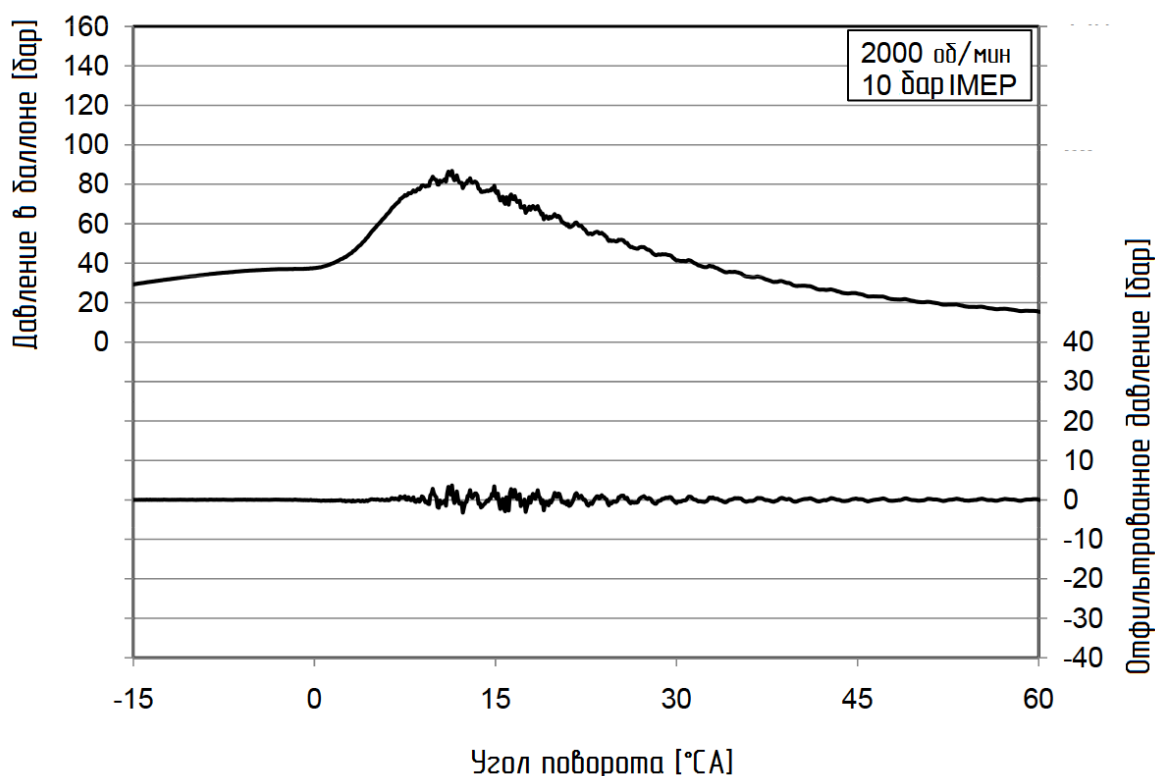


Рисунок 3 – Типичный график давления в цилиндре для легкого детонационного цикла [41]

Для тех же оборотов двигателя и нагрузки была зарегистрирована рабочая точка с сильным детонацией, возникшая в результате дальнейшего опережения времени зажигания (рисунок 4). Хотя обычное пиковое давление для этой рабочей точки составляет около 90 бар, максимальное давление в режиме детонации достигает 150 бар с колебаниями в фильтре верхних частот почти 65 бар [42].

Подобные испытания, проведенные на двигателе CFR при степени сжатия 12:1, были нацелены на определение детонационных характеристик водорода и применимости стандартных автомобильных систем обнаружения детонации. Сравнительный анализ интенсивности детонации бензина и водорода показал, что следы детонационного давления демонстрируют

сходные амплитуды пиков, а также сходные длительности и спады колебаний давления [44].

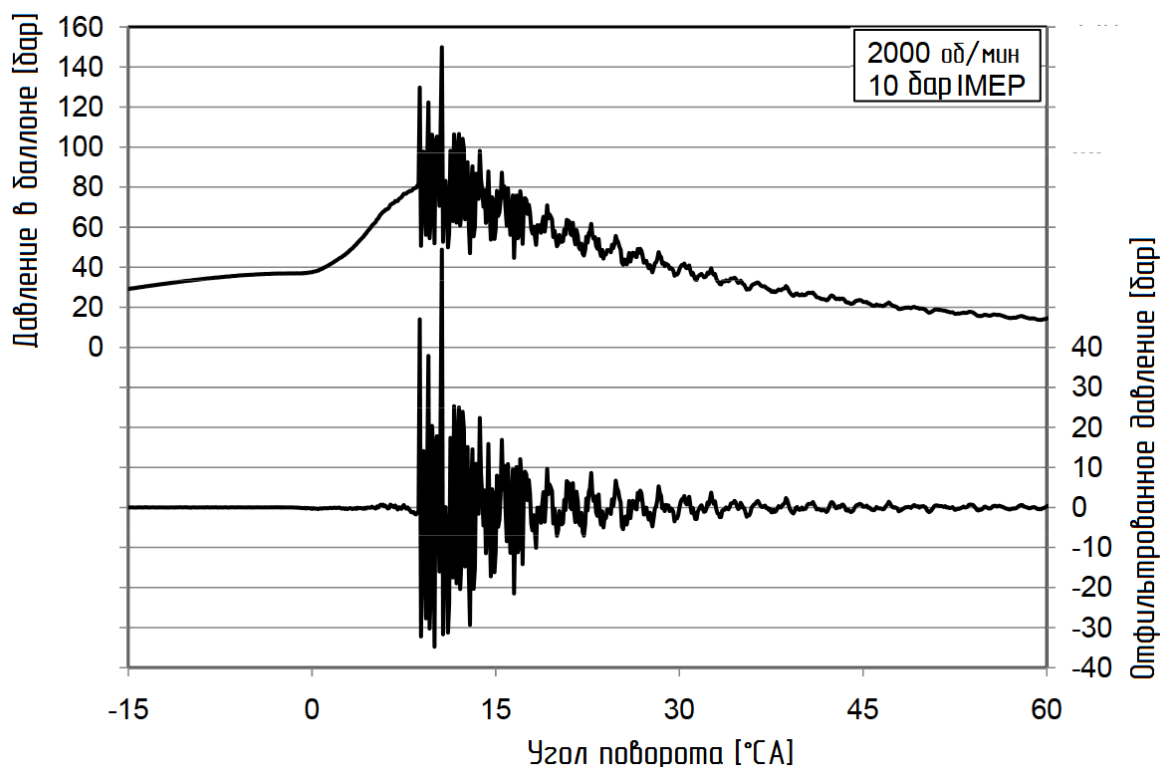


Рисунок 4 – Типичный график давления в цилиндре для тяжелого детонационного цикла [43]

1.1.5.4 Как избежать ненормального горения

Ограничение максимального отношения эквивалента топлива к воздуху является эффективной мерой предотвращения аномального сгорания при работе с водородом. Из-за широких пределов воспламеняемости и высоких скоростей пламени водородные двигатели внутреннего сгорания обычно работают, используя стратегию обедненного горения, что позволяет избежать потерь на дроссельной заслонке. Избыточный воздух при работе на обедненной смеси действует как инертный газ и эффективно снижает температуру сгорания и, следовательно, температуру компонентов. Это значительно снижает вероятность аномального горения в режимах обедненного горения. Хотя режим обедненной смеси также очень эффективен, он ограничивает выходную мощность водородных двигателей. Результаты работы рядного четырехцилиндрового двигателя 1,8 с наддувом и

промежуточным охлаждением, работающего на бензине и водороде, показали, что ненормального сгорания можно эффективно избежать, ограничив соотношение эквивалентности топлива и воздуха. В этом конкретном случае максимальное отношение эквивалента топлива к воздуху было ограничено до 0,63 ($\lambda = 1,6$) при 1500 об/мин и далее уменьшено в зависимости от частоты вращения двигателя с минимальным значением 0,48 ($\lambda = 2,1$) при 6000 об/мин. Эффективно предотвращая аномальное сгорание, эта мера также значительно снижает выходную мощность с примерно 120 кВт при работе на бензине до примерно 70 кВт при работе на водороде [45].

Дальнейшие меры по предотвращению аномального сгорания приведены в следующем разделе, посвященном оборудованию водородного двигателя [46].

1.2 Меры по проектированию или переоборудованию двигателя для работы на водороде

В этом разделе обсуждаются некоторые особенности двигателей, разработанных или переоборудованных для работы на водороде. Возникновение аномалий горения, обсуждаемых в предыдущем разделе, или, в частности, желание предотвратить их, привело к большинству контрмер, предложенных в ранних работах по H_2ICE [47].

1.2.1 Свечи зажигания

Рекомендуется использовать свечи зажигания, рассчитанные на охлаждение, во избежание превышения температуры электродов свечи зажигания над пределом самовоспламенения и возникновения обратного пламени. Можно использовать холоднокалиберные свечи зажигания, поскольку на свечах почти нет отложений, которые можно сжечь [48, 49].

1.2.2 Система впрыска

Ясно, что предварительным условием является своевременная подача топлива. Один из вариантов – использовать впрыск через порт и

запрограммировать время впрыска таким образом, чтобы период охлаждения воздуха создавался в начальной фазе такта впуска, а в конце впрыска вводился весь водород, не оставляя водорода в коллекторе, когда впускной клапан закрывается. Вторым вариантом – использовать впрыск в цилиндр (DI) во время такта сжатия. Для DI требуются форсунки с высоким расходом и мгновенным расходом около 4-6 г/сек при давлении подачи 100 бар. В двигателях PFI требования к высокому расходу могут быть снижены за счет использования нескольких форсунок [50, 51].

1.2.3 Поршневые кольца и щели

Можно уменьшить зазор поршня в верхней части головки для предотвращения распространения водородного пламени в зону жарового пояса, так используют зазор 0,152 мм, чтобы погасить водородное пламя. Некоторые исследователи изменили объемы щелей и/или поршневые кольца с целью уменьшения оплавления несгоревшей смеси из второй площадки (объем щели между двумя верхними поршневыми кольцами) в верхнюю поверхность (предотвращение «подпитки» пламени верхней площадки во время выпуска и впуска). Меньшее расстояние гашения водородного пламени также подразумевает повышенную тепловую нагрузку на днище поршня, сообщают об изменениях (специальное покрытие) в области канавки верхнего поршневого кольца, чтобы учесть это [52,53].

1.2.4 Смазка

Необходимо выбрать моторное масло, совместимое с повышенной концентрацией воды в картере. В отчете TUV об испытаниях водородного двигателя в Германии приводятся два варианта: деэмульгирующее масло и синтетическое масло, которое образует раствор с водой. Беззольное масло рекомендуется во избежание образования отложений (горячих точек). Измерения состава газов в картере показали очень высокий процент водорода (+5 об.%, за пределами диапазона испытательного оборудования), возникающий в результате продувки. Можно ожидать, что продувка будет довольно высокой из-за быстрого роста давления (вызванного высокой

скоростью пламени и, как следствие, высокой скоростью горения) и низкой плотности газообразного водорода (значительно влияющего на плотность смеси, см. таблицу 1). Состав смазочного масла был исследован и сравнен с составом неиспользованного масла. Сильно изменились свойства масла, резко ухудшились смазочные качества [54].

Моторное масло, специально разработанное для водородных двигателей, вероятно, является лучшим решением, но в настоящее время его нет. По соображениям безопасности на двигателе была установлена система принудительной вентиляции картера, чтобы поддерживать концентрацию водорода значительно ниже нижнего предела воспламеняемости. Воздух подается в картер из лабораторной сети сжатого воздуха и устанавливается на небольшое избыточное давление с помощью клапана регулирования давления. Вакуумный насос используется для откачивания картерных газов, которые сначала проходят через маслоотделитель. Давление в картере регулируется до небольшого разрежения за счет баланса между давлением сжатого воздуха и перепускным клапаном на входе вакуумного насоса. Результирующая концентрация водорода в картере с системой вентиляции оказалась ниже 1 об.%. [55, 56]

1.2.5 Вентиляция картера

Обычно рекомендуется принудительная вентиляция картера из-за работы без дросселирования (высокое давление воздуха в коллекторе) и для снижения концентрации водорода (от продувки) в картере. Работа полностью открытой дроссельной заслонки используется везде, где это возможно, для повышения эффективности двигателя, что приводит к высокому давлению воздуха в коллекторе. Таким образом, разница давлений между картером и впускным коллектором, например, в бензиновых двигателях с дросселированием, отсутствует для некоторых режимов работы водородных двигателей и, таким образом, не может использоваться в качестве движущей силы для вентиляции картера. Это может быть решено, например, с помощью трубки Вентури, помещенной во впускное отверстие, или других методов,

используемых в двигателях с высоким давлением в коллекторе (таких как дизельные двигатели). [57, 58]

1.2.6 Турбулентность в цилиндре

Из-за высоких скоростей пламени водорода можно использовать камеры сгорания с низкой турбулентностью (блинная или дисковая камера и выровненный по оси симметричный впускной канал), что может быть полезно для КПД двигателя (увеличивая объемный КПД и снижение тепловых потерь). Они могут быть даже необходимы, чтобы избежать чрезмерных темпов повышения давления (возможно, даже приводящего к детонационному сгоранию) при стехиометрическом режиме работы (где высокая турбулентность в цилиндре может вызвать очень высокие скорости пламени). [59]

1.2.7 Материалы

Влияние водорода на механические свойства железа и стали широко исследовалось. Что касается эффекта охрупчивания водорода, хорошо известно, что доминирующими эффектами являются снижение пластичности и истинное напряжение при разрушении. Водородное охрупчивание сталей можно разделить на три основных типа [60, 61, 62]:

- Охрупчивание водородной реакцией возникает из-за образования водорода на поверхности в результате химической реакции.
- Охрупчивание из-за окружающей среды происходит в водородсодержащих атмосферах за счет адсорбции молекулярного водорода на поверхности и его поглощения в решетке после диссоциации в атомарную форму.
- Напротив, внутреннее водородное охрупчивание происходит в отсутствие гидrogenизированной атмосферы и вызывается водородом, который попал в решетку во время обработки или изготовления стали.

Охрупчивание окружающей среды в водородсодержащих атмосферах приводит к ограничениям при выборе материалов для систем хранения

водорода и топливных систем. Были проведены исследования для оценки чувствительности обычно используемых нержавеющей сталей к водородной хрупкости, а также специальных сплавов. В обоих исследованиях был сделан вывод, что испытанные материалы демонстрируют значительную деградацию из-за присутствия водорода. Все металлические материалы обладают определенной чувствительностью к водородной хрупкости, причем чувствительность сильно зависит от уровня напряжения. Материалы, которые можно использовать для получения водорода – это латунь и медные сплавы, алюминий и алюминиевые сплавы, а также медь-бериллий. Известно, что никель и сплавы с высоким содержанием никеля, а также титан и титановые сплавы очень чувствительны к водородной хрупкости. Для сталей чувствительность к водородному охрупчиванию зависит от точного химического состава, термической или механической обработки, микроструктуры, примесей и прочности. Отрицательные эффекты водородного охрупчивания также были задокументированы для определенных типов пьезоматериалов, используемых для форсунок водородного топлива. Помимо эффекта охрупчивания компонентов бортовой водородной системы, испытания на водородное охрупчивание, проведенные на нескольких марках высокопрочных сталей для трубопроводов, показали потерю пластичности, которую, однако, можно было восстановить, когда заряженную сталь после зарядки оставляли на семь дней при температуре окружающей среды. Был сделан вывод, что управление системами катодной защиты может быть более критичным для трубопроводов из высокопрочной стали [63, 64].

Что касается конкретных компонентов двигателя, то впускные коллекторы двигателей внутреннего сгорания водорода, в частности с впрыском топлива, в основном сделаны из металла, чтобы выдерживать обратную вспышку. Эта мера в основном применяется при разработке и калибровке динамометра, поскольку необходимо установить пределы аномального горения. Для транспортных средств и демонстрационных

транспортных средств необходимо использовать калибровки, которые эффективно предотвращают аномальное сгорание [65].

Хотя температура самовоспламенения водорода значительно выше, чем у обычного топлива ($H_2=585^{\circ}C$, дизельное топливо около $250^{\circ}C$), что предполагает использование свечи зажигания в качестве источника воспламенения, были предприняты попытки использовать водород. двигатели с воспламенением от сжатия. Сообщалось об успешной работе водородных двигателей с воспламенением от сжатия как для больших стационарных двигателей, так и для автомобильных двигателей. Совсем недавно появились сообщения о водородных двигателях, работающих в режиме HCCI [66].

1.3 Подача водорода под давлением

Введение водорода в двигатель либо во впускной коллектор, либо непосредственно в камеры сгорания требует подачи водорода при определенном давлении нагнетания. Наиболее эффективный способ обеспечения необходимого давления зависит от типа бортового хранилища, а также от уровней давления, необходимых для закачки. Независимо от того, сжимается ли водород на борту транспортного средства или за его пределами, для сжатия водорода требуется значительная энергия. Минимальная работа, необходимая для сжатия водорода, является результатом изотермического сжатия, которое приближается с использованием охлаждаемых поршневых компрессоров. Тем не менее, даже в идеальных условиях энергия, необходимая для сжатия водорода от 1 до 1000 бар, требует более 7% теплотворной способности водорода. Если водород хранится на борту транспортного средства в жидкой криогенной форме, сжатие может выполняться более эффективно в жидком состоянии. Это позволяет сократить работу сжатия в 5 – 6 раз по сравнению с газовым сжатием. Однако остается несколько нерешенных вопросов в конструкции и

выборе материала криогенных насосов. Кроме того, сжижение водорода, используемое в современных крупномасштабных процессах, требует около 30% содержания энергии водорода. Чтобы избежать стадии сжатия жидкого водорода, в настоящее время проводятся исследования систем хранения криосжатого водорода [67].

1.3.1 Прямой впрыск водорода в двигатели с искровым зажиганием

Попытки избежать аномалий сгорания и увеличить удельную мощность водородных двигателей внутреннего сгорания при достижении почти нулевых выбросов привели к разработке систем впрыска для работы водородного ДВС. Подобно общепринятым классификациям для бензиновых двигателей, стратегии образования смеси DI с водородом также были сгруппированы по концепциям струйного, настенного и воздушного смесеобразования. Основываясь на начале инъекции (SOI), можно различать операции раннего DI и позднего DI; однако четкого порога между этими двумя категориями не определено. На рисунке 5 схематически показаны различные стратегии прямого впрыска водорода и их соответствующие моменты впрыска. Ранний впрыск обычно относится к любому DI водорода во время раннего такта сжатия вскоре после закрытия впускного клапана, тогда как поздний впрыск относится к стратегиям с впрыском в конце такта сжатия, обычно заканчивающимся непосредственно перед моментом зажигания. Во избежание вытеснения свежего заряда водородом малой плотности начало впрыска даже для раннего впрыска обычно устанавливается после закрытия впускного клапана. Помимо работы двигателя с одним импульсом впрыска на цикл, разработаны несколько стратегий впрыска с двумя или более импульсами впрыска на цикл [68].

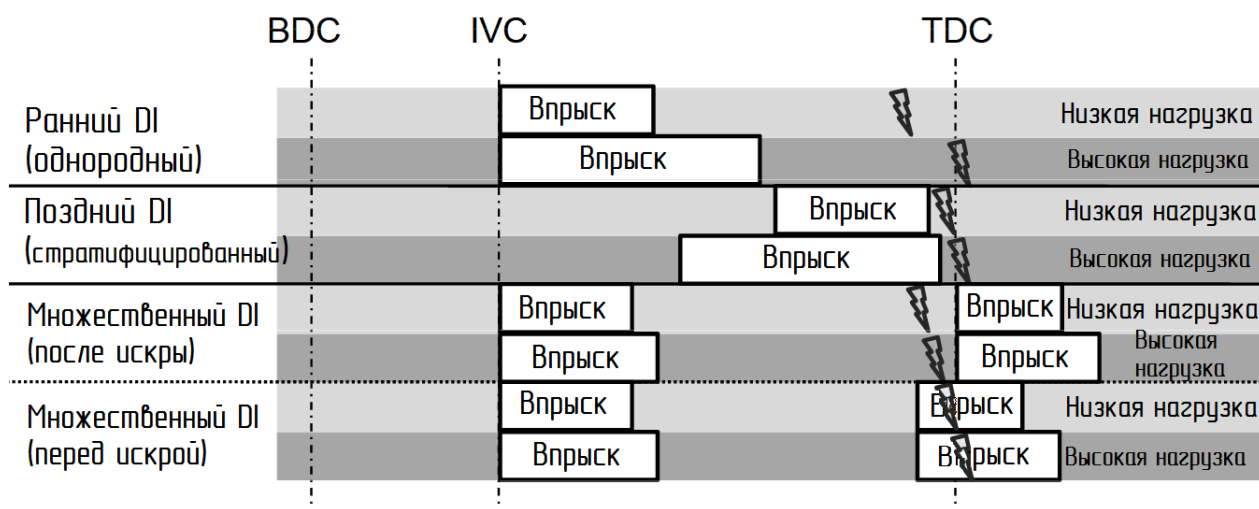


Рисунок 5 – Схема стратегии закачки для DI [69]

В зависимости от требуемого давления нагнетания в литературе также использовались термины DI низкого давления и высокого давления. Чтобы водород поступал непосредственно в камеру сгорания, давление внутри системы впрыска должно превышать давление внутри цилиндра. Однако только при достижении критических условий впрыска количество впрыскиваемого в двигатель водорода становится независимым от давления в цилиндре. Это очень важно для калибровки двигателя и точного дозирования топлива, поскольку количество топлива определяется только как функция давления впрыска и продолжительности впрыска. Критические условия достигаются при соотношении давлений около 0.53, что указывает на то, что давление впрыска должно быть примерно вдвое выше давления в цилиндре, чтобы гарантировать критические условия (поток с ограничением потока). Следовательно, рабочие стратегии с ранним DI требуют давления впрыска в диапазоне приблизительно от 5 до 20 бар, стратегии позднего впрыска до 100 бар и стратегии множественного впрыска с импульсами впрыска во время фактического сгорания от 100 до 300 бар. Воздействие на наконечник форсунки давления и температуры в цилиндре при работе DI создает серьезные проблемы для разработки надежных форсунок с возможностью точного дозирования и высокой скоростью потока [70].

Время впрыска во время работы водородного ДВС имеет решающее влияние на распределение смеси и, следовательно, на характеристики сгорания. При раннем впрыске впрыскиваемое топливо успевает смешаться с воздухом внутри камеры сгорания и образовать почти однородную смесь. При позднем впрыске доступно только ограниченное время для смешивания, что приводит к расслоению заряда во время зажигания [71].

1.3.2 Снижение токсичности водородного двигателя

Предыдущие разделы ясно демонстрируют гибкость водорода в качестве моторного топлива. Следовательно, существует множество вариантов операционных стратегий, которые позволяют удовлетворить определенную потребность в мощности при одновременном контроле выбросов NO_x . В краткой форме это проиллюстрировано ниже [72].

При самых низких нагрузках (включая холостой ход) возможные стратегии в порядке возрастания термической эффективности тормозов [73]:

- Фиксированная стехиометрическая операция с дросселированием (и/или EGR) и дополнительной обработкой.
- Фиксированный коэффициент эквивалентности обедненной смеси (пороговое значение NO_x) с дросселированием без необходимости дополнительной обработки.
- Фиксированный коэффициент эквивалентности сверхбедной смеси с дросселированием для обеспечения стабильности сгорания без какой-либо дополнительной обработки.

При малых нагрузках опять же в порядке возрастания термической эффективности тормозов [74]:

- Фиксированная стехиометрическая операция с дросселированием (и/или EGR) и дополнительной обработкой.
- Фиксированный коэффициент эквивалентности обедненной смеси (пороговое значение NO_x) с дросселированием без необходимости дополнительной обработки.

– Переменный коэффициент эквивалентности (обеднение порогового значения NO_x) с полностью открытой дроссельной заслонкой, без необходимости дополнительной обработки.

При средних нагрузках:

– Исправлена стехиометрическая операция с дросселированием (и/или EGR) и доочисткой.

– Фиксированный коэффициент эквивалентности обедненной смеси (порог NO_x) с наддувом, без необходимости дополнительной обработки.

– Переменный коэффициент эквивалентности (между стехиометрическим и пороговым значением NO_x) при полностью открытой дроссельной заслонке и последующей обработке бедных NO_x .

Последние два обычно приводят к более высокой эффективности, чем первая стратегия. Какая стратегия обеспечивает наивысшую эффективность, зависит от настройки наддува и результирующих потерь второй стратегии по сравнению со штрафом за экономию топлива, вызванным доочисткой бедных NO_x для третьей стратегии [75].

При самых высоких нагрузках:

– Исправлена стехиометрическая операция DI с последующей обработкой.

– Исправлена стехиометрическая работа PFI с наддувом и доочисткой.

– Исправлена стехиометрическая работа PFI с криогенным впрыском топлива и доочисткой.

– Фиксированный коэффициент эквивалентности обедненной смеси (пороговое значение NO_x) с (высокой) сверхнагрузкой, без какой-либо дополнительной обработки.

Здесь стратегия, обеспечивающая наивысший КПД, снова зависит от выбранных систем впрыска, наддува и т.д. [76 – 78]

Этот список не является исчерпывающим; можно также отличить, например, однородные от стратифицированных операций [79].

1.4 Прямой впрыск водорода

Из-за низкой плотности водорода и возникающего в результате эффекта вытеснения воздуха при впрыске во впускной коллектор непосредственный впрыск, как уже упоминалось, обеспечивает значительно более высокий потенциал производительности. Важные выводы о разработке процесса сжигания водорода с непосредственным впрыском под высоким давлением представлены ниже на основе термодинамических и оптических исследований одноцилиндрового исследовательского двигателя [80].

1.4.1 Влияние времени впрыска

Время впрыска было определено как доминирующий фактор, влияющий на расслоение заряда во время воспламенения и, следовательно, на процесс сгорания и возникающие в результате выбросы [81].

При раннем впрыске вскоре после закрытия впускных клапанов имеется достаточно времени для хорошей гомогенизации топливно-воздушной смеси. Симметричный процесс сгорания очень похож на бензиновый двигатель. Как и при работе с внешним смесеобразованием, продолжительность сгорания существенно зависит от соотношения воздуха и, следовательно, от выбранной точки нагрузки. Если точка впрыска более поздняя ($EB = 80$ и 40 °С до ВМТ), в точке воспламенения происходит выраженное расслоение заряда. Облако богатой топливом смеси в области свечи зажигания приводит к очень короткому, эффективному сгоранию с высокими коэффициентами преобразования. Богатая топливом смесь вблизи свечи зажигания также обеспечивает очень стабильную работу двигателя с низкими циклическими колебаниями. Однако выраженное расслоение и связанное с этим быстрое сгорание водородно-воздушной смеси также

приводят к очень резким повышениям давления, некоторые из которых выше, чем у дизельных двигателей [82].

Преобладающее влияние момента впрыска на рабочие характеристики двигателя также ясно проявляется в выбросах оксидов азота. Хорошо гомогенизированная водородно-воздушная смесь, полученная за счет раннего впрыска топлива, сгорает при низких нагрузках двигателя без значительного образования выбросов NO_x . При раннем впрыске уровень выбросов оксидов азота неуклонно возрастает с ростом среднего эффективного давления. Как и при внешнем смесеобразовании, уровень выбросов оксидов азота зависит исключительно от общего соотношения воздуха и максимальной температуры сгорания. Выбросы оксидов азота, возникающие при высоких нагрузках двигателя и раннем впрыске водорода, можно значительно уменьшить за счет более позднего впрыска топлива. Причиной этого явления опять-таки является ярко выраженная стратификация. Поскольку при высоких нагрузках двигателя будет образовываться глобально стехиометрическая смесь, которая сгорает с высоким образованием выбросов NO_x , целенаправленное расслоение в камере сгорания может одновременно создавать переобогащенную область рядом с обедненной. Во время горения диапазон соотношения воздуха, в котором образуется больше всего оксидов азота, является «недостаточным». Напротив, более позднее время впрыска при низких нагрузках двигателя приводит к увеличению выбросов оксидов азота, которые происходят в зонах с высоким содержанием топлива в общей обедненной топливно-воздушной смеси. Поэтому двигатель, оптимизированный для работы с оксидами азота, работает с ранним впрыском при низкой нагрузке, но с максимально поздним впрыском в диапазоне высоких нагрузок, что также значительно снижает склонность к детонации [83].

Еще одним преимуществом позднего впрыска водорода является меньшая работа сжатия по сравнению с ранним прямым впрыском, что, однако, в зависимости от создания давления, компенсируется более

высокими затратами на подготовку к давлению. В целом, правильный выбор времени впрыска может значительно снизить уровень выбросов двигателя и выгодно использовать эффективность и потенциал полной нагрузки водорода в качестве топлива [84].

Знание внутренних процессов двигателя является важным условием для использования потенциала и дальнейшего развития процессов сгорания с непосредственным впрыском водорода. Однако во многих случаях методологические подходы для традиционных процессов горения не могут быть перенесены напрямую, а должны быть адаптированы или даже созданы с нуля [85].

1.4.2 Разделение заряда

Предпосылкой для работы с выраженным расслоением заряда является наличие быстрых форсунок, обеспечивающих очень короткое время впрыска или большое поперечное сечение впрыска. Из-за выраженного расслоения с богатыми зонами вблизи свечи продолжительность горения может быть снижена примерно с 60° СА при раннем впрыске до примерно 15° СА в рассматриваемой точке нагрузки (2000 об/мин, $p_i = 2$ бар) при более позднем впрыске. Это положительно влияет на уровень эффективности, который может быть достигнут, поскольку доля несгоревшего водорода в выхлопных газах также может быть значительно снижена в результате расслоения заряда по сравнению с ранним впрыском [86].

Благодаря обедненной смеси ($\lambda > 1$) КПД идеального двигателя с впрыском водорода во впускной канал значительно выше, чем при работе на стехиометрическом бензине ($\lambda = 1$). Однако именно по этой причине потери на несовершенное и реальное горение выше в случае внешнего смесеобразования водорода. Пристенные теплотери обоих вариантов сопоставимы, потери на газообмен больше на бензине из-за сильного дросселирования. При работе на водороде с внешним смесеобразованием компромисс между очень бедным сгоранием и минимальными потерями при сгорании должен быть найден в диапазоне малых нагрузок.

С непосредственным впрыском водорода возможно дальнейшее повышение эффективности идеального двигателя. Это связано, с одной стороны, с преимуществом эффективности за счет прямого впрыска, а с другой стороны, с более высоким коэффициентом расхода воздуха. Потери из-за неидеального впрыска высоки, если время впрыска раннее, поскольку газообразный водород, поступающий в камеру сгорания, также должен сжиматься. Из-за высокого коэффициента воздухообмена потери на неполное сгорание также выше, чем при внешнем смесеобразовании. Однако возможна оптимизация за счет регулировки давления впрыска, продолжительности впрыска и геометрии сопла.

При более позднем времени впрыска ($EB = 40^\circ CA$ перед OT) уже можно значительно снизить потери из-за неидеального впрыска. Происходящее расслоение также приводит к уменьшению потерь из-за несовершенного и реального сгорания. Однако короткий период горения и расслоение с богатыми зонами у стенок камеры сгорания приводят к значительному увеличению теплотерь стенками. Они представляют собой самый большой недостаток по сравнению с обычным бензиновым/дизельным двигателем и, таким образом, формируют основной подход к дальнейшему повышению эффективности, что является основной задачей при разработке дальнейших концепций процесса сгорания.

С оптимизированной форсункой (2-го поколения) можно дополнительно увеличить время впрыска ($EB = 20^\circ KW$ относительно OT) и, таким образом, дополнительно снизить потери из-за неидеального впрыска. Возникающая в результате интенсификация расслоения заряда также приводит к снижению потерь при сгорании.

Эффективность дизельного двигателя с непосредственным впрыском показана как целевое значение эффективности, которое должно быть достигнуто или превышено. Решающим преимуществом дизельного двигателя в настоящее время является значительно более высокая степень сжатия, что приводит к повышению эффективности совершенного двигателя.

Таким образом, работа с расслоением заряда может иметь некоторые преимущества, но при этом требуется тщательная разработка камеры сгорания и процесса сгорания. Обширные исследования были проведены в Технологическом университете Граца, например. Б. для приближения к так называемой «совершенной стратификации» — с целью снижения теплопотерь стенки за счет концентрации топлива в середине камеры сгорания. Эти исследования включали анализ различных вариантов поршня и большого количества различных отверстий и щелевых форсунок для бокового или центрального положения установки форсунки.

1.4.3 Контроль горения

Дальнейшее улучшение функциональных характеристик двигателя внутреннего сгорания, работающего на водороде, может быть достигнуто с помощью метода, называемого регулированием горения. Идеальное сочетание нескольких импульсов впрыска может напрямую влиять на поведение двигателя при сгорании. В режиме водородного впрыска период сгорания очень короткий при высоких нагрузках на двигатель или на смесях с высоким содержанием топлива из-за высокой скорости сгорания водорода.

В результате во время сгорания возникают высокие пиковые давления и градиенты давления, что может привести к серьезным механическим нагрузкам на блок и к акустическим проблемам.

При управлении горением только часть водорода впрыскивается во время фазы сжатия. Образовавшаяся однородная обедненная смесь воспламеняется и сгорает практически без выделения оксидов азота. Дальнейшим процессом горения можно управлять путем целенаправленного введения водорода при горении. В дополнение к значительному снижению механических нагрузок контроль горения может снизить уровень первичных выбросов NO_x более чем на 90% в определенных рабочих диапазонах. Это снижение связано с уменьшением зон смешения с условиями воздуха, способствующими сильному образованию оксидов азота. Как уже было сказано, гомогенная основная смесь сгорает практически без образования

оксидов азота благодаря высокому коэффициенту воздуха. Дополнительное количество водорода, вводимого во время горения, сгорает близко к богатому пределу воспламенения в диапазоне λ , в котором образуется значительно меньше оксидов азота, чем в критическом диапазоне λ от 1 до примерно 2.

Контроль сгорания — это инструмент для снижения нагрузки на компоненты, шума сгорания и выбросов оксидов азота, особенно в области более высоких нагрузок двигателя.

Проведенный анализ выбросов оксидов азота для различных стратегий работы с водородом в зависимости от нагрузки двигателя показал, что благодаря регулированию количества при работе на бензине даже при низких нагрузках двигателя достигаются высокие температуры сгорания, в результате чего образуются оксиды азота. В случае внешнего смесеобразования с водородом характерно протекание с незначительными выбросами при малых нагрузках двигателя и значительным увеличением при снижении соотношения воздуха ниже критического уровня. За счет оптимизации времени регулирования можно достичь полной нагрузки ($\lambda = 1$) без возникновения аномалий горения даже при внешнем смесеобразовании. В случае непосредственного впрыска водорода уровень выбросов необработанных NO_x ниже, чем у обычного бензинового двигателя, благодаря соответствующему выбору точки впрыска во всем диапазоне нагрузок. Дальнейшее значительное снижение выбросов оксидов азота возможно за счет целенаправленного использования контроля сгорания в области более высоких нагрузок двигателя.

1.4.4 Обобщение основных преимуществ от применения прямого впрыска водорода в цилиндр

Основной недостаток низкой теплотворной способности смеси впрыска во впускной коллектор можно избежать за счет непосредственного впрыска водорода. Таким образом также можно очень эффективно предотвратить появление обратных воспламенений во впускном коллекторе. На процесс

сгорания водорода с непосредственным впрыском можно существенно повлиять и оптимизировать его эффективность, выбросы NO_x (единственный существенный компонент выбросов в процессах сгорания H_2), шум сгорания и аномалии сгорания посредством положения и количества импульсов впрыска. Сильное расслоение заряда, например, за счет позднего впрыска при сжатии, обеспечивает преобразование топлива, оптимизированное с точки зрения эффективности, в то же время с низким уровнем выбросов оксидов азота и низкой склонностью к аномалиям сгорания. Еще одним способом положительного воздействия на выбросы NO_x является так называемый контроль горения, при котором часть топлива вводится только во время продолжающегося горения. Однако эффективные стратегии с низким уровнем выбросов оксидов азота требуют компромисса в отношении целевых значений, особенно при высоких нагрузках в отношении нагрузки на компоненты и шума сгорания.

Исследования самовоспламенения водорода показали, что его нельзя разумно использовать для мобильных приложений только за счет увеличения сжатия и предварительного нагрева воздуха из-за высокой температуры самовоспламенения. Однако было доказано, что поверхностное зажигание (свечи накаливания) или зажигание свечей зажигания можно использовать для получения сгорания без предварительного смешения или частично без предварительного смешения с высокой эффективностью.

В дополнение к фундаментальным проблемам, связанным с производством и хранением водорода, инжекторный клапан является ключевым компонентом для реализации процесса горения с непосредственным впрыском. Требования к герметичности и сроку службы очень высоки из-за газообразного топлива с минимально возможным атомного размера и требуют дальнейших исследований.

1.5 Моделирование смесеобразования водорода в двигателях с искровым зажиганием

При образовании водородной смеси внутри камеры сгорания двигателя преобладает турбулентность. Даже для такого высокомолекулярного диффузионного газа, как водород, временные масштабы слишком малы, чтобы эффекты диффузии могли существенно влиять на перемешивание. Турбулентность контролирует проникновение струи водорода и влияет на локальную концентрацию смеси. Следовательно, пригодность каждой модели турбулентности по отношению к моделированию смесеобразования можно оценить путем сравнения локальных концентраций смеси. Далее проверяются результаты раннего и позднего времени закачки, представляющие гомогенные и стратифицированные смеси.

На рисунке 6 показаны расчеты раннего впрыска водорода с $SOI = -120^\circ CA$ (рабочая точка O1) с использованием SST, RNG k- ϵ и модели турбулентности RSM. Результаты сравниваются с экспериментальными измерениями PLIF по концентрации водорода. Области с обедненной смесью более $\lambda \geq 10$ выделены синим цветом, богатые топливом области с $\lambda \leq 0,1$ выделены красным. Общий коэффициент эквивалентности $\lambda_{global} = 2,4$, а частота вращения двигателя $n = 2000$ об/мин. В этой конфигурации почти все время такта сжатия доступно для процесса смешения, когда струя водорода распространяется по цилиндрической траектории вдоль стенок через камеру сгорания. На впрыск практически не влияет движение цикла заряда, поскольку двигатель работает без вихревого движения. Конечная смесь, полученная в конце такта сжатия, демонстрирует частичную гомогенизацию водорода и воздуха. Что касается качества расчетов, то в контексте RANS-моделирования отмечается в целом удовлетворительное соответствие численных результатов экспериментальным измерениям.

На ранних стадиях образования водородной смеси существенной разницы в распределении смеси, полученном из индивидуальных моделей

турбулентности, не наблюдается от $\phi = -120^\circ$ CA до -80° CA. Глубина проникновения струи водорода, а также локальный коэффициент эквивалентности, рассчитанный с помощью CFD, дает соответствующее описание образования смеси.

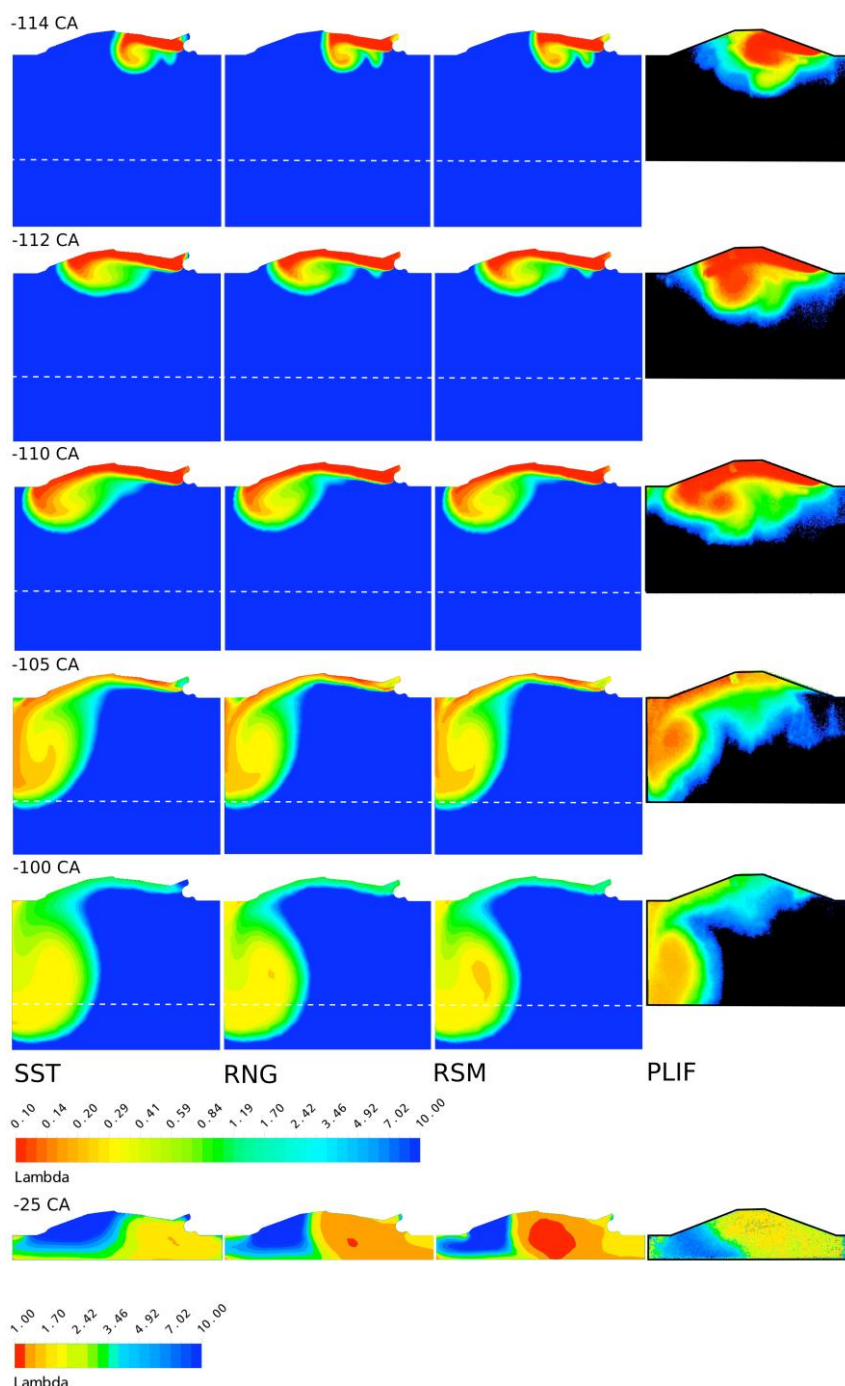


Рисунок 6 – Моделирование образования водородной смеси с различными моделями турбулентности (SST, k - ϵ RNG, RSM) в сравнении с измерениями PLIF. Синие области указывают коэффициент эквивалентности $\lambda \geq 10$, красные области $\lambda \leq 0,1$. Угол поворота коленчатого вала дан относительно ВМТ ($SOI = -120^\circ$ CA, $\lambda_{global} = 2,4$, $n = 2000$ об/мин).

На ранних стадиях образования водородной смеси существенной разницы в распределении смеси, полученном из индивидуальных моделей турбулентности, не наблюдается от $\phi = -120^\circ$ СА до -80° СА. Глубина проникновения струи водорода, а также локальный коэффициент эквивалентности, рассчитанный с помощью CFD, дает соответствующее описание образования смеси.

Применительно к углу поворота коленчатого вала от $\phi = -60^\circ$ СА к ВМТ возникают заметные расхождения между расчетными и экспериментальными результатами. По сравнению с результатами экспериментального анализа расчетное распространение водородной струи замедляется для всех трех моделей турбулентности. Эксперимент показывает более быстрый отрыв струи водорода от поршня, что не предсказывается результатами расчетов. Концентрация водорода, рассчитанная с помощью модели RNG k- ϵ и модели RSM, выше на стороне инжекции домена. Это вызвано течением, перпендикулярным отображаемой плоскости симметрии, от $\phi = -50^\circ$ СА до -40° СА. Наконец, результаты, полученные с помощью этих двух моделей при $\phi = -25^\circ$ СА, хорошо соответствуют распределению водорода, полученному в результате измерений PLIF.

За счет решения дополнительных уравнений переноса вычислительная трудоемкость расчетов по модели RSM более чем в два раза выше по сравнению с двухпараметрическими моделями. Кроме того, необходимо управлять численной нестабильностью. Следовательно, для достижения приложений с более низкими числовыми затратами модель RNG k- ϵ должна использоваться до подхода RSM. Тот факт, что три модели турбулентности с использованием одной и той же числовой сетки генерируют различные концентрации водородной смеси, показывает, что влияние искусственной вязкости сетки имеет меньший вес, чем влияние моделей турбулентности на турбулентную вязкость.

Выводы по главе изучение литературы для выявления перспективы применения водорода в автомобильных силовых установках.

Обзор научных работ показал, что водород это очень дорогой вид топлива, так что основной проблемой его активного применения в автомобильных двигателях является разработка способов дешевого производства водорода в объемах необходимым для того чтобы можно было рассматривать его как альтернативу базовым топливам. В тоже время существующие перекосы в альтернативной энергетике, когда зона генерация электроэнергии не совпадает с зонами потребления, водород является идеальным накопителем этой избыточной энергии. Но такая система получения водорода в основном замкнута на генерацию электроэнергии и свободного водорода для автотранспорта остается достаточно мало. Что приводит к выводу о целесообразности исследовать возможности водорода, как активатора горения основного топлива, причем доля водорода по массе топлива не должна превышать 1-3%.

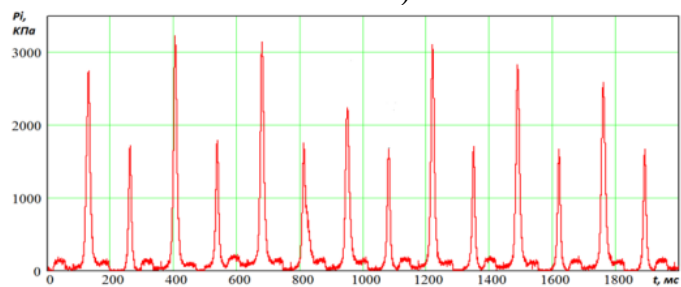
Также подача водорода во впускной коллектор также сопряжена со многими проблемами, что заставляет нас говорить о перспективах двигателей с добавкой водорода при условии его впрыска непосредственно в цилиндр двигателя.

Глава 2 Описание исследуемых моделей двигателя

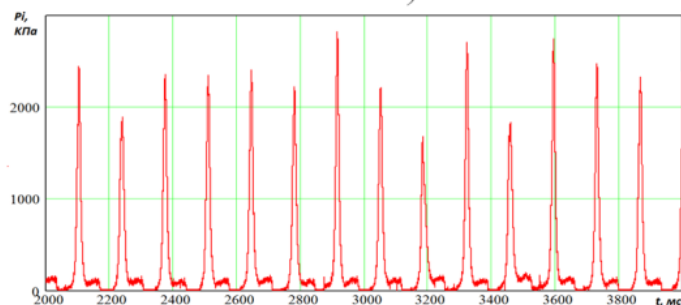
Экспериментальные исследования проводились в специально оборудованном боксе на кафедре «Энергетические машины и системы управления» ТГУ. Исследовался двигатель ВАЗ-11183 с распределенным впрыском топлива и ГБЦ с датчиками ионизации в каждом цилиндре (рисунок 7а).



а)



б)



в)

Рисунок 7 – Экспериментальное оборудование: (а) двигатель ВАЗ-11183 с распределенным впрыском топлива и ГБЦ с датчиками ионизации в каждом цилиндре; осциллограммы давления: (б) бензин и (в) бензин с 6% H_2

Анализ характеристики тепловыделения в двигателях ВАЗ-11183 показал наличие значительной неравномерности протекания процесса сгорания (рисунок 7б) при этом интенсивность тепловыделения во многом зависела от состава остаточных газов и их реакционной способности, которые значительно отличались от цикла к циклу. Получено, что увеличение реакционной активности смеси можно обеспечить через добавку водорода к основному топливу бензину (рисунок 6в), что приводит к стабильности протекания процесса сгорания, в том числе и за счет большей равномерности состава остаточных газов и идентичности состава рабочего тела в последовательных циклах сгорания на установившихся режимах работы при глубоком дросселировании.

Рассмотрим влияние добавки водорода на токсичности при работе двигателя на холостом ходу при степени сжатия 9,8 и 7,5. На рисунке 8 и 9 представлена концентрация СН в отработавших газах в зависимости от коэффициента избытка топлива.

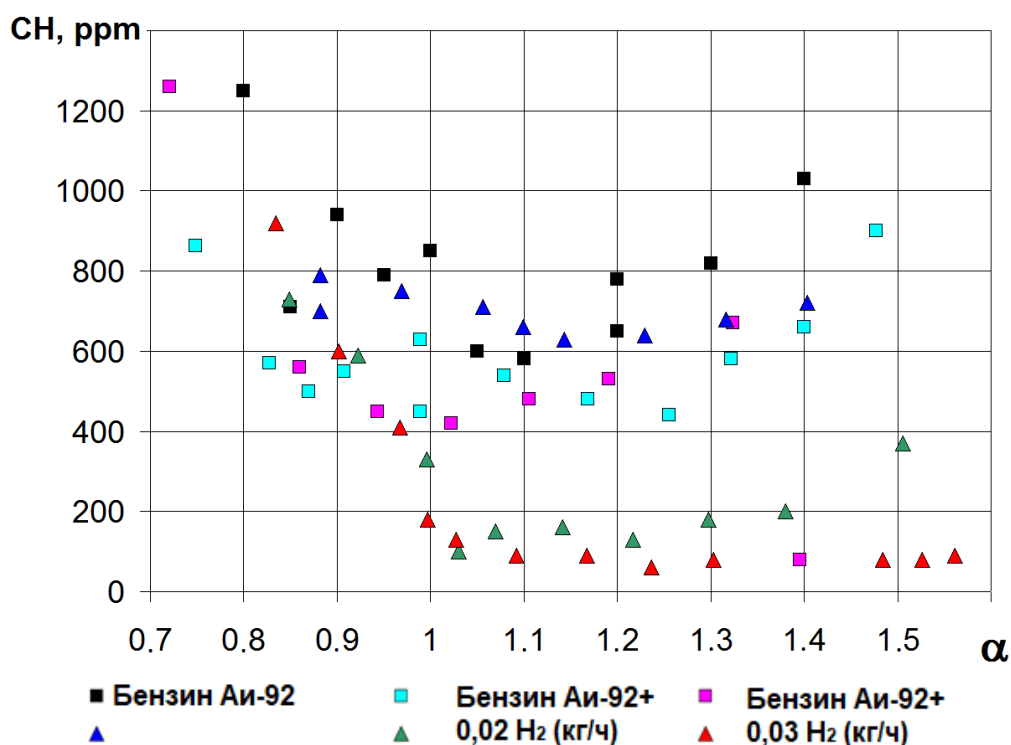


Рисунок 8 – Концентрация СН в ОГ на режиме холостого хода при степени сжатия 9.8

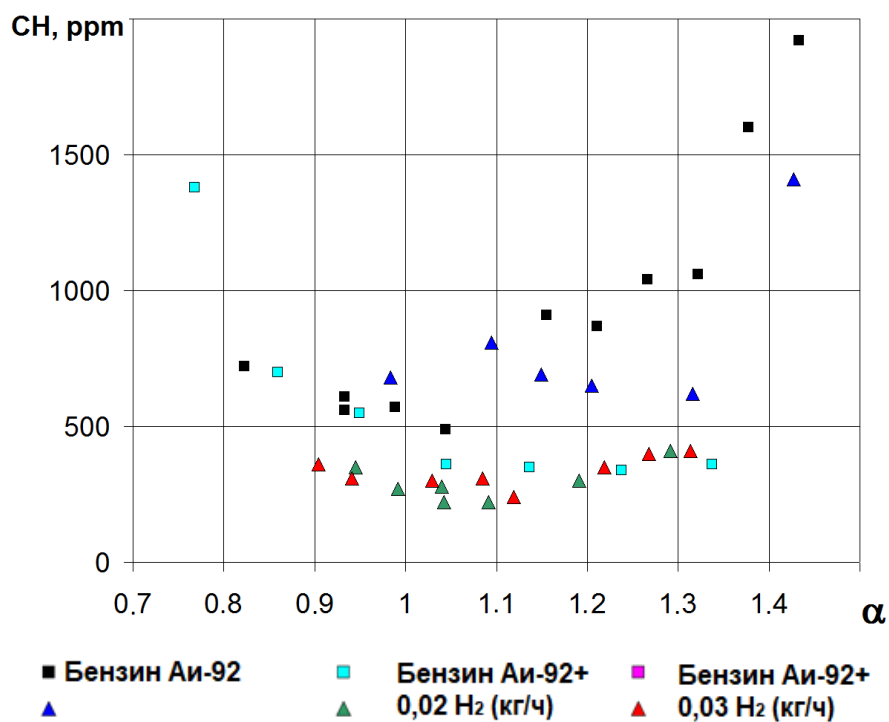


Рисунок 9 – Концентрация CO в ОГ на режиме холостого хода при степени сжатия 7.5

На рисунке 10 и 11 представлена концентрация угарного газа (CO), для степени сжатия 9,8 и 7,5.

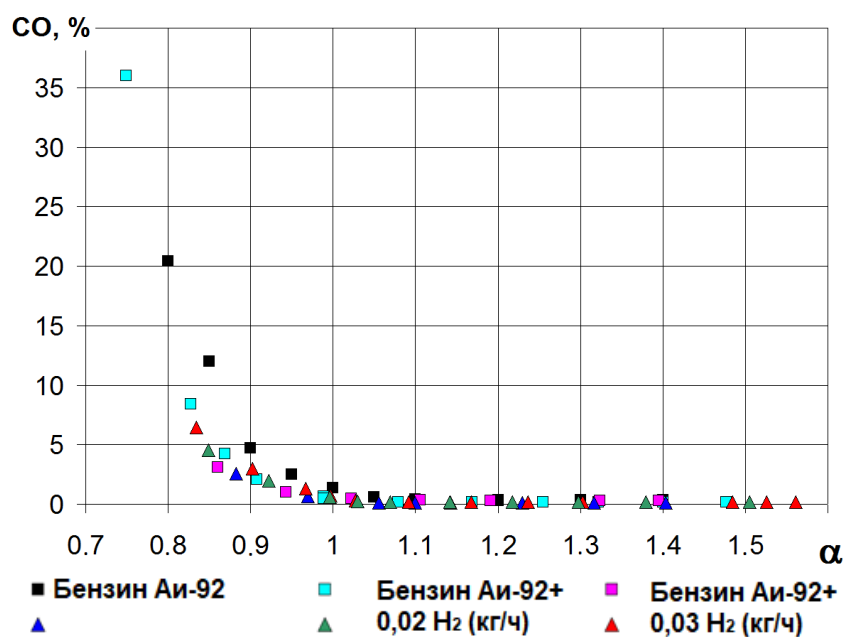


Рисунок 10 – Концентрация CO в ОГ на режиме холостого хода при степени сжатия 9,8

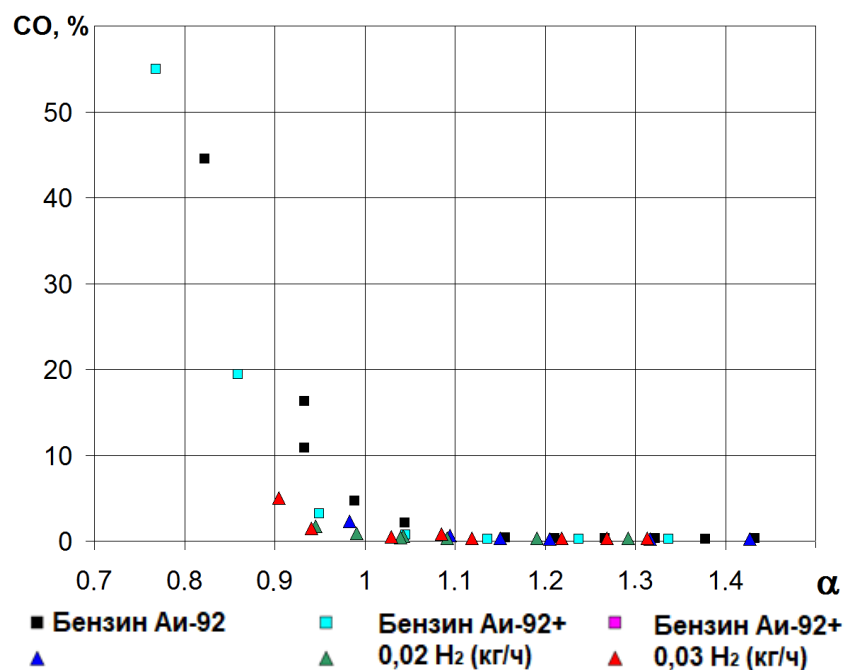


Рисунок 11 – Концентрация СО в отработавших газав на режиме холостого хода при степени сжатия 7.5

На рисунке 12 и 13 представлена концентрация оксидов азота (NO_x), для степени сжатия 9,8 и 7,5.

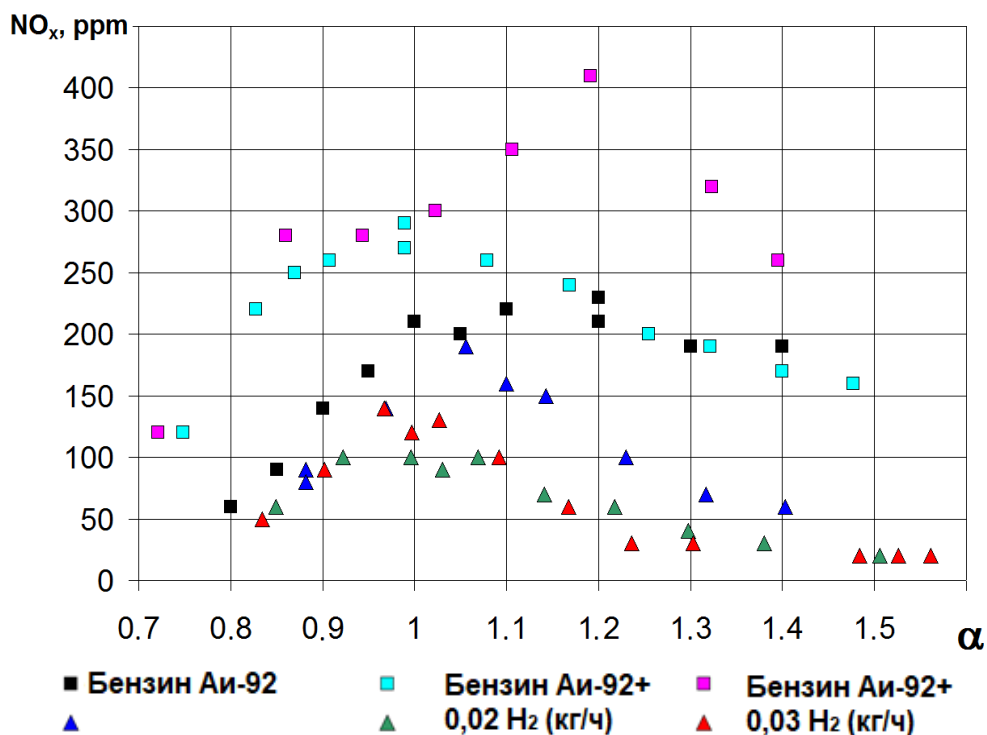


Рисунок 12 – Концентрация NO_x в ОГ на режиме холостого при степени сжатия 9,8

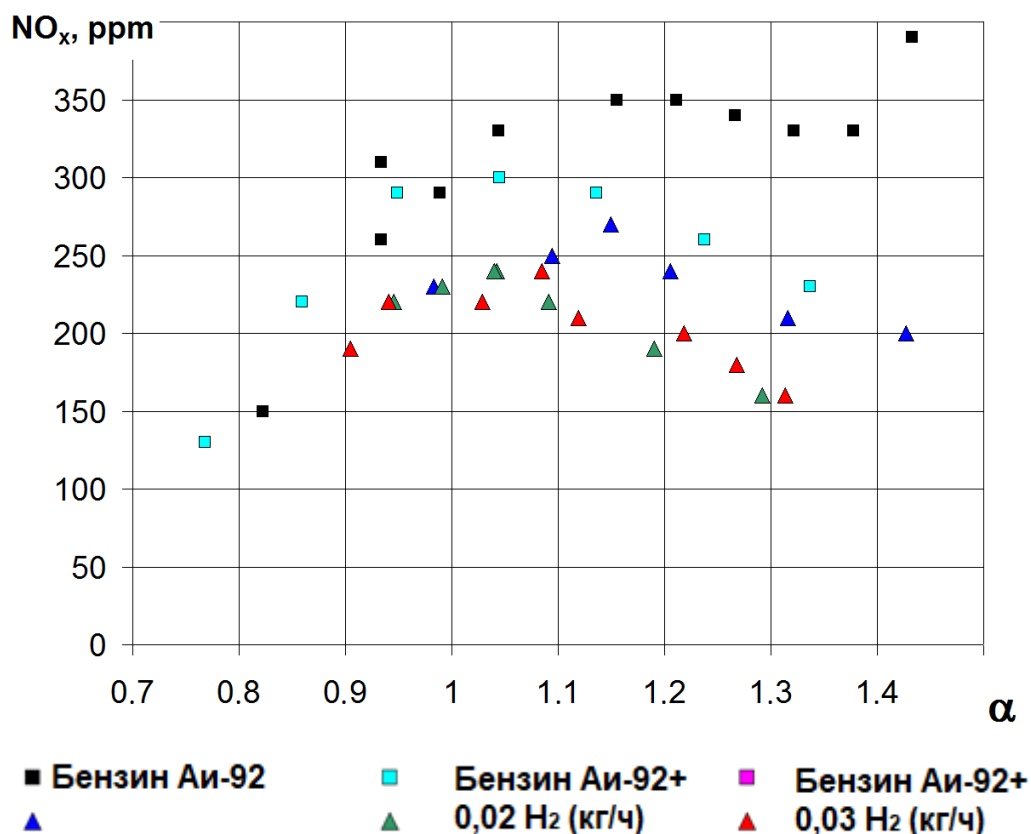


Рисунок 13 – Концентрация NO_x в ОГ на режиме холостого хода при степени сжатия 7.5

Выводы по главе 2

Проведенный анализ результатов экспериментальных исследований показал, что добавка водорода повышает полноту сгорания, снижает толщину пристеночного слоя, тем самым обеспечивая значительные улучшения по токсичности отработавших газов по продуктам неполного сгорания. Также водород являясь активатором горения повышает стабильность сгорания, что сказывается на равномерности процесса сгорания, снижая его стохастичность, тем самым обеспечивая те же самые показатели по мощности, что и при работе на бензине без добавки водорода, при этом обеспечивается меньшее наполнение цилиндров и следовательно меньшее среднее индикаторное давление, которое обеспечивает снижение максимальной температуры в цилиндре двигателя и снижает выход оксидов азота, что подтверждается экспериментально.

Глава 3 Обзор результатов моделирования процесса сгорания в двигателе при подаче топлива во впускной трубопровод

Одномерная модель одноцилиндрового двигателя была разработана на основе геометрии и конфигурации испытательного двигателя, как показано на рисунке 14, с использованием ведущего на рынке программного обеспечения для моделирования двигателей WAVE Ricardo 17.1. 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 при работе на водороде, полученные при моделировании, сравнивались со значениями, полученными при работе этой же модели двигателя на бензине (рисунок 15). 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.

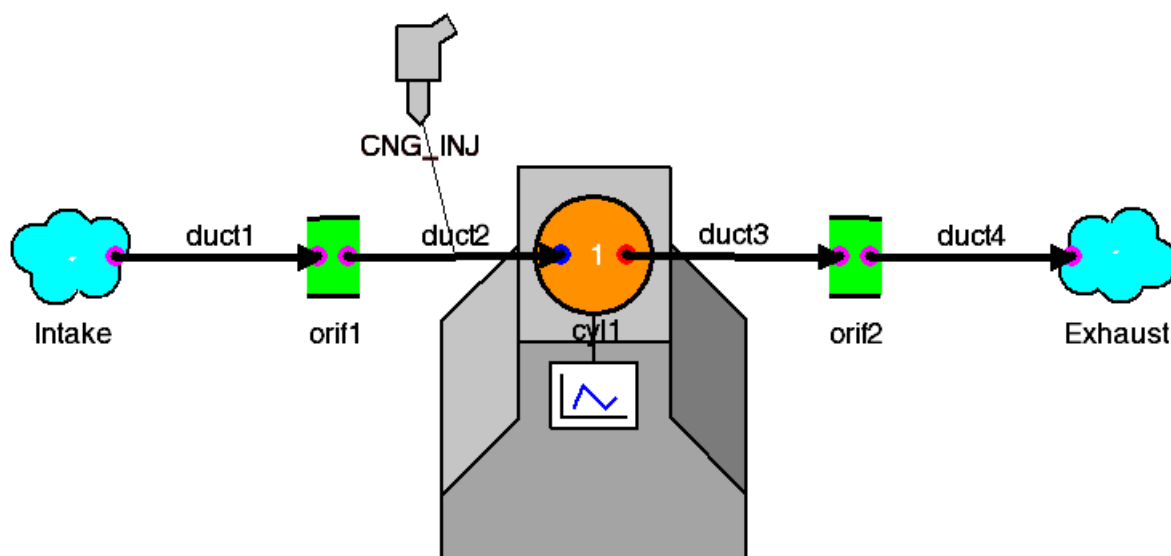


Рисунок 14 – Структура модели виртуального двигателя при работе на водороде

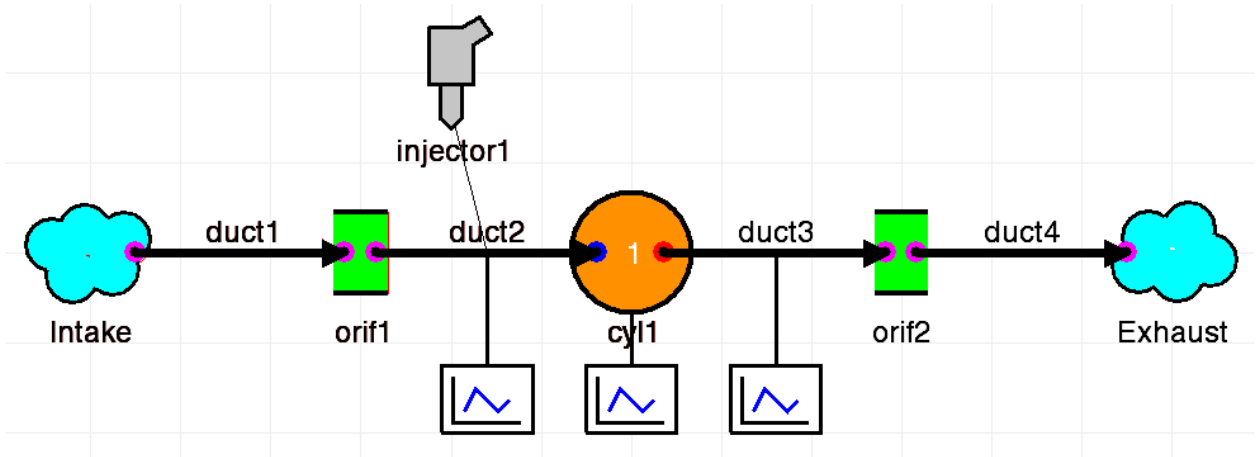


Рисунок 15 – Структура модели виртуального двигателя при работе на бензине

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. Результаты расчетов одноцилиндрового двигателя при работе бензине и на водороде при впрыске во впускной коллектор сведены в таблицу 2. Для водорода следует отметить, что из-за высоких скоростей сгорания и угрозы возникновения ударной волны в камере сгорания программный комплекс WAVE Ricardo 17.1 автоматически посчитал, коэффициент избытка воздуха 1,4 для степени сжатия 10, что привело к снижению мощностных показателей при работе на водороде.

Таблица 2 – Результаты расчетов одноцилиндрового двигателя при работе бензине и на водороде при впрыске во впускной коллектор

Обозначение	Размерность	Водород	Бензин
Скорость двигателя	rpm	5999,00	5999
Воздухо-топливное соотношение	-	21.8496	14,7
Массовый расход воздуха	kg/hr	47.9596	79.2348
Обратный поток (закрытие)	%	3.04223	1.20375
Обратный поток (перекрытие)	%	0.122676	0.175118
Начало горения	deg	-10.217	-24.3466
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	1.34941	2.07267
Массовый расход топлива	kg/hr	2.19511	5.39012
GMEP по методу точки пересечения	bar	9.71102	13.1424
GMEP	bar	9.83001	13.507

Продолжение таблицы 2

Скорость теплопередачи	W	7570.29	10415.8
IMEP	bar	9.37511	12.307
Перекрытие клапана	deg	75,00	75
Максимальное давление	bar	47.9397	62.082
PMEP	bar	-0.454901	-1.20001
Объемный коэффициент наполнения	-	0.588498	0.970914
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.563236	0.951524
Коэффициент остаточных газов	%	4.15538	3.47672
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	13.2427	17.2593
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	4,70	9.93125
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	8.09481	13.5687
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	35.2721	48.269
Время сжигания 1% массы топлива	deg	-6.68732	-16.49
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	22.0295	31.0097
Время сжигания 10% массы топлива	deg	3.02571	-7.08725
Время сжигания 50% массы топлива	deg	14.4716	8.00074
Время сжигания 90% массы топлива	deg	25.0552	23.9224
Время сжигания 99% массы топлива	deg	33.2501	36.4881
Время максимального давления	deg	18.8371	14.0525
EVC	deg	405,00	405
EVO	deg	105,00	105
IVC	deg	610,00	610
IVO	deg	330,00	330

На рисунках 16 и 17 представлены индикаторные диаграммы при работе на бензине и на водороде соответственно.

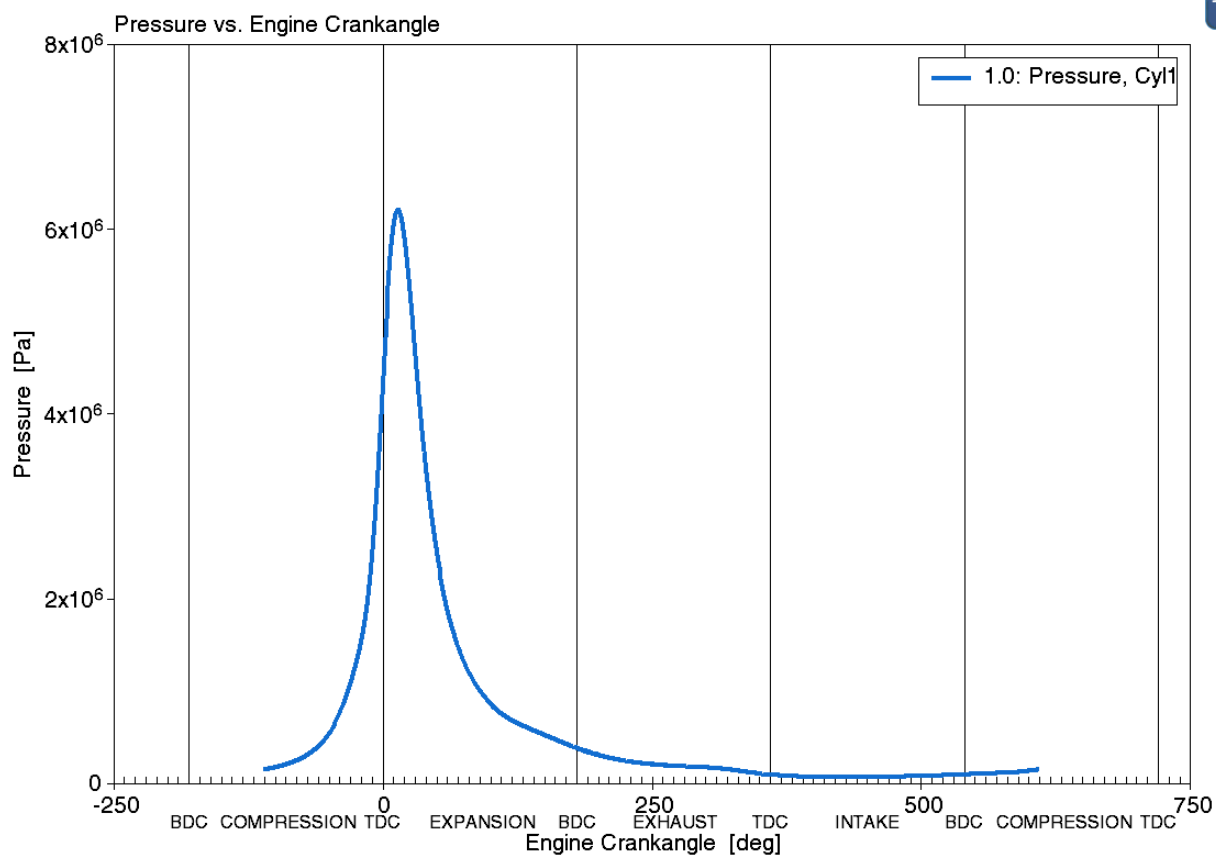


Рисунок 16 – Индикаторная диаграмма при работе на бензине

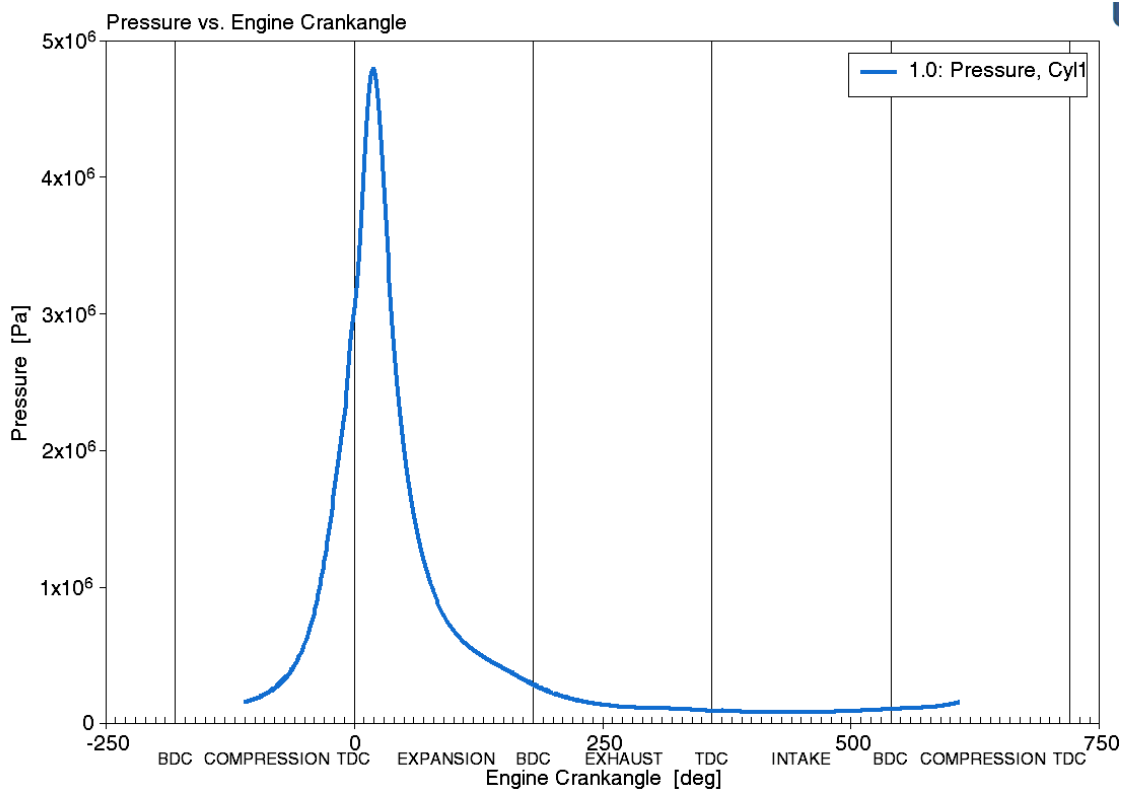


Рисунок 17 – Индикаторная диаграмма при работе на водороде

На рисунках 18 и 19 представлено изменение температуры в цилиндре двигателя при работе на бензине и на водороде соответственно.

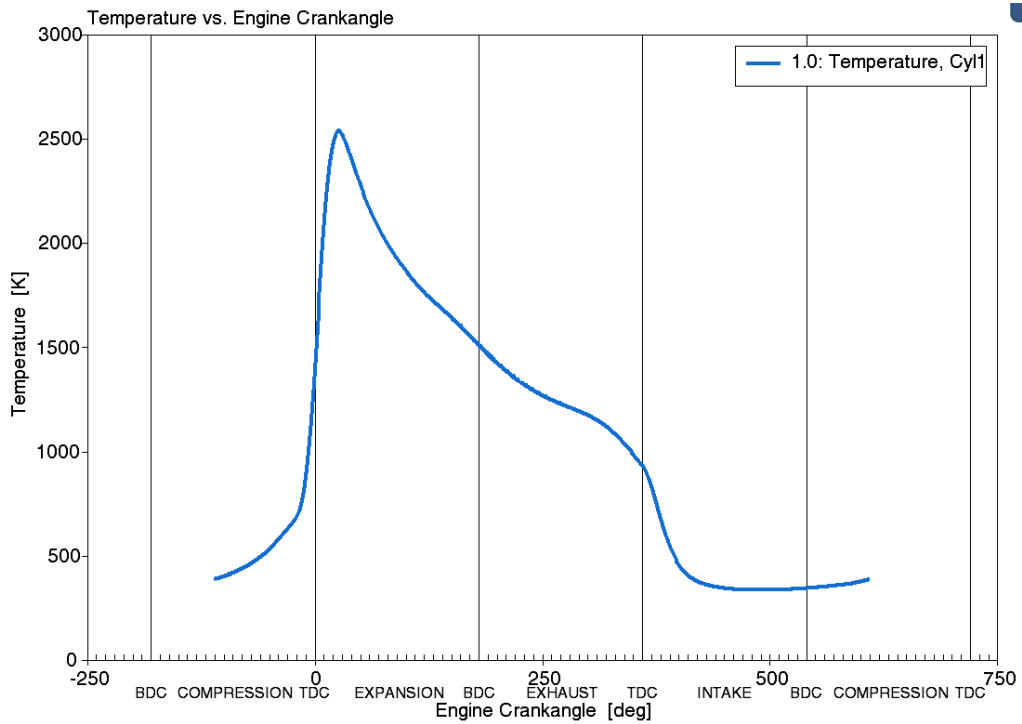


Рисунок 18 Температура в цилиндре двигателя при работе на бензине

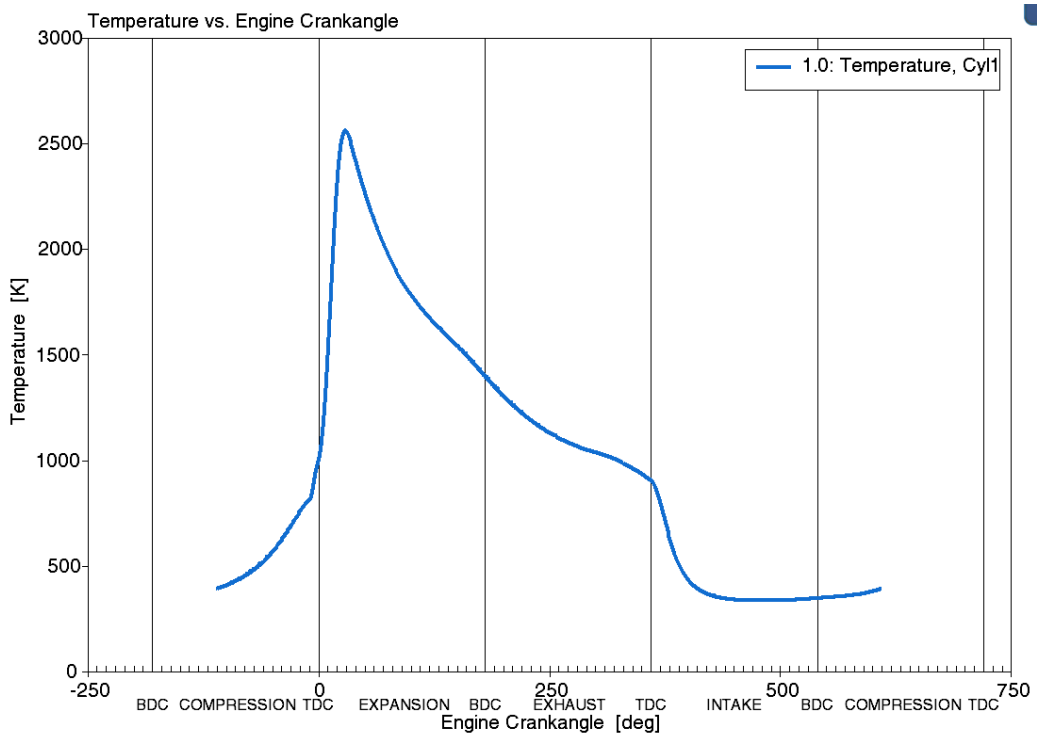


Рисунок 19 – Температура в цилиндре двигателя при работе на водороде

На рисунках 20 и 21 представлена скорость тепловыделения в 1/град ПКВ при работе на бензине и на водороде соответственно.

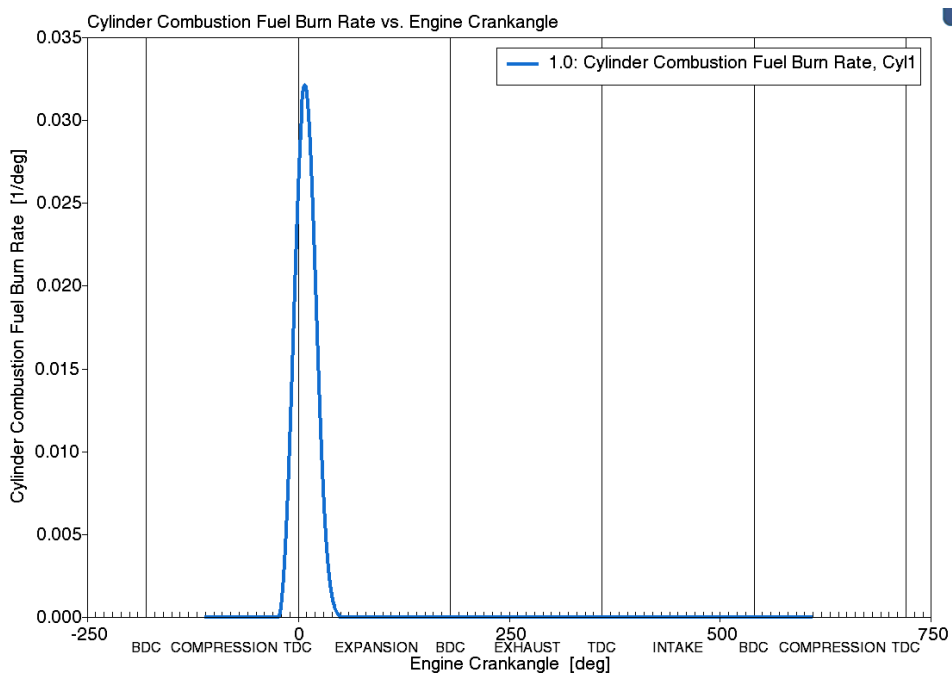


Рисунок 20 – Скорость тепловыделения при работе на бензине

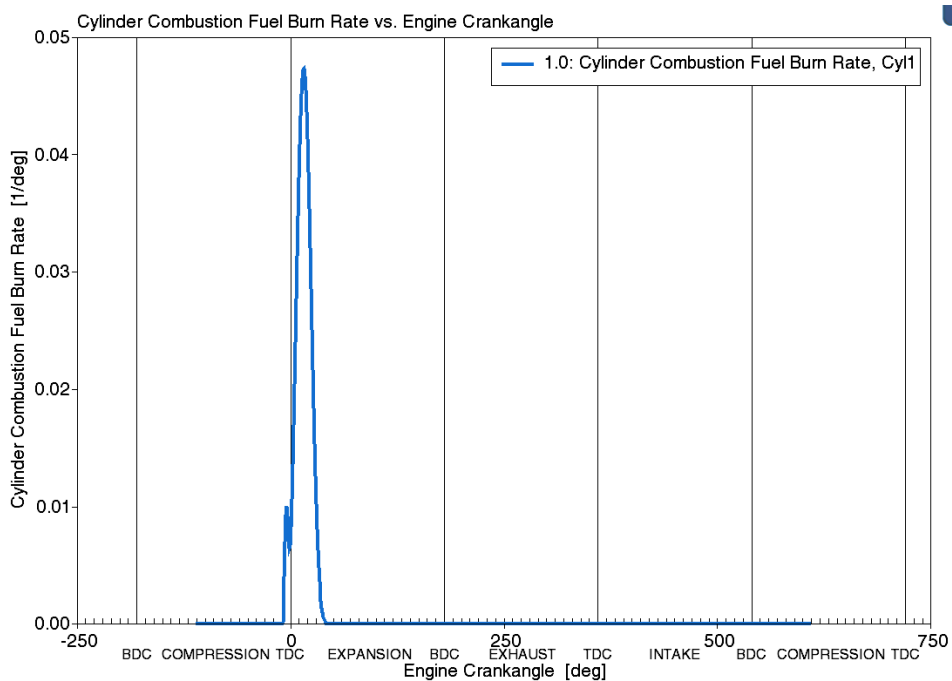


Рисунок 21 – Температура в цилиндре двигателя при работе на водороде

На рисунках 22 и 23 представлена скорость тепловыделения в Дж/град ПКВ при работе на бензине и на водороде соответственно.

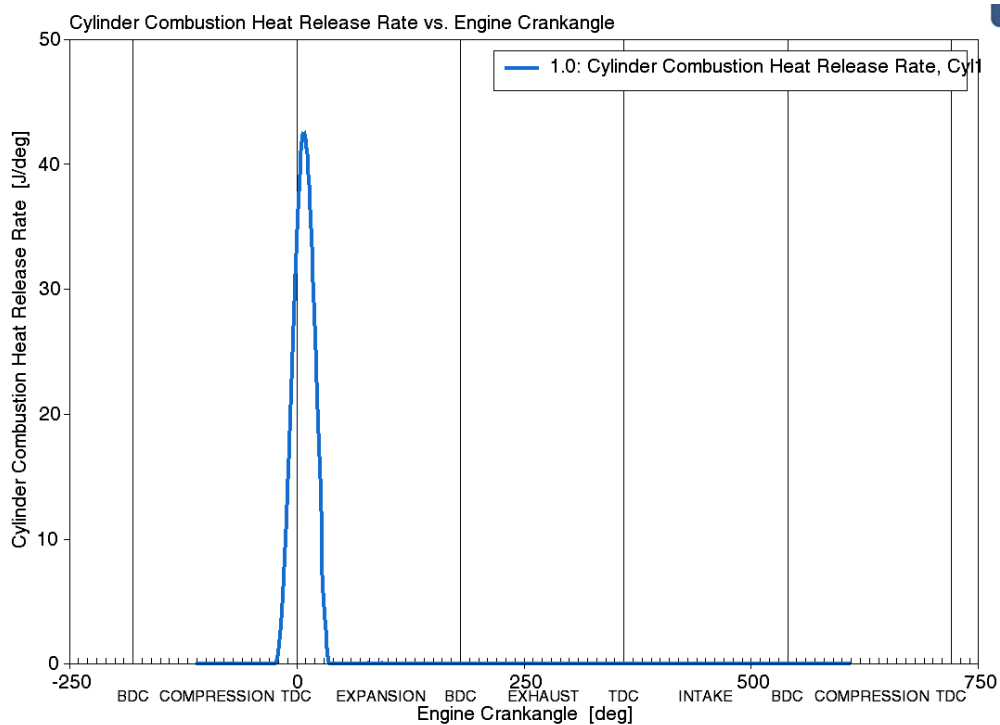


Рисунок 22 – Скорость тепловыделения при работе на бензине

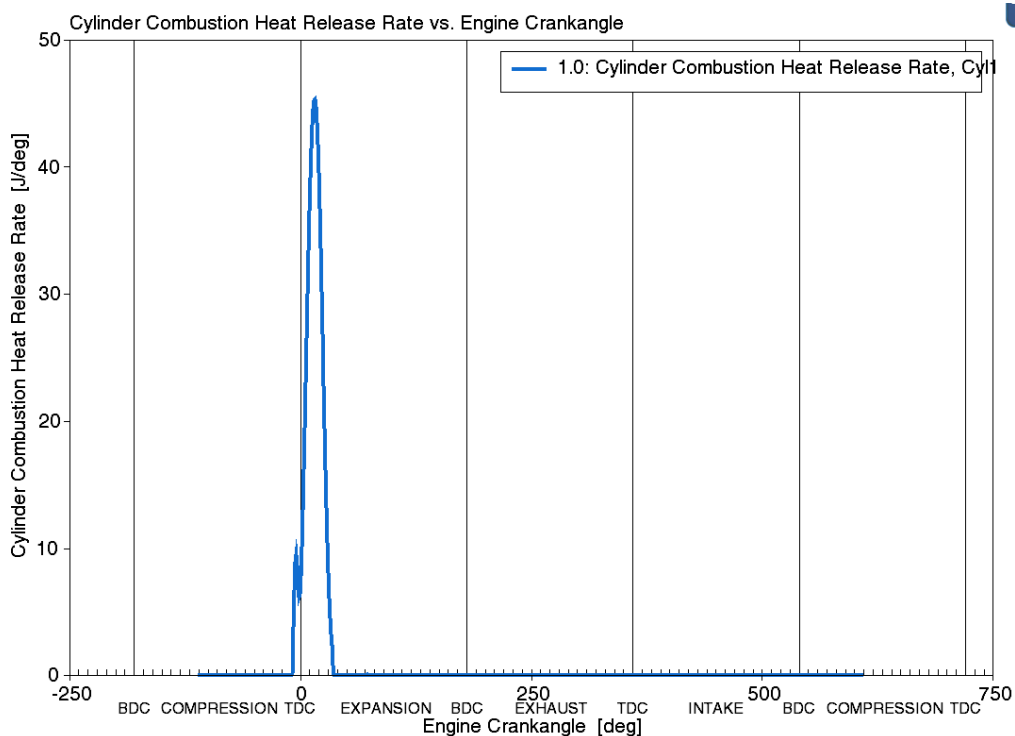


Рисунок 23 – Температура в цилиндре двигателя при работе на водороде

Таже проведен расчет скоростных характеристики двигателя при работе на водороде и при работе на бензине, представленный в таблице 3 и таблице 4 соответственно.

Таблица 3 – Скоростные характеристики при работе на бензине

Наименование параметра	Размерность	Расчеты для исследуемых частот вращения											
		5999	5500	4999	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000	499
Скорость двигателя	rpm	5999	5500	4999	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000	499
Массовый расход воздуха	kg/hr	79.2348	73.2018	66.2805	58.9149	51.3057	43.9151	36.9079	30.313	24.0155	17.7373	11.5756	5.54939
Обратный поток (закрытие)	%	1.20375	1.88909	2.86782	4.15678	5.68459	7.17315	8.17368	8.61175	8.84115	9.67304	11.3437	14.9934
Обратный поток (перекрытие)	%	0.175118	0.001912	0.0006685	0.000874	0.022864	0.060636	0.001259	0.027263	0.025216	0.050141	0.0270514	0.0123828
Начало горения	deg	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	2.07267	2.08815	2.07863	2.05219	2.00921	1,9564	1.92597	1.89713	1.87467	1.833	1.77828	1,6439
Массовый расход топлива	kg/hr	13.1424	13.2821	13.2501	13.0941	12.8142	12.4974	12.1757	11.879	11.5687	11.0634	10.2306	8.42801
GMEP по методу точки пересечения	bar	13.507	13.5803	13.4828	13.2669	12.9344	12.5747	12.2196	11.8996	11.5751	11.0641	10.2303	8.428
GMEP	bar	279.246	265.773	249.169	230.954	210.47	190.076	168.417	150.689	133.267	112.496	88.6376	58.3867
Скорость теплопередачи	W	330.131	309.696	287.22	263.963	240.251	217.207	195.575	175.219	155.43	134.369	110.648	78.7887
IMEP	bar	13.1424	13.2821	13.2501	13.0941	12.8142	12.4974	12.1757	11.879	11.5687	11.0634	10.2306	8.42801
Перекрытие клапана	deg	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75
Максимальное давление	bar	62.082	62.3819	61.9788	61.0673	59.6952	58.2329	56.8919	55.8723	55.0593	53.8183	51.8955	47.799
PMEP	bar	-1.20001	-0.93454	-0.680102	-0.470743	-0.31362	-0.204238	-0.130287	-0.0793957	-0.0437936	-0.0217294	-0.00960062	-0.00244969
Объемный коэффициент наполнения	-	0.970914	0.9782	0.974079	0.96195	0.942569	0.922515	0.906581	0.89568	0.888914	0.877804	0.86154	0.826054
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.951524	0.958692	0.954681	0.942813	0.923791	0.904129	0.888491	0.877798	0.87123	0.860306	0.844338	0.809796
Остаточная газовая фракция	%	3.47672	3.36981	3.25	3.44738	мар.63	3.69892	3.84356	4.00576	4.14831	4.42431	4.73025	5.45562
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	17.2593	17.2593	17.2593	17.2593	17.2593	17.2513	17.2584	17.2583	17.2598	17.2619	17.2621	17.2631
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	9.93125	9.93125	9.93125	9.93125	9.93125	9.94547	9.93805	9.9437	9.95225	9.9495	9.95403	9.95454
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	13.5687	13.5687	13.5687	13.5687	13.5687	13.5676	13.5747	13.5738	13.5778	13.5777	13.5802	13.5801
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	48.269	48.269	48.269	48.269	48.269	48.2778	48.2672	48.2718	48.2656	48.268	48.2665	48.2657
Время сжигания 1% массы топлива	deg	-16.49	-16.49	-16.49	-16.49	-16.49	-16.4632	-16.4771	-16.4756	-16.4693	-16.4606	-16.462	-16.4589
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	31.0097	31.0097	31.0097	31.0097	31.0097	31.0265	31.0088	31.0135	31.0058	31.0061	31.0044	31.0026
Время сжигания 10% массы топлива	deg	-7.08725	-7.08725	-7.08725	-7.08725	-7.08725	-7.09528	-7.08814	-7.08824	-7.0868	-7.08465	-7.08451	-7.08353
Время сжигания 50% массы топлива	deg	8.00074	8.00074	8.00074	8.00074	8.00074	8.001	8.00095	8.00082	8.00085	8.0008	8.00076	8.00075
Время сжигания 90% массы топлива	deg	23.9224	23.9224	23.9224	23.9224	23.9224	23.9312	23.9207	23.9252	23.919	23.9214	23.9199	23.9191
Время сжигания 99% массы топлива	deg	36.4881	36.4881	36.4881	36.4881	36.4881	36.4742	36.4817	36.4767	36.4677	36.4673	36.4661	36.4642
Время максимального давления	deg	14.0525	14.0658	14.0737	14.0802	14.0815	14.0559	14.0144	13.9299	13.8594	13.8089	13.4795	12.02

Таблица 4 – Скоростные характеристики при работе на водороде

Наименование параметра	Размерность	Расчеты для исследуемых частот вращения											
		5999	5500	4999	4500	4000	3500	3000	2499	2000	1500	999	500
Скорость двигателя	rpm	5999	5500	4999	4500	4000	3500	3000	2499	2000	1500	999	500
Массовый расход воздуха	kg/hr	47.9596	41.5077	34.9423	31.5858	25.3938	20.853	16.7179	13.4585	9.49222	6.33109	3.69741	1.61259
Обратный поток (закрытие)	%	3.04223	4.34848	5.92315	7.1602	8.49894	9.08511	9.27912	9.58154	9,73	11.01	14.2729	18.5162
Обратный поток (перекрытие)	%	0.122676	0.0669626	0.0285729	0.0502703	0.130068	0.0583092	0.153157	0.0805822	0.0691929	0.073169	0.0621703	0.03961
Начало горения	deg	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217	-10.217
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	1.34941	1.281	1.19866	1.28385	1.08579	1.02258	0.950678	0.991005	0.790492	0.691735	0.596053	0.533858
Массовый расход топлива	kg/hr	2.19511	2.13363	2.04663	1.76984	1.67339	1.52879	1.35866	1.15211	0.987677	0.774634	0.532207	0.265382
GMEP по методу точки пересечения	bar	9.71102	9.27978	8.72237	9.14587	7.97989	7.52876	7.0565	7.16815	6.01137	5.43	4.59774	3.58502
Скорость теплопередачи	W	7570.29	6546.95	5528.83	5574.95	4168.96	3485.54	2885.25	2680.73	1803.53	1322.47	890.825	496.693
IMEP	bar	9.37511	9.04731	8.55912	9.01539	7.88762	7.101	7.00781	7.13353	5.99048	5.35361	4.34	3.58395
Максимальное давление	bar	47.9397	46.2563	44.0844	45.0924	41.0322	39.4513	37.9341	38.2795	34.7263	32.7315	30.3491	27.296
PMEP	bar	0.454901	-0.31189	-0.211205	-0.174365	-0.108229	-0.075308	0.0506027	0.0352175	0.0198308	0.0106413	-0.0043431	-0.00107566
Объемный коэффициент наполнения	-	0.588498	0.561918	0.525952	0.525675	0.480415	0.455676	0.430086	0.417568	0.375472	0.339462	0.302642	0.267404
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.563236	0.535117	0.497766	0.499141	0.452117	0.425988	0.399283	0.38637	0.341776	0.30434	0.266756	0.232305
Коэффициент остаточных газов	%	4.15538	4.13147	4.33276	4.43948	4.75467	4.70706	5.03969	5.26309	5.38809	5.70263	6.0762	6.37942
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	13.2427	13.2547	13.2524	13.2637	13.26	13.2639	13.264	13.2628	13.2631	13.2651	13.2649	13.2652
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	4,69920	4.70971	4.70585	4.70833	4.70631	4.70821	4.83	4.70981	4.71102	4.71152	4.71159	4,71190
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	8.09481	8.094	8.09534	8.09574	8.09062	8.09529	8.08877	8.09083	8.08964	8.08876	8.08776	8.0878
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	35.2721	35.2711	35.2624	35.2537	35.2582	35.2548	35.2606	35.2557	35.2544	35.2542	35.2536	35.2532
Время сжигания 1% массы топлива	deg	-6.68732	-6.66975	-6.65498	-6.675	-6.66018	-6.64975	-6.65097	-6.64898	-6.64562	-6.64417	-6.64236	-6.64176
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	22.0295	22.0163	22.01	21.99	21.9982	21.991	21.9966	21.9929	21.9913	21.9891	21.9887	21.988
Время сжигания 10% массы топлива	deg	3.02571	3.03778	3.03548	3.0467	3.043	3.04692	3.04706	3.04583	3.04616	3.04816	3.04795	3.04821
Время сжигания 50% массы топлива	deg	14.4716	14.4719	14.4718	14.472	14.4719	14.472	14.4719	14.4719	14.472	14.472	14.472	14.472
Время сжигания 90% массы топлива	deg	25.0552	25.0541	25.0455	25.0367	25.0413	25.0379	25.0436	25.0387	25.0374	25.0372	25.0366	25.0362
Время сжигания 99% массы топлива	deg	33.2501	33.2515	33.2316	33.2174	33.2295	33.2248	33.2212	33.2171	33.2198	33.2162	33.2168	33.2162
Время максимального давления	deg	9.70357	8.94985	9.40657	9.16395	9.94714	8.91726	9.61073	9.33953	8.96062	9.62569	-5.44574	-5.51498

На рисунках 24 и 25 представлена среднее индикаторное давление при работе на бензине и на водороде соответственно.

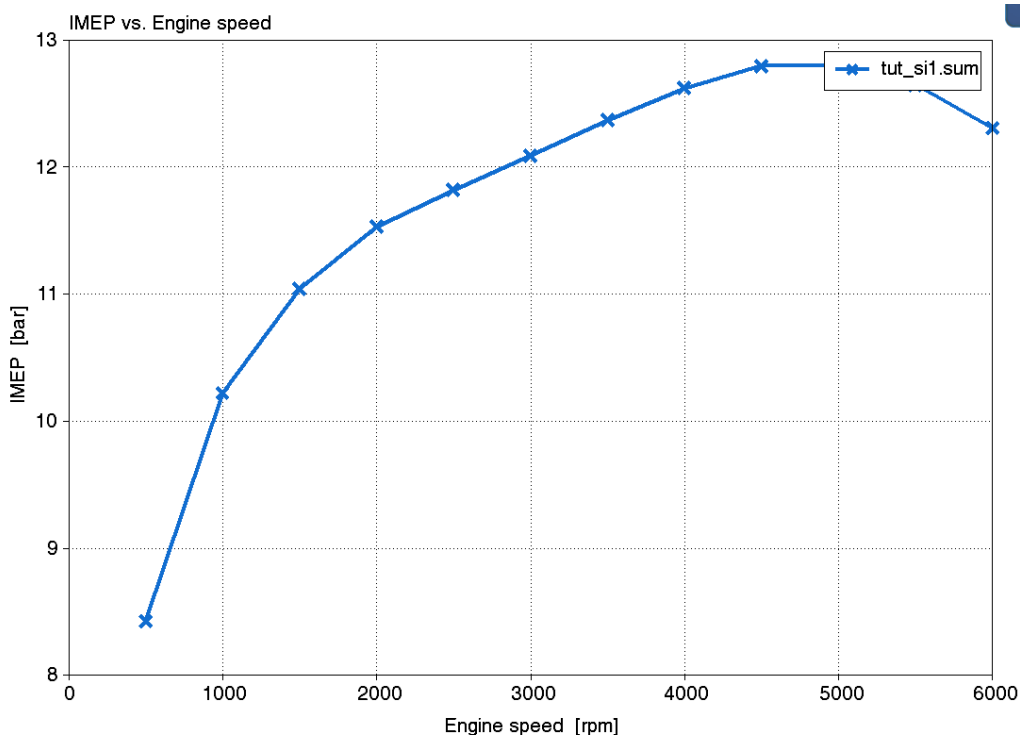


Рисунок 24 – Среднее индикаторное давление при работе на бензине

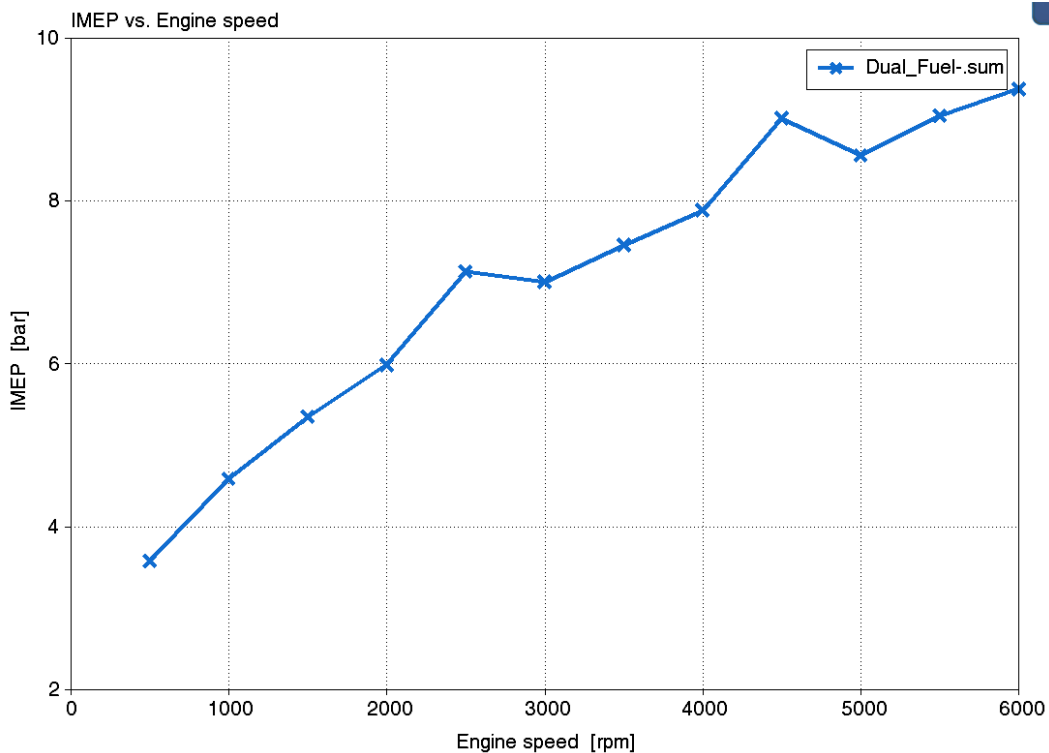


Рисунок 25 – Среднее индикаторное давление при работе на водороде

На рисунках 26 и 27 представлен графики зависимости объемного коэффициента наполнения от частоты вращения при работе на бензине и на водороде соответственно.

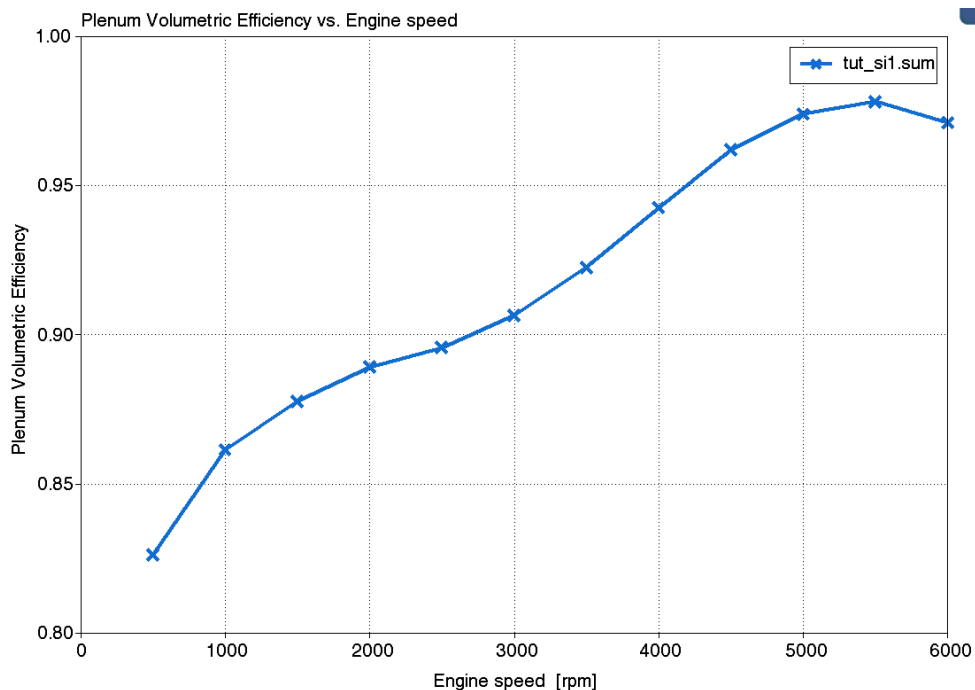


Рисунок 26 – Зависимость объемного коэффициента наполнения от частоты вращения при работе на бензине

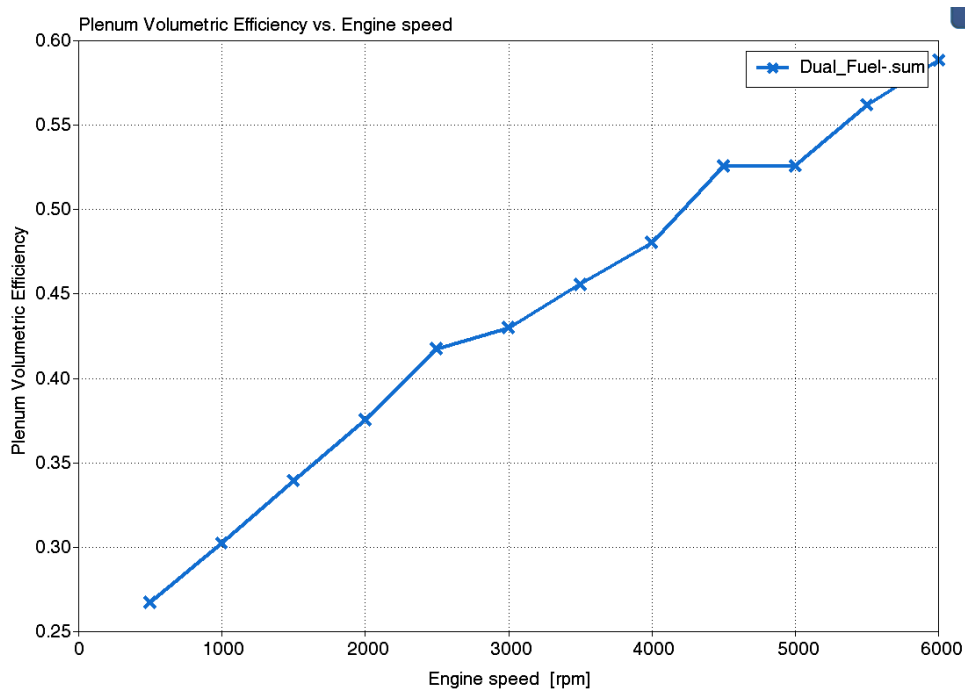


Рисунок 27 – Зависимость объемного коэффициента наполнения при работе на водороде

Выводы по главе 3

Проведенное моделирование показало, что двигатель с искровым зажиганием работающий на водороде имеет почти в 2 раза более низкие характеристики по мощности, это связано с тем, что водород при стехиометрическом составе сгорает со скоростями превышающими скорость звука, что создает эффект детонационного сгорания. Это заставляет ограничивать количество водорода подаваемого в цилиндр, на величине равной 1,5 по коэффициенту избытка воздуха. Это приводит к снижению энергоемкости заряда. Также видим, что водород активно вытесняет воздух, и при слабо организованном потоке, значительно снижает коэффициент наполнения. Все это приводит к тому, что хоть водородный двигатель и имеет меньшую токсичность, но он в 2,5 раза проигрывает по мощностю на малых частотах вращения и в 1,5 раза на больших частотах вращения.

Заключение

Выполнен анализ перспектив применения водорода в автомобильных силовых установках. Получены следующие основные выводы, а именно:

- Водород имеет высокую стоимость, и в ближайшее время не сможет производиться в достаточном количестве для существенного выхода на рынок автомобильного топлива.
- Системы хранения сжатого водорода громоздки и тяжелые, а массовый объем значительно меньше, что приводит к значительному снижению пробега автомобиля между заправками, а при хранении сжиженного водорода возникает множество проблем как обеспечить постоянное охлаждение при длительной стоянке автомобиля.
- Проведенное моделирование двигателя с искровым зажиганием показало, что при подаче водорода во впускной коллектор значительно снижается наполнение цилиндров вследствие вытеснения водородом воздуха, при чем этот эффект более значим на малых частотах вращения, когда поток воздуха меньше сформирован, это приводит к значительному снижению мощностных показателей работы двигателя.
- Снижение максимального давления и температуры в процессе сгорания, а также повышение стабильности сгорания при работе на водороде, приводит к снижению токсичности по оксидам азота, а при отсутствии углерода в топливе, то токсичность по нормируемым продуктам неполного сгорания полностью отсутствует.
- Проведенный анализ экспериментальных исследований показал большой потенциал малых добавок водорода на режимах со сложностями в организации процесса сгорания, а именно это режимы глубокого дросселирования, где имеется значительное

разбавление остаточными газами и режимы максимальных частот вращения, где процесс сгорания слишком удлинен что приводит к потере его эффективности.

Выводы по главе 1

Обзор научных работ показал, что водород это очень дорогой вид топлива, так что основной проблемой его активного применения в автомобильных двигателях является разработка способов дешевого производства водорода в объемах необходимым для того чтобы можно было рассматривать его как альтернативу базовым топливам. В тоже время существующие перекосы в альтернативной энергетике, когда зона генерация электроэнергии не совпадает с зонами потребления, водород является идеальным накопителем этой избыточной энергии. Но такая система получения водорода в основном замкнута на генерацию электроэнергии и свободного водорода для автотранспорта остается достаточно мало. Что приводит к выводу о целесообразности исследовать возможности водорода, как активатора горения основного топлива, причем доля водорода по массе топлива не должна превышать 1-3%.

Также подача водорода во впускной коллектор также сопряжена со многими проблемами, что заставляет нас говорить о перспективах двигателей с добавкой водорода при условии его впрыска непосредственно в цилиндр двигателя.

Выводы по главе 2

Проведенный анализ результатов экспериментальных исследований показал, что добавка водорода повышает полноту сгорания, снижает толщину пристеночного слоя, тем самым обеспечивая значительные улучшения по токсичности отработавших газов по продуктам неполного сгорания. Также водород являясь активатором горения повышает стабильность сгорания, что сказывается на равномерности процесса сгорания, снижая его стохастичность, тем самым обеспечивая те же самые показатели по мощности, что и при работе на бензине без добавки водорода,

при этом обеспечивается меньшее наполнение цилиндров и следовательно меньшее среднее индикаторное давление, которое обеспечивает снижение максимальной температуры в цилиндре двигателя и снижает выход оксидов азота, что подтверждается экспериментально.

Выводы по главе 3

Проведенное моделирование показало, что двигатель с искровым зажиганием работающий на водороде имеет почти в 2 раза более низкие характеристики по мощности, это связано с тем, что водород при стехиометрическом составе сгорает со скоростями превышающими скорость звука, что создает эффект детонационного сгорания. Это заставляет ограничивать количество водорода подаваемого в цилиндр, на величине равной 1,5 по коэффициенту избытка воздуха. Это приводит к снижению энергоемкости заряда. Также видим, что водород активно вытесняет воздух, и при слабо организованном потоке, значительно снижает коэффициент наполнения. Все это приводит к тому, что хоть водородный двигатель и имеет меньшую токсичность, но он в 2,5 раза проигрывает по мощности на малых частотах вращения и в 1,5 раза на больших частотах вращения.

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., Kirchweyer 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. NO_x 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.