

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

Институт машиностроения  
(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»  
(наименование)

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

Энергетические комплексы и системы управления  
(направленность (профиль))

## ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему Перспективы применения водорода для снижения токсичности  
дизельного двигателя

Обучающийся С.В. Масленников  
(Инициалы Фамилия) (личная подпись)

Научный руководитель к.т.н., доцент, В.В. Смоленский  
(ученая степень, ученое звание, Инициалы Фамилия)

Тольятти 2024

## Оглавление

Введение.....	4
Глава 1 Изучение литературы по проблеме снижения токсичности дизельных двигателей за счет добавки водорода .....	7
1.1 Особенности водорода как топлива двигателя внутреннего сгорания .....	8
1.2 Анализ научных работ, связанных с применением водорода и дизельного топлива в двигателях внутреннего сгорания на основе сжатого воспламенения.....	17
1.2.1 Функционирование исключительно на водородном топливе.....	17
1.2.2 Гибридное использование водорода и дизеля в процессе сгорания.....	22
1.3 Эмиссия вредных веществ в двигателях .....	26
1.3.1 Окись углерода CO.....	27
1.3.2 Несгоревшие углеводороды УНС.....	28
1.3.3 Оксиды азота NO <sub>x</sub> .....	29
1.3.4 Твердые частицы РМ (сажа) .....	29
Глава 2 Исследование и моделирование двигателя .....	33
2.1 Двигатель.....	33
2.2 Построение 1D модели.....	35
2.3 Моделирование топлива.....	36
2.4 Запуск симуляции и калибровки.....	36
Глава 3 Анализ данных, полученных в ходе эксперимента по работе дизельного мотора с использованием добавки водорода .....	39
3.1 Определение эффективности работы дизельного агрегата с использованием водородной добавки .....	39
3.2 Анализ токсичности выхлопных газов при внедрении водорода в дизельные двигатели .....	44

Глава 4 Анализ эффектов добавления водорода на процесс сгорания в дизельных двигателях .....	48
4.1 Имитация процесса окисления топлива в дизельном агрегате при обогащении смеси водородом .....	48
4.2 Анализ полученных результатов .....	65
Заключение.....	68
Список используемых источников.....	72

## Введение

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

Усиливающееся загрязнение среды, беспокойство по поводу стоимости нефти, негативное воздействие трафика на здоровье людей и уменьшение запасов ископаемых топлив заставляют человечество либо уменьшать потребление, либо искать альтернативные энергетические решения. Электричество, вырабатываемое из возобновляемых источников энергии, таких как солнечная энергия, гидроэнергетика, и ветровая энергия, и аккумулируемая в батареях или получаемая из водорода через топливные элементы, представляется наиболее экологически чистым вариантом для транспортной индустрии. Но ограниченный пробег аккумуляторных электромобилей, отсутствие инфраструктуры для заправки водородом, высокая стоимость водорода и издержки на производство ограничивают распространение топливных элементов. Специалисты считают, что гибридные системы, объединяющие электромоторы и двигатели внутреннего сгорания, работающие на возобновляемом топливе, могут стать ключевым элементом транспортных систем, способствуя уменьшению загрязнений от двигателей внутреннего сгорания, и в настоящее время активно исследуются.

Таким образом, изучение возможностей использования водорода с целью уменьшения выбросов вредных веществ дизельными моторами представляет собой значимый аспект магистерского исследования.

Объект исследования:

- дизельный двигатель

Предмет исследования:

- снижение токсичности.

Целью работы является исследование перспективы применения водорода для снижения токсичности дизельного двигателя.

Гипотеза исследования

Использование водорода в качестве топлива в дизельных двигателях способствует достижению экологически чистого и высокоэффективного процесса сгорания внутреннего сгорания.

Достижение поставленной цели обеспечивается решением следующих задач:

1. провести обзор проблемных источников и наработать материал для исследования перспективы применения водорода для снижения токсичности дизельного двигателя;
2. выявить возможности снижения токсичности за счет применения водорода в дизельном двигателе.

Методы исследования.

Метод аналитического исследования, метод моделирования рабочего процесса, метод экспериментальных исследований.

Научная новизна исследования

Заключается в идее снизить токсичность двигателя за счет применения водорода в дизельном двигателе.

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

Исследования велись в течении всего процесса обучения. Его результаты докладывались на следующих конференциях и семинарах:

- на семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» в 2022, 2023 и 2024 г.
- международная научно-практическая конференция «Перспективы развития науки и образования», Россия, г. Тамбов, 31 мая 2023 г.

- опубликована одна научная статья: Масленников С.В. Выявление возможностей повышения эффективности бензинового ДВС за счет добавки водорода для активации процесса сгорания / Смоленская Н.М., Макарьчук А.В., Андронов К.В., Горшков Н.С., Масленников С.В. // Научный альманах 2023·N 5-2(103). С.48-52

На защиту выносятся:

1. анализ перспективы применения водорода для снижения токсичности дизельного двигателя;
2. возможности снижения токсичности за счет применения водорода в дизельном двигателе.

Структура магистерской диссертации.

Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 37 рисунка, 2 таблицы, списка использованных источников (84 источник). Основной текст изложен на 80 страницах.

## **Глава 1 Изучение литературы по проблеме снижения токсичности дизельных двигателей за счет добавки водорода**

Сегодня замена ископаемого топлива и сокращение выбросов загрязняющих веществ могут быть обеспечены за счет использования водорода в автомобильных дизельных двигателях, что приводит к улучшению энергетических характеристик двигателя. Водород имеет хорошие свойства горения. В статье представлены результаты экспериментальных исследований, проведенных на автомобильном дизеле при частоте вращения 2000 об/мин и нагрузке 70%. Они показали, что водород может быть подходящей частичной заменой дизельного топлива. Использование водорода обеспечивает повышение теплового КПД за счет улучшения сгорания за счет повышения однородности воздушно-водородной смеси. Исследовательские работы демонстрируют, что прирост эффективности использования энергии на порядка 8% и подъем термического коэффициента полезного действия с 31,9% до 34% обеспечиваются благодаря оптимизации процесса сгорания с увеличением доли водорода. Это также способствует сокращению эмиссии углеводородов и дыма на 15% и 20% соответственно, чем значительно улучшает экологические параметры работы двигателя. Снижение объема вредных выбросов NOx на 11% достигается за счет частичной замены дизельного топлива водородом на уровне 12%. Однако при дальнейшем увеличении доли водорода в смеси наблюдается рост уровня NOx из-за увеличения температуры горения. Основным экологическим бонусом является уменьшение выбросов CO<sub>2</sub> на 12% с повышением доли водорода в топливной смеси, что субстанциально снижает углеродный след транспортного средства [1].

Существующие нефтяные дизельные двигатели, работающие на бедной смеси, согласно нормам ЕС требуют более низких выбросов, в то время как потребителям необходима достаточная эффективность. Одним из способов

улучшения двигателей с обедненной топливной смесью является использование газообразного топлива-водорода с высокой скоростью пламени и высокой теплотой сгорания, что приводит к улучшению эффективности двигателя и параметров выбросов. Низкое соотношение С/Н водорода при совместном сжигании с дизелем делает шаг вперед на пути к выполнению решений Европейской Комиссии [2].

Совместное сжигание водорода с биодизельным топливом, предназначенное для питания двигателей внутреннего сгорания и отвечающее требуемому уровню регулирования. Однако из-за проблем, связанных с чрезвычайно низкой плотностью водорода, влияющей на объемный КПД и мощность двигателя, межцикловыми изменениями сгорания водорода, зависимостью доли энергии водорода от соотношения воздух-топливо, нагрузка и частота вращения двигателя, использование водорода требует более глубокого исследования, чтобы обеспечить методологию оценки влияния использования водорода на параметры работы двигателя [3].

### **1.1 Особенности водорода как топлива двигателя внутреннего сгорания**

Современное регулирование эмиссии вредных компонентов и парниковых газов, выделяемых в процессе горения ископаемого топлива в дизельных двигателях транспортных средств, нацелено на минимизацию негативного воздействия на экосистему. Эти нормативы стремятся контролировать выбросы углекислого газа ( $\text{CO}_2$ ), который является основным парниковым газом, а также ограничивают количество неполностью сгоревших углеводородов (НС), окиси углерода (СО), оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ), и работают над снижением образования твердых частиц и дыма, чтобы защитить атмосферу от загрязнения [4]. Крупные производители автомобилей обязаны производить двигатели внутреннего сгорания,



использующие топливо с низким содержанием углерода в молекулярной структуре [5].

В декабре 2019 года Европейская комиссия решила, что к 2050 году ЕС станет нейтральным по выбросам парниковых газов, а транспортный сектор должен сократить выбросы загрязняющих веществ на 90% к 2050 году [6].

Все эти правила требуют новых решений и технологий, а также новых видов топлива для двигателей внутреннего сгорания вообще и для дизельных двигателей в частности. Понятно, что речь идет о замене ископаемого топлива, содержащего в своей структуре углерод. Из исследованных альтернативных видов топлива можно принять во внимание водород, поскольку он обеспечивает работу двигателя с наименьшим уровнем выбросов загрязняющих веществ и лучшими энергетическими показателями [5, 6, 7].

Выдающиеся горючие качества водорода ставят его в ранг самого экологичного источника энергии для двигателей внутреннего сгорания, позволяя достигать высокую эффективность сгорания с оптимальным тепловым КПД. Внедрение водорода в работу дизельных двигателей сталкивается с рядом сложностей: производство, хранение и непосредственное использование водорода. Водород обладает уникальными характеристиками, делающими его идеальным топливом для дизельных двигателей, такими как высокая скорость диффузии, обогащающая топливно-воздушную смесь, и высокое октановое число, подходящее для использования в двигателях с повышенной степенью сжатия и искровым зажиганием. Тем не менее, проблематичное самовоспламенение из-за высокой температуры зажигания и низкого цетанового числа требует отдельных технологических решений для водородных дизельных двигателей. Широкий диапазон воспламеняемости водорода с воздухом способствует эффективному сгоранию на скудных смесях, что увеличивает общую производительность двигателя [8]. Температура пламени при горении водорода выше и уровень оксидов азота увеличивается, но за счет

использования бедных смесей концентрацию оксидов азота можно значительно снизить. По сравнению с дизельным топливом водород имеет меньшую объемную плотность энергии, что требует использования соответствующей системы заправки для поддержания стандартной мощности двигателя [9].

При реакции водорода исключительно с кислородом образуется вода; в то время как, реагируя с атмосферным воздухом, водород приводит к формированию воды и оксидов азота. Эта характеристика делает водород заманчивым видом топлива для уменьшения эмиссии парниковых газов и соответствия жестким экологическим нормам. Впрочем, проблему представляют оксиды азота. Характеристики водорода часто анализируют в сопоставлении с метаном, что отражено в научной литературе [2,3,4,6,7,12]. В таблице 1 представлено сравнение характеристик водорода с метаном.

Таблица 1 – Свойства водорода и метана [10]

Свойства		Водород	Метан
Физические свойства	Химическая формула	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>
	Плотность, кг/м <sup>3</sup> по НТП	0.0837	0.6512
	Молярная масса, г/моль	2.016	16.043
	Температура кипения, °С	-253	-161.5
Термодинамические свойства	Низшая теплота сгорания, МДж/кг	120	50
	Нижняя теплота сгорания, МДж/Нм <sup>3</sup>	10.7	35.8
	Стехиометрическое соотношение воздух-топливо, кг/кг	34.2	17.1
	Стехиометрическое соотношение воздух-топливо, Нм <sup>3</sup> /Нм <sup>3</sup>	2.6	9.3
	Теплотворная способность стехиометрической смеси, МДж/кг	3.40	2.75
	Теплотворная способность стехиометрической смеси, МДж/Нм <sup>3</sup>	3.17	3.47
	Коэффициент диффузии в воздух, см <sup>2</sup> /с при НТП	0.61	0.189
	Теплопроводность, мВт/мК при СТП	182	34
Свойства горения	Кинематическая вязкость, мм <sup>2</sup> /с при 40°С	118	17.2
	Пределы воспламеняемости, об.% при НТП	4-75	5.3-15.0
	Минимальная энергия воспламенения, мДж	0.02	0.28
	Ламинарная скорость пламени, м/с при НТП	2.65-3.25	0.38
	Температура самовоспламенения, °С	585	540
	Адиабатическая температура пламени, °С	2045	1917
	Минимальное расстояние закалки, мм при НТП	0.64	2.03
	Коэффициент избытка воздуха и топлива (А)	0.14-10	0.6-2
Коэффициент избытка топлива и воздуха (φ)	7.1-0.1	1.67-0.5	

Водород обладает некоторыми уникальными свойствами горения, такими как широкий предел воспламеняемости, низкая энергия воспламенения и очень высокая скорость распространения пламени, что обеспечивает быстрое воспламенение [13]. С другой стороны, относительно малая плотность водорода и его широкий диапазон концентраций, при которых он может воспламеняться, представляют собой вызовы в области обеспечения безопасности и эффективного хранения.

Уменьшенное отношение массы топлива к общей массе устройств и контейнеров для его хранения представляет собой значительную сложность при интеграции водородных топливных систем на борту транспортных средств. В условиях окружающей обстановки водород предпочтительно сохранять либо в состоянии сжатого газа под давлением в диапазоне от 300 до 700 бар, либо в жидком агрегатном состоянии [11].

Водород, имеющий массовую плотность  $0,0837 \text{ кг/м}^3$ , легче воздуха, составляя 6,8% его плотности и 12,8% плотности метана. Этот газ может быть сжижен путем охлаждения ниже его температуры кипения в 20 К ( $-253 \text{ }^\circ\text{C}$ ), что оформляется как вторая по величине низкая кипящая точка после гелия. Сжиженный водород обладает плотностью  $70,8 \text{ кг/м}^3$ , представляя собой всего 7% от плотности воды, а его объем при этом уменьшается в 848 раз по сравнению с газообразным состоянием. Несмотря на превращение в жидкость, водород остается относительно не таким плотным. В одном кубическом метре обычной воды содержится примерно 111 кг водорода, в то время как аналогичный объем жидкого водорода включает всего 71 кг  $\text{H}_2$ , что объясняется большей плотностью воды за счет ее компактной молекулярной структуры и наличия водородных связей. Газообразный водород способен проникать через множество материалов, что связано с его относительной легкостью молекул, обеспечивая ему способность к диффузии. Это усложняет хранение водорода в сравнении с другими газами из-за потенциала утечек, которые представляют собой опасность возможного воспламенения при контакте с воздухом [14].

LHV водорода составляет 120 МДж/кг, что более чем в два раза выше, чем у метана, и в 2,8 раза выше, чем у DF. Разница между внутренним (режим DI) и внешним (режим PFI) смесеобразованием водорода значительна из-за низких объемных параметров водорода, таких как объемная LHV (10,7 МДж/м<sup>3</sup>), стехиометрическая AFR в расчете на объем (2,6 Нм<sup>3</sup>)/Нм<sup>3</sup>), объемная теплота сгорания стехиометрической смеси (3,17 МДж/м<sup>3</sup>) [15]. НТС водородно-воздушной смеси с PFI по сравнению с метаном и другими видами ископаемого топлива ниже. Однако в режиме DI LHV смеси намного выше. Теоретическое увеличение удельной мощности для водорода на 33% при переходе от PFI к DI [16]. Двигатели CI с подачей водорода в камеру сгорания имеют более высокие показатели эффективности, однако такая конструкция технически более сложна и требует специальных водородных форсунок [17].

Точка самовоспламенения водорода составляет 585°C, что на 40°C превосходит показатель метана и ощутимо превышает температуру для дизельного топлива (DF), позволяя повысить степень сжатия в двигателях с воспламенением от сжатия (CI). Однако применение чистого водорода в CI-двигателях представляется маловероятным [18].

Швая [19] акцентировал, что значительные показатели температуры самовоспламенения и октанового числа водорода играют ключевую роль в устойчивости против детонационных процессов.

Более того, устойчивость к возникновению детонации возрастает с уменьшением объемной доли водорода в смеси, что обеспечивается чрезвычайно бедным коэффициентом избытка воздуха и топлива, равным 10. Тем не менее, быстрое сгорание водородовоздушной смеси приводит к нестабильному пламени. распространение сопровождается колебаниями давления большой амплитудой 100 кПа. Эти высокочастотные колебания являются причиной возникновения детонации [20].

Широкие пределы воспламеняемости водородовоздушной смеси в диапазоне 4–75 об.% позволяют изменять мощность двигателя в широком

диапазоне за счет изменения коэффициента избытка смеси. Эта особенность позволяет эксплуатировать двигатель на очень бедной смеси ( $\lambda = 10$ ) и снизить выбросы  $\text{NO}_x$ . С повышением температуры пределы воспламеняемости расширяются (рисунок 1). По данным Шредера и др. [20], зависимость LFL от температуры можно выразить формулой (1):

$$LFL = LFL_0 \cdot (1 - K_L \cdot (T - T_0)) \quad (1)$$

где  $LFL$  – нижний предел воспламеняемости

$LFL_0$  – обозначает нижний предел воспламеняемости при температуре  $0^\circ\text{C}$ ;

$K_L$  - представляет собой коэффициент, показывающий изменение в зависимости от температуры, где  $K_L$  равен  $0,000157 \text{ K}^{-1}$ ;

$T$  - обозначает измеренную температуру;

$T_0$  – исходно задается как  $273,15^\circ\text{C}$ .

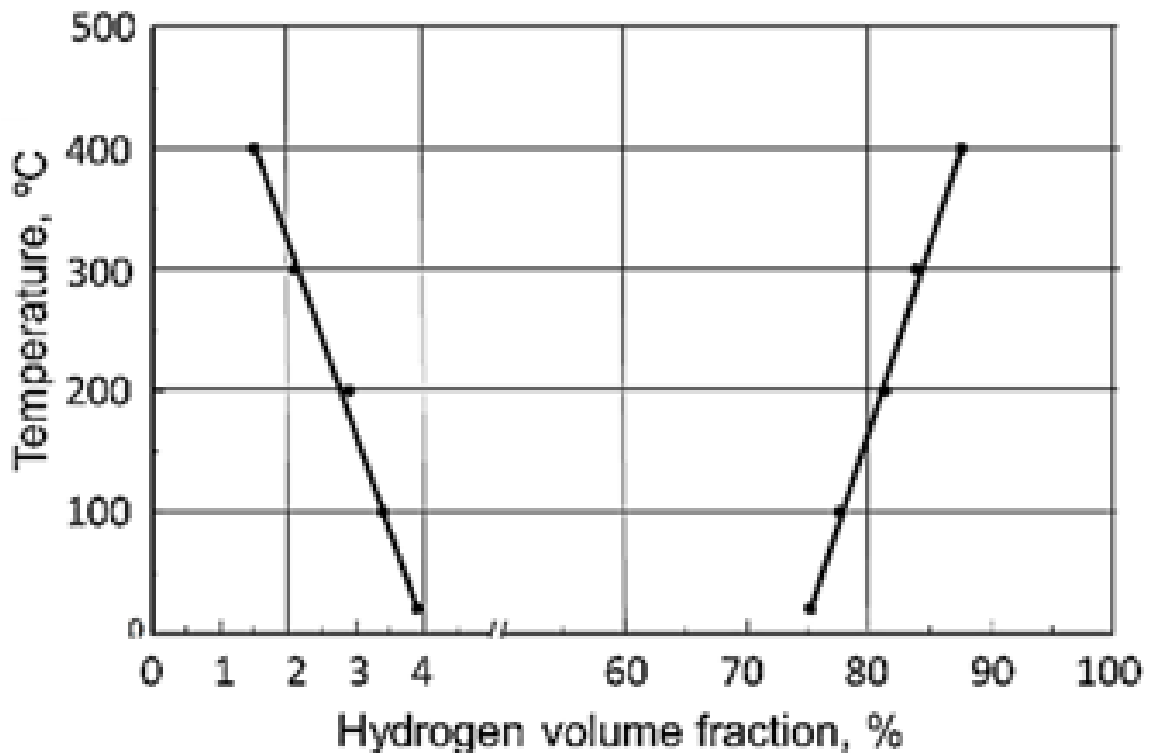


Рисунок 1 – Влияние температуры на LFL и UFL воздушно-водородных смесей

Пороговая концентрация для воспламенения уменьшается до 2 объемных процентов при температуре 300 градусов Цельсия, но, когда давление увеличивается до 5 мегапаскалей, минимальная концентрация необходимая для воспламенения возрастает с 4 % до 5,6 % (рисунок 2). При дальнейшем увеличении давления до 15 мегапаскалей изменений не зафиксировано [21].

Даже бедная горючая смесь с концентрацией водорода, составляющей всего 4 объемных процента в атмосферном воздухе, остается возгораемой, хотя и сгорает не полностью. В реализации на практике, воспламеняемость может варьироваться, быть как ниже, так и выше 4%, из-за различий в условиях среды. Имеющиеся сегодня данные о точной величине воспламеняемости не являются окончательными, тем не менее, эта информация критична для обеспечения безопасности. Широкий диапазон воспламеняемости увеличивает вероятность возникновения взрыва обратного хода во впускном коллекторе при использовании системы портового впрыска топлива (PFI). С учетом данных рисков, для двигателей внутреннего сгорания (CI), функционирующих на водороде, рекомендуется установка устройства для гашения пламени [22].

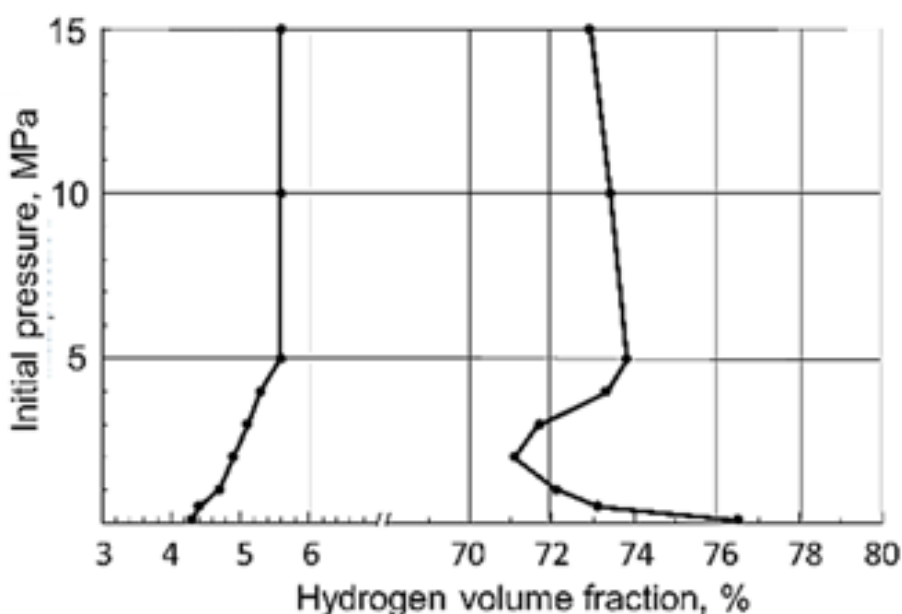


Рисунок 2 – Влияние давления на LFL и UFL воздушно-водородных смесей

Устранение обратной воспламенения полностью достижимо через инжекцию водорода в камеру сгорания дизельного двигателя. Однако, из-за значительной скорости распространения водорода в атмосфере, может происходить нарушение равномерности смешивания водорода с воздухом, что в свою очередь способствует возрастанию циклической variability. Это, в свою очередь, может повлиять на эффективность сгорания водородно-воздушной смеси и привести к ее сгоранию в момент, когда выпускной клапан открыт [23].

Верхельст и др. [23] приведены свойства водородно-воздушных смесей в стехиометрическом ( $\lambda = 1$ ) и в обедненном режиме ( $\lambda = 4$ ) по сравнению со стехиометрическими смесями метана и воздуха, и изоктана и воздуха. Перечисленный обзор сделан на основе комплексного анализа работ Глассмана [24], Молнарна и др. [25] и Перри и др. [26]. Ламинарная скорость горения стехиометрической водородно-воздушной смеси находится в диапазоне 2,65–3,25 м/с. В условиях стехиометрического сгорания ( $\lambda = 1$ ), усиленное темпом горения, повышается эффективность данного процесса. Однако, это также приводит к увеличению тепловых потерь через стенки и вызывает рост напряжений в материалах, а также сопровождается возрастанием уровня шума. Контрастно, применение методик горения с обеднёнными смесями, где  $\lambda$  равняется 2, показывает, что скорость горения колеблется между 0,7 и 1,2, тогда как при  $\lambda$  равном 4 эта скорость может снизиться в двадцать раз. При подходе к стехиометрической смеси, высокая скорость сгорания и адиабатическая температура пламени значительно способствуют росту эмиссий NOx.

Минимальная энергетическая потребность для инициирования горения гидроксильного топлива составляет 0,02 миллиджоулей, что в семь раз меньше, чем требуется для возгорания метанового газа, согласно обширным публикациям по этой тематике. Исследования, направленные на изучение параметров, определяющих энергию зажигания, выявили её зависимость от стехиометрического соотношения компонентов и процента водорода в

воздушно-газовой среде. В экспериментах [22, 26] определили минимальную энергию, способную вызвать воспламенение, при использовании конденсаторного типа искрового разряда. Их результаты показали, что при содержании водорода от 22 до 26% и расстоянии между электродами 0,5 мм, достаточно всего 0,017 миллджоулей. Тогда как при увеличении интервала между электродами до 2 мм, требуемое значение энергии возрастало до 0,05 мДж и оставалось относительно неизменным в диапазоне концентраций водорода от 10 до 50% (эквивалентность воздушного фактора от 0,42 до 3,77), продемонстрировав резкое увеличение при снижении уровня водорода ниже 10% [27].

Одно из преимуществ водорода как топлива - его способность к инициированию горения при низких энергетических затратах. Это позволяет легко зажигать обедненные водородно-воздушные смеси, обеспечивая их быстрое воспламенение. Однако, это качество также увеличивает риск нежелательного самопроизвольного возгорания таких смесей в камере сгорания из-за действия внешних источников зажигания [29].

Водород выделяется своими исключительными свойствами диспергирования в атмосфере, включая параметры, такие как кинематическая вязкость, термическая проводимость и диффузионные характеристики, особенно в сравнении с такими веществами, как метан и дифторид [31]. Эти уникальные отличия, объединенные с его существенно низкой плотностью, обуславливают водороду особенности распространения и передачи тепла. Высокий уровень диффузии водорода при инъекции в камеру сгорания двигателя способствует более равномерному распределению топливной смеси, делая ее более предварительно смешанной и гомогенной. Эта равномерность способствует условиям эффективного сгорания. Гомогенная топливная смесь поддерживает ускоренное сгорание и стабильный объем, что, в свою очередь, повышает эффективность двигателя. Однако при использовании стратегий сгорания с обедненной смесью, где отношение



воздух/топливо равно 4, наблюдается снижение диффузии на 36,2%, что негативно влияет на гомогенность топливовоздушной смеси [28].

Параметр тушения пламени определяет минимально необходимое расстояние от водородного огня до стенок цилиндра, при котором происходит его самопроизвольное затухание. Для водорода это значение равно примерно 0,64 мм, тогда как для метана оно значительно выше и составляет 2,03 мм [30]. Меньшее расстояние тушения означает большую сложность в тушении пламени, повышая риск возникновения вспышки или взрыва. Эмпирически расстояние, при котором гаснет пламя, может быть вычислено путем анализа связи между минимальной энергией, необходимой для воспламенения, и размерами зазора для возникновения искры [32].

## **1.2 Анализ научных работ, связанных с применением водорода и дизельного топлива в двигателях внутреннего сгорания на основе сжатого воспламенения**

### **1.2.1 Функционирование исключительно на водородном топливе**

Концепция применения водорода в качестве экологически чистого, возобновляемого и высокоэффективного источника энергии для движков, разработанных Рудольфом Дизелем, и ранее и в настоящее время продолжает находиться в фокусе научных исследований.

Хоман и его коллеги [33] разработали в 1978 году двигатель непрерывного цикла, функционирующий исключительно на водородном топливе.

Очень скоро команда ученых выявила, что эффективность использования водорода в качестве топлива сталкивается с серьезными ограничениями, обусловленными его высоким порогом для инициирования воспламенения. Даже при степени сжатия 29:1, устойчивость водорода к самопроизвольному воспламенению осталась значительной преградой. В поисках альтернативных путей повышения эффективности использования

водорода, исследователи обратили внимание на концепцию двигателя с искровым зажиганием (CI), предполагающего внедрение свечей накаливания для работы на водороде [34].

Исследование продемонстрировало, что применение свечей накала обеспечивает надежное воспламенение топлива и стабильность работы двигателя. Время до начала горения водорода было крайне малым, а индикаторный момент эффективного давления (IMEP) оказался выше по сравнению с дизельным топливом. Тем не менее, были зафиксированы значительные вариации в задержке зажигания от цикла к циклу, что коррелирует с флуктуациями в давлении внутри цилиндра. Кроме того, уровни оксидов азота (NO<sub>x</sub>) в выхлопных газах значительно увеличились [35].

Икегами и его коллеги [36] провели исследование, направленное на разработку двигателя внутреннего сгорания на водородной основе, применяя при этом технологию вихревой камеры. В рамках эксперимента были протестированы две различные конфигурации систем подачи воздуха в двигатель: первая основывалась на принципе сжигания топлива посредством компрессии, адаптированного для атмосферных двигателей, в то время как вторая применяла рабочую смесь аргона и кислорода. Авторы предположили, что как процесс предварительного впрыска, так и минимальная утечка топлива из форсунок может способствовать эффективному воспламенению водорода, обеспечивая тем самым стабильное сгорание. Экспериментальные результаты подтвердили, что процесс зажигания и непосредственно работа двигателя оказались успешными, причем без заметного влияния горячих поверхностей на воспламенение.

Фукума и коллеги [37] проводили исследования горения водорода с использованием направленного впрыска (DI), при котором воспламенение топливно-воздушной смеси в цилиндре осуществлялось посредством горячей поверхности свечи накаливания. В эксперименте применялась форсунка, оборудованная единственным впрысковым отверстием. В результате было

выявлено замедленное распространение пламени сквозь неоднородную топливно-воздушную смесь. Оптимизация процесса горения достигнута за счет использования усовершенствованной версии форсунки, оснащенной восьмью впрысковыми отверстиями.

Уэлч и его коллеги [38] провели анализ эффективности и экологичности водородного двигателя с прямым впрыском (DI) при высокой степени сжатия 17, используя горячие поверхности для инициации воспламенения. Исследование продемонстрировало, что такой двигатель с воспламенением от сжатия (CI), адаптированный для работы на водороде, способен генерировать повышенную мощность по сравнению с традиционным дизельным двигателем CI, при этом эмиссия загрязняющих веществ оказывается ниже, чем у аналогичного двигателя на дизельном топливе. Индекс эффективности термического преобразования (ITE) оказался выше 50% при условиях пониженных тормозных нагрузок. Также была обнаружена экспоненциальная корреляция между повышением давления и увеличением нагрузки двигателя, что объясняется повышенной температурой в цикле сжатия за счет наличия большего количества горячих остаточных газов. Дополнительным преимуществом стало снижение уровня оксидов азота (NO<sub>x</sub>) в сравнении с дизельными двигателями [39].

Изучение автоигнитивного свойства чистого водорода подверглось анализу в научных работах Naber et al. [40] и Tsujimura et al. [41]. Группа Набера провела испытания в специализированной сгорательной камере с неизменным объемом, настраивая условия, симулирующие момент высшей точки сжатия в дизельных двигателях. В ходе экспериментов модифицировали ряд параметров: давление инъекции, температура инжектируемого горючего, размер поршня инжектора, а также давление и температура в среде сгорания, включая её состав. Определили аналогичные результаты с работой Tsujimura [41], указав на наличие Аррениусовской зависимости между температурой среды и временем запаздывания самовоспламенения.

Однако, другие исследуемые факторы не имели значительного эффекта. В экспериментальных исследованиях, проведенных на моделях с изменяющимися плотностями газа при верхней мертвой точке (ВМТ) в дизельных двигателях, было зафиксировано, что задержки в зажигании не превышали 1,0 миллисекунды при температуре газа свыше 1120 Кельвинов. Эти данные эмпирически подтверждают возможность осуществления компрессионного зажигания водорода в дизельных агрегатах при оптимальных условиях ВМТ [42].

Цудзимура и коллеги [43] рассмотрели процесс самовоспламенения водородных струй в закрытом объеме, акцентируя внимание на влиянии термического состояния окружающей среды на время до начала самовоспламенения. Основываясь на их изысканиях, Цудзимура выявил, что температура окружающего воздуха играет решающую роль в задержке самовоспламенения водорода. Эта задержка демонстрирует линейную зависимость от температуры по шкале Аррениуса при значениях до 1100 К. Однако при более высоких температурах, превышающих 1100 К, влияние температуры на время до самовоспламенения становится менее значимым, достигая предельного значения.

Исследование, проведенное Antunes и соавторами [42], продемонстрировало, что водородно-турбонаддувные двигатели внутреннего сгорания показывают лучшее соотношение выходной мощности к массе в сравнении с традиционными дизельными агрегатами, оснащенными системой впрыска под давлением (CI), при этом пиковая мощность на 14% превышает показатели дизеля. Оптимизация процесса сгорания водорода в двигателе достигается за счет предварительного нагрева воздуха, подаваемого в цилиндры, при этом отмечается заметное увеличение максимального давления в цилиндрах. Двигатель CI на водороде продемонстрировал существенное улучшение показателей эффективности, достигнув КПД на уровне примерно 42,8% по сравнению с 27,9% для дизельного топлива. Максимальная эффективность в 48% была

зарегистрирована в режиме гомогенного зарядного стратифицированного сгорания (НССІ), используя водород в качестве топлива.

Водородные двигатели внутреннего сгорания (СІ) способны обеспечить высокую регулируемость скорости и нагрузки, но эффективное управление давлением газа внутри цилиндра и динамикой увеличения давления важно для надежности этих двигателей, причем значительную роль играют условия эксплуатации поршневых колец и кривошипно-поршневых механизмов. В этом контексте, международные научно-исследовательские группы, изучающие двигатели с гомогенным зарядом сжатого воспламенения (НССІ), выделяют потенциальные преимущества таких систем с точки зрения термической эффективности и снижения выбросов. Главной проблемой при эксплуатации двигателей НССІ является сложность их контроля, в связи с чем рынок пока не предлагает коммерчески доступных моделей НССІ [44].

Принцип работы двигателя на водороде с гомогенно-воспламеняемой сжатием (НССІ) технологией заключается в индукции или инжекции водорода в момент впускного такта сразу после того, как выпускной клапан закрывается, что способствует формированию равномерной смеси воздуха и водорода благодаря высокой диффузии водорода. Особенностью водородных двигателей НССІ является способность к выполнению гомогенного и сильно обеднённого сгорания, позволяющего сократить эмиссию оксидов азота (NO<sub>x</sub>) и обеспечить повышенный коэффициент полезного действия (ВТЕ) вследствие быстрого процесса сгорания. Тем не менее, такие системы характеризуются сложным управлением и ограниченной адаптивностью к переменным условиям нагрузки в процессе эксплуатации [45].

В ходе экспериментов, проведенных Szwaја и его коллегами, двигатели, работающие на чистом водороде и использующие метод гомогенного зарядного сжигания (НССІ), демонстрировали непостоянные показатели работы, особенно в плане начала сгорания (SOC), которое происходит в широком интервале углов поворота коленчатого вала от 15 до 6 градусов после верхней мертвой точки (ВМТ). Это было связано с тем, что

искра водородной смеси часто возникает в нескольких точках из-за локального перегрева в областях камеры сгорания и поверхности поршня. В результате, начало сгорания происходит слишком рано для оптимальной генерации тормозного момента, чтобы эффективно использовать максимально возможное давление в цилиндре, которое формируется в момент приближения к ВМТ. Для улучшения работы двигателя в данном режиме исследователями предлагается использование методов рециркуляции выхлопных газов (EGR) и разбавления воздушно-водородной топливной смеси. Эти регулировки критически важны также для минимизации риска детонации, характерного для сгорания стехиометрических воздушно-водородных смесей в НССИ-режиме, отмечаясь интенсивной детонацией при таком типе сгорания [46].

### **1.2.2 Гибридное использование водорода и дизеля в процессе сгорания**

Применение чистого водорода как топлива для двигателей внутреннего сгорания кажется непрактичным, однако его гибридное использование вместе с дизельным топливом (DF) привлекает научный интерес. Известно, что в контексте будущего транспортного сектора невозможно определить универсальный вид топлива из-за вариативности в доступности и экономической эффективности альтернативных источников энергии, которые зависят от типа транспортного средства. Исследования показали, что при сжигании водорода в смеси с дизельным топливом в двигателе с воспламенением от сжатия (CI) наблюдается снижение эмиссии оксида углерода (CO), углеводородов (HC) и серных оксидов. Тем не менее, сопутствующее увеличение уровня шума в процессе сгорания связано с высокой скоростью горения водорода, что стимулирует резкое повышение температур и, как следствие, быстрое образование оксидов азота (NOx). В исследованиях, проведенных Саравананом и его коллегами, было выявлено, что при подаче смеси, содержащей более чем 30% водорода в энергетическом эквиваленте (HES), концентрация NOx уменьшается. В то же

время, когда доля HES в смеси не превышает 30%, тепловой КПД двигателя CI возрастает с 22,8% до 27,9% [47].

В процессе тестирования [48], осуществленного на двигателе внутреннего сгорания CI, функционирующем на гидрогенно-дизельном топливе, было выявлено сокращение времени задержки зажигания, что привело к более медленному нарастанию давления в цилиндрах. Общая продолжительность процесса сгорания оставалась практически неизменной, при этом гидрогенно-энергетическая составляющая (HES) колебалась в пределах 5–15%. Однако с увеличением HES до 17%, был достигнут максимальный пик давления ( $p_{\max}$ ), что способствовало созданию условий для возникновения детонационного сгорания.

Анализ работы двигателей внутреннего сгорания, модифицированных за счёт введения от 0 до 20% водорода [22] и от 0 до 40% HES [49], показал уменьшение максимального давления внутри цилиндров и снижение скорости выделения тепла, что коррелирует с износом механизмов. Это отрицательно сказывается на термическом КПД (BTE) и удельном расходе топлива (BSFC) за счёт уменьшенной эффективности процесса сгорания водорода. В контрасте с этим, другие экспериментальные данные [50] свидетельствуют о том, что при средних и высоких оборотах двигателя пиковые значения давления и скорости выделения тепла возрастают из-за преждевременного воспламенения, которое имеет место при повышенных рабочих нагрузках и оборотах двигателя.

BSFC также снизился с увеличением HES [51], однако было отмечено улучшение звукового аппарата. И наоборот, также наблюдалось резкое увеличение пикового давления в цилиндрах  $p_{\max}$  и пиковых значений скорости тепловыделения с увеличением скорости водорода. Указано снижение удельных выбросов CO, CO<sub>2</sub> и дыма [52] с увеличением HES.

Изучение эффектов, оказываемых использованием топлива с низкой долей водорода [53], на дизельный двигатель указывает на снижение удельного расхода топлива (BSFC) и повышение термического КПД (BTE)

по мере роста концентрации водорода за счет ускоренного горения, обусловленного высокой скоростью распространения пламени водорода, что способствует лучшему смешиванию. Однако примесь водорода приводит к уменьшению эмиссии оксидов азота (NOx) при небольших нагрузках, тогда как при высоких нагрузках их уровень возрастает из-за преобладания термически обусловленных NOx, что связано с повышением температуры [54].

Понижение уровней оксидов азота (NOx) наблюдалось при всех умеренных режимах работы, однако при переходе к максимальной нагрузке, Карагоз и его коллеги [55] зафиксировали повышение на 51,3% при введении водорода в смесь с вдыхаемым двигателем воздухом в исследовании дизельного двигателя. В то же время, Димитриу и соавторы [56] обнаружили рост выбросов NOx на промежуточных нагрузках, что было связано с высокой теплотворной способностью водородного топлива.

Повышение эффективности горения за счет добавления водорода обусловлено влиянием избыточного коэффициента воздуха. Однако, при отсутствии оптимального уровня этого коэффициента, возможно уменьшение эмиссии оксидов азота (NOx). В связи с тем, что скорость горения водорода превосходит скорость горения дизельного топлива (DF) более чем в десятикратно, и его теплотворная способность втрое выше, подмешивание водорода вызывает резкий рост давления, что влечет за собой повышение температуры и, соответственно, увеличение выбросов NOx. Тем не менее, при частичных нагрузках водородное разбавление способствует сокращению эмиссии NOx. Но при максимальной нагрузке эффект от пика температуры доминирует, что приводит к повышенной концентрации NOx [58].

Антунес и коллеги [47] осуществили эксперименты на дизельном двигателе с воспламенением от сжатия (CI), используя 20% гидроксиэтилового спирта (HES) в качестве топлива, и обнаружили значительное сокращение выбросов оксида азота (NOx). Сокращение уровня



NOx достигало 20% по сравнению с использованием чистого дизеля. При малых нагрузках, настройках для бедной смеси и низких температурах в цилиндрах, концентрация NOx оставалась на относительно низком уровне (200 частей на миллион или ppm), но она увеличивалась с ростом нагрузки. Несмотря на повышение пикового давления в цилиндрах при работе на смеси с водородом, что является следствием ускоренной реакции сгорания, это не приводило к отрицательным последствиям для формирования NOx. Это было связано с более низкой пиковой температурой газа в цилиндрах, обусловленной улучшенной смешиваемостью топлива с воздухом и однородностью топливно-воздушной смеси в режиме использования водорода.

Включение водорода в системы послеобработки, в комбинации с разнообразными методами очистки выхлопов, применяется для снижения уровня выбросов оксидов азота (NOx). Анализ [59] работы дизельного двигателя с использованием каталитического нейтрализатора выбросов (SCR) показывает, что водород выступает эффективным агентом для редукации NOx, особенно при его использовании вместе с технологией SCR.

Исследования [60] демонстрируют, что добавление водорода в топливную смесь двигателя влияет на уменьшение времени зажигания, что в свою очередь положительно отражается на процессе горения. С увеличением доли водорода фиксируется постоянное уменьшение плотности выхлопных газов. Пропорция водорода, вводимого в топливный баланс, ограничивалась в районе 35% из-за риска детонационных процессов при достижении максимальной мощности. В то время как в другом эксперименте [61], проведенном при использовании HES достигающего 98% при малых нагрузках, не наблюдалось отрицательного влияния на работоспособность двигателя. Это исследование показало значительное уменьшение эмиссии вредных веществ, включая сокращение выбросов углекислого газа и оксидов азота более чем на 90%, и снижение уровня сажи на 85% по сравнению с традиционными дизельными двигателями.

Исследования, а также другие научные работы, демонстрируют, что интеграция водорода способствует улучшению показателей эмиссии углекислого газа, монооксида углерода и смога. В то же время, большинство из них также отмечают рост уровня оксидов азота (NO<sub>x</sub>) при таком подходе. Тем не менее, сложно достичь единого мнения о воздействии пропорции водорода на ключевые аспекты функционирования, включая давление в цилиндрах, тепловой КПД (BTE), и расход топлива на единицу мощности (BSFC), из-за разнообразия экспериментальных условий, концентраций водорода, скоростей работы двигателя и нагрузок, применяемых в исследованиях [62]. Это создает трудности при попытках сопоставить результаты и сделать обобщающие выводы.

### **1.3 Эмиссия вредных веществ в двигателях**

Выбросы, охватывающие газы и твердые частицы, выпускаемые в атмосферу от разнообразных источников, играют критическую роль в оценке экологического и ущерба здоровью. Эти выбросы варьируются по своему составу и объему, завися от промышленных операций, применяемых технологий и комплекса факторов, включая нормативно-правовую базу по контролю за чистотой атмосферного воздуха и механизмы регулирования эмиссии. В контексте двигателей внутреннего сгорания, проблема нежелательных выбросов стоит особенно остро из-за их разрушительного влияния на экологическую обстановку и здоровье населения. В ответ на это, государственные структуры настойчиво разрабатывают и внедряют более строгие нормы выбросов, направленные на ограничение вредных выбросов от автотранспорта, применимые через различные стандарты, такие как Евро 6 (или Евро 5 для определенных категорий транспортных средств) в странах Европейского Союза и стандарт испытаний FTP-75 в Соединенных Штатах Америки.

Двигатели внутреннего сгорания, функционирующие на основе сжигания углеводородного топлива, являются источником эмиссий вредных веществ в атмосферу. Эти эмиссии можно классифицировать на местные, оказывающие негативное воздействие на экосистемы в непосредственной близости от источника загрязнения, и глобальные, способствующие изменению климата за счет усиления парникового эффекта на планетарном уровне. Современные требования к экологическим стандартам и процедуры сертификации автомобилей обычно фокусируются на контроле местных эмиссий, что стимулирует инженеров и конструкторов совершенствовать технологии в этом направлении. В то же время, стремление к сокращению выбросов CO<sub>2</sub>, ключевого газа, способствующего глобальному потеплению, обусловлено не только экологическими соображениями, но и необходимостью обеспечения высокой энергоэффективности транспортного средства для улучшения его рыночной конкурентоспособности [63].

### **1.3.1 Окись углерода CO**

В процессе горения углеводородов, окись углерода (CO) возникает как промежуточный продукт. Неполное окисление CO до диоксида углерода (CO<sub>2</sub>) может быть вызвано ограниченным доступом кислорода и/или пониженными температурами внутри сгорательного аппарата. Это приводит к тому, что уровень выбросов CO в атмосферу в значительной степени зависит от баланса воздушно-топливной смеси и температуры в камере сгорания. Режим богатого сгорания, когда количество топлива превышает количество необходимого кислорода, подвержен увеличению эмиссии окиси углерода с ростом коэффициента избытка воздуха. В отличие от этого, дизельные двигатели, функционирующие на обедненных смесях, генерируют незначительное количество угарного газа благодаря высокой эффективности сгорания. Следовательно, двигатели с искровым зажиганием (SI) в большей степени подвержены проблемам с высокими уровнями выбросов CO [64].

Монооксид углерода (CO) является опасным для здоровья, так как блокирует способность крови транспортировать кислород, что может

привести к разнообразным последствиям, начиная от мягкой головной боли и заканчивая летальным исходом. Применение катализатора окисления позволяет эффективно снижать выбросы CO, снижая их вред по сравнению с выбросами углеводородов (HC) или оксидов азота (NOx).

### **1.3.2 Несгоревшие углеводороды УНС**

Выбросы несгоревших углеводородов (УНС) происходят в результате неполного окисления углеродсодержащего топлива. Эти органические соединения, вступая в реакцию с оксидами азота под воздействием ультрафиолетовых лучей, способствуют формированию тропосферного озона, ключевого элемента фотохимического смога. Такой озон не только вызывает раздражение глаз и наносит вред легочной ткани, но также ухудшает состояние при заболеваниях дыхательных путей, представляя собой серьезную проблему загрязнения воздуха в городских районах. Кроме того, определенные виды углеводородов, содержащиеся в выхлопах, обладают канцерогенным действием [65].

В дизельных моторах присутствуют две ключевые причины образования углеводородных выбросов. Первая связана с задержкой зажигания, когда топливно-воздушная смесь оказывается слишком обеднённой для достижения границы воспламенения, что препятствует эффективному горению. Вторая возникает на заключительной стадии сгорания, когда топливо вводится в цилиндр через форсунку с сниженной скоростью, что ведет к недостаточному смешиванию и, как следствие, к формированию частиц несгоревших углеводородов [66].

В двигателях с внутренним сгоранием основным фактором, способствующим выбросам углеводородов, является топливно-воздушная смесь, проникающая в щели во время горения, что составляет около 80% от общего количества выброшенных несгоревших углеводородов. Главные участки утечки смеси находятся между стенками цилиндра, поршнем и поршневыми кольцами. В момент сжатия, эта невоспламенившаяся смесь выдавливается в щели, где она остывает за счёт отвода тепла стенками

цилиндра. Когда происходит горение, в щели попадает ещё больше топливной смеси. В результате, пламя продвигается в область щели, где происходит частичное сгорание смеси, или же пламя затухает у самого входа в щель. Однако, поглощение углеводородов слоями масла, неполное их сгорание и гашение пламени на стенках цилиндра имеют меньшее значение для образования выбросов несгоревших углеводородов [67].

### **1.3.3 Оксиды азота NO<sub>x</sub>**

Оксиды азота NO<sub>x</sub>, аналогично углеводородам, способствуют формированию озонового слоя, однако также участвуют в формировании кислотных осадков. [68]

Формирование оксидов азота (NO<sub>x</sub>) усиливается при высоких температурах сгорания и превышении норм кислорода. Эти условия чаще встречаются в областях с почти стехиометрической или слегка обеднённой топливной смесью. Влияние на процесс сгорания и, как следствие, на концентрацию кислорода оказывают такие факторы, как коэффициент избытка воздуха ( $\phi$ ), момент запуска зажигания и применение системы рециркуляции отработанных газов (EGR). В двигателях с воспламенением от сжатия сгорание протекает неоднородно, и уровень  $\phi$  в камере сгорания сильно отличается от того, что фиксируется в выпускной системе. Даже при минимальных нагрузках и обеднённой смеси, сгорание происходит в условиях локально почти идеального соотношения воздуха и топлива, что делает общий коэффициент избытка воздуха  $\phi$  менее значимым для формирования NO<sub>x</sub> в таких двигателях. Также, топлива с более высокими значениями адиабатической температуры горения, по сравнению с дизельным, способствуют увеличению эмиссии NO<sub>x</sub> [69].

### **1.3.4 Твердые частицы PM (сажа)**

Взвешенные твердые частицы, известные как PM, не имеют однозначной химической идентификации, поскольку являются гетерогенной комбинацией твердых и жидких частиц, выбрасываемых в атмосферу не в газообразной форме. Такие эмиссии особенно характерны для дизельных

двигателей, работающих на принципе горения топлива под давлением. Состав твердой фракции эмиссии включает в себя сажу и золу, образующиеся в результате сгорания присадок, применяемых в смазочных маслах, и износа деталей двигателя. Экспозиция этим частицам связана с повышенным риском развития онкологических заболеваний легких, а также проблем с дыхательной и сердечно-сосудистой системами [70].

В частности, считается, что сажа является одним из основных факторов, способствующих глобальному потеплению, уступая лишь углекислому газу. Этот материал, состоящий из частиц углерода, является продуктом неполного сгорания и часто доминирует в выбросах твердых частиц в атмосферу. Скорость формирования сажи значительно зависит от условий сгорания, включая температуру и локальное отношение количества топлива к количеству окислителя, выражаемое через коэффициент избытка воздуха  $\phi$ . Эффективное образование сажи обычно происходит при значениях  $\phi$ , превышающих порог в два, что указывает на высокую степень неполноты сгорания [71].

Масса сажи, выбрасываемая из двигателя, является результатом двух процессов: образования и окисления. Типичная история сажи характеризуется быстрым образованием в начале сгорания с последующим более медленным, но более значительным восстановлением из-за окисления в конце цикла, как это показано на рисунке 3 [72]. В исправном двигателе внутреннего сгорания выбросы сажи составляют порядка 1% от количества сажи, образующейся в цилиндре.

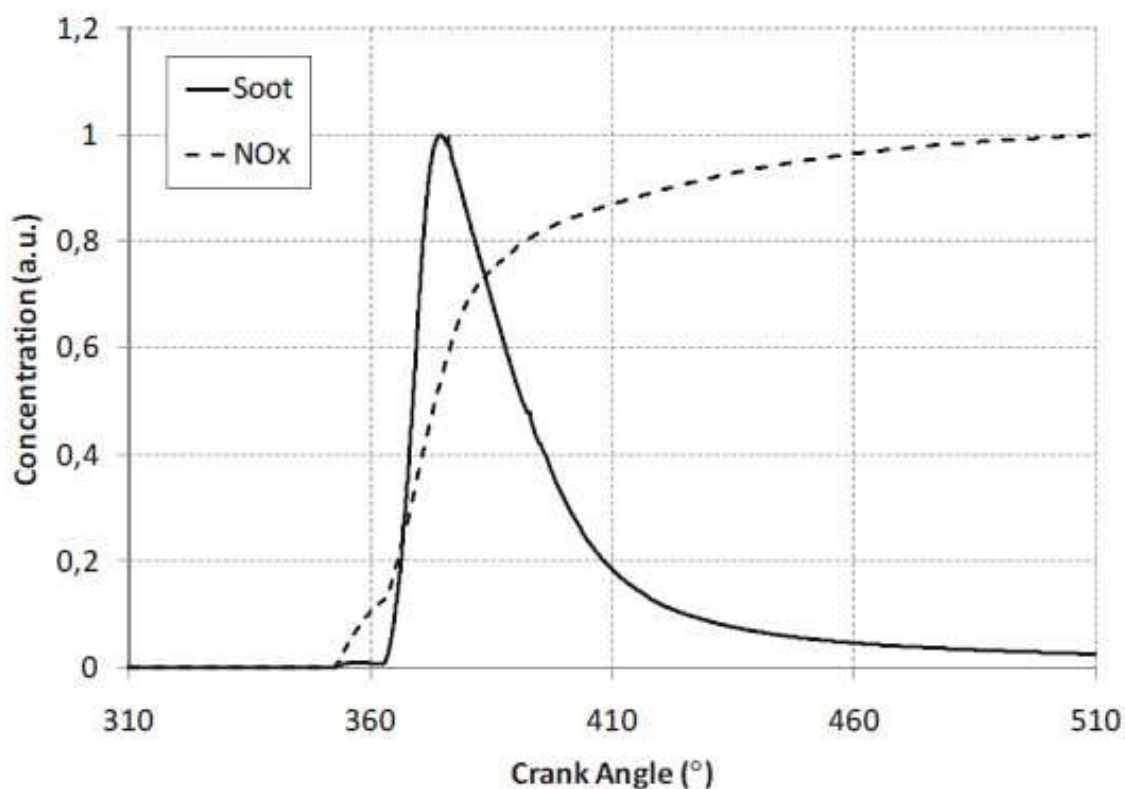


Рисунок 3 – Типичные истории появления сажи (сплошная линия) и  $\text{NO}_x$  (пунктир) в цилиндре двигателя малой мощности с воспламенением от сжатия. [72]

### Выводы первой главе.

В ходе проведения экспериментов с автодвигателем дизельного типа, адаптированным для совместной работы на водороде и дизельном топливе, были зафиксированы определенные изменения в процессах горения по сравнению с использованием чистого дизельного топлива. С увеличением доли водорода в топливной смеси наблюдались следующие тренды:

- незначительно увеличиваются максимальное давление и максимальные скорости подъема давления [73];
- увеличивается тепловой КПД двигателя при малых и средних нагрузках двигателя за счет улучшения сгорания, [8, 9, 11, 12, 13] и несколько снижается тепловой КПД при нагрузках двигателя из-за неполного сгорания более богатой смеси, [16];

- увеличивается максимальная скорость тепловыделения за счет более высокой скорости сгорания водорода по сравнению с дизельным топливом [7, 8, 11];
- снижение концентраций выбросов СО и НС при малых количествах используемого водорода, но при увеличении количества водорода сгорание оказывается неполным и уровень этих выбросов увеличивается, [7, 11];
- снижение дымовыделения за счет улучшения процесса горения и снижения содержания углерода от цикловой дозы топлива, [7, 8];
- уровень выбросов NO<sub>x</sub> снижается при малых добавках водорода и увеличивается при более высоких добавках водорода [7, 8, 14].

Из этого краткого исследования вытекают большие преимущества использования водорода в автомобильных дизельных двигателях.



## Глава 2 Исследование и моделирование двигателя

### 2.1 Двигатель

Модель основана на четырехтактном лабораторном двигателе, показанном на рисунке 4. Это двухтопливный двигатель, работающий на дизельном топливе и водороде, подаваемом во впускной коллектор, способный работать в диапазоне степени замещения дизельного топлива от 0, т.е. только дизельный режим, до значений, близких к 0,25. Он имеет четыре цилиндра общим объемом 2 литра. Он оснащен системой Common Rail высокого давления для дизельных форсунок и газовых форсунок  $H_2$ , расположенных во впускных каналах. Двигатель также имеет охлаждаемую систему EGR, которая будет включена в модель, но не будет изучаться в этом проекте.



Рисунок 4 – Лабораторный двигатель. Двухтопливный дизельный двигатель, работающий на сжатом природном газе

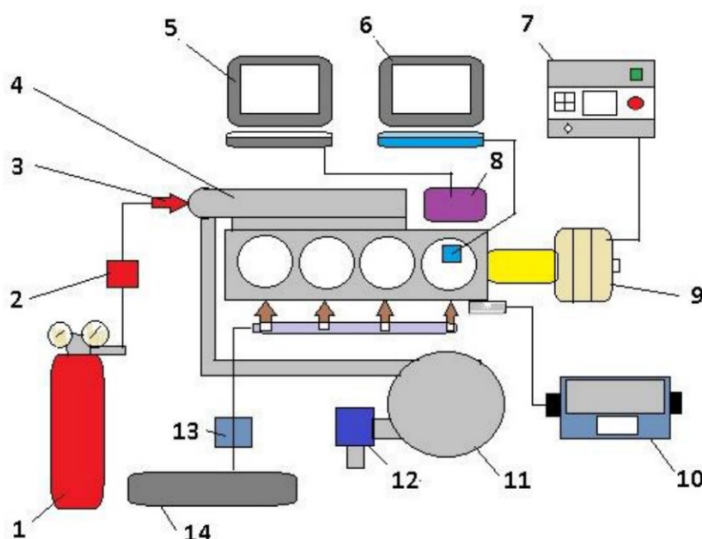
Некоторые характеристики двигателя приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Характеристики двигателя

Функция	Значение
Количество цилиндров	4
Рабочий объем (см <sup>3</sup> )	1969
Диаметр цилиндра (мм)	82
Ход (мм)	93.2
Длина шатуна (мм)	147
Пиковое давление зажигания (бар)	190
Количество клапанов/цилиндр	4
Рабочая степень сжатия	15.8

Задействованный дизель-агрегат с турбонаддувом функционировал, используя дизель и водород, в разнообразных пропорциях энергоэффективного замещения в условиях эксплуатации при семидесятипроцентной нагрузке и скорости вращения коленчатого вала 2000 об/мин.

На рисунке 5 демонстрируется устройство испытательной установки, оснащенное необходимым образом; вся испытательная аппаратура и устройства прошли калибровку.



1-резервуар с водородом, 2 - расходомер водорода Alicat Scientific MCR, 3- водородная форсунка, 4- дизельный двигатель K9K, 5-компьютер Dastek Unichip, 6- система сбора данных AVL (плата сбора данных AVL Indimodul Card C1 и AVL Indimodul 621), 7 - шкаф управления динамометрическим стендом, 8 - электронный блок Unichip, 9 - вихретоковый динамометр Schenck, 10 - газоанализатор и дымомер AVL DiCom 4000, 11 - воздушный резервуар двигателя, 12 - расходомер воздуха Krohne, 13 - расходомер дизельного топлива Optimass, 14 - дизельное топливо топливный резервуар.

Рисунок 5 – Схема испытательного стенда.

Водород подается в систему впуска через специализированный водородный инжектор, управляемый высокоточным электронным управляющим устройством, которое точно регулирует временные интервалы инжектирования водорода. Это снижает потребление дизельного топлива, одновременно увеличивая использование водорода для сохранения выходной мощности двигателя на неизменном уровне. Процесс замещения дизеля водородом количественно выражается через коэффициент энергетического замещения  $x_c$ , который рассчитывается на основе отношения (2):

$$X_c = \frac{C_{hH_2} \cdot H_{iH_2}}{C_{hH_2} \cdot H_{iH_2} + C_{hmot} \cdot H_{imot}} \quad (2)$$

где  $C_{hH_2}$  – расход водорода;

$C_{hmot}$  – расход дизельного топлива,

$H_{imot}$  – низшая теплота сгорания дизельного топлива,

$H_{iH_2}$  – низшая теплота сгорания водорода.

## 2.2 Построение 1D модели

Моделирование условий работы дизельного двигателя для исследования влияния водорода на токсичность его работы проводилось в программе WAVE Ricardo 17.1. На рисунке 6 представлена модель для расчета двухтопливного дизельного двигателя, в котором водород подается во впускной коллектор, а дизельное топливо форсункой в цилиндр двигателя в конце такта сжатия.

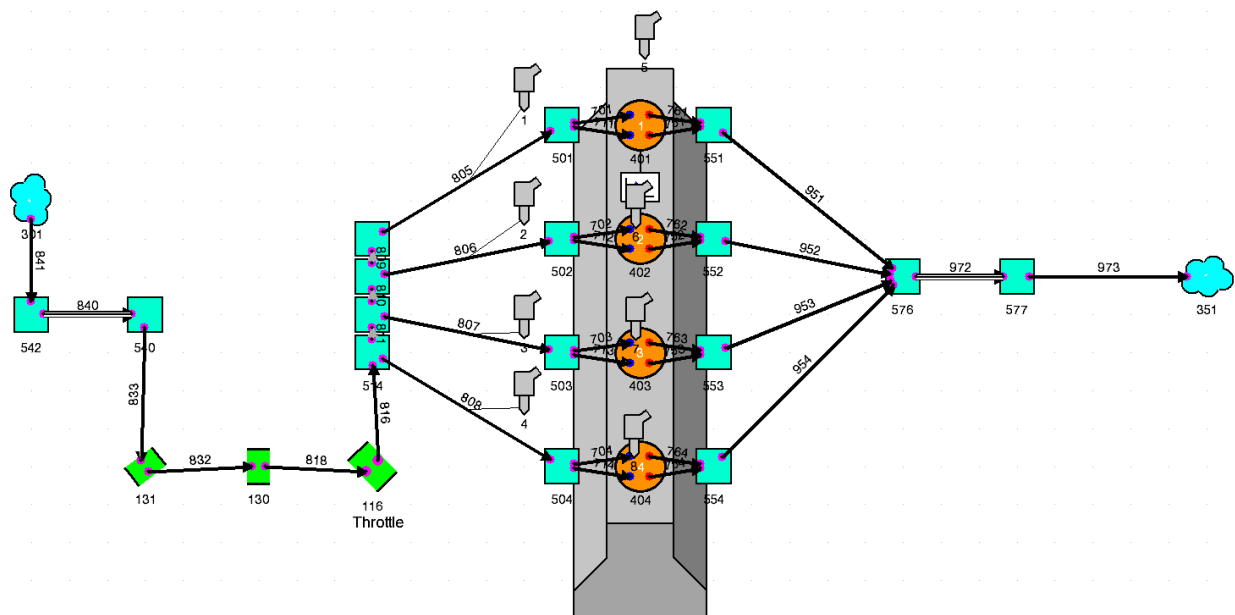


Рисунок 6 – Модель для расчета двухтопливного дизельного двигателя

### 2.3 Моделирование топлива

Точное моделирование свойств топлива представляет собой значительную сложность, ведь каждое топливо обладает уникальным составом, что делает сложным точное воспроизведение его химических и термодинамических характеристик. В свете этих трудностей, выбор пал на использование стандартных параметров дизельного топлива, которые предлагаются программным обеспечением WAVE Ricardo.

Однако WAVE Ricardo не предоставляет модель  $H_2$  по умолчанию. Он был смоделирован на основе свойств КПГ [74], с целью максимально возможной точности экспериментов. Состав и свойства водорода возьмем из таблицы 1.

### 2.4 Запуск симуляции и калибровки

После установки параметров модели, завершающими этапами становятся инициирование процесса моделирования, оценка полученных

данных и коррекция параметров для точного совпадения с экспериментальными показателями, отражающими работу двигателя.

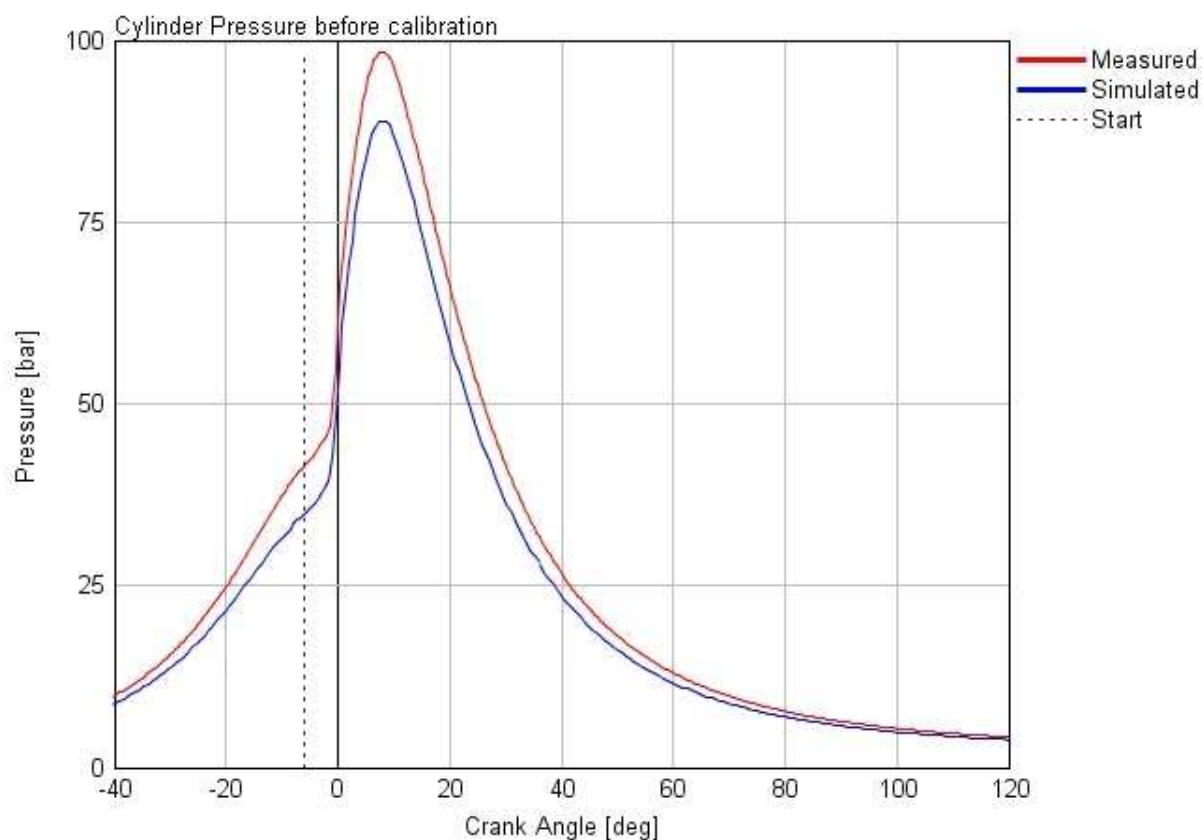


Рисунок 7 – Различия между смоделированными и измеренными значениями до калибровки.

Некоторые параметры, которые были изменены для калибровки, включали степень сжатия или условия впуска и выпуска. В качестве примера на рисунке 7 и рисунок 8 показаны измеренные и смоделированные кривые давления до и после калибровки одного из цилиндров.

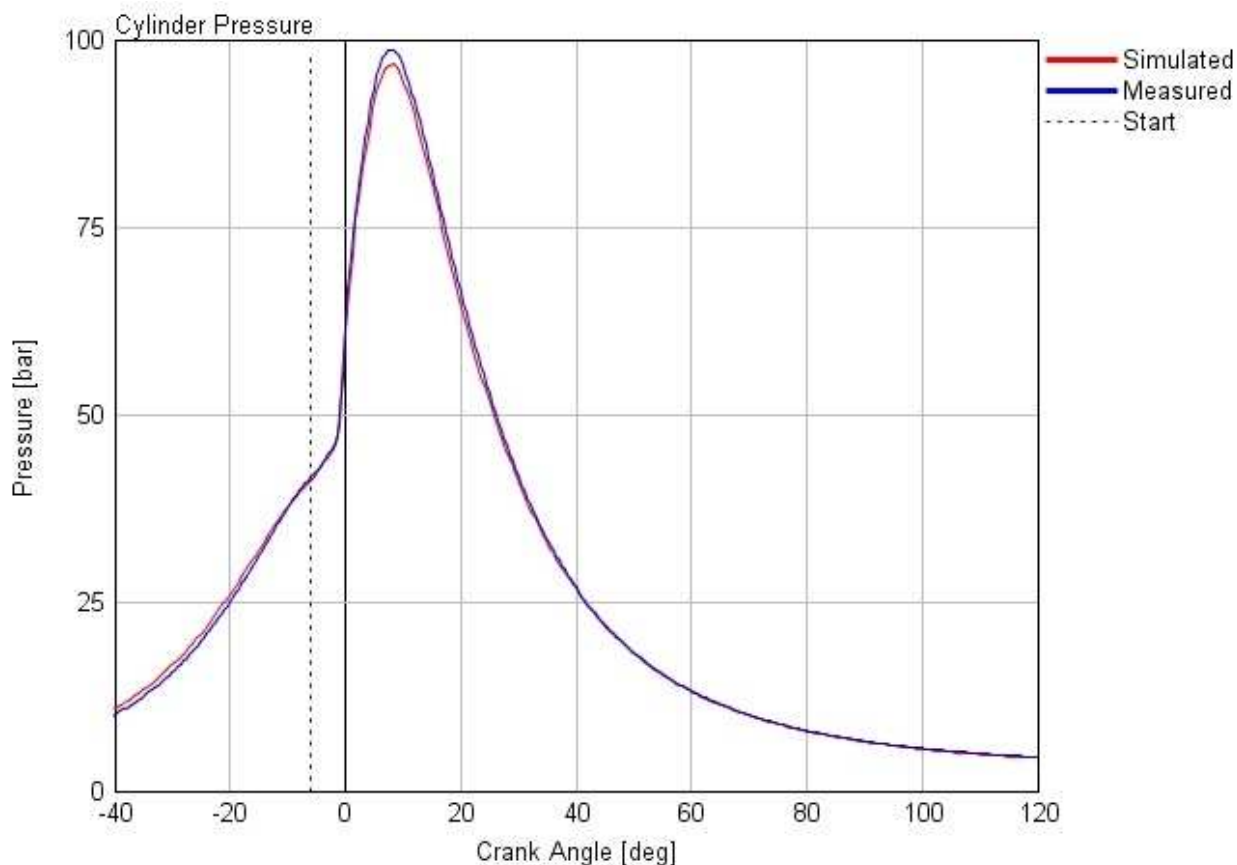


Рисунок 8 – Различия между смоделированными и измеренными значениями после калибровки.

### Выводы по главе 2

Выявлено, что достоверное изучение процессов горения требует использования как интегральных методик, например мониторинга давления через соответствующие датчики, так и точечных анализов, позволяющих оценить воздействие состава топливно-воздушной смеси на скорость и механизмы протекания химических реакций горения. Точность и надежность модельных предсказаний зависят от их корреляции с экспериментально установленными фактами.

## Глава 3 Анализ данных, полученных в ходе эксперимента по работе дизельного мотора с использованием добавки водорода

### 3.1 Определение эффективности работы дизельного агрегата с использованием водородной добавки

На Рисунке 9 представлены результаты, показывающие средние значения (по 250 циклам) графиков давления для стандартного двигателя (без дополнительного подмешивания водорода, ХС=0) и двигателя на дизельном топливе, работающего с введением водорода в различных пропорциях (ХС составляет 5,90%, 10,87%, 17,03%, и 21,95%) при условиях эксплуатации на 70% от максимальной нагрузки двигателя и при частоте вращения коленчатого вала 2000 об/мин.

Максимальное давление и максимальная скорость повышения давления начинают расти при добавлении водорода из-за увеличения количества топлива, которое сгорает во время фазы сгорания предварительно смешанной смеси, рисунок 9 и рисунок 10.

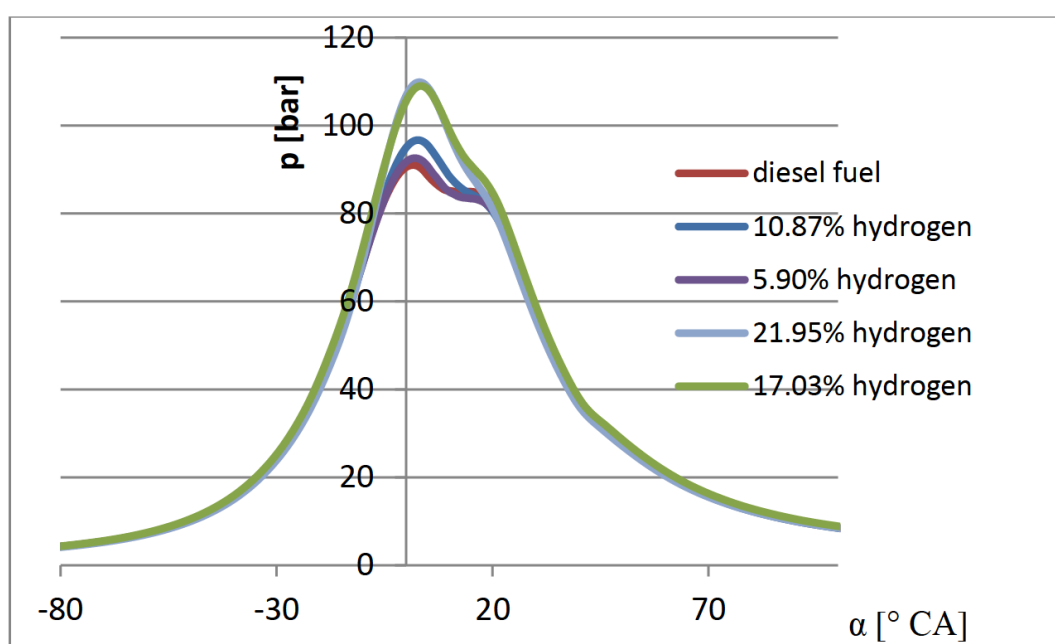


Рисунок 9 – Диаграммы давления в зависимости от передаточного отношения на режиме двигателя 70% нагрузки и скорости 2000 мин<sup>-1</sup>.

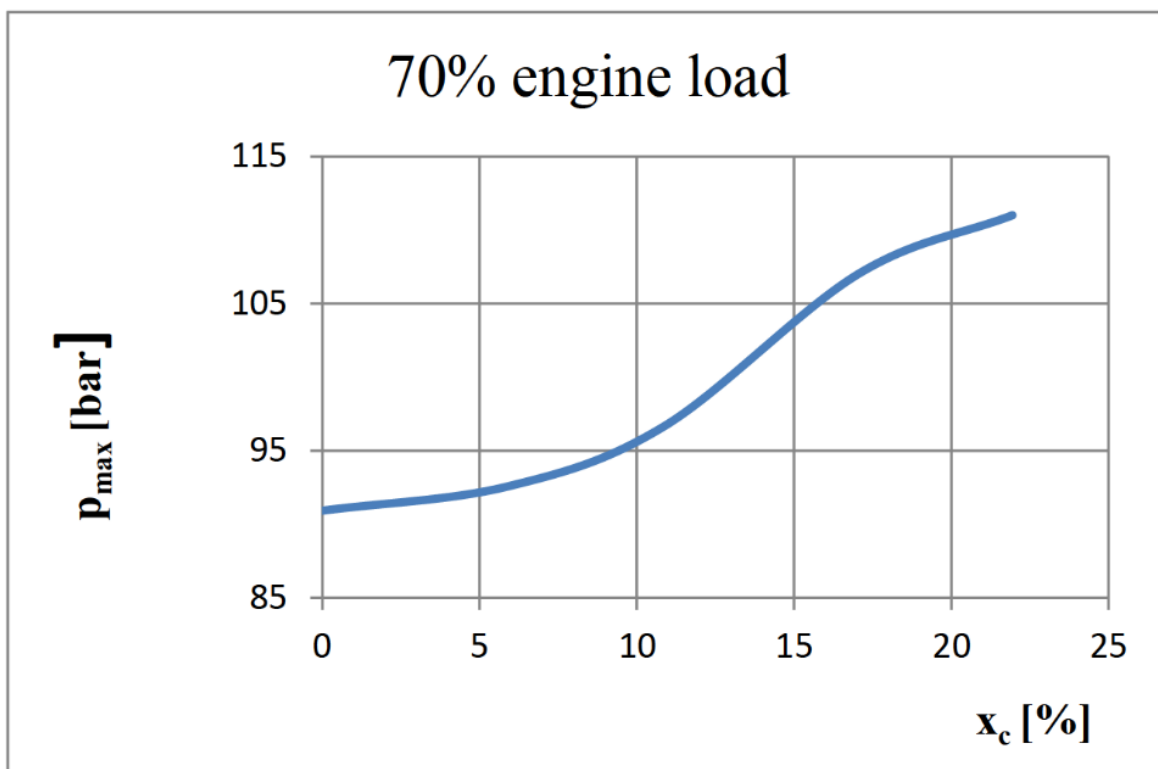


Рисунок 10 – Максимальное давление в зависимости от передаточного числа на режиме нагрузки двигателя 70% и скорости  $2000 \text{ мин}^{-1}$ .

Пиковое давление растет на 20%, в то время как скорость нарастания пикового давления возрастает на 21,95% при использовании дизельного топлива с коэффициентом смешивания 25%, что остается в пределах установленных норм относительно традиционного дизеля.

Процесс сгорания дизельного топлива ускоряется благодаря наличию горючей смеси воздуха с водородом.

При использовании водорода в качестве топлива для дизельных двигателей, обогащение воздушно-топливной смеси в фазе предварительного сгорания приводит к повышению эффективности горения благодаря высокой теплоотдаче и скоростям горения водорода. Это, в свою очередь, способствует увеличению интенсивности и объема теплового выделения, как показывают графики на рисунках 11 и 12.

Данное явление также можно разъяснить ростом объема тепловой энергии, генерируемой в результате горения искомого топлива (последующее



самовозгорание дизельного топлива инициирует сжигание находящегося в цилиндре мотора водорода), рисунок 11 и рисунок 12.

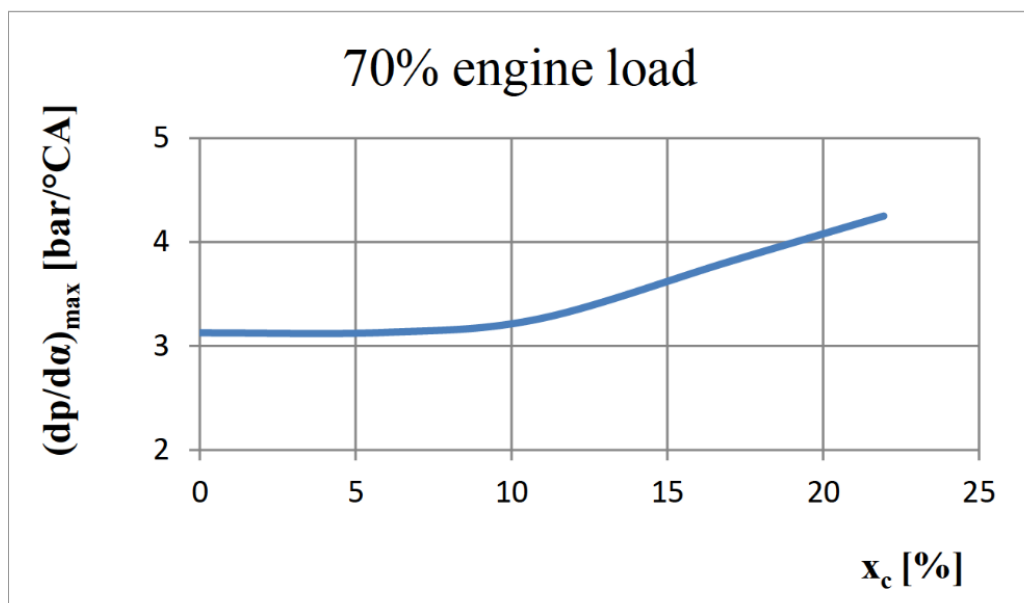


Рисунок 11 – Пиковая скорость увеличения давления в соответствии с коэффициентом подмены при рабочем состоянии двигателя на 70% от номинальной нагрузки и частоте оборотов коленчатого вала 2000 об/мин.

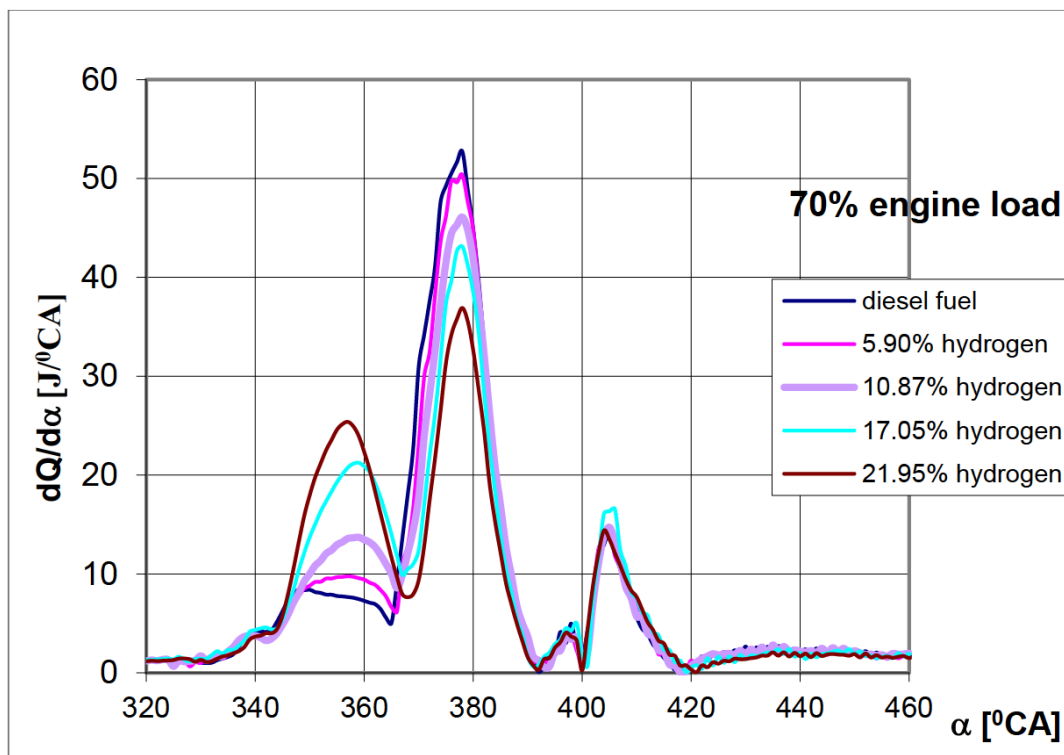


Рисунок 12 – Динамика выделения тепла в корреляции с коэффициентом субституции при работе двигателя на 70% от максимальной мощности и оборотах в 2000 об/мин.

Добавление водорода повысит тепловую энергию, высвобождаемую во время сжигания основного топлива, согласно рисунку 11.

На рисунке 13 демонстрируется вариация эффективности использования энергии торможением (BSEC) в зависимости от коэффициента подмены  $x_c$  при работе двигателя на 70% его мощности и при оборотах в 2000 об/мин.

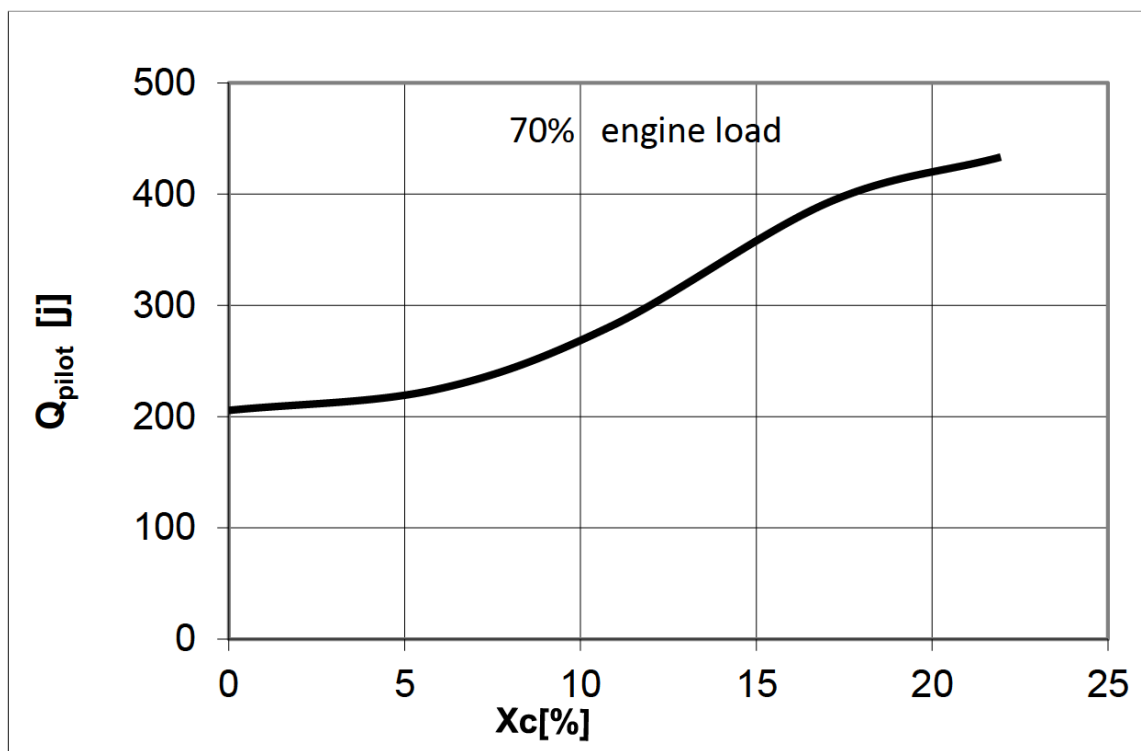


Рисунок 13 – Объем теплоты, производимой в процессе сгорания испытательного топлива, с учетом переменного содержания альтернативного компонента при работе двигателя на 70% мощности и частоте вращения 2000 об/мин.

С увеличением пропорции водорода наблюдается сокращение удельных энергетических потерь на процесс торможения до 8% при соотношении субституции дизельного горючего на уровне 21,95%, обусловленное возрастанием объема гомогенной топливовоздушной смеси и оптимизацией процесса горения (рисунок 14). Эффективность теплопреобразования двигателя маркируется ростом с 31,9% до 34% при

идентичном уровне субституции дизельного топлива по сравнению с традиционным дизельным топливом (рисунок 15).

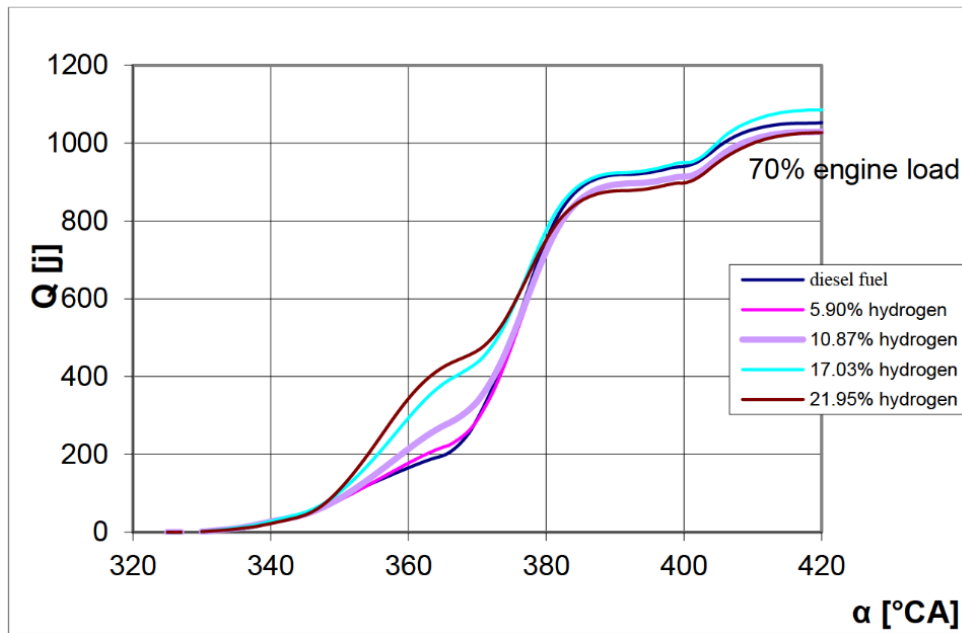


Рисунок 14 – Связь между интенсивностью выделения тепла и коэффициентом подмены топлива при работе двигателя на 70% его мощности с оборотами в 2000 мин<sup>-1</sup>

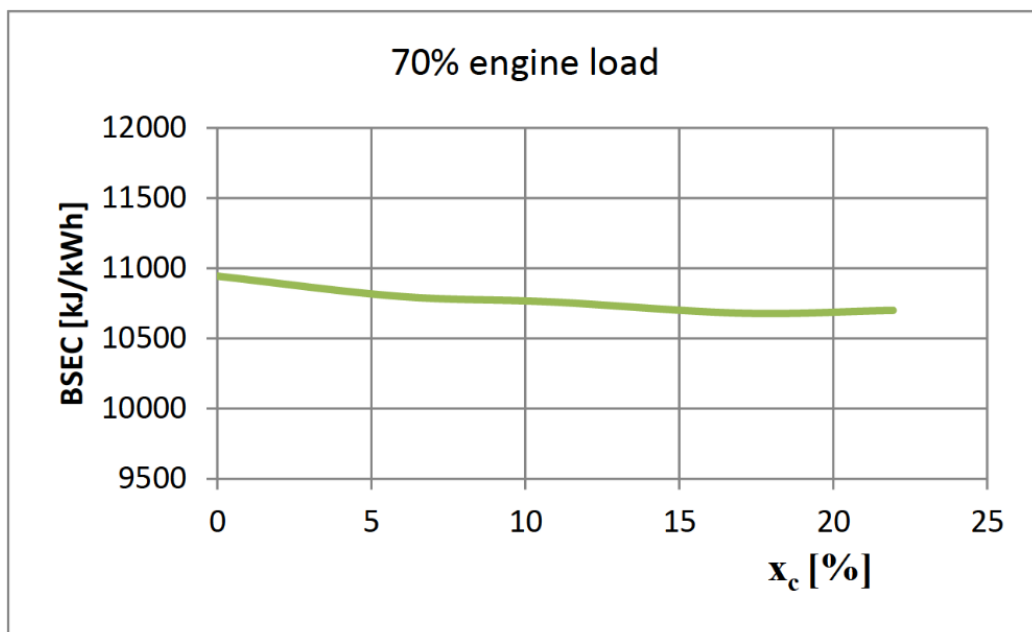


Рисунок 15 – Корреляция между снижением удельного расхода топлива и увеличением процента водорода в топливной смеси при работе двигателя на 70% его мощности и оборотах в 2000 об/мин

### 3.2 Анализ токсичности выхлопных газов при внедрении водорода в дизельные двигатели

На рисунке 16 демонстрируется динамика выбросов оксидов азота (NOx). В условиях эксплуатации двигателя на водородном топливе наблюдается уменьшение выбросов NOx на 12% по отношению к дизельному двигателю при рабочей нагрузке 70% и достигнутом уровне субституции дизельного топлива водородом на 10,87%.

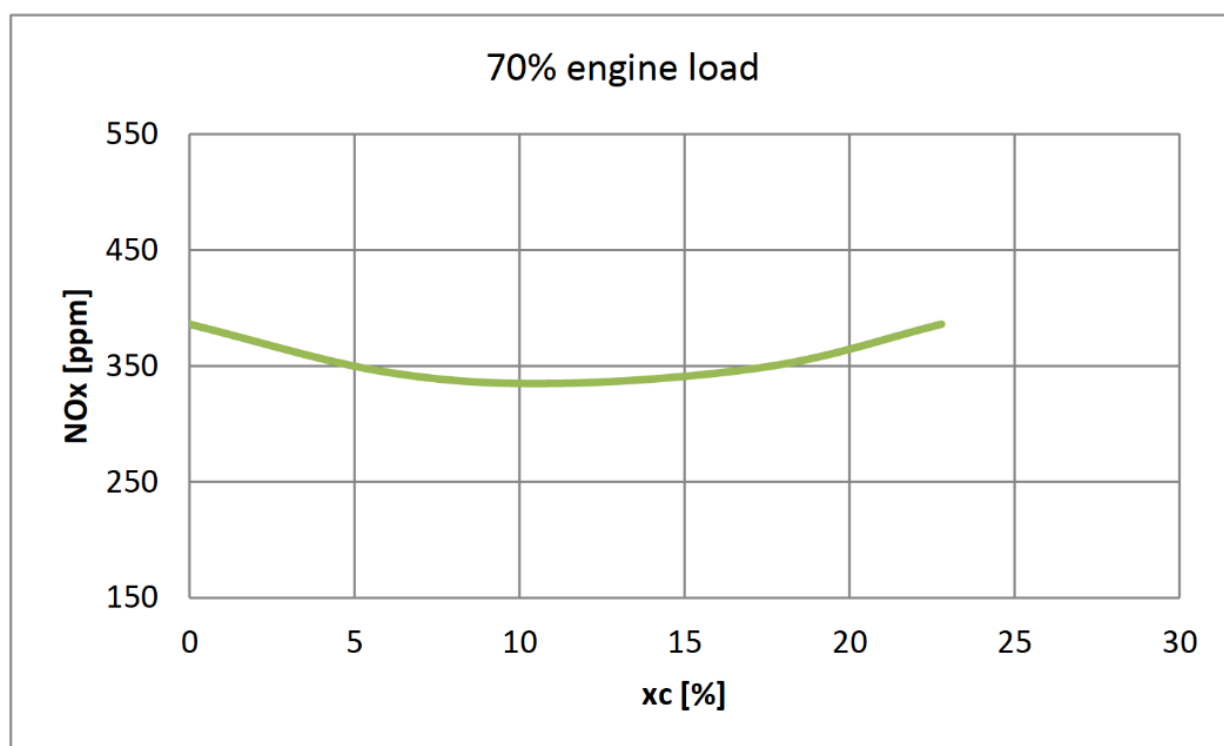


Рисунок 16 – Концентрация оксидов азота в контексте соотношения используемого аналога топлива при рабочей нагрузке двигателя, составляющей 70%, и оборотах в 2000 об/мин.

Редукция уровня выбросов оксидов азота (NOx) в процессе работы двигателя, особенно при добавлении ограниченных объемов водорода, обусловлена двумя основными факторами. В первую очередь, несмотря на быстрое сгорание водорода и последующее повышение температуры газов, формирование NOx минимизируется благодаря укороченному периоду горения. Этот процесс, происходящий в течение мгновенного промежутка

времени около 1,78 мс, не способствует длительному поддержанию высоких температур, которые являются катализатором образования NOx. Во второй очереди, горение водорода приводит к повышенному содержанию водяных паров в продуктах сгорания, которые, поглощая значительное количество тепловой энергии, способствуют снижению пика температуры горения. Этот эффект особенно важен при увеличении доли водорода, когда общее тепловое выделение усиливается, однако продолжительное поддержание высокой температуры значительно сокращается, уменьшая вероятность формирования оксидов азота.

На графиках, представленных на рисунках 17 и 18, демонстрируется снижение концентрации углеводородных выбросов и дыма. Это сокращение достигается на уровне 20% для дыма и 15% для углеводородов по сравнению с использованием дизельного топлива благодаря оптимизации процесса горения. Такие результаты возможны из-за более эффективного горения водорода, которое обеспечивается за счет его высокой скорости сгорания, и более равномерного смешивания топлива с воздухом. Также важную роль играет сниженное содержание углерода в топливной смеси.

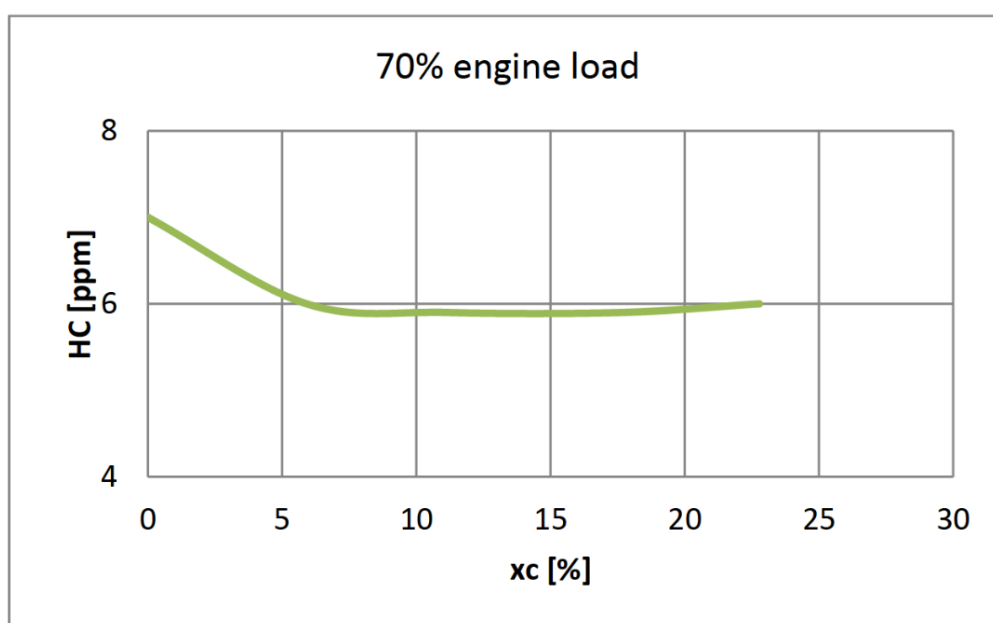


Рисунок 17 – Концентрацию углеводородов (НС) при сравнении использования альтернативного топлива при работе двигателя на 70% его мощности и оборотах в 2000 об/мин.

Повышение доли водорода в дизельном топливе приводит к уменьшению выбросов углекислого газа на 12%, обусловленное более эффективным сгоранием и меньшим содержанием углерода в полученной топливной смеси, согласно рисунку 19.

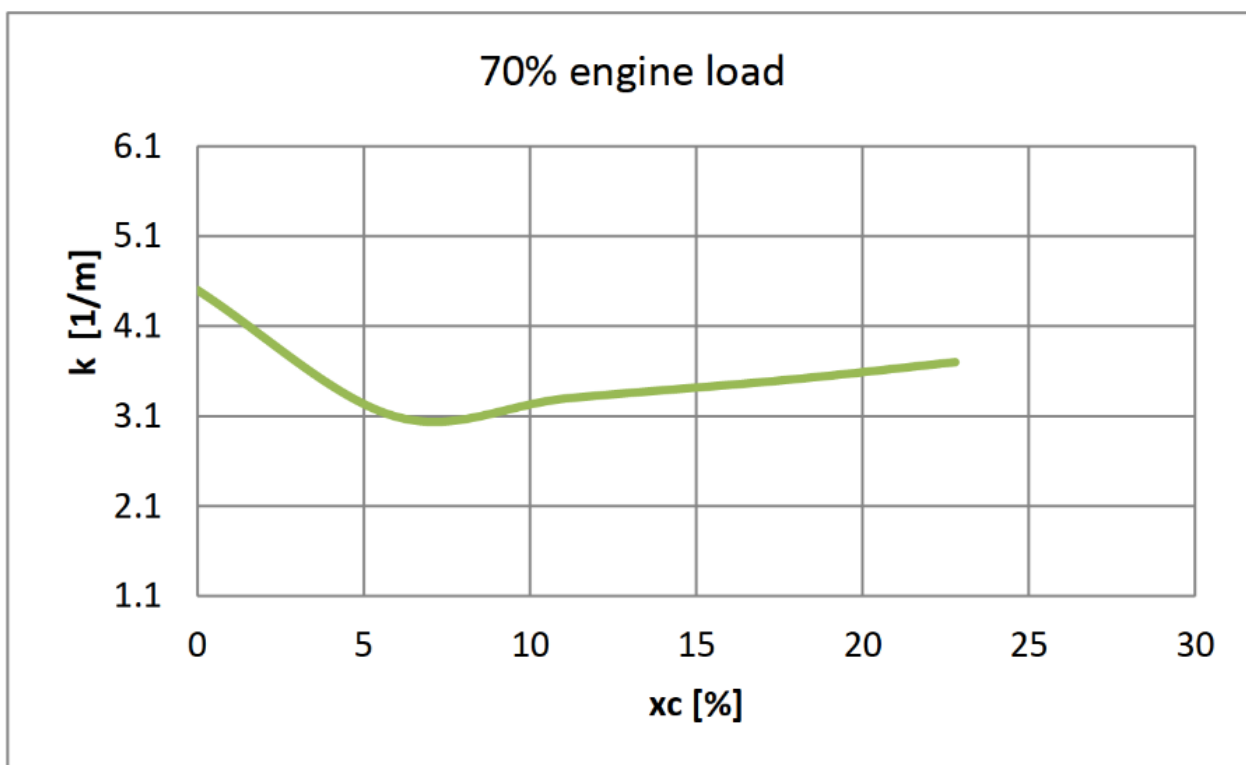


Рисунок 18 – Зависимость интенсивности дымообразования от степени смешивания топлива при рабочей нагрузке двигателя 70% и скорости вращения коленчатого вала 2000 об/мин.

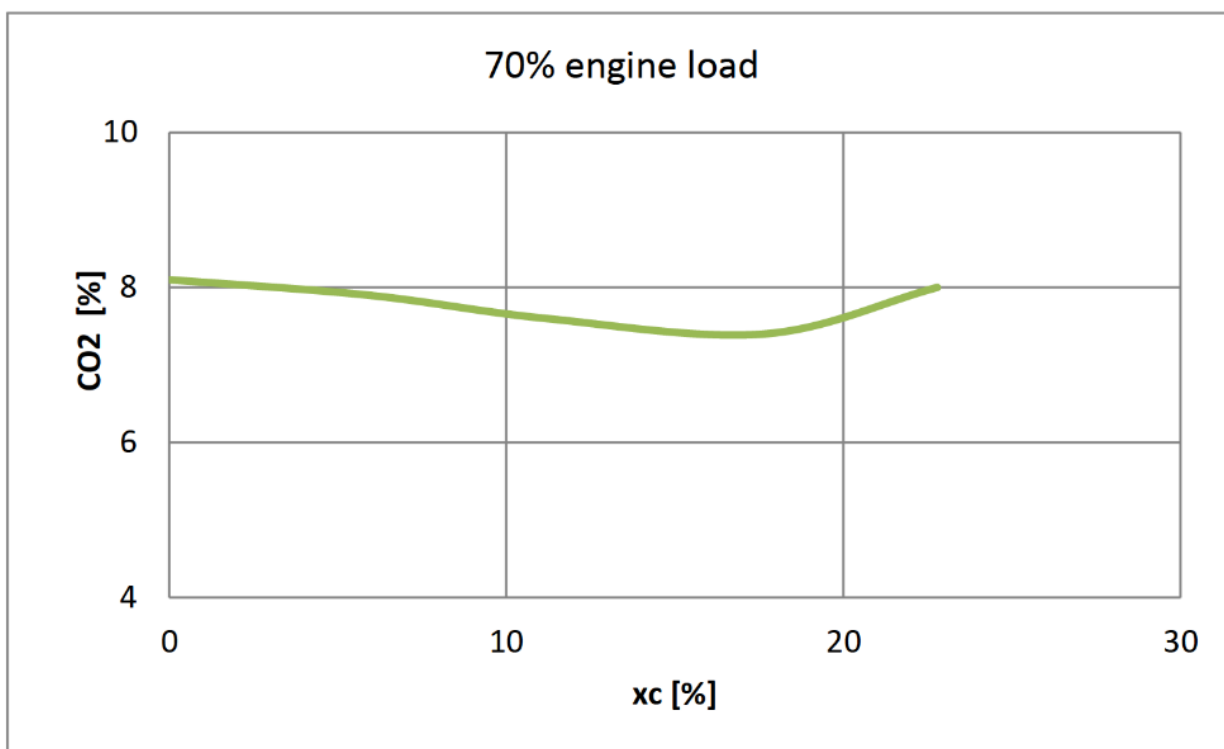


Рисунок 19 – Концентрация углекислого газа в контексте пропорции альтернативного топлива при 70-процентной загрузке двигателя и оборотах в 2000 об/мин.

#### Выводы по главе 3

Применение гибридной смеси водорода и дизельного топлива в роли двухкомпонентного топлива в двигателях внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия способствует увеличению эффективности теплового цикла и уменьшению эмиссии углеводородных соединений, благодаря нулевому уровню углерода в водороде. Однако, такой подход влечёт за собой рост температурных показателей, что, в свою очередь, вызывает повышение содержания оксидов азота (NOx) в отходящих газах.

## Глава 4 Анализ эффектов добавления водорода на процесс сгорания в дизельных двигателях

### 4.1 Имитация процесса окисления топлива в дизельном агрегате при обогащении смеси водородом

В данной главе изложены итоги, достигнутые через процесс моделирования в программе WAVE.

На представленном рисунке 20 наблюдается динамика уменьшения Brake Specific Energy Consumption (BSEC) в соответствии с ростом коэффициента подмены  $x_c$  при разнообразных уровнях нагрузки на двигатель. С повышением  $x_c$  для каждого уровня нагрузки отмечается понижение удельного энергопотребления, что обусловлено оптимизацией процесса смешения водородного топлива с воздухом, а также усовершенствованием механизма сгорания.

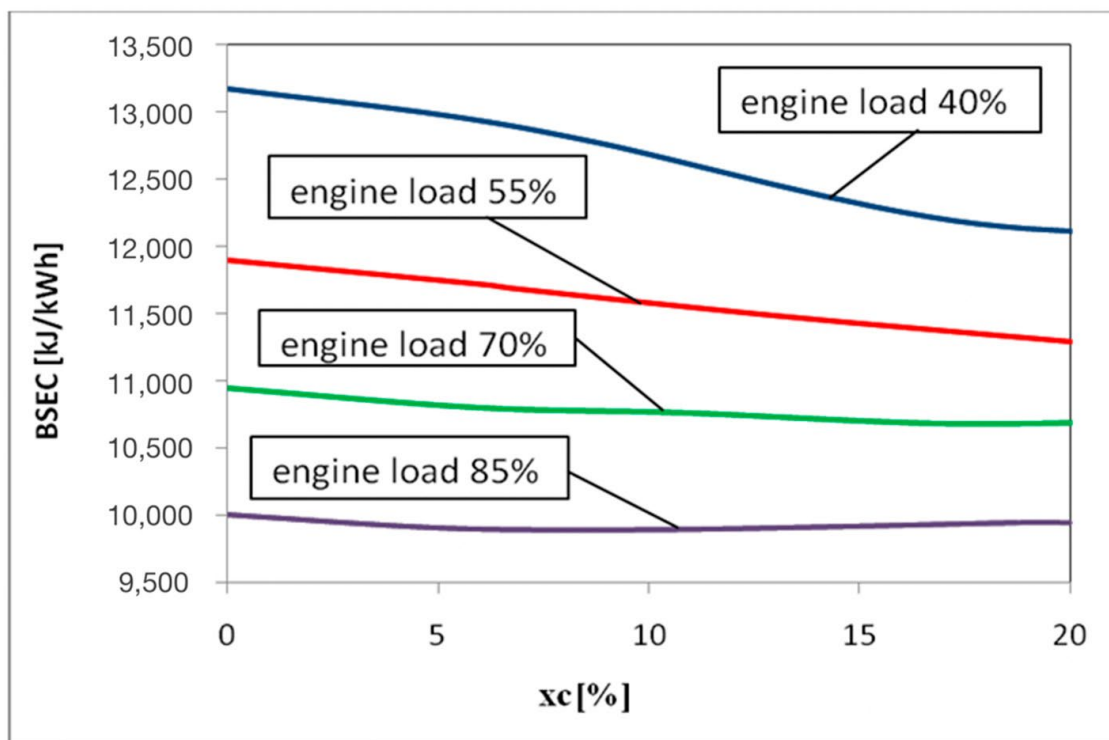


Рисунок 20 – Зависимость удельного энергопотребления от степени подмены при разнообразных рабочих условиях двигателя и оборотах  $2000 \text{ мин}^{-1}$ .



При работе на частичных мощностях 40% и 55%, максимальная тепловая эффективность (BSEC) улучшилась, снизившись на 8.16% и 4.16% соответственно.

Под высокими нагрузками (85%) BSEC постепенно рос из-за сокращения объема входящего воздуха.

Изображение иллюстрирует, как изменяется BSEC (базовый удельный энергетический расход) в зависимости от нагрузки двигателя при установленной скорости в 2000 об/мин и при разнообразных уровнях коэффициента подмены  $\chi$ . Исходя из данных, представленных на рисунках 21, 22 и 23, использование водородных добавок в режимах, позволяющих сохранять производительность двигателя на одинаковом уровне при той же скорости и нагрузке, привело к заметной экономии дизельного топлива благодаря уменьшению энергетических расходов на единицу мощности.

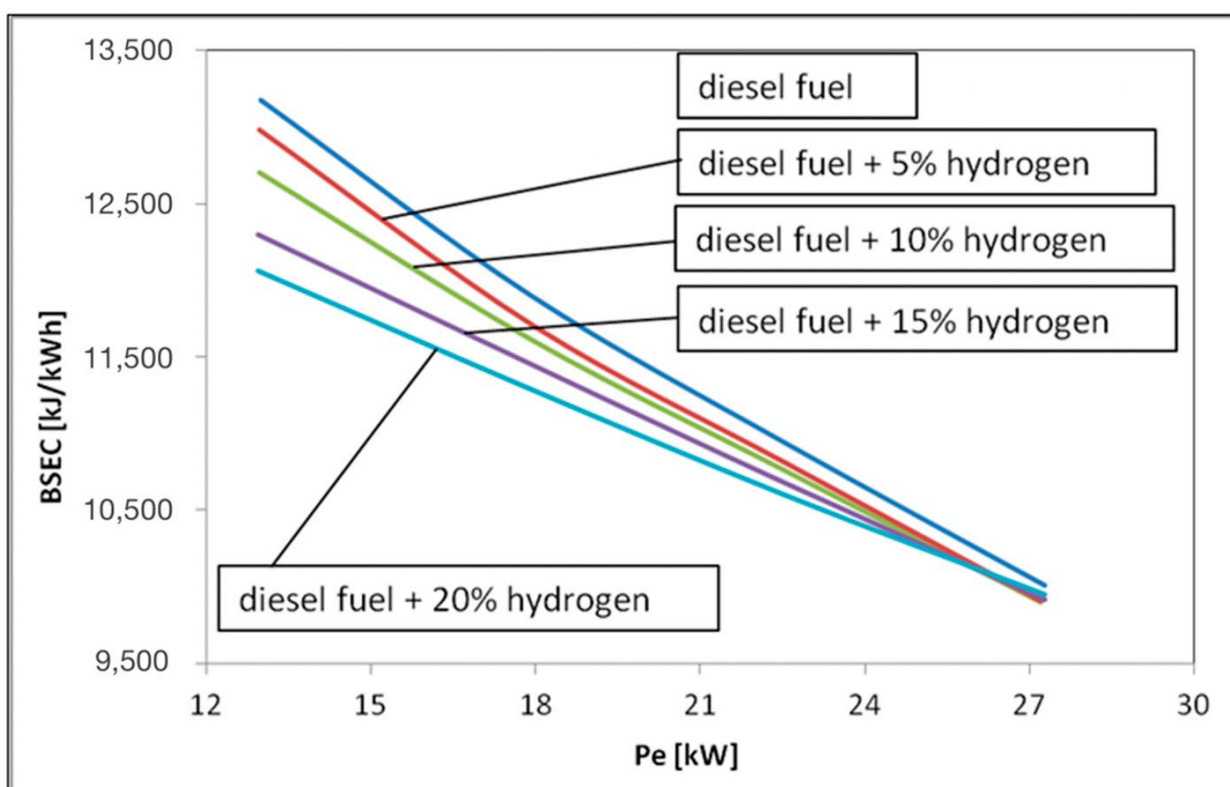


Рисунок 21 – зависимость удельного расхода энергии тормозной системы от величины нагрузки двигателя на уровне 2000 об/мин при использовании разных составов смеси

На рисунках 22 и 23 показано, как варьируются показатели потребления электроэнергии при торможении (ВЕС) и использования дизельного топлива в режиме торможения (BDFC) в разрезе различных уровней нагрузки двигателя на скорости 2000 об/мин при применении разнообразных коэффициентов субституции.

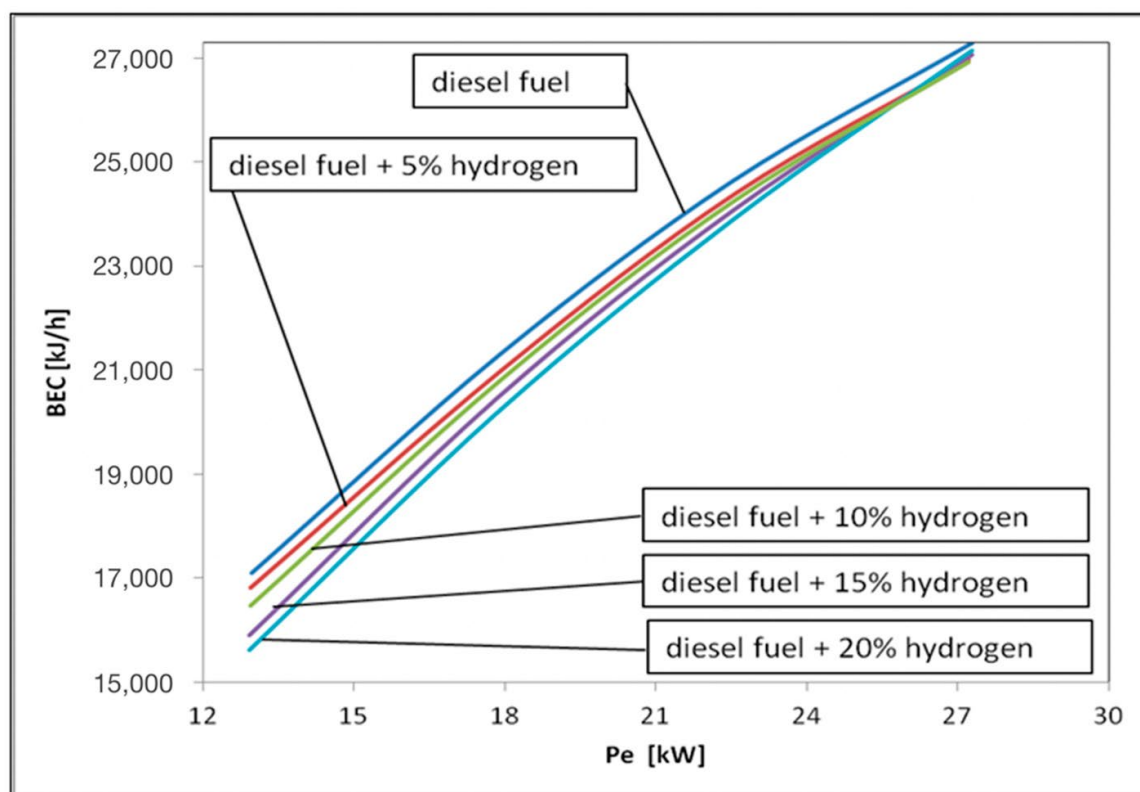


Рисунок 22 – Зависимость потребления энергии торможения от нагрузки двигателя при частоте вращения  $2000 \text{ мин}^{-1}$  при использовании разных составов смеси.

При эксплуатации двигателя на 55 % его мощности (при мощности в 18 кВт), была зафиксирована эффективность в плане сокращения расхода дизельного топлива на 1,32 кг/ч и повышение КПД на 5,3 %, как демонстрируется на рисунке 23. Использование комбинированной заправки дизельным топливом и водородом позволило не только сохранить такой же уровень потребления дизельного топлива, но и расширить спектр рабочих нагрузок двигателя, а также повысить его мощность с 15 кВт до 22,5 кВт, как отображено на рисунке 24.

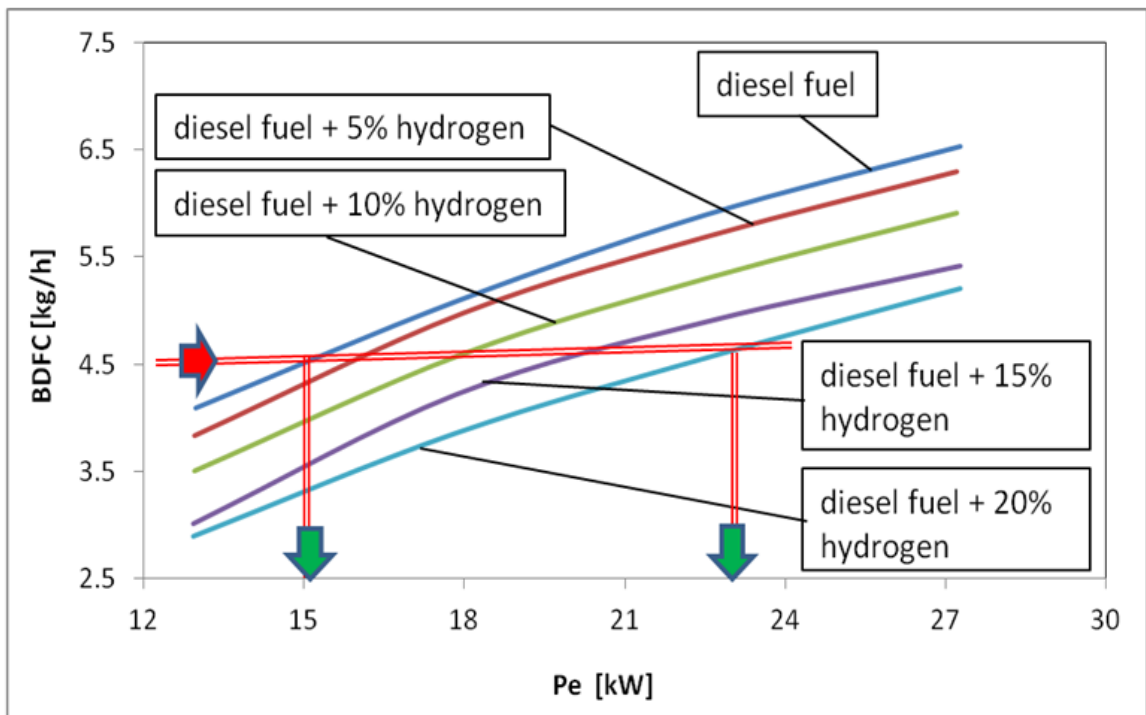


Рисунок 23 – Расход тормозного дизельного топлива в зависимости от нагрузки двигателя при частоте вращения  $2000 \text{ мин}^{-1}$  при использовании разных составов смеси

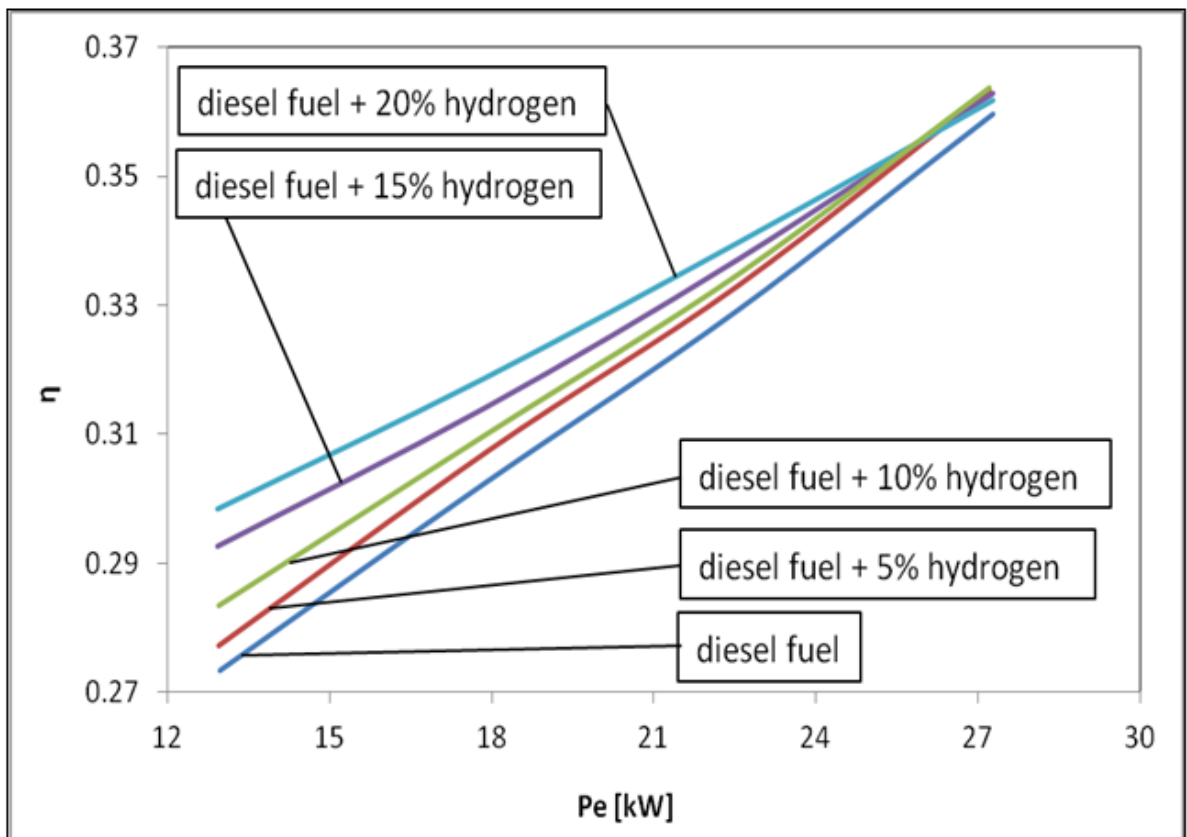


Рисунок 24 – Эффективность торможения в зависимости от нагрузки двигателя при частоте вращения  $2000 \text{ мин}^{-1}$  при использовании разных составов смеси

На рисунке 25 представлены усредненные профили давления в цилиндрах при использовании стандартного топлива ( $x_c = 0$ ) и при обогащении топливной смеси водородом ( $x_c = 6,76\%$ ,  $x_c = 13,39\%$  и  $x_c = 20,97\%$ ), при работе двигателя на 55% от максимальной нагрузки и при оборотах 2000 в минуту. Ускорение процессов горения и сокращение времени горения топливных капель при введении воздушно-водородной смеси соответствует зарегистрированному нами росту пиковых показателей давления и увеличению максимальной скорости повышения давления, что иллюстрируется на рисунках 25, 26 и 27.

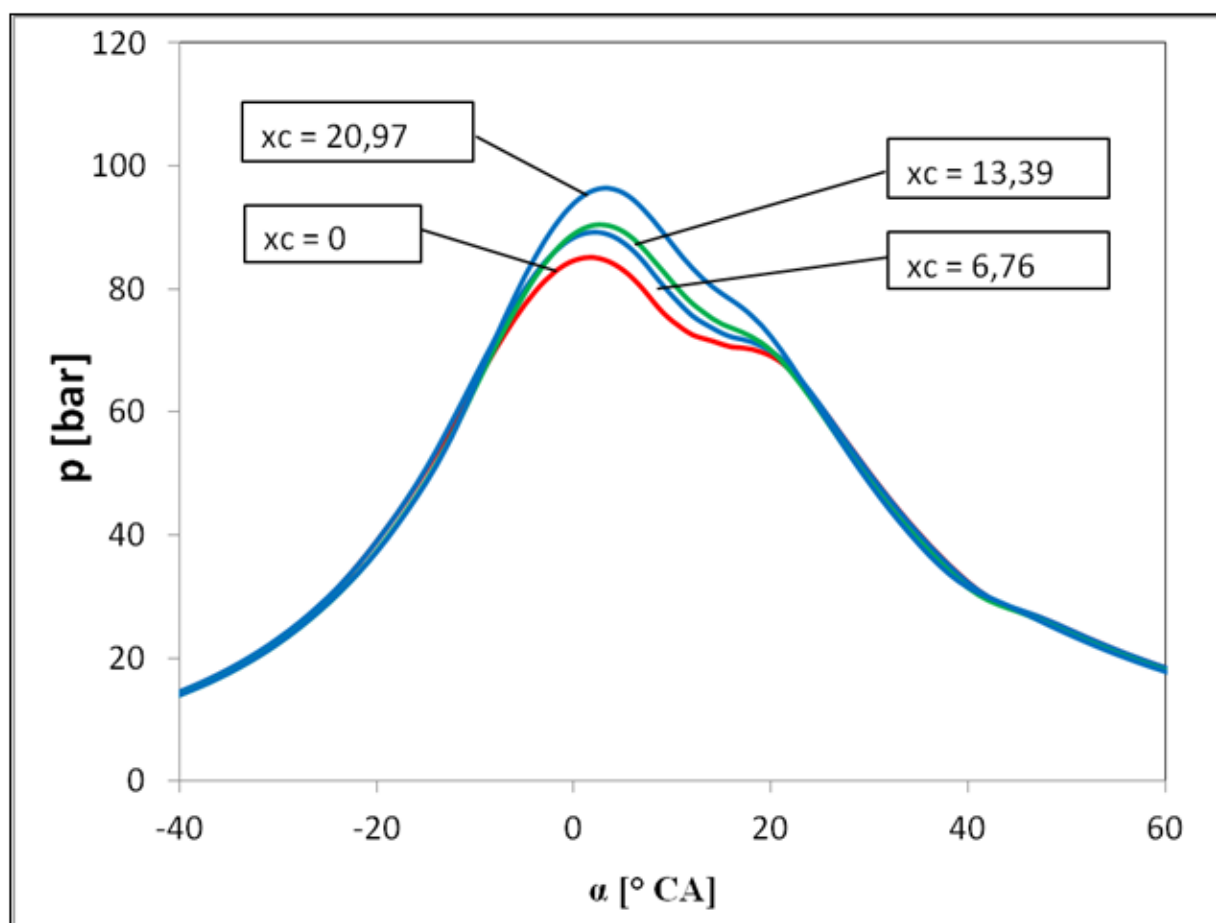


Рисунок 25 – Графики давления в условиях работы двигателя на 55% мощности и при скорости вращения 2000 об/мин при использовании разных составов смеси.

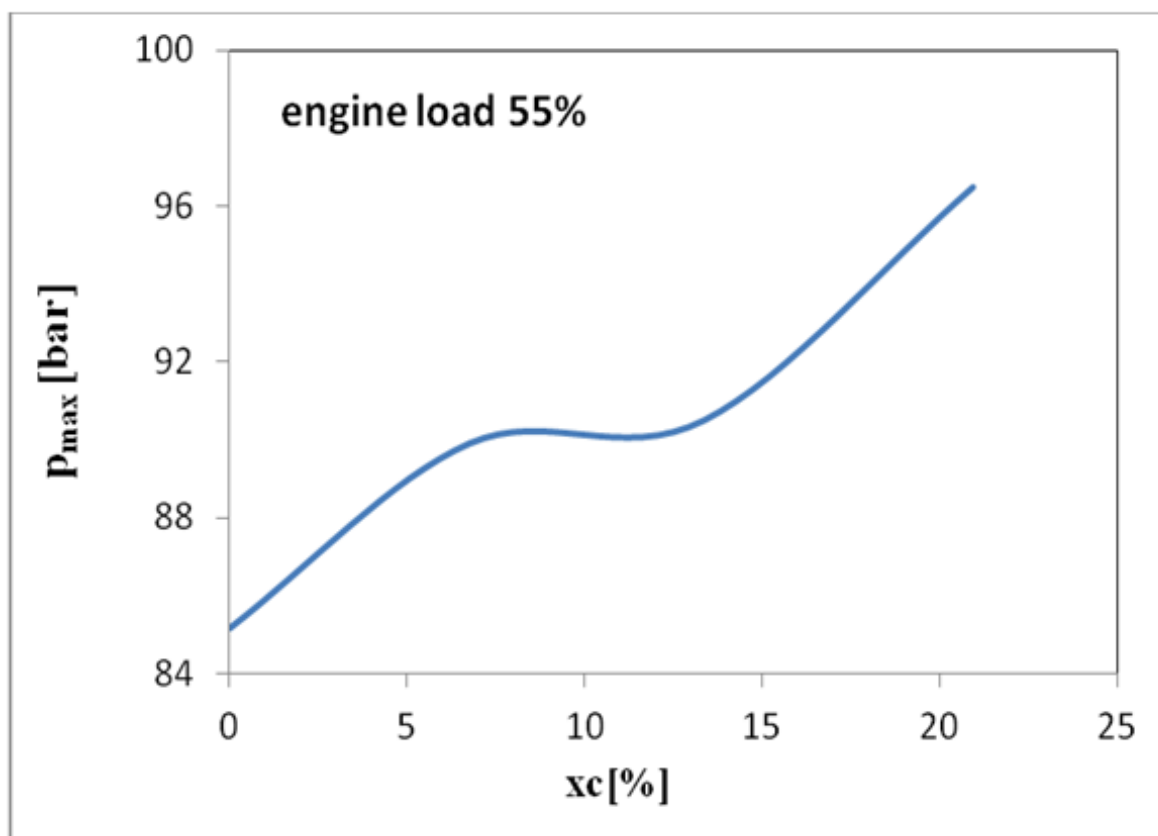


Рисунок 26 – Зависимость максимального давления от уровня замещения при рабочей нагрузке двигателя, составляющей 55%, и скорости вращения коленчатого вала, равной 2000 об/мин.

Добавление водорода приводит к росту пикового давления ( $p_{max}$ ) и максимальной скорости нарастания давления  $(dp/d\alpha)_{max}$ , как подтверждается данными, изложенными на рисунках 26 и 27. Этот эффект напрямую связан с увеличением объема сгораемого топлива в фазе предварительного смешивания. Водород, обладая высокой скоростью сгорания и теплотворной способностью, способствует интенсификации теплового выделения на начальных этапах горения (рисунок 28), что коррелирует с ростом пикового давления в цилиндрах и максимальной скорости нарастания давления, как отражено на рисунках 25-27. В результате, дополнение водорода к дизельному топливу вызывает увеличение пикового давления на 6% при содержании водорода  $x_c = 6,76$  и 13,39, и на 13% при  $x_c = 20,97$ , в сравнении с чистым дизельным топливом.

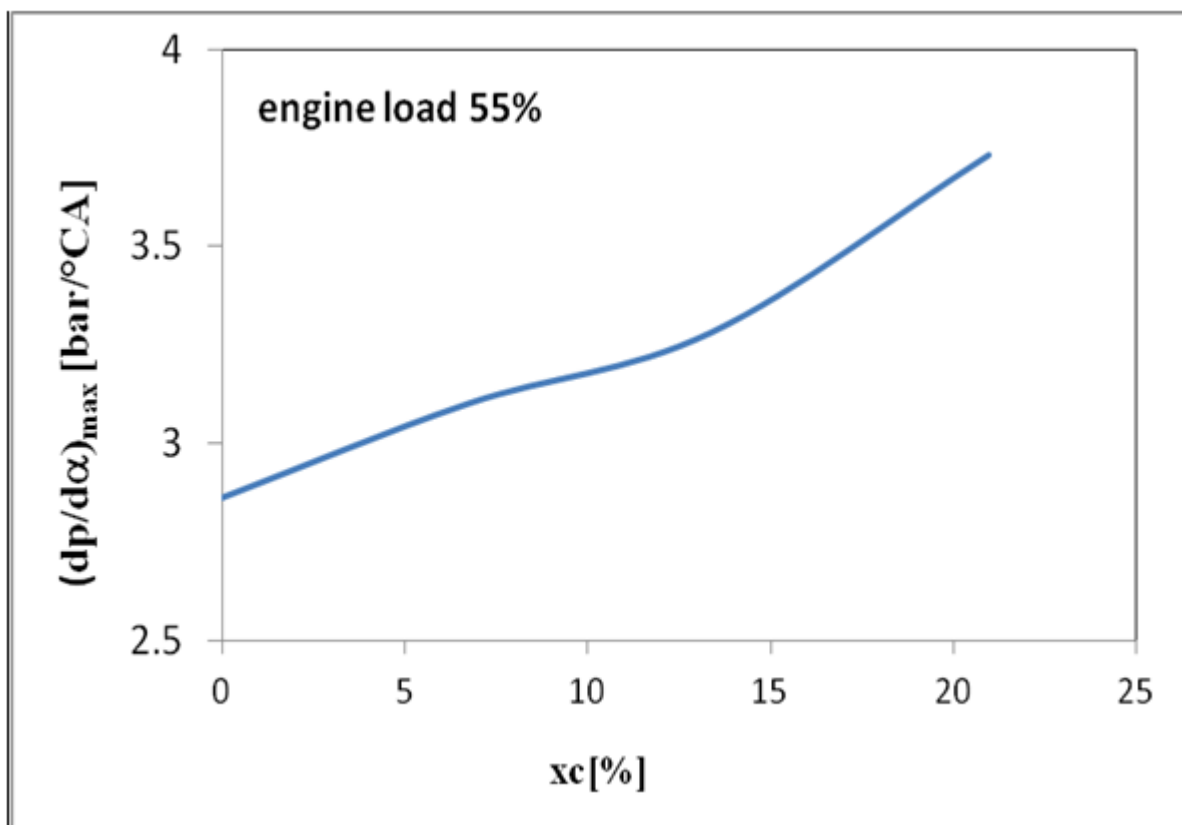


Рисунок 27 – Максимальная скорость повышения давления в зависимости от коэффициента замещения при нагрузке двигателя 55 % и частоте вращения 2000 мин<sup>-1</sup>.

Пиковые значения скорости нарастания давления испытывали рост с 7,6% до 14% при концентрации водорода в воздушно-топливной смеси от 6,76 до 13,39%, и достигали 29% при концентрации 20,97%. Такое увеличение не оказало влияния на функциональную надежность двигателя, поскольку не превысило нормативные значения. Все же, рост этих показателей указывает на потенциальные ограничения в отношении объема применяемого водорода. Эта тенденция усиления максимального давления при использовании водорода подтверждается данными из других исследований, отображенных в литературных источниках [75]-[80].

При использовании дизельно-водородной смеси топлива наблюдается увеличение объема быстро сгораемого топлива. Это связано с его более высокими показателями тепловыделения и скорости горения, характерными для водорода. В результате, на этапе горения предварительной смеси, за счет

добавления водорода помимо дизельного топлива, происходит более интенсивное выделение тепла ( $dQ/dt$ ), как отмечается на рисунке 28. В свою очередь, высокая скорость горения водорода способствует более раннему наступлению пика тепловыделения во время цикла, сдвигаясь на 3 градуса угла поворота коленчатого вала при  $x_c = 20,97$ . Это значительное повышение теплотворной способности водорода приводит к увеличению пика скорости выделения тепла на начальном этапе горения, что достигает 28.6% при  $x_c = 6,76$  и до 126% при  $x_c = 20,97$ . Данный рост коррелирует с повышением пиковых значений давления и скорости его возрастания внутри цилиндра, подтверждая результаты, зафиксированные в других научных исследованиях [81]-[84].

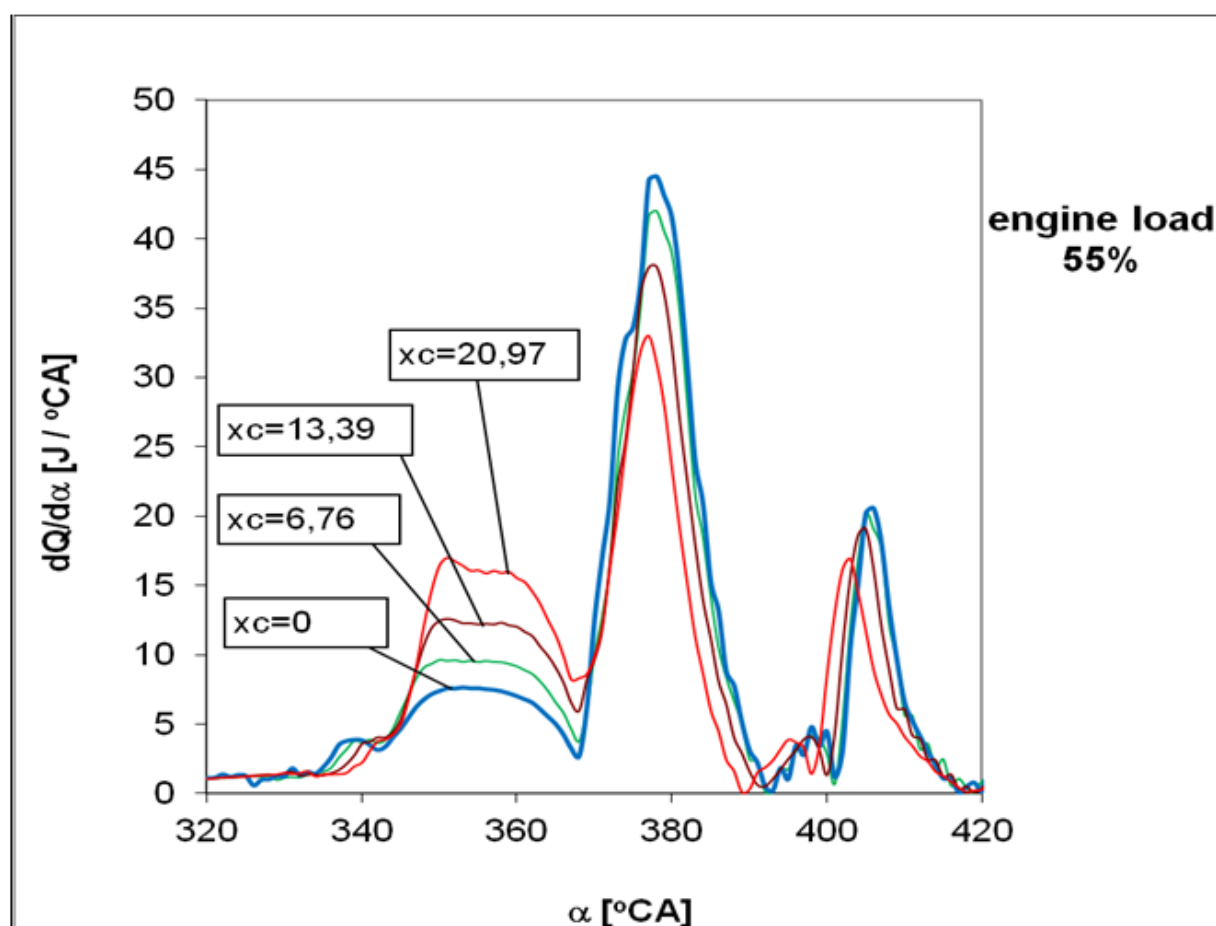


Рисунок 28 – Интенсивность выделения тепла при разных значениях передаточного числа аналога под нагрузкой двигателя в 55% и оборотах в 2000 об/мин.

В контексте верхней мертвой точки (ВМТ), наблюдалось, что тепловыделение в двигателе повышалось до 95% при применении максимального количества водорода, при этом полученный прирост тепла оказался в диапазоне от 23% до 52% для условных массовых долей сгорания (МФС) варьирующихся от 6,76 до 13,39, что позволяет сравнить его с традиционными видами топлива. Значения пиков тепловыделения имеют склонность достигать до пяти градусов угла поворота коленчатого вала в каждом отдельном цикле двигателя, что напрямую зависит от скорости горения: в начальных фазах сгорания использование водорода значительно увеличивает тепловыделение. Данное явление объясняется снижением углов, ассоциируемых с условными массовыми долями сгорания, которые достигают своих пиковых значений раньше за цикл, то есть приближаются к ВМТ, что, в свою очередь, влияет на ускоренное сгорание за счет использования водорода, как представлено на рисунке 29.

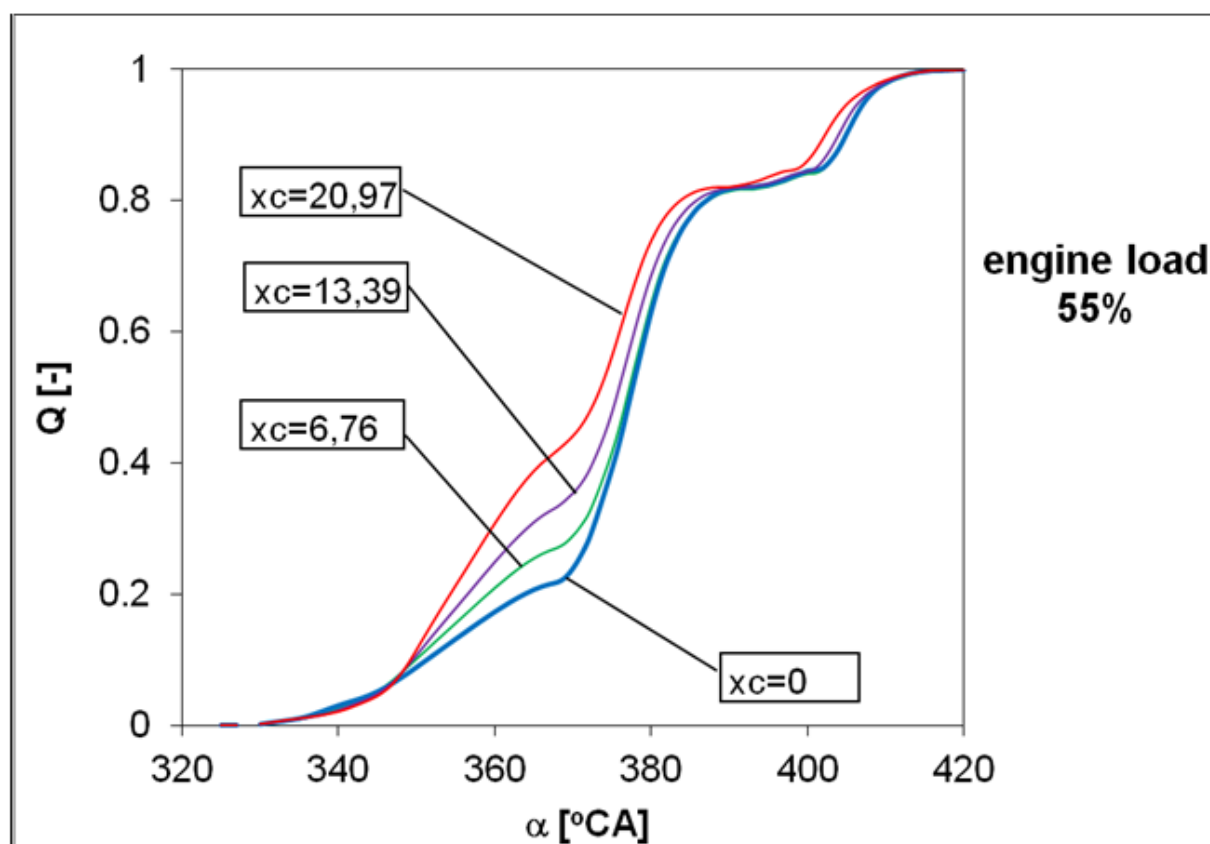


Рисунок 29 – Характеристики тепловыделения для различных передаточных чисел заменителя при нагрузке двигателя 55% и частоте вращения  $2000 \text{ мин}^{-1}$



Следовательно, внедрение водорода приводило к более раннему наступлению массовой доли сгоревшего топлива (МФБ) во время активной фазы сгорания, перемещая её начало на  $4^\circ$  угла поворота коленчатого вала (момент достижения 50%-МФБ смещался с  $377^\circ$  СА при  $x_c = 0$  до  $373^\circ$  СА при  $x_c = 20,97$ ). Это сокращало общее время горения на  $3^\circ$  СА (90%-МФБ уменьшалось с  $405^\circ$  СА при  $x_c = 0$  до  $402^\circ$  СА при  $x_c = 20,97$ ), как демонстрируется на рисунке 30. С увеличением содержания водорода, продолжительность фазы сгорания от начальной до 90%-МФБ становилась ближе к показателям при использовании дизельного топлива, уменьшаясь до  $3^\circ$  СА для  $x_c = 20,97$  (сокращение с  $70^\circ$  СА при дизельном топливе до  $69^\circ$  СА при  $x_c = 13,39$  и до  $67^\circ$  СА при  $x_c = 20,97$ ). Наблюдаемая тенденция к сокращению времени горения коррелировала с возрастанием пика давления, ускорением нарастания давления и увеличением интенсивности выделения тепла, что было замечено при аналогичных условиях эксплуатации ранее.

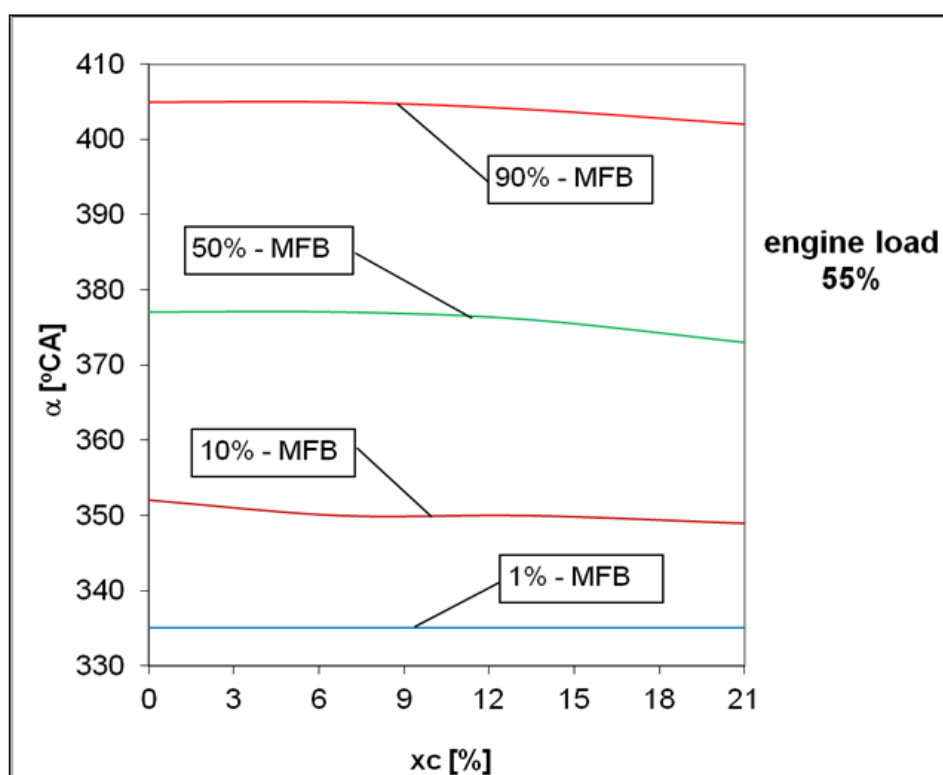


Рисунок 30 – Зависимость сгоревшего объема топлива (МФБ) от процента содержания водорода в топливной смеси при работе двигателя на 55% мощности и скорости вращения коленчатого вала 2000 об/мин.

В процессе исследования вариативности процессов горения с использованием водорода анализировались коэффициенты вариации (COV) пикового давления и индикаторного среднего эффективного давления (IMEP). Это позволило оценить колебания выработки энергии во время горения, отражающиеся на скорости сгорания и отклонении IMEP, что, в свою очередь, оказывает влияние на крутящий момент и общую эффективность двигателя. COV IMEP выявился как надежный показатель качества процесса сгорания. COV пикового давления обычно применяется для определения вариативности циклов сгорания внутри цилиндров при работе на пределе максимального тормозного момента (МВТ). Уровень этих коэффициентов в пределах 10% говорит о стабильной и надежной работе двигателя.

При анализе выборки, состоящей из 250 измерений, коэффициент вариации (COV) демонстрирует пропорцию между стандартным отклонением  $S_x$  и средним значением ( $X_{\text{среднее}}$ ) набора, что отражено в уравнении (3) [41]:

$$\text{COV}_x[\%] = \frac{S_x}{X_{\text{среднее}}} \cdot 100 \quad (3)$$

где  $\text{COV}_x[\%]$  – коэффициент вариации;

$S_x$  – среднее значение варьируемого параметра «х»

переменная «х» - означает пиковое давление ( $p_{\text{max}}$ ), среднее индикаторное давление (IMEP), и максимальную скорость нарастания давления  $(dp/d)_{\text{max}}$ .

При вращении в 2000 об/мин и работе двигателя на 55 % его мощности, повышение передаточного числа привело к росту коэффициента вариации (COV) пикового давления с 0,32 до 0,7 в условиях максимальной скорости хода ( $x_c$ ).

При эксплуатации водорода как топлива величина коэффициента вариации (COV) для пикового давления не превосходила 3%, и установка предела  $x_c$  оказалась не требуется с этой стороны; тем не менее, необходимо учитывать рост показателя, согласно данным, представленным на рисунке 31. Значительно выраженный рост наблюдался при значениях  $x_c$  свыше 10%.

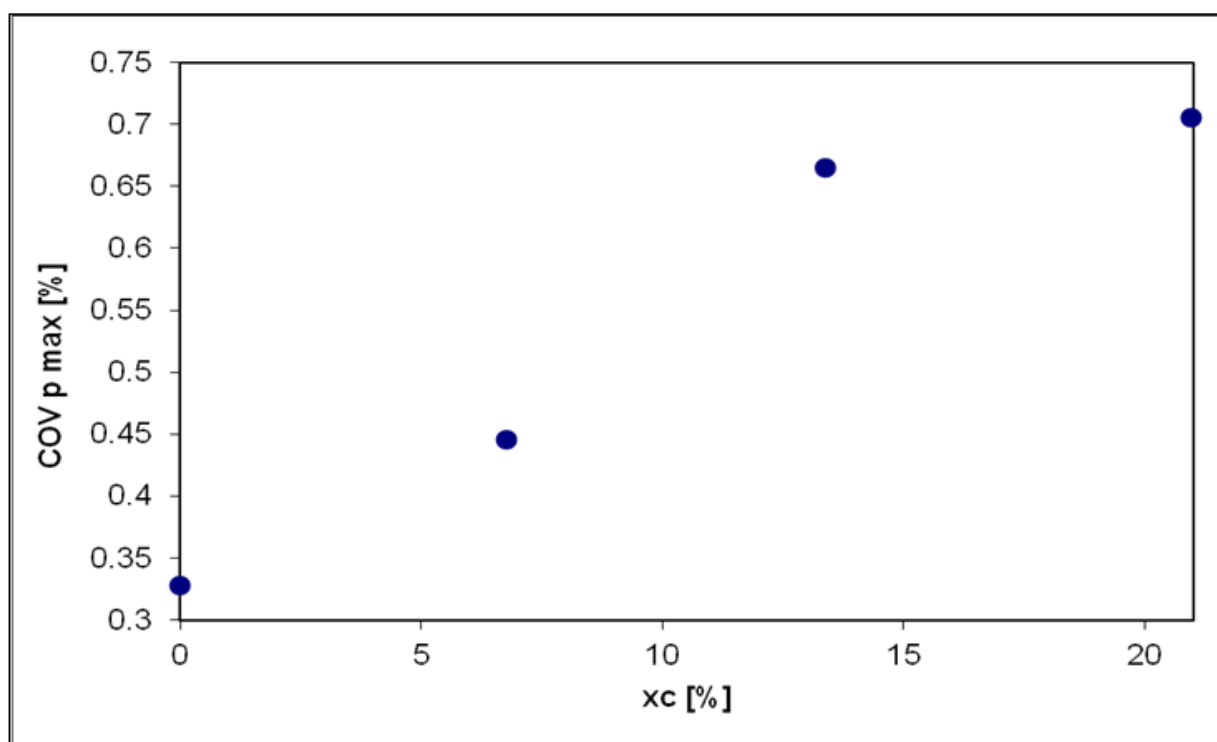


Рисунок 31 – Коэффициент вариации (COV) пикового давления в контексте различного процентного содержания топливного заменителя при рабочей нагрузке двигателя на уровне 55% и оборотах 2000 мин<sup>-1</sup>.

При введении водорода в подаваемый в двигатель воздух, индикаторный средний эффективный давление (IMEP) наблюдало увеличение приблизительно на 2,6% при достижении максимального коэффициента избытка воздуха ( $x_c$ ), однако наблюдалось увеличение вариативности результатов, получаемых в ходе последовательных циклов сгорания. Это привело к росту коэффициента вариации IMEP, который, как показано на рисунке 32, оказался в 1,2 раза выше максимального значения  $x_c$  по сравнению с использованием исключительно традиционных видов топлива. В дополнение, было зафиксировано умеренное увеличение

коэффициента вариации (COV), с изменением от 0,55% при  $x_c$  равном 6,7 до 20,9.

Даже коэффициент вариации индикаторного среднего эффективного давления (COV IMEP) увеличивался при максимальной степени сжатия ( $x_c$ ) в определенных циклах горения, когда максимальное давление в цилиндре не превышало порог в 100 бар, а максимальное изменение давления за единицу угла поворота коленчатого вала  $(dp/d)\max$  оставалось ниже 4,3 бар/СА. Данное повышение вариативности процесса горения при использовании водорода как топлива связывали с формированием крайне обедненных водородно-воздушных смесей в пределах цилиндра до начала фазы горения.

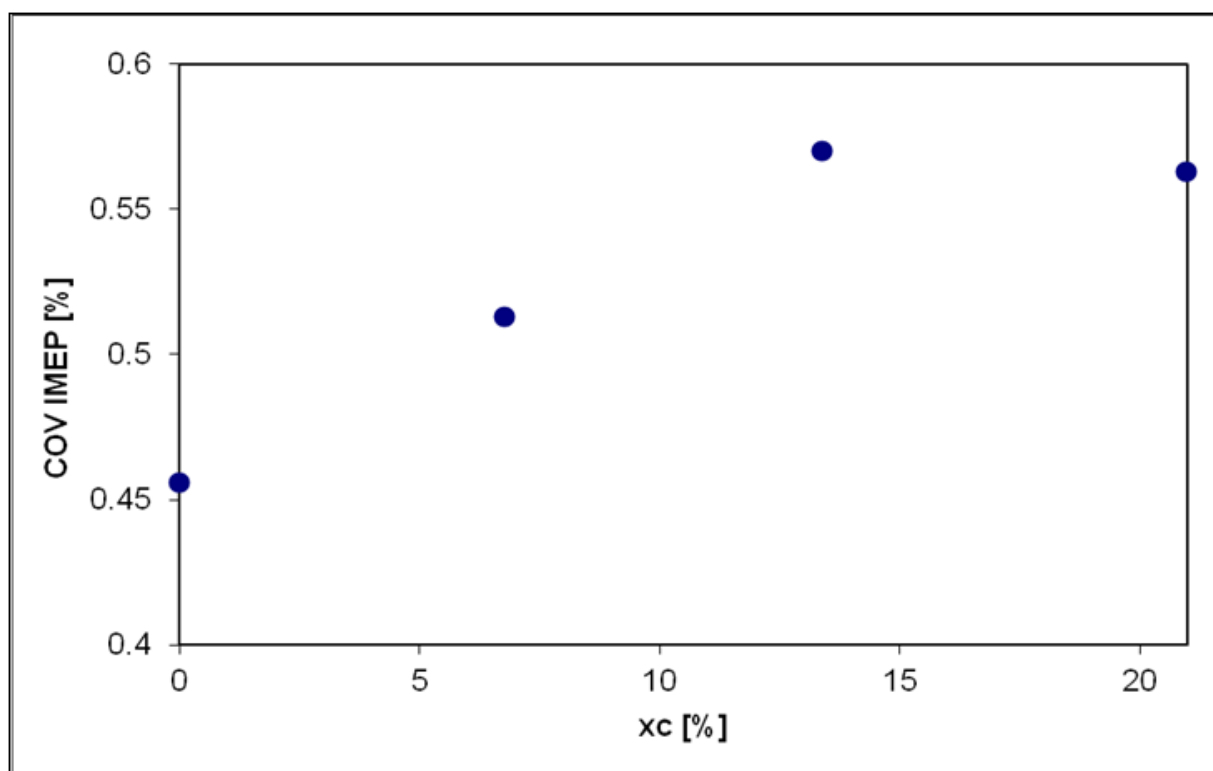


Рисунок 32 – Зависимость коэффициента вариации индикаторного момента эффективного давления (COV IMEP) и его аналога при 55% рабочей нагрузке двигателя и оборотах в 2000 об/мин.

Высокая гомогенность газовой смеси, состоящей из воздуха и водорода, которая сгорает с высокой скоростью в активной стадии горения, способствовала росту пикового значения давления и увеличению максимальной скорости нарастания давления, в то же время снижая

колебания скорости нарастания давления, что подтверждается рисунком 33. При использовании водорода в качестве топлива, коэффициент вариации максимальной скорости нарастания давления ( $COV (dp/d)\max$ ) оказался на 30% меньше при оптимальной степени сжатия, в сравнении с использованием традиционных видов топлива.

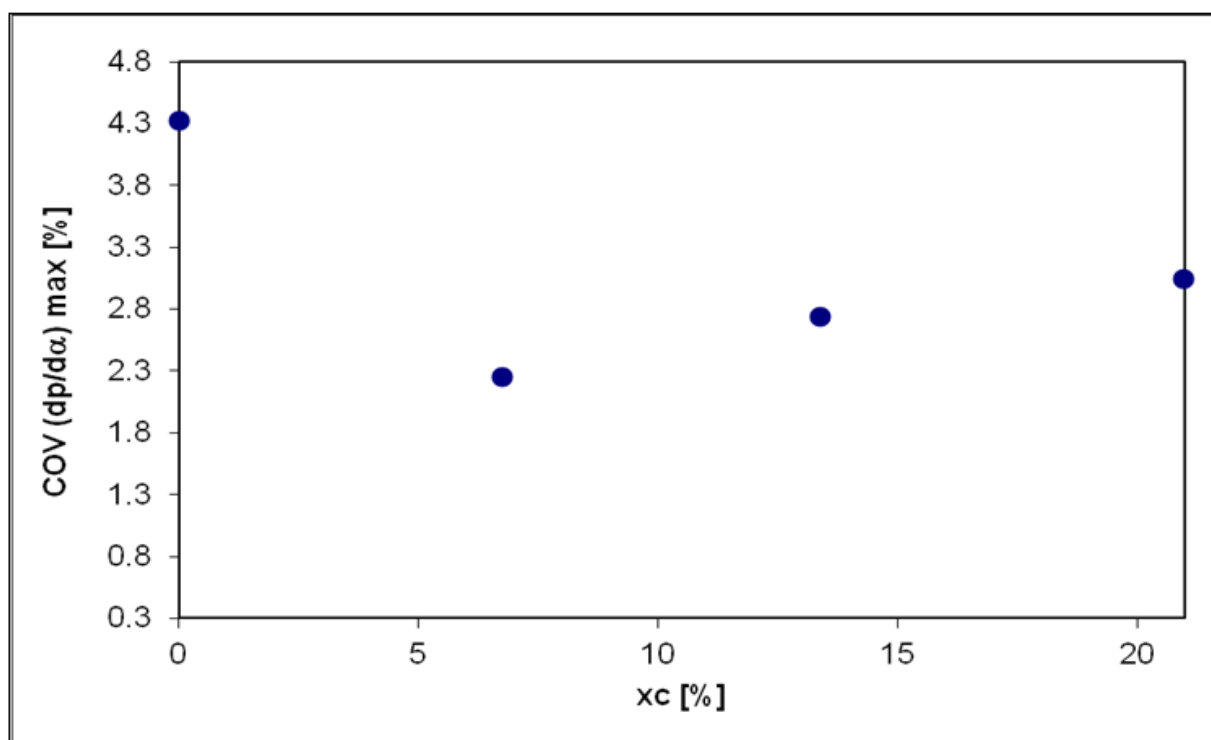


Рисунок 33 – Максимальное значение  $COV (dp/d\alpha)$  в соответствии с коэффициентом подстановки при рабочей нагрузке двигателя на уровне 55% и частоте вращения коленчатого вала 2000 об/мин.

В контексте колебаний процесса сгорания, использованные коэффициенты субституции гарантировали эффективное функционирование дизельного двигателя в режиме смешанного топлива.

С введением водорода, благодаря оптимизации процесса горения, наблюдалось постепенное уменьшение уровня выбросов углекислого газа, как показано на рисунке 34. Конкретно, уровень  $CO_2$  уменьшился на 4% при значении  $x_c$  равном 6,67, достиг 8,3% при  $x_c$  равном 13,39, и уменьшение составило 14% при  $x_c$  равном 20,97. Эта тенденция снижения выбросов диоксида углерода усиливается с повышением циклической порции водорода,

приводя к 5-процентному сокращению при максимальном значении  $x_c$ , что в свою очередь способствовало общему уменьшению выбросов  $CO_2$ .

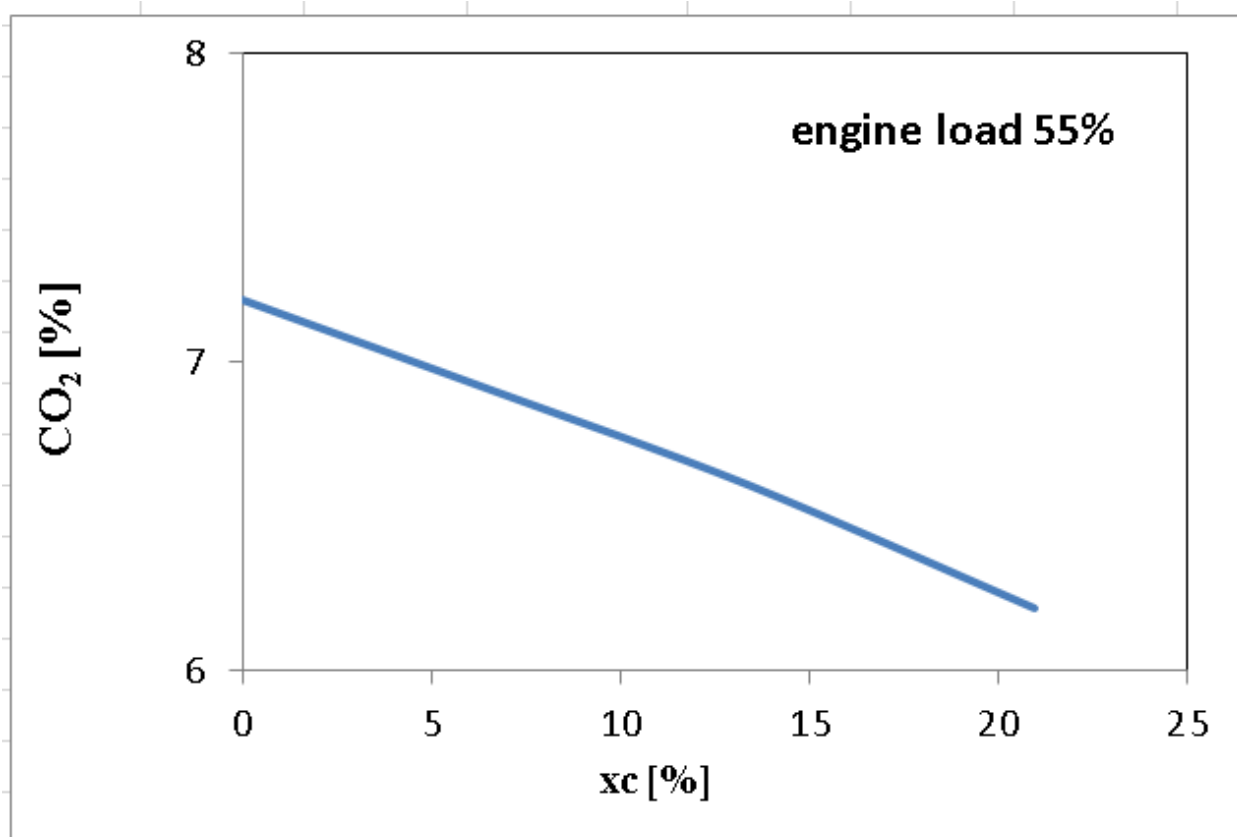


Рисунок 34 – Зависимость объема выбросов углекислого газа от доли альтернативного топлива при работе двигателя на 55% его мощности и частоте вращения 2000 об/мин.

Акселерация процесса горения тесно связана с увеличением интенсивности выделения тепла. Это, в свою очередь, при изменении состава углеводородного топлива за счет повышения содержания водорода, ведет к значительному сокращению уровня эмиссии несгоревших углеводородов СН на 14% и 28,5% при параметрах  $x_c=6,76$  и  $x_c=13,39$  соответственно, достигая показателя в 20,97; согласно данным, представленным на рисунке 35.

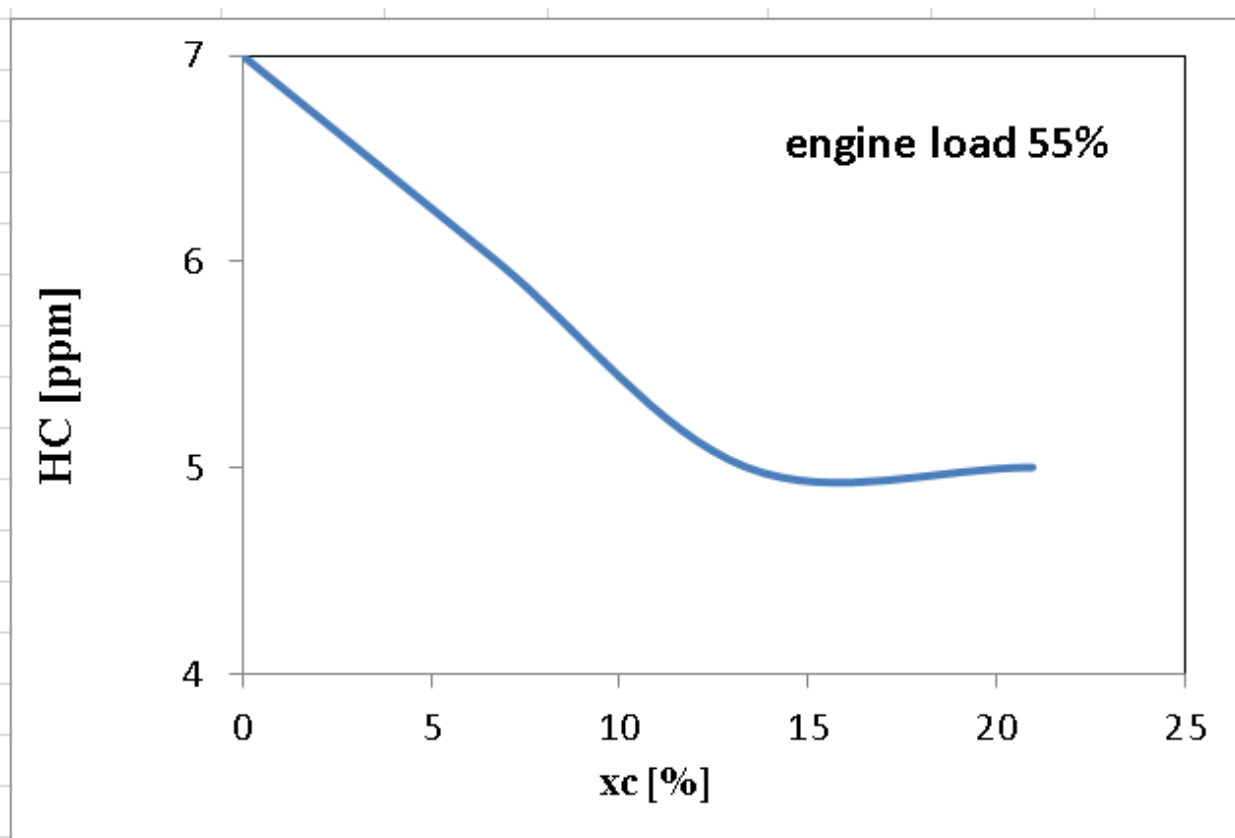


Рисунок 35 – Зависимость объема эмиссии углеводородов от степени субституции при работе двигателя на 55% его мощности и скорости вращения коленчатого вала  $2000 \text{ мин}^{-1}$ .

Под воздействием нагрузки в 55% и скорости вращения на уровне 2000 оборотов в минуту, рост теплового излучения из-за увеличенного максимального химического сдвига привёл к повышению уровня эмиссии оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ) при использовании больших объёмов водорода; тем не менее, значение этого увеличения составило всего 6,8%, что оказалось ниже, чем при сжигании традиционных видов топлива, как показано на рисунке 36. При химическом сдвиге, равном 6,76 и 13,39, наблюдалось сокращение выбросов  $\text{NO}_x$  на 20% и 16,7% соответственно. Такое сокращение выбросов оксидов азота можно атрибутировать локальному насыщению смеси и увеличению молярной доли водяного пара в продуктах горения, что существенно влияет на температуру сгораемых газов. Ранние работы [83] также отмечали снижение уровня  $\text{NO}_x$  при использовании водорода, хотя увеличение его объёма может, напротив, спровоцировать рост выбросов  $\text{NO}_x$ . Это явление ассоциируется с повышением температуры горения и

тепловых потерь [28]; следовательно, концентрация водорода оказывает прямое влияние на эмиссию  $\text{NO}_x$ , в связи с чем рекомендуется использование его в ограниченных количествах [82].

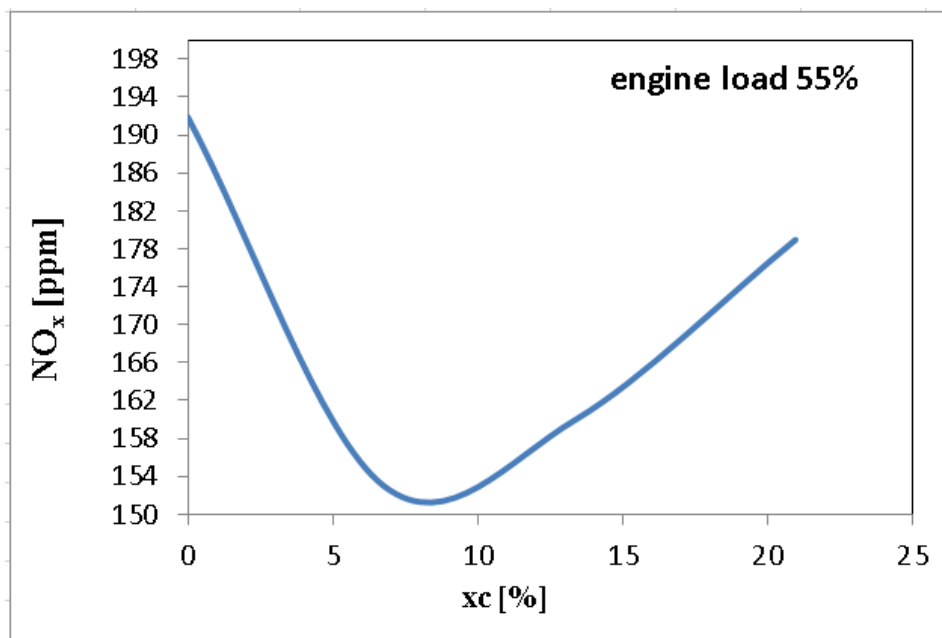


Рисунок 36 – Корреляция между степенью субституции и концентрацией оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ) при работе двигателя на 55% его мощности и оборотах в 2000 об/мин.

Измерение выброса дыма проводилось, используя дымовое число К. Графическое изображение его зависимости от процента замещения дизельного топлива водородом представлено на рисунке 37. Концентрация углерода в полученной топливной смеси постепенно уменьшалась с повышением доли водорода в цикле сгорания, что ведет к уменьшению интенсивности дымообразования на 24% при содержании водорода  $x_c = 6,76\%$ , на 19% при  $x_c = 13,39\%$  и на 14% при  $x_c = 20,97\%$ . Также наблюдалось понижение скорости горения смесей, формируемых в процессе диффузии, до 26% при использовании водорода, что соответствовало снижению уровня дымовыделения, как демонстрируется на рисунке 38.

Статьи, обсуждающие влияние применения водорода в двигателях внутреннего сгорания, подчеркивают тенденции к уменьшению эмиссии вредных веществ [23,24,27-30,52,53,55,56].



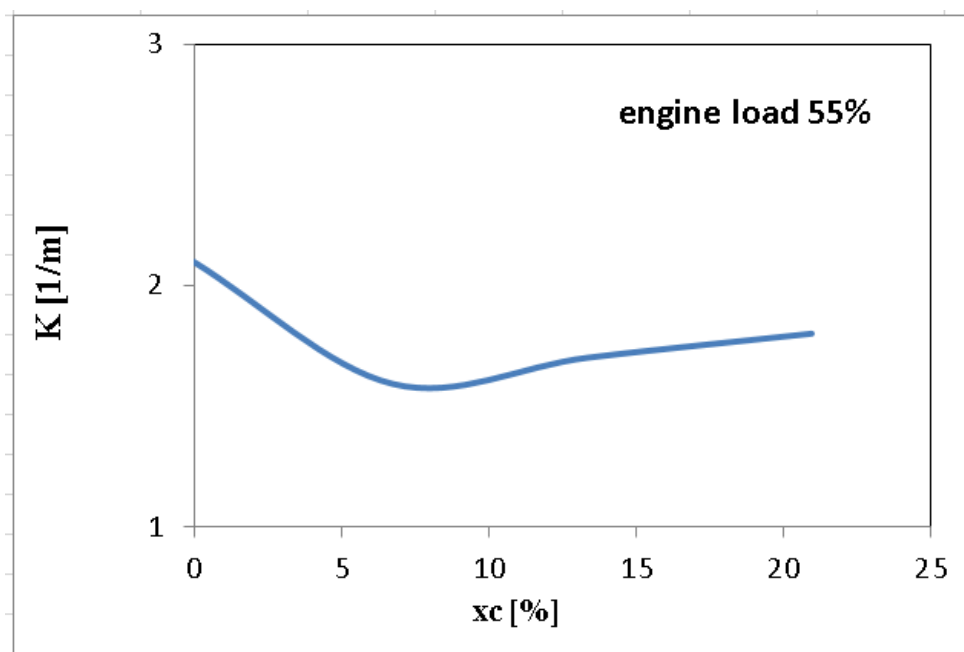


Рисунок 37 – Зависимость коэффициента  $K$  от соотношения использования альтернативного топлива при нагрузке двигателя на уровне 55% и оборотах в 2000 в минуту.

#### 4.2 Анализ полученных результатов

Предлагая данные по измерению идеальных связей между условиями эксплуатации двигателя, его взаимодействием с дизельным топливом и водородом, такие параметры как циклические изменения, давление наддува, максимальное давление во время сгорания, показатели эмиссии вредных веществ и температуру отработанных газов, определенные в процессе экспериментов для максимизации эффективности двигателя при внедрении водорода в качестве дополнительного источника топлива. Более того, исследование выделяется нахождением взаимосвязи между потреблением дизельного топлива и изменчивостью нагрузки на двигатель, что указывает на возможности для точной корректировки нагрузки под различающиеся условия, позволяя эксплуатировать двигатель на более высоком уровне выходной мощности с расширением диапазона нагрузок на 7,5 кВт без увеличения потребления дизеля. Так, интеграция водорода в качестве топлива и оптимизация системы трансмиссии для совмещения качественной и количественной модуляции нагрузки, ведет к управлению нагрузкой

двигателя в широком спектре. Использование водорода повышает топливную экономичность и снижает энергопотребление на единицу мощности двигателя, улучшая эффективность сгорания в сравнение с использованием стандартной воздушно-топливной смеси, что ведет к существенной экономии дизельного топлива и оптимизации энергопотребления на любых режимах нагрузки при сохранении выходной мощности и повышении эффективности двигательного торможения.

С добавлением водорода, ускоряющего процесс сгорания, наблюдается рост количества сгораемого топлива в активной стадии, что способствует повышению пиковых значений давления и скорости его нарастания при работе двигателя с нагрузкой 55% и частотой вращения коленчатого вала 2000 об/мин, оставаясь при этом в рамках стандартных показателей. Применение водорода значительно увеличивает тепловыделение за цикл и его интенсивность, особенно в фазе предварительного смешивания, при этом делает колебания максимальной скорости повышения давления более стабильными за счет более эффективного горения водорода. Это сокращает время на фазу горения, вызывая более раннее достижение 10%-ного MFB (массового долевого сгорания) в жизненном цикле, приближенно к ВМТ, что синхронизируется с увеличением пикового давления и максимальной скорости повышения давления, а также объемом выделяемого тепла в смесь. При переходе на водород в качестве добавки к топливу возникает слабообогащенная смесь в цилиндре перед возгоранием, что незначительно увеличивает неоднородность горения, сопровождающееся возрастанием коэффициента изменения пикового давления и индикаторного среднего эффективного давления в 2,1 и 1,2 раза соответственно. В целом, внедрение водорода как топливной добавки положительно сказывается на снижении эмиссии парниковых и загрязняющих воздух веществ, хотя конкретный эффект зависит от дозировки водорода за цикл. Применение водорода в указанных рабочих условиях дало сокращение выбросов углекислого газа на 14% благодаря оптимизации горения. Также это способствовало

уменьшению количества несгоревших углеводородов на 28,5%, что связано с улучшением эффективности горения и снижением потребления дизельного топлива.

Введение водорода в состав топлива увеличило концентрацию паров воды в продуктах горения, что отразилось на повышении температуры сгорания и привело к сокращению эмиссий оксидов азота на 20%.

Замещение дизельного топлива водородом, ведущее к уменьшению концентрации углерода в финальной смеси, повлекло за собой сокращение эмиссии дыма на 24%.

Водород представляет собой перспективный альтернативный источник топлива для дизельных автомобильных двигателей, способствуя увеличению тепловой эффективности без необходимости значительной модификации существующих конструкций этих двигателей.

#### **Выводы по главе 4**

Аналитический анализ эксплуатационных данных двигателя, функционирующего в режиме совместного использования двух видов топлива (дизельного и водородного), при фиксированных параметрах (70% мощностной нагрузки и 2000 об/мин), дает возможность сформулировать ряд заключений по поводу эффекта от повышения удельного веса водорода в топливной смеси за счет дизельного топлива:

- эмиссия оксидов азота (NO<sub>x</sub>) уменьшается на 8% по отношению к дизельным агрегатам, когда дизельное топливо на 10,87% заменяется водородом;
- эмиссия углекислого газа и дымовых частиц уменьшается на 15% и 25% соответственно.

Применение водорода в дизельных двигателях через технику двойного топливного питания не предусматривает значительных модификаций в архитектуре мотора.

## Заключение

Исследован потенциал использования водорода в дизельных агрегатах.

Выявлены ключевые результаты, в частности:

- а) водород обладает характеристиками, позволяющими его использование в качестве добавки к дизельному топливу в двигателях внутреннего сгорания за счет его уникальных физико-химических свойств. Он способен усовершенствовать процесс горения в дизельных двигателях, повышая их эффективность. Тем не менее, различные пропорции водорода могут иметь разнообразное воздействие на работоспособность и экологические показатели двигателя, требуя тщательной оптимизации;
- б) использование водородного двигателя с постоянным рабочим объемом гарантирует эффективное управление скоростью и мощностью, в то же время стабилизация давления водорода в цилиндрах и его динамика нарастания являются критическими факторами, влияющими на износ компонентов и общую надежность данной системы;
- в) использование гибридного топливного режима, объединяющего водород и дизель в двигателях с воспламенением от сжатия (CI), приводит к улучшению тепловой эффективности и сокращению эмиссии углеводородов, благодаря безуглеродным характеристикам водорода. Однако, отрицательным аспектом является увеличение выхода оксидов азота (NOx) из-за высокотемпературного сгорания;
- г) эксперименты, проведенные на дизельном двигателе, адаптированном к использованию водорода как альтернативного топлива в режиме совместного сгорания при стабильной нагрузке и скорости вращения коленчатого вала (составляющих 70% от полной нагрузки и 2000 об/мин соответственно), демонстрируют ряд особенностей, связанных с увеличением процентного соотношения водорода в общем энергетическом балансе в замену дизельного топлива:

- 1) постепенно уменьшается расход энергии на единицу работы при торможении;
- 2) эмиссия оксидов азота (NO<sub>x</sub>) уменьшается на 8%, когда 10,87% дизельного топлива заменяется на водород по сравнению с обычным дизельным агрегатом;
- 3) выбросы углеводородов уменьшаются на 15%, а эмиссии дыма - на 25%;
- 4) использование водорода в качестве заменителя дизельного топлива, составляющего 17%, приводит к уменьшению выбросов углекислого газа на 6%.

Применение водорода в дизельных моторах автомобилей представляет собой эффективный вариант, прежде всего в аспекте минимизации экологического ущерба. Внедрение водорода в дизель через технологию дизель-водородного смешивания позволяет обойтись без значительной переработки самого двигателя.

Выводы первой главе.

В ходе лабораторных работ, базирующихся на использовании автомобильного дизельного двигателя, адаптированного к совместному сжиганию водорода и дизельного топлива, были зафиксированы определенные особенности процесса горения, которые отличают его от горения исключительно на дизельном топливе. Так, основываясь на данных исследований, можно отметить, что с ростом доли вводимого в систему водорода проявлялись следующие изменения:

- эффекты незначительного повышения максимального давления и незначительного роста максимальных скоростей нарастания давления наблюдаются;
- повышение термического коэффициента полезного действия (КПД) достигается при низких и средних уровнях нагрузки благодаря оптимизации процесса сгорания, в то время как при высоких нагрузках

термический КПД немного уменьшается из-за неэффективного сгорания обогащенной топливно-воздушной смеси;

- максимальное тепловое энерговыделение возрастает за счет ускоренной кинетики окисления водорода в сравнении с дизельным топливом;
- уменьшение уровней эмиссий оксида углерода (СО) и углеводородов (НС) происходит при минимальном использовании водорода. Однако, с повышением объема добавляемого водорода возникает неполное сгорание, что приводит к росту указанных загрязнений;
- сокращение эмиссии дыма путем оптимизации процесса сгорания и уменьшения углеродных компонентов в единичной порции топлива;
- концентрация оксидов азота (NO<sub>x</sub>) сокращается при незначительном введении водорода и возрастает при его более значительном добавлении.

Из данного компактного анализа следуют значительные выгоды от применения водорода в дизельных моторах автомобилей.

#### Выводы по главе 2

Исследование продемонстрировало, что для точного изучения процессов горения недостаточно применять только общие методы анализа, такие как использование датчиков давления; важно также внедрять точечные аналитические методы, которые позволяют детально разобраться в том, как состав топливно-воздушной смеси влияет на скорость и механизмы химических реакций, происходящих при горении. Для получения достоверных результатов, данные, полученные в ходе теоретического моделирования, должны быть подтверждены путем сравнения с результатами лабораторных экспериментов.

#### Выводы по главе 3

Применение гибридной смеси водорода и дизельного топлива в силовых агрегатах с воспламенением от сжатия (СІ) повышает энергетическую эффективность и уменьшает выбросы углеводородов,

благодаря экологически чистому водороду. Однако, высокотемпературные выхлопы увеличивают уровень оксидов азота (NOx) в атмосферу.

#### Выводы по главе 4

Анализ данных, полученных в ходе тестирования двигателя, работающего на смешанном топливе при стабилизированных параметрах эксплуатации (70% от полной мощности и 2000 об/мин), дает возможность выявить последствия повышения доли водорода в объеме используемого топлива на замену дизельному:

- эмиссия оксидов азота (NOx) уменьшается на 8% по отношению к дизельным агрегатам, когда дизельное топливо на 10,87% заменяется водородом;
- эмиссия углекислого газа и дымовых частиц уменьшается на 15% и 25% соответственно.

Применение водорода как добавки в дизельном топливе с помощью технологии дизель-водородного смешивания не влечет за собой значительных модификаций в архитектуре мотора.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. A. Saerens, J. Vandersteen, T. Persoons, J. Swevers, M. Diehl, E. Van den Bulck, Minimization of the fuel consumption of a gasoline engine using dynamic optimization, *Applied Energy*, Volume 86, Issue 9, September 2009, Pages 1582- 1588, ISSN 0306-2619, DOI: 10.1016/j.apenergy.2008.12.022.
2. A. Delorme, A. Rousseau, P. Sharer, S. Pagerit, and T. Wallner, “Evolution of hydrogen fueled vehicles compared to conventional vehicles from 2010 to 2045,” 2009.
3. A. Welch, D. Mumford, S. Munshi, J. Holbery, B. Boyer, M. Younkins, and H. Jung, *Challenges in Developing Hydrogen Direct Injection Technology for Internal Combustion Engines*. 2008.
4. Abdel- Rahman, A.A., On the emissions from internal combustion engines: A review. *International Journal of Energy Research* volume 22 (1998), 483-513
5. Arteconi, A., et al., (2010), "Life-cycle greenhouse gas analysis of LNG as a heavy vehicle fuel in Europe", *Appl. Energy*, Vol.87 (6), pp. 2005-2013.
6. Khandelwal, A. Karakurt, P. R. Sekaran, V. Sethi, and R. Singh, “Hydrogen powered aircraft : The future of air transport,” *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 60, pp. 45–59, 2013.
7. L. Salvi and K. A. Subramanian, “Experimental investigation on effects of compression ratio and exhaust gas recirculation on backfire, performance and emission characteristics in a hydrogen fuelled spark ignition engine,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 13, pp. 5842–5855, 2016.
8. Baltusis, P. 2004; On-board vehicle diagnostics. *Convergence Transportation Electronics Association*, Paper 2004-21-0009
9. Barone, Stefano. *Statistics-Driven Development of OBD Systems; An Overview*, *Quality and Reliability Engineering International*, 2006, vol 22, 615-628



10. Bishop, G.A. and Stedman, D.H. 1996; Measuring the emissions of passing cars. *Accounts of chemical research*, Volume 29, Number 10: pp 489-495.
11. Bishop, G.A., Stedman, D.H., De La Garza Castro, J., and Davalos, F.J. 1997; On- road remote sensing of vehicle emissions in Mexico; *Environmental Science and Technology* 31: pp 3505–3510.
12. Bradley, K.S., Brooks, K.B., Hubbard, L.K., Popp, P.J. and Stedman, D.H. 2000; Motor-vehicle fleet emissions by OP-FTIR. *Environmental Science and Technology* 34: pp 897-899.
13. Brian Vad Mathiesen, Henrik Lund, Kenneth Karlsson, 100% Renewable energy systems, climate mitigation and economic growth, *Applied Energy*, In Press, Corrected Proof, Available online 31 March 2010, ISSN 0306-2619, DOI: 10.1016/j.apenergy.2010.03.001.
14. M. White, R. R. Steeper, and A. E. Lutz, “The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 31, no. 10, pp. 1292–1305, 2006. [23] B. Lewis and G. Von Elbe, *Combustion, flames, and explosions of gases*. New York: Academic Press, 2d ed. ed., 1961.
15. Council directive of 20 March 1970 on the approximation of the laws of the Member States on measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles (2004), European Union.
16. K. Srivastava, A. K. Agarwal, A. Datta, and R. K. Maurya, *Advances in internal combustion engine research*. Singapore: Springer, 2017.
17. D. Kabat and J. Heffel, “Durability implications of neat hydrogen under sonic flow conditions on pulse-width modulated injectors,” *International Journal of Hydrogen Energy - INT J HYDROGEN ENERG*, vol. 27, pp. 1093– 1102, 2002.
18. D. R. Pearl, “O-ring seals in the design of hydraulic mechanisms,” *SAE Technical Paper*, vol. 470247, p. 10, 1947.

19. Directive 98/69/EC of The European Parliament and of the council of 13 October 1998, Relating to measures to be taken against pollution by emission from motor vehicles and amending Council Directive 70/220/EEC
20. Peeters, “Literature Study: The Challenges of a Hydrogen Internal Combustion Engine ,” Master’s thesis, Delft University of Technology, 2021.
21. Zhao, T. N. Asmus, D. N. Assanis, J. E. Dec, J. A. Eng, and P. M. Najt, “Homogeneous charge compression ignition (hcci) engines,” 2003.
22. Fuller, G., 2006; London Air Quality 2004; London Air Quality Network Report 12; Environmental Research Group, London, UK.
23. L. Yip, A. Srna, A. C. Y. Yuen, S. Kook, R. A. Taylor, G. H. Yeoh, P. R. Medwell, and Q. N. Chan, “A review of hydrogen direct injection for internal combustion engines: Towards carbon-free combustion,” *Applied Sciences*, vol. 9, no. 22, p. 4842, 2019.
24. Li and G. A. Karim, “Knock in spark ignition hydrogen engines,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 29, no. 8, pp. 859–865, 2004.
25. H. Osamura and N. Abe, *Development of New Iridium Alloy for Spark Plug Electrodes*, vol. 108. 1999.
26. Hao Cai, Shaodong Xie, “Estimation of vehicular emission inventories in China from 1980 to 2005”, *Atmospheric Environment*, Volume 41, Issue 39, December 2007, Pages 8963-8979
27. Harrison, R.M., Tilling, R., Callen Romero, M.S., Harrad, S. and Jarvis, K. 2003; A study of trace metals and polycyclic aromatic hydrocarbons in the roadside environment. *Atmospheric Environment* 37 (17): pp 2391-2402.
28. Hausberger, S; Rodler, J; Sturm, P; and Rexeis, M. 2003. Emission factors for heavy duty vehicles and validation by tunnel measurements. *Atmospheric Environment* 37: pp5237-5245.
29. Haydar, F. and Pediaditi, K. 2010. Evaluation of the environmental impact assessment system in Syria. *Environmental Impact Assessment Review*, 30(6), pp.363-370.

30. Heywood, John B., *Internal combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill International Editions -1988
31. Topinka, M. D. Gerty, J. Heywood, and J. Keck, “Knock behavior of a lean-burn, h<sub>2</sub> and co enhanced, si gasoline engine concept,” SAE Technical Papers, 2004.
32. W. Heffel, “Nox emission and performance data for a hydrogen fueled internal combustion engine at 1500rpm using exhaust gas recirculation,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 28, no. 8, pp. 901–908, 2003.
33. J. W. Heffel, “Nox emission reduction in a hydrogen fueled internal combustion engine at 3000 rpm using exhaust gas recirculation,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 28, no. 11, pp. 1285–1292, 2003.
34. J. Wang, Z. Huang, Y. Fang, B. Liu, K. Zeng, H. Miao, and D. Jiang, “Combustion behaviors of a direct-injection engine operating on various fractions of natural gas–hydrogen blends,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 32, no. 15, pp. 3555–3564, 2007.
35. Jimenez, J.L., Koplrow, M.D., Nelson, D.D., Zahniser, M.S. and Schmidt, S.E. 1999; Characterisation of on-road vehicle NO emissions by a TILDAS sensor. *Journal of the Air and Waste Management Association* 49: pp463-470
36. Alvine, V. Shutthanandan, W. Bennett, C. Bonham, D. Skorski, S. Pitman, M. Dahl, and C. Henager, “High-pressure hydrogen materials compatibility of piezoelectric films,” *Applied Physics Letters*, vol. 97, pp. 221911– 221911, 2010.
37. K. Yamane, M. Nogami, Y. Umemura, M. Oikawa, Y. Sato, and Y. Goto, “Development of high pressure h<sub>2</sub> gas injectors, capable of injection at large injection rate and high response using a common-rail type actuating system for a 4-cylinder, 4.7-liter total displacement, spark ignition hydrogen engine,” SAE Technical Papers, 2011.
38. Das, “Fuel induction techniques for a hydrogen operated engine,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 15, pp. 833–842, 1990.

39. L. Hosking, "Literature Study: A Flying Test Bed for Sustainable Aviation: Alternative Fuel-powered Aircraft ," Master's thesis, Delft University of Technology, 2020.
40. L. M. Das, "Near-term introduction of hydrogen engines for automotive and agricultural application," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 27, no. 5, pp. 479–487, 2002.
41. Lindfeldt, E.G., et al., (2010), "Strategies for a road transport system based on renewable resources – The case of an import-independent Sweden in 2025", *Appl. Energy*, Vol.87 (6), pp. 1836-1845.
42. Ludykar et al., Cold start emissions at + 22, -7 and -20 C ambient temperatures from a three-way catalyst (TWC) car: regulated and unregulated exhaust components, *the Science of the Total Environment* 235 (1999) 65-69
43. Ludykar et al., Cold start emissions at + 22, -7 and -20 C ambient temperatures from a three-way catalyst (TWC) car: regulated and unregulated exhaust components, *the Science of the Total Environment* 235 (1999) 65-69
44. R. Sadiq Al-Baghdadi, "Effect of compression ratio, equivalence ratio and engine speed on the performance and emission characteristics of a spark ignition engine using hydrogen as a fuel," *Renewable Energy*, vol. 29, no. 15, pp. 2245–2260, 2004.
45. M. Berckmuller and H. Rottengruber, "Potentials of a charged si-hydrogen engine," *Proceedings of the International Hydrogen Energy Forum; 2004 May 25-28; Beijing, China*, pp. 59–67, 2004.
46. M. Christensen and B. Johansson, "Influence of mixture quality on homogeneous charge compression ignition," *SAE transactions*, pp. 951–963, 1998.
47. M. Christensen, B. Johansson, and P. Einewall, "Homogeneous charge compression ignition (hcci) using isooctane, ethanol and natural gas-a comparison with spark ignition operation," *SAE transactions*, pp. 1104– 1114, 1997.

48. McGahan, Paul., PM, Estimation of On-Road Vehicle Fuel Consumption and Emissions using Analysis of OBD Signals, 4th Year Mechanical Engineering Project, BEng, 07/04/2006.
49. Moosmuller, H., Mazzoleni, C., Barber, P.W., Kuhns, H.D., Keislar, R.E. and Watson, J.G. 2003; On-road measurement of automotive particulate emissions by ultraviolet lidar and transmissometer: Instrument. *Environmental Science and Technology* 37: pp4971-4978.
50. Myung et al. Experimental investigation of the effect of thin-wall substrates and spark timing on total hydrocarbon emissions during cold-start for super-ultra low-emission application, *Journal of Automobile Engineering*, Vol 218, Part D (2004)
51. Ou, X., Yan, X., Zhang, X. and Liu, Z. 2012. Life-cycle analysis on energy consumption and GHG emission intensities of alternative vehicle fuels in China. *Applied Energy*, 90(1), pp.218-224.
52. G. Aleiferis and M. F. Rosati, "Controlled autoignition of hydrogen in a direct-injection optical engine," *Combustion and Flame*, vol. 159, no. 7, pp. 2500–2515, 2012.
53. Huyskens, S. Oost, P. J. Goemaere, K. Bertels, and M. Pecqueur, "The technical implementation of a retrofit hydrogen pfi system on a passenger car," *SAE Technical Papers*, 2011.
54. M. Najt and D. E. Foster, "Compression-ignited homogeneous charge combustion," *SAE Transactions*, pp. 964– 979, 1983.
55. P. Talebizadeh Sardari, M. Babaie, R. Brown, H. Rahimzadeh, Z. Ristovski, and M. Arai, "The role of non-thermal plasma technique in nox treatment: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 40, pp. 886–901, 2014.
56. Pang et al., Review of engine cooling technologies for modern engines. *Journal of automotive engineering*, Vol 218, Part D (2004)
57. Pierson et al. C, Comparison of the SCAQS tunnel study with other on-road emissions data. *Journal of Air Waste Management Association* 40, 1495-1504

58. Pokharel, S.S., Bishop, G.A. and Stedman, D.H. 2002; An on-road motor vehicle emissions inventory for Denver: An efficient alternative to modeling. *Atmospheric Environment* 36: pp5177–5184.
59. H. Stanglmaier and C. E. Roberts, “Homogeneous charge compression ignition (hcci): Benefits, compromises, and future engine applications,” *SAE Transactions*, vol. 108, pp. 2138–2145, 1999.
60. J. Natkin, A. R. Denlinger, M. Younkins, A. Z. Weimer, S. Hashemi, and A. T. Vaught, “Ford 6.8l hydrogen ic engine for the e-450 shuttle van,” *SAE Technical Papers*, 2007.
61. R.J. North “Assessment of real-world pollutant emissions from a light duty diesel vehicle”. PhD Thesis, University of London, 2006.
62. Rabl, A. and de Nazelle, A., (2012), "Benefits of shift from car to active transport", *Transp.Policy*, Vol.19 (1), pp. 121-131.
63. Verhelst and T. Wallner, “Hydrogen-fueled internal combustion engines,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 35, no. 6, pp. 490–527, 2009.
64. S. Verhelst, Sierens, and S. Verstraeten, “A critical review of experimental research on hydrogen fueled si engines,” *SAE Technical Papers*, 2006.
65. Sharad, G. (2012), "Impacts of traffic-flows on vehicular-exhaust emissions at traffic junctions", *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, Vol.17 (1), pp. 21-27.
66. Shi, J.P., Harrison, R.M., Evans, D.E., Alam, A., Barnes, C. and Carter, G. 2002; A method for measuring particle number emissions from vehicles driving on the road. *Environmental Technology*, Volume 23, Number 1: pp 1-14
67. Smit, R., et al., (2010), "Validation of road vehicle and traffic emission models - A review and meta-analysis", *Atmos.EnvIRON*, Vol.44 (25), pp. 2943-2953.
68. Stephens, R.D., Giles, M., McAlinden, K., Gorse, R.A., Hoffman, D. and James, R. 1997; An analysis of Michigan and California CO remote sensing measurements. *Journal of the Air and Waste Management Association* 47: pp 601-607.

69. Sturm et al. Determination of Traffic emissions – intercomparison of different calculation methods, *the science of the total environment*, 189/190 (1996) 187-196
70. Su, J., et al., (2011), "Non-methane volatile organic compound emission inventories in Beijing during Olympic Games 2008", *Atmos. Environ.*, Vol.45 (39), pp. 7046-7052.
71. Ullman, "Investigation of the effects of fuel composition on heavy-duty diesel engine emissions," SAE International, 1989.
72. Dhyani and K. A. Subramanian, "Fundamental characterization of backfire in a hydrogen fuelled spark ignition engine using cfd and experiments," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 60, pp. 32254–32270, 2019.
73. Frijters, "A Flying Test Bed for Sustainable Aviation - Hydrogen Propulsion ," Master's thesis, Delft University of Technology, 2020.
74. Pulkrabek, *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. New Jersey: Prentice Hall, 1997.
75. W. Stockhausen, R. Natkin, D. Kabat, L. Reams, X. Tang, S. Hashemi, S. Szwabowski, and V. Zanardelli, "Ford p2000 hydrogen engine design and vehicle development program," SAE Technical Papers, 2002.
76. Wang, H., et al., (2010), "Trends in vehicular emissions in China's mega cities from 1995 to 2005", *Environmental Pollution*, Vol.158 (2), pp. 394-400.
77. Wang, Q., H. Huo, K. He, Z. Yao and Q. Zhang, "Characterization of vehicle driving patterns and development of driving cycles in Chinese cities", *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 13, 289-297, 2008.
78. Wenzel, T. 2003; Use of Remote Sensing measurements to evaluate vehicle emission monitoring programs: results from Phoenix, Arizona. *Environmental Science and Policy* Volume 6, Issue 2: pp 153-166.

79. Wenzel, T., Singer, B.C. and Slott, R., 2000; Some issues in the statistical analysis of vehicle emissions. *Journal of Transportation Statistics*, September 2000. pp 1-14.
80. Wielenmann et al., Regulated and unregulated diesel and cold start emissions at different temperatures, *Atmospheric Environment*, vol 39 (2005), 2433-2441)
81. Tang, D. M. Kabat, R. J. Natkin, W. F. Stockhausen, and J. Heffel, “Ford p2000 hydrogen engine dynamometer development,” *SAE Technical Papers*, 2002.
82. Saboohi, H. Farzaneh, Model for developing an eco-driving strategy of a passenger vehicle based on the least fuel consumption, *Applied Energy*, Volume 86, Issue 10, October 2009, Pages 1925-1932, ISSN 0306-2619, DOI: 10.1016/j.apenergy.2008.12.017.)
83. Younglove, T., Scora G. and Barth M. 2005; Designing on-road vehicle test programs for the development of effective vehicle emission models. *Transportation Research Record No. 1941*, Transportation Research Board of the National Academies, Washington, D.C., 2005, pp 51-59.
84. Huang, J. Wang, B. Liu, K. Zeng, J. Yu, and D. Jiang, “Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas–hydrogen blends under different ignition timings,” *Fuel*, vol. 86, no. 3, pp. 381–387, 2007.