

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 Разработка концепции применения добавки водорода в
бензиновых автомобильных ДВС

Студент Арсений Евгеньевич Свешников

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный
руководитель

к.т.н., доцент, В.В. Смоленский

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
Глава 1 Изучение литературы для выявления проблем при разработке концепции применения добавки водорода в бензиновых автомобильных ДВС	6
1.1 Обзор диссертации PhD Ференц Хамори Б. «Изучение пределов струйного зажигания с водородом»	6
1.2 Обзор результатов, представленных в монографии Бортникова Л. Н.	54
Глава 2 Описание экспериментального оборудования	58
Глава 3 Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью оценки влияния водорода на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе	61
3.1 Результаты экспериментальных исследований на установке УИТ-85	61
3.2 Результаты экспериментальных исследований на ВАЗ-2111	64
Глава 4 Оценка влияния добавки водорода на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе	68
4.1 Оценка влияния добавки водорода на характеристики протекания процесса сгорания в УИТ-85.....	68
4.2 Оценка влияния добавки водорода на характеристики протекания процесса сгорания в двигателе ВАЗ-2111.....	73
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	77
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	80

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

В истории развития двигателей внутреннего сгорания водород рассматривался на нескольких этапах в качестве заменителя углеводородного топлива. Начиная с 70-х годов было несколько попыток перевести двигатели для работы на водороде. Вместе с развитием технологии газовых инжекторов стало возможным точно контролировать впрыск водорода для безопасной работы.

Оценка влияния добавки водорода на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе при современном развитии двигателестроения показывает актуальность данной работы.

Объект исследования.

Бензиновый двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием.

Предмет исследования.

Влияния добавки водорода в бензиновом двигателе на возможности его эффективного применения.

Целью работы является разработка концепции применения добавки водорода в бензиновых автомобильных ДВС.

Гипотеза исследования состоит в том, что добавки водорода определяет условия воспламенения и сгорания смеси в цилиндре двигателя и, следовательно, во многом определяет термодинамические характеристики рабочего процесса, развитие технологий и ужесточение требований приводят к тому что регулируемый состав смеси станет таким же распространённым явлением как регулирование УОЗ, что позволит значительно улучшить термодинамическую эффективность процесса сгорания при снижении токсичности отработавших газов.

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

1. провести оценку влияния добавки водорода на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе;
2. разработать концепцию применения добавки водорода в бензиновых автомобильных ДВС.

Методы исследования.

Метод экспериментального исследования, метод статистической обработки результатов эксперимента и моделирования рабочего процесса.

Научная новизна исследования заключается в влиянии добавки водорода на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе.

Личное участие автора в организации и проведении исследования состоит в том, что автор принимал непосредственное участие в формировании аналитического обзора по направлению исследований, а также в анализе экспериментальных данных и полученных на основании анализа практических рекомендаций и выводов.

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

- на семинарах кафедры в 2020 и 2021 г.
- международная научно-практическая конференция «Перспективы развития науки и образования», Россия, г. Тамбов, 30 апреля 2021 г.
- опубликована 2 научных статьи:
 1. Свешников, А.Е. Влияние угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса на примере одноцилиндровой установки УИТ-85 / Смоленский В.В., Свешников А.Е., Волик Л.К., Воробьева С.В., Гумяров Р.Р., Карадулев А.В. //Научный альманах 2021·N 4-2(78). С.110-114

2. Свешников, А.Е. Влияние степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания на примере одноцилиндровой установки УИТ-85/ Смоленский В.В., Свешников А.Е., Кравцов П.Э., Хапов Д.А., Баранов Д.Е., Серов М.В. //Научный альманах 2021·N 4-2(78). С.115-119

На защиту выносятся:

- разработанные концепции применения добавки водорода в бензиновых автомобильных ДВС.

Структура магистерской диссертации.

Диссертации состоит из введения, 4 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 60 рисунков, 6 таблиц, списка использованных источников (95 источников). Основной текст изложен на 89 страницах.

Глава 1 Изучение литературы для выявления проблем при разработке концепции применения добавки водорода в бензиновых автомобильных ДВС

В этой главе рассматриваются предыдущие исследования использования одного водорода или в качестве добавки к топливу в поршневых двигателях внутреннего сгорания. В этом обзоре приводится краткое изложение потенциала водорода для достижения высокой мощности, высокой эффективности и низкого уровня выбросов. После этого общего обсуждения в главе представлены результаты предыдущих исследований в отношении работы, выбросов выхлопных газов и проблем сгорания, связанных с этими двигателями. В этой презентации водород кратко сравнивается с потенциалом других альтернативных топливных систем для двигателей SI.

1.1 Обзор диссертации PhD Ференц Хамори Б. «Изучение пределов струйного зажигания с водородом»

В настоящее время основным транспортным топливом для двигателей с искровым зажиганием в мире является бензин. Однако существует множество альтернативных видов топлива, которые рассматриваются для будущего использования, такие как: этанол, метанол, КПГ, СПГ, СНГ, водород и т. д. Сделан вывод, что газообразное топливо обеспечивает снижение токсичности и выбросов парниковых газов. Когда двигатель работает на обедненном H_2 , он производит наименьшие выбросы из любого газообразного, жидкого или биотоплива, не оставляя сомнений в том, что это самое чистое из всех доступных альтернативных видов топлива.

Одним из недостатков двигателей, работающих на H_2 , является снижение мощности до 30% по сравнению с двигателями, работающими на бензине. Это происходит из-за газообразной природы топлива H_2 , которое

вытесняет воздух в камере сгорания. Другая проблема заключается в том, что если двигатель работает при $\lambda = 1$, то он производит больше выбросов NO_x , чем любое топливо на основе углеводородов, что связано с высокой температурой пламени H_2 . Это неприемлемо, поскольку в отсутствие HC и CO эффективность преобразования NO_x в каталитическом нейтрализаторе резко падает до нуля. Следовательно, выбросы NO_x после катализатора не будут соответствовать нормативам по выбросам.

Напротив, H_2 обладает некоторыми уникальными свойствами, такими как крайне большие пределы воспламеняемости, высокая массовая диффузия и высокая скорость пламени. Это позволяет H_2 воспламеняться очень в широком диапазоне богатой или бедной смеси, а также исключительно хорошо смешиваться с воздухом. Небольшой охлаждающий зазор H_2 также делает его идеальным в качестве топлива в форкамере, где отношение поверхности к объему велико. Помня об этих преимуществах, типичный двигатель H_2 всегда может работать в режиме сверхобеденной смеси. С наддувом двигатель H_2 может производить ту же мощность, что и двигатель, работающий на жидком углеводородном топливе, одновременно снижая выбросы NO_x из двигателя.

Основными препятствиями для массового использования H_2 являются создание инфраструктуры для заправочных станций и хранения транспортных средств на борту. Для получения достаточно высокой плотности H_2 необходимо хранить в жидком виде (LH_2) при -253°C и давлении 2 бар. Недостаток криогенных температур состоит в том, что для поддержания потерь на испарение (количество топлива, теряемого на охлаждение) в допустимых пределах, обычно ниже 2% в день для транспортных средств, необходима суперизоляция.

Энергия, необходимая для сжижения H_2 , составляет 0,95 кВт ч/литр, или около одной трети его низшей теплотворной способности. Если бы он был доступен сегодня на заправочной станции, он стоил бы от 2,30 до 3,30 доллара за кг H_2 по сравнению с бензином, что составляет 2,50 доллара за

такое же количество энергии [56]. Интересно, что, когда считалось, что метанол и LH_2 поставляются в Европу с удаленных гидроэнергетических объектов и по сравнению с сырым бензином, результаты показали, что общая эффективность системы сырая нефть-бензин-автомобиль составляла около 19% по сравнению с примерно 9% для метанола и несколько меньше для LH_2 .

Сгорание должно быть стабилизировано при высоком соотношении воздух-топливо, чтобы получить выгоды от повышения теплового КПД и сокращения выбросов в бедной зоне. Большинство исследователей в прошлом пытались облегчить сжигание обедненной смеси за счет усиления турбулентности, обогащения бензиновых двигателей водородом и увеличения количества активных частиц, доступных в смеси.

Свободные радикалы, такие как водород (H^+) и гидроксил (OH^-), представляют собой молекулы, которые обладают неспаренными электронами. Это свойство делает их особенно реактивными с другими молекулами. Реакции горения включают сложный механизм цепных реакций, в которых радикал (или атом) реагирует со стабильной молекулой, давая молекуле продукта другое активное вещество, которое может распространять цепь. Следовательно, можно намеренно создавать радикалы в камере сгорания для увеличения скорости горения или увеличения предела воспламеняемости смеси. В двигателе это может быть достигнуто в богатых смесях, где радикалы образуются как побочные продукты сгорания.

Gussak et al. [85, 86, 95] был одним из первых, кто осознал важность активных радикалов в двигателях с обедненным горением и их производство в форкамерных системах зажигания с высоким содержанием топлива. Начиная с Gussak, многие исследователи изучали преимущества активных радикалов с использованием богатой топливом форкамеры [25, 94]. В большинстве исследований богатой топливом форкамеры используется общее топливо между главной камерой и форкамерой. Однако водородное струйное зажигание (ВСЖ) использует водород в форкамере независимо от

типа топлива, используемого в основной камере. Это важное различие, поскольку воспламеняемость водорода является самой высокой из всех видов топлива для наземных транспортных средств (таблица 1). Это особое свойство может быть причиной того, что водород способен производить больше радикалов, чем когда углеводороды используются в качестве топлива в форкамере.

Таблица 1 – Горючие и транспортные свойства топливных смесей с воздухом [21].

Вид топлива	Бензин	Водород	Метан	Пропан
Удельный вес при нормальной температуре и давлении (НТП)	4,0	0,07	0,55	1,52
Нормальная температура кипения (К)	310-478	20,3	111,6	231
Плотность жидкости НТП	0,7	0,0708	0,4225	0,5077
Соотношение плотностей, НТП жидкость / НТП газ	150	845	649	259
Коэффициент диффузии в воздухе при НТП (см ² /с)	0,05	0,61	0,16	0,1
Скорость диффузии в воздухе при НТП (мм/с)	0,17	2,0	0,51	0,34
Зазор распространения пламени в воздухе при НТП (мм)	2,0	0,64	2,03	1,78
Пределы воспламеняемости в воздухе (об.%)	1,4 - 6,0	4,0 - 75,0	5,3 - 15,0	2,2 - 9,5
Пределы воспламеняемости в воздухе по коэффициенту эквивалентности	0,75 - 3,79	0,10 - 7,14	0,53 - 1,68	0,54 - 2,5
Пределы детонации в кислороде (об.%)	1,1 - 3,3	18,3 - 59,0	6,3 - 13,5	3,4 - 35,0
Минимальная энергия для воспламенения в воздухе (мДж)	0,24	0,02	0,29	0,305
Температура самовоспламенения. (К)	501-744	858	813	740
Температура пламени. (К)	2470	2318	2148	2248
Максимальная скорость горения в воздухе при НТП (см/с)	37 - 43	278	37-45	43-52
Теплопроводность при 400 К Вт/мК		0,167272	0,030859	0,0139
Энергия стехиометрической смеси (мДж/м ³)	3,91	3,58	3,58	3,79

1.1.1 Устройство водородно-струйного зажигания

Водородное струйное зажигание (ВСЖ или НАЛ) (рисунке 1) работает путем впрыска Н₂-топлива, составляющего от 0,5 до 4% от общей энергии топлива, в объем предкамеры, который составляет всего 0,7-1,5% от объема

зазора основной камеры [28, 36]. Процесс сжигания любого топлива в основной камере начинается с подачи воздуха и топлива в основную камеру – если топливо в главную камеру впрыскивается напрямую, то в основную камеру втягивается только воздух. После закрытия впускного клапана смесь основной камеры сжимается. Водород впрыскивается в форкамеру под углом 90° до ВМТ, продолжительность впрыска составляет приблизительно 10 градусов вращения кривошипа. После впрыска поступающая топливно-воздушная смесь начинает диффундировать и смешиваться с H_2 внутри форкамеры. Зажигание инициируется небольшой свечой зажигания, которая воспламеняет топливно-водородную смесь. Это зажигание генерирует до шести турбулентных струй в зависимости от количества отверстий в форкамеру. Затем струи на высоких скоростях втекают в основную камеру, смешивая и воспламеняя заряд основной камеры.

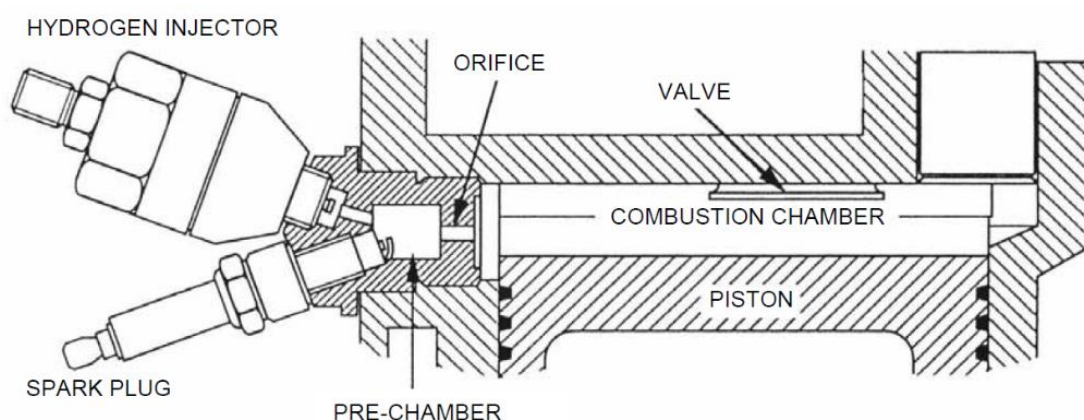


Рисунок 1 – ВСЖ в одноцилиндровом двигателе специальном исследовательском двигателе (аналог УИТ-85) (CFR).

В форкамере содержится богатая смесь, поэтому сгорание неполное, и форсунки засеваются остаточными активными частицами, такими как OH - и H + [54, 85, 87]. Используя эту систему, физически и химически активные струи создают множественные источники воспламенения, что, следовательно, преодолевает проблемы, связанные с плохо перемешанными зарядами основной камеры и медленным сгоранием топлива в обедненных условиях.

Технология ВСЖ была разработана и запатентована Уотсоном в 1992 г. [19]. Исследования и разработки, выполненные в прошлом Куау [28], Lumsden [43] Glasson et al. [76], Лоуренс [13], Добер [55], Ван [17] и Закис [32] уже доказали, что ВСЖ является практичной технологией с низким уровнем выбросов и высоким тепловым КПД. Это достигается за счет уменьшения потерь при перекачке, тепловыделении и химической диссоциации, а также за счет увеличения удельной теплоемкости. Кроме того, более высокая скорость турбулентного пламени, вызванная струями и химически контролируемые активными частицами, приводит к более короткой продолжительности горения [21].

Пределы производительности ВСЖ с бензином и H_2 при различных степенях сжатия и высоком давлении на входе за счет наддува еще предстоит исследовать. Кроме того, использование ВСЖ в качестве технологии перехода между топливом на основе углеводородов и H_2 с использованием только ВСЖ и H_2 в основной камере также является перспективой, которую еще предстоит изучить.

На рисунке 2 показано, что турбулентность сама по себе не может расширить предел обедненной смеси за пределы AFR примерно 24,5: 1, однако с ВСЖ можно достичь стабильного горения в диапазоне AFR от 30: 1 до 45: 1 (рисунок 3). Кио [12] был первым, кто осознал и предположил, что вместе с турбулентностью, сверхбедные пределы воспламеняемости достигаются ВСЖ, потому что смесь основной камеры засеивается активными радикалами, производимыми и выпускаемыми из предкамеры. Активные радикалы $H +$ и $OH-$ являются продуктами неполного сгорания в обогащенной водородом форкамере.

Чтобы использовать уникальные свойства водорода, были разработаны бортовые устройства риформинга H_2 [9, 15, 81, 82] для преобразования части углеводородного топлива в H_2 . Это позволяет стандартному бензиновому двигателю подавать небольшое количество H_2 с целью увеличения предела обедненной смеси и стабилизации сгорания в обедненных смесях.

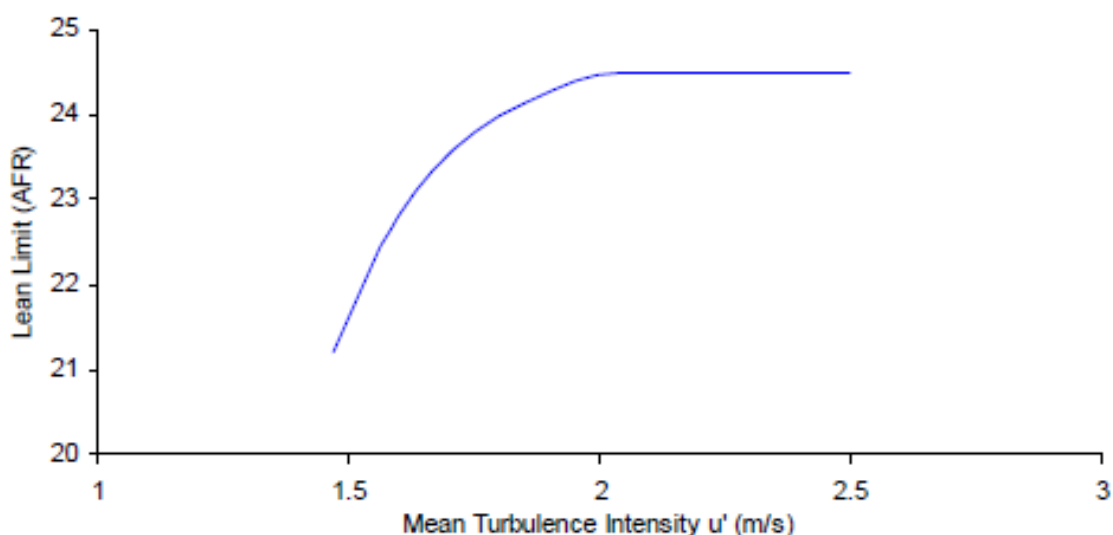


Рисунок 2 – Расширение предела обедненной смеси за счет увеличения интенсивности турбулентности, 1200 об / мин, однородный [83].

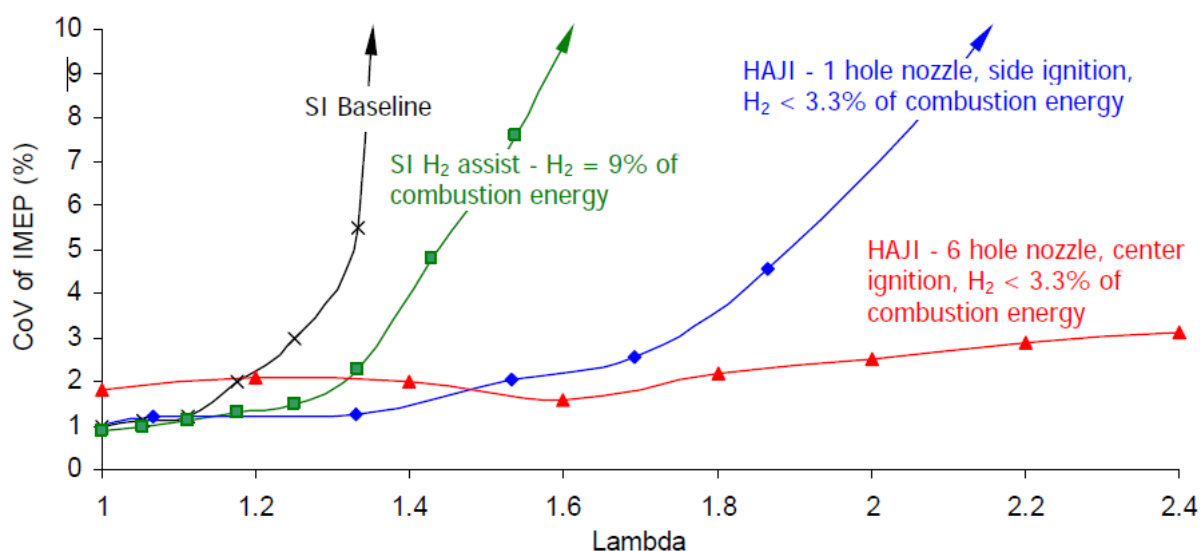


Рисунок 3 – Увеличение эффективности сгорания относительно стехиометрического состава смеси (CoV IMEP) для ДВС с искровым зажиганием на бензине, бензине с 9% от энергии топлива водорода [81] и бензине с 3,3% от энергии топлива водорода добавляемого через ВСЖ (насадка с 1 или 6 отверстиями [36]).

Предел воспламеняемости для обедненной смеси водорода имеет место при $\lambda = 10$ по сравнению с $\lambda = 1,32$ для бензина (таблица 1). Следовательно, как показано на рисунке 1.2, когда 9% энергии сгорания заменяется на H_2 , чтобы помочь бензиновому двигателю, предел обедненной смеси увеличивается до $\lambda = 1,42$ [15, 81]. Такое расширение предела

воспламеняемости обедненной смеси позволяет двигателю работать при более низких температурах сгорания, что одновременно снижает выбросы NO_x и увеличивает тепловой КПД [9, 15, 81].

1.1.2 Обогащение H_2 - с бортовыми преобразователями

Как показано на рисунке 3, добавление H_2 может увеличить предел обедненной смеси бензиновых двигателей. Водород может быть получен из бортового резервуара H_2 или бортовой установки риформинга H_2 . Наиболее популярные типы бортовых источников водорода (риформеров) приведены в таблице 2 с указанием их плюсов и минусов. Самым большим недостатком этих риформеров является то, что они работают при высоких температурах, усложняют систему управления двигателем и увеличивают стоимость автомобиля. Стоит отметить, что с технологией будет совершенствоваться и возможностью массового производства в будущем эти недостатки могут быть значительно уменьшены.

Таблица 2 – Свойства различных типов риформеров [9].

	Плюсы	Минусы
С-РОХ Каталитическое частичное окисление	+ быстрый запуск (<10 с) + H_2O не требуется + компактный + хорошая динамика	- низкий КПД (85-93%) - низкая доля H_2 ($\approx 20\%$) - работа при низком давлении (хранение) - высокая температура ($\approx 1000^\circ \text{C}$)
STR Паровой риформинг	+ высокая доля H_2 ($\approx 40\%$) + работа под высоким давлением + высокий КПД (90-93%)	- пуск, плохая динамика - размер - Требуется H_2O - температура 600-700 ° C
ATR Автотермический риформинг	+ высокая доля H_2 ($\approx 30\%$) + быстрый запуск + КПД (85-90%) + хорошая динамика	- размер - температура 800-900 ° C - давление > 1000кПа

Green et al. [81] показали повышение эффективности двигателя по мере увеличения добавления H_2 , однако общая эффективность системы снизилась из-за неэффективности риформинга, использованного в эксперименте. Напротив, Талли и др. [29] показали, что в точке максимального теплового КПД общий КПД системы увеличился на 12,3%, а NO_x снизился на 95%.

Allgeier et al. [9] в Bosch использовали установку риформинга C-POX, которая производила 24% H_2 по объему. Результаты экспериментов были использованы в качестве исходных данных для квазистационарной оценки нового европейского ездового цикла (NEDC), и без учета переходного режима или холодного пуска, показали резкое снижение выбросов (таблица 3).

Таблица 3 – Оценка выбросов и потребления энергии для нового европейского ездового цикла [9].

NEDC	CO, [г/км]	HC, [г/км]	NO _x , [г/км]	CO ₂ , [г/км]	Энергия, [МДж/км]
Бензин	3,296	0,5386	0,2179	56,378	0,85
Реформированный газ (Водородосодержащий газ)	3,404	<0,0242	<0,0018	54,742	0,68
Вариация	+ 3,3%	<-95,5%	<-99,2%	-2,9%	-20,0%

Достигнутые уровни не требовали дополнительной обработки углеводородов и NO_x для соответствия требованиям Euro 4 по выбросам (таблица 4). Allgeier также показал снижение расхода топлива до 20%.

Таблица 4 – Минимальная эффективность преобразования катализатора, необходимая для соответствия стандарту Euro 4 [9].

NEDC	CO, [г/км]	HC, [г/км]	NO _x , [г/км]	CO ₂ , [г/км]	Энергия, [МДж/км]
Euro 4	1	0,1	0,08		
Бензин	69,7	81,4	63,9		
Реформированный газ (Водородосодержащий газ)	70,6	0,0	0,0		

1.1.3 Двигатели, работающие на водороде - решение проблемы

В мировом энергетическом балансе соотношение водорода и углерода (отношение H/C) выросло с 0,28 с 1860 года до 2,0 к 1990 году [59]. Это обещает стать позитивной тенденцией к декарбонизации и единственным путем к устойчивому экономическому росту. Самым легким углеводородным топливом на сегодняшний день является метан (CH_4) с отношением H/C, равным 4. Очевидным преимуществом по сравнению с метаном является использование водорода (H_2), поскольку он обладает бесконечным отношением H/C. В настоящее время H_2 отражает 0% всего потребления энергии на транспорте из-за его отсутствия на заправочных станциях. Для создания соответствующей инфраструктуры потребуется минимум 15 лет и 500 миллиардов долларов [43].

Помимо недоступности и сложности хранения H_2 , следует также отметить обширные технические проблемы с H_2 . К ним относятся воспламенение остаточного газа, горячая поверхность и возгорание отложений. Они считаются серьезными проблемами и, следовательно, должны решаться во время разработки двигателя. Watson et al. [22] успешно решил эти проблемы при разработке 4-цилиндрового 2-литрового двигателя. Решения вышеупомянутых проблем включали задержку поступления H_2 в порт, строгие меры контроля масла, выбор синтетического смазочного масла, алюминиевое покрытие с высокой теплопроводностью на поверхности камеры сгорания и впрыск воды при высокой выходной мощности.

С экологической точки зрения, многие исследователи, автомобильные компании и международные организации осознали преимущества улучшения теплового КПД и сокращения выбросов двигателей, работающих на водороде [23, 43, 59, 91]. Нет сомнений в том, что H_2 производит самые низкие выбросы двигателя из любого из газообразных, жидких или биотопливных видов топлива, и, если двигатель будет форсирован, он, возможно, сможет обеспечить эквивалентный крутящий момент и мощность для бензинового двигателя без наддува. Современные двигатели потребуют лишь

незначительных модификаций, чтобы надежно работать на H_2 с долговечностью, эквивалентной нынешним двигателям SI. Наконец, вопреки распространенному мнению, водород является самым безопасным топливом по сравнению с бензином и метаном. Следовательно, чтобы изменить представление общества о водороде как об опасном топливе, необходимо соблюдать осторожность при обращении с водородом и его распределении, чтобы предотвратить несчастные случаи по неосторожности [21].

При рассмотрении данной работы мы ознакомились с проблемами применения водорода в современных автомобилях, а также, как двигатели с искровым зажиганием выделяют большие количества трех законодательно установленных выбросов NO_x , HC и CO. Их воздействие на здоровье человека и окружающую среду существенно. При современных технологиях, чтобы максимизировать как эффективность каталитического нейтрализатора, так и стабильность горения в камере сгорания, двигатель SI должен работать при стехиометрическом соотношении воздух-топливо. В этом режиме выбросы всех трех двигателей близки к максимальным. Самый эффективный способ снизить выбросы из двигателя и повысить термический КПД – это сжигание сверхбедных топливовоздушных смесей. Это означает работу при $\lambda = 2$ или выше.

Было объяснено, что существует ряд различных механизмов, которые могут помочь увеличить предел воспламеняемости обедненной топливовоздушной смеси. Повышенный уровень турбулентности может увеличить предел обедненной смеси (не превышающий 5% CoV IMEP) на 0,23 λ , но за счет увеличения насосных потерь. Замена всего 9% энергии сгорания водородом может увеличить предел обедненной смеси на 0,1 λ , в то время как заполнение камеры сгорания активными радикалами может расширить предел обедненной смеси с 1 до 2 λ , в зависимости от используемой технологии.

Очевидно, что много усилий и средств вкладывается в разработку технологий двигателей, в первую очередь потому, что мы упорно

продолжаем использовать топливо на основе углеводородов в качестве источника энергии. В конечном итоге должна быть создана водородная экономика, чтобы стабилизировать отношения между странами, сократить выбросы, производимые людьми, и установить равновесие в окружающей среде.

1.1.4 Влияние количества H_2 в предварительной камере на характеристики работы двигателя

Влияние количества H_2 (% H_2 от общей энергии) на характеристики ВСЖ-G было исследовано при трех различных соотношениях воздух-топливо: $\lambda = 1$, $\lambda = 1,6$ и $\lambda = 2$. Время зажигания поддерживалось постоянным при МВТ (таблица 1.5): 12, 25 и 40 ° до ВМТ, при которых оптимальные количества H_2 составляют 0, 0,5 и 3,5%. В этих условиях CoV IMEP, эффективность и NO_x сбалансированы наилучшим образом. Скорость подачи топлива в основную камеру также поддерживалась постоянной, и менялось только количество H_2 .

Предотвращение детонации ограничивает оптимальный угол опережения зажигания (МВТ) или увеличение запаса детонации может быть достигнуто за счет снижения требований к требуемому октановому числу (ТОЧ) двигателя. В литературе большинство результатов, опубликованных по ТОЧ (таблица 5), основано на экспериментальных результатах [89]. Диапазон испытаний, из которого были получены эти результаты, также представлен в таблице 5. Стоит отметить, что большинство параметров демонстрируют сильную линейную зависимость в пределах тестируемого диапазона, однако экстраполяция ТОЧ за пределы этого диапазона должна выполняться с осторожностью.

Влияние различных параметров на ТОЧ чрезвычайно сложное (Таблица 5). В этом исследовании показано, что двигатель ВСЖ с обедненной форсировкой способен создавать такое-же среднее эффективное давление (IMEP), чем его аналог SI. Следовательно, один из вопросов, возникающих в Таблице 5, звучит так: «Как изменяется ТОЧ при постоянном

IMEP (т.е. смесь становится бедной при повышении давления)?» Топинка и др. [27] экспериментально определили, что ТОЧ увеличивается при поддержании постоянного IMEP, поскольку смесь была обеднена (рисунок 3).

Таблица 5 – Влияние различных параметров на требования к октановому числу (ТОЧ) двигателя [89].

Параметры	Требование к октановому числу (ТОЧ)	Диапазон протестирован
Угол опережения зажигания	увеличение 1 ТОЧ / 1 ° детонация ограниченное опережение зажигания	0-30 CAD
Температура всасываемого воздуха	увеличить 1 ТОЧ / 7 ° С	20-90 ° С
Соотношение воздух-топливо	пики около 5% стехиометрического, уменьшает 2 ТОЧ / 0,1 λ)	12 - 26 AFR
Среднее давление на впуске (MAP)	повышение 3-4 ТОЧ / 10кПа	85 - 135 кПа
Степень сжатия (CR)	увеличить 5 ТОЧ / CR	5 - 12 CR
Противодавление выхлопных газов	увеличить 1 ТОЧ / 30 кПа	0 - 65 кПа
Температура охлаждающей жидкости	увеличить 1 ТОЧ / 10 ° С	70 - 110 ° С
Высота	уменьшение 1,4 ТОЧ / 300м уменьшение 2,5 ТОЧ / 300м	0 - 1800 м 1800 - 3600м
Влажность	уменьшите 1 ТОЧ при увеличении относительной влажности с 40% до 50% при 30 ° С	
Отложения двигателя	увеличьте 6-9 ТОЧ за срок службы двигателя	0 - 25000 км
Чрезмерный расход масла	увеличить до 12 ТОЧ в зависимости от стиля вождения	
Добавление H ₂	уменьшение 1 ТОЧ / добавлен 1% H ₂	0 - 12% H ₂ добавлено
Тип впрыска топлива	уменьшить 4 ТОЧ, когда DISI используется поверх MPI	
Площадь вытеснителей	уменьшите до 5 ТОЧ по мере увеличения площади вытеснителей	0 - 67% площадь сжатия
Форма камеры сгорания	снижение до 15 ТОЧ от цилиндрического до современного типа (полусферическая головка)	7,8-11 CR

Топинка и др. также показал для постоянного IMEP, что для каждого процента энергии топлива, замененного на H₂, ТОЧ уменьшается на единицу при постоянном IMEP (рисунок 4). Это означает, что ТОЧ для двигателя SI-G, работающего при $\lambda = 1,1$ (без добавления H₂), должен быть эквивалентен двигателю ВСЖ-G, работающему при $\lambda = 1,7$ при добавлении 3% H₂. Напротив, результаты этого тезиса фактически предполагают, что ТОЧ уменьшается при постоянном IMEP. В режиме ВСЖ-G около $\lambda = 1$ MVT ограничен по детонации, чего можно избежать, увеличив включение топлива. Однако, следуя любой из линий постоянного IMEP, можно ясно увидеть, что, хотя смесь становится бедной и давление во впускном коллекторе увеличивается, MVT больше не ограничивается детонацией. Это указывает на то, что в режиме ВСЖ-G ТОЧ уменьшается по мере того, как смесь обедняется при постоянной нагрузке.

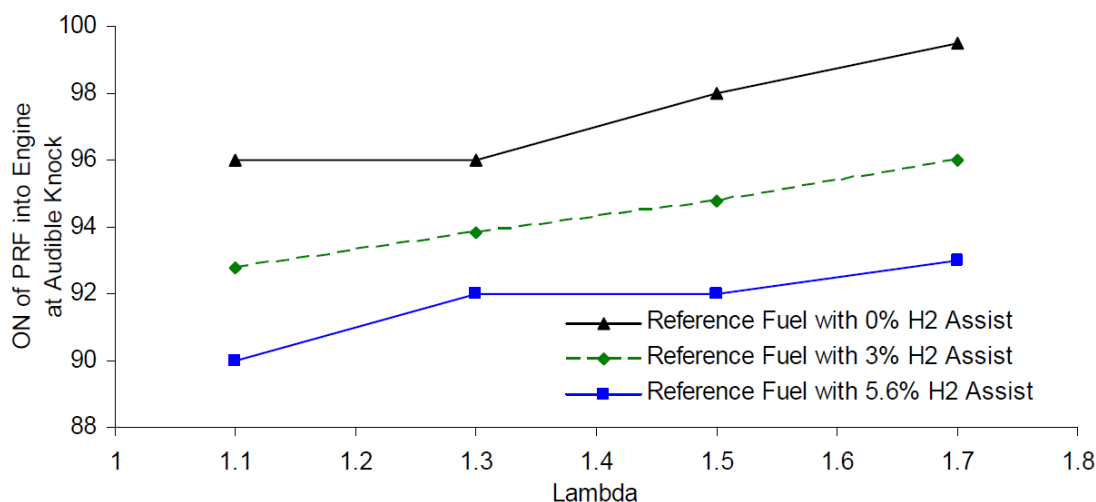


Рисунок 4 – Уменьшение октанового числа первичного эталонного топлива (PRF) на слышимом пределе детонации с добавлением H₂ и без него. Все точки данных находятся на уровне 850 кПа IMEP [93].

Таким образом, ВСЖ снижает ТОЧ при постоянной нагрузке, что означает, что работа в режиме ускоренного обеднения требует меньшего количества топлива во включенном состоянии, чем работа при той же нагрузке при $\lambda = 1$. Эта тенденция ВСЖ к снижению детонации в бедных смесях возможна, потому что струйное зажигание может стабилизировать

горение в бедных смесях и сократить продолжительность горения. Более того, добавление H_2 снижает вероятность детонации за счет еще большего уменьшения продолжительности горения [19] и потому, что октановое число у водорода выше, чем у бензина.

1.1.4.1 Стабильность горения

Как показано на рисунке 5, на стабильность горения явно не влияет количество H_2 при $\lambda = 1$. Напротив, использование H_2 становится необходимостью для поддержания хорошей стабильности горения в обедненных смесях. Когда $\lambda = 1,6$, минимальное необходимое количество H_2 составляет менее 0,5%, но при $\lambda = 2$ требуется 3,5%, чтобы поддерживать CoV IMEP < 5%. Интересно, что если CoV < 5% достигается при любом заданном λ , то увеличение количества H_2 не является полезным, поскольку стабильность горения улучшается очень мало.

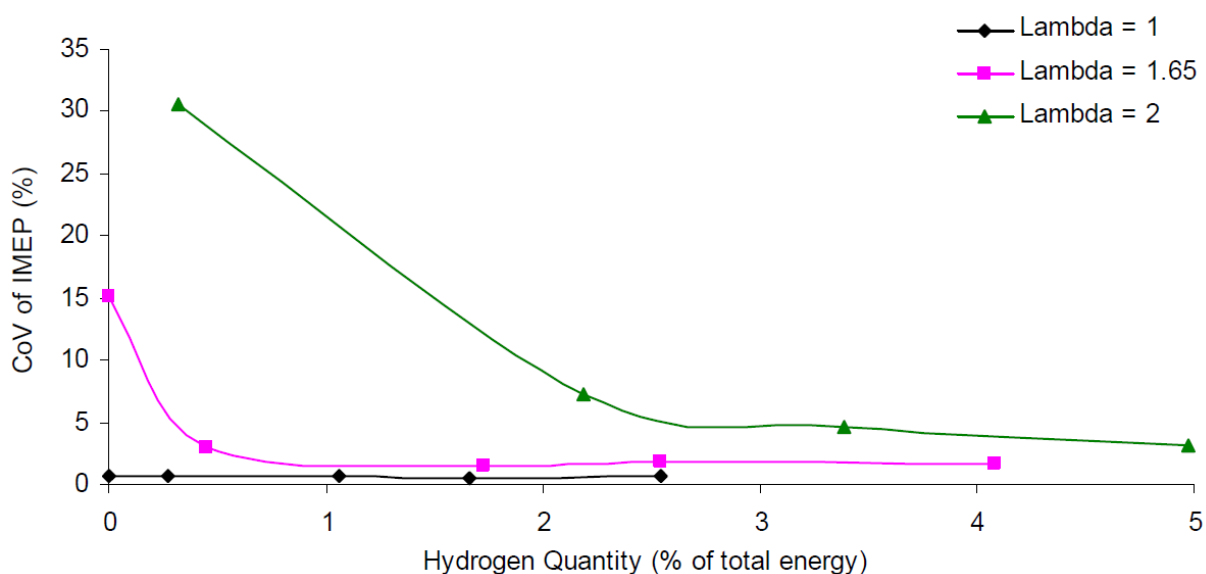


Рисунок 5 – CoV IMEP в зависимости от количества ВСЖ H_2 при различных значениях лямбда. (1800 об/мин, МВТ, степень сжатия (CR) = 9, среднее давление на впуске (MAP) = 90 кПа)

С коммерческой точки зрения отсутствие H_2 в транспортных средствах было нерешенной проблемой. Недавно разработанные бортовые устройства риформинга H_2 могут обеспечивать > 20% H_2 по объему при риформинге топлива на основе углеводородов. Это открывает немедленную возможность

изучения коммерциализации системы ВСЖ, поскольку она потребляет менее 4% H_2 в любой заданной точке нагрузки.

1.1.4.2 Тепловая эффективность

Следует напомнить читателю, что термический КПД в этой диссертации включает в себя как топливо в основной камере, так и в форкамере. Поскольку момент зажигания уже находится на оптимальном угле опережения зажигания (МВТ) при $\lambda = 1$ с 0% количества H_2 , тепловой КПД снижается по мере увеличения количества H_2 (рисунок 6). Это дополнительная энергия, которая уменьшает продолжительность горения на 6,8%, увеличивает местоположение пикового давления на 2 CAD и увеличивает величину пикового давления на 4%. Дополнительная энергия могла бы быть использована для поддержания теплового КПД за счет замедления времени зажигания, что, в свою очередь, увеличило бы IMEP.

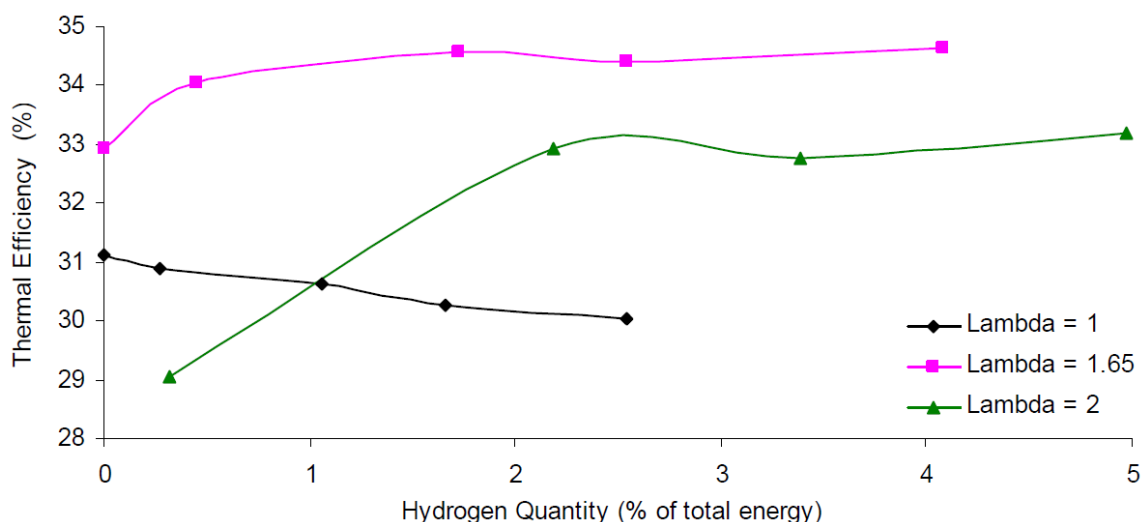


Рисунок 6 – Температурный КПД в зависимости от количества ВСЖ H_2 при различных значениях лямбда. (1800 об/мин, МВТ, CR = 9, MAP = 90 кПа)

При $\lambda = 1,6$ и $\lambda = 2$ оптимальное количество H_2 составляет 0,5% и 3,5%. Следовательно, любое уменьшение этих процентов приводит к снижению теплового КПД. Это ухудшение можно было бы улучшить, одновременно увеличив синхронизацию зажигания, чтобы получить новый МВТ для этих сокращенных энергетических циклов. Напротив, когда количество H_2

увеличивается от оптимальных 0,5% до 3,5%, термический КПД не изменяется. Это указывает на то, что небольшая дополнительная энергия преобразуется в полезную работу при высоких значениях λ без необходимости перенастраивать время зажигания.

1.1.4.3 Токсичность отработавших газов

Выбросы HC и CO при $\lambda = 1$ не изменяются с увеличением количества H_2 . Однако выбросы NO_x увеличиваются до 21% (рисунок 7 – 9). Это может быть связано с более высокими локальными температурами, создаваемыми присутствием H_2 , а также с повышенной концентрацией радикалов H и OH в струе ВСЖ, которые увеличивают скорость образования NO_x . На рисунке 7 колебания CO обусловлены работой при $\lambda = 1$, где образование CO чрезвычайно чувствительно к соотношению воздух-топливо (см. работу [12], где $\lambda = 0,99$ производит на 40% больше CO, чем $\lambda = 1,01$)

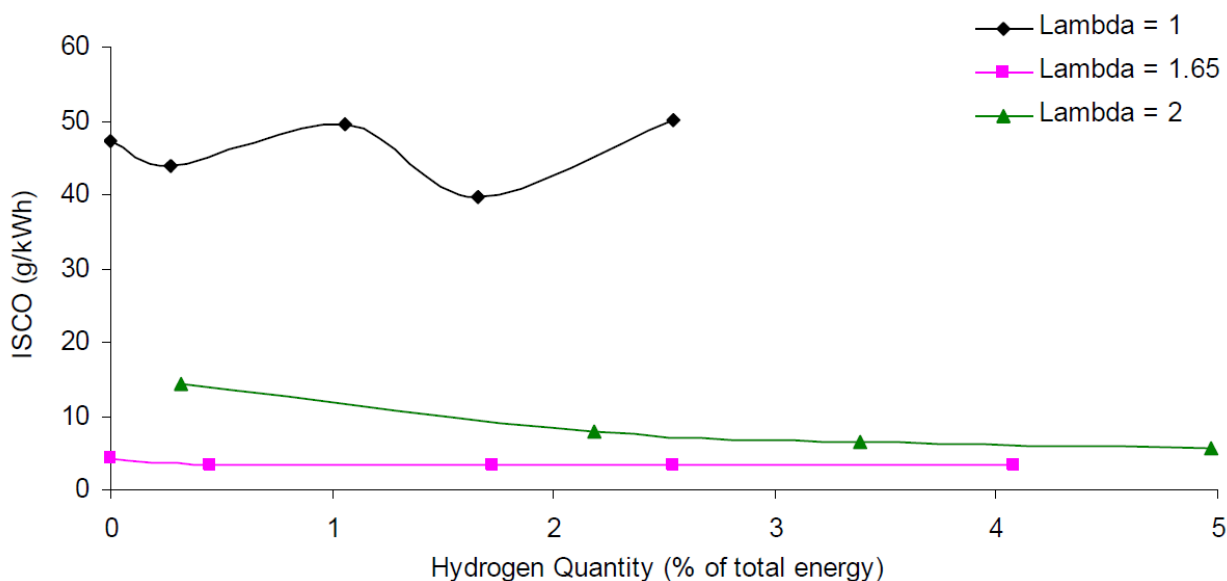


Рисунок 7 – Выбросы ISCO в зависимости от количества ВСЖ H_2 при различных значениях лямбда. (1800 об/мин, MBT, CR = 9, MAP = 90 кПа)

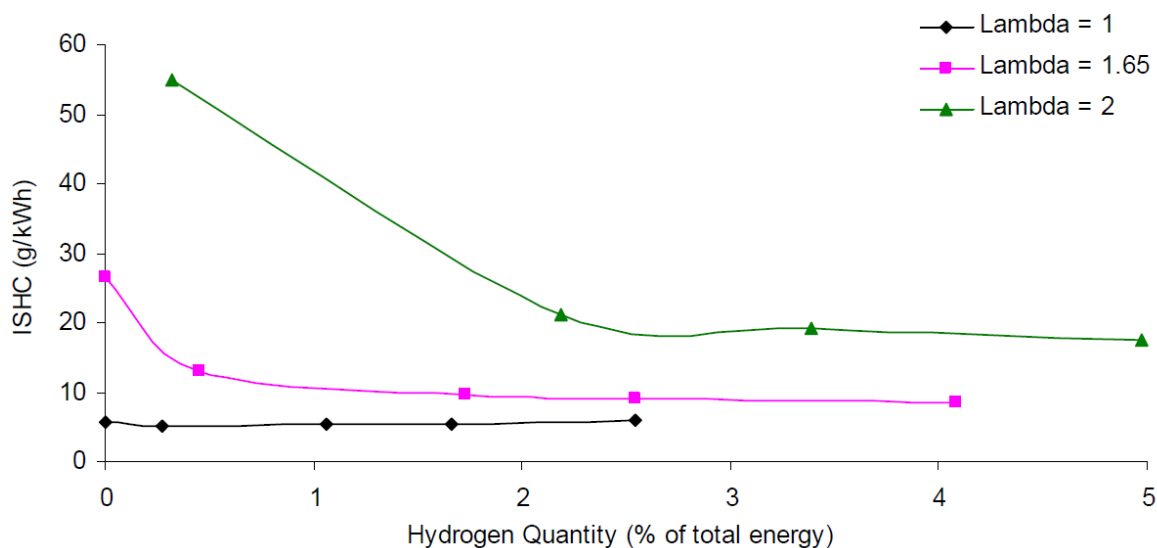


Рисунок 8 – Выбросы ISHC в зависимости от количества ВСЖ H₂ при различных значениях лямбда. (1800 об/мин, МВТ, CR = 9, MAP = 90 кПа)

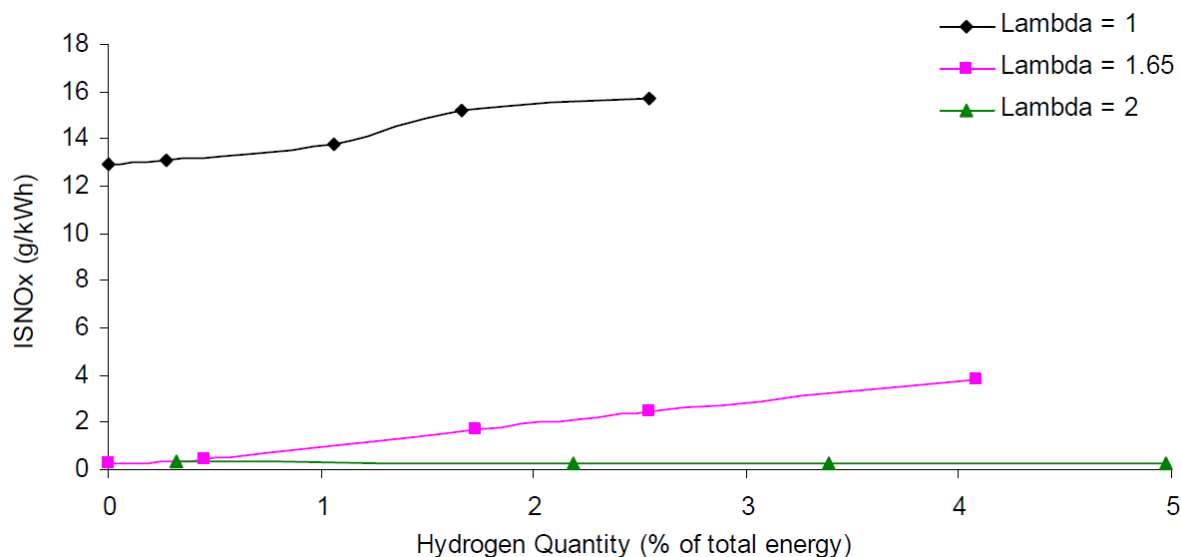


Рисунок 9 – Выбросы ISNO_x в зависимости от количества ВСЖ H₂ при различных значениях лямбда. (1800 об/мин, МВТ, CR = 9, MAP = 90 кПа)

При $\lambda = 1,6$ и $\lambda = 2$ увеличение количества H₂ снижает выбросы СО и НС из-за повышения температуры сгорания. При $\lambda = 1,6$ пиковая температура увеличивается с 1995 до 2098 К (рисунок 10), что увеличивает выбросы NO_x с 0,3 до 3,8 г/кВт ч. Это более чем десятикратное увеличение выбросов NO_x, что подчеркивает чувствительность NO_x к увеличению количества H₂ с 0,5% до 4%. При $\lambda = 2$ чувствительность NO_x к увеличению количества H₂ незначительна. Хотя пиковая температура сгорания увеличивается с 1870 до 1999 К, это мало влияет на образование NO_x при $\lambda = 2$, поскольку

температура все еще достаточно низкая, чтобы поддерживать низкую скорость образования NO_x . С коммерческой точки зрения такая нечувствительность к количеству H_2 при $\lambda = 2$ очень желательна, поскольку она позволяет разработать и реализовать относительно простую и простую стратегию добавления H_2 в блок управления двигателем.

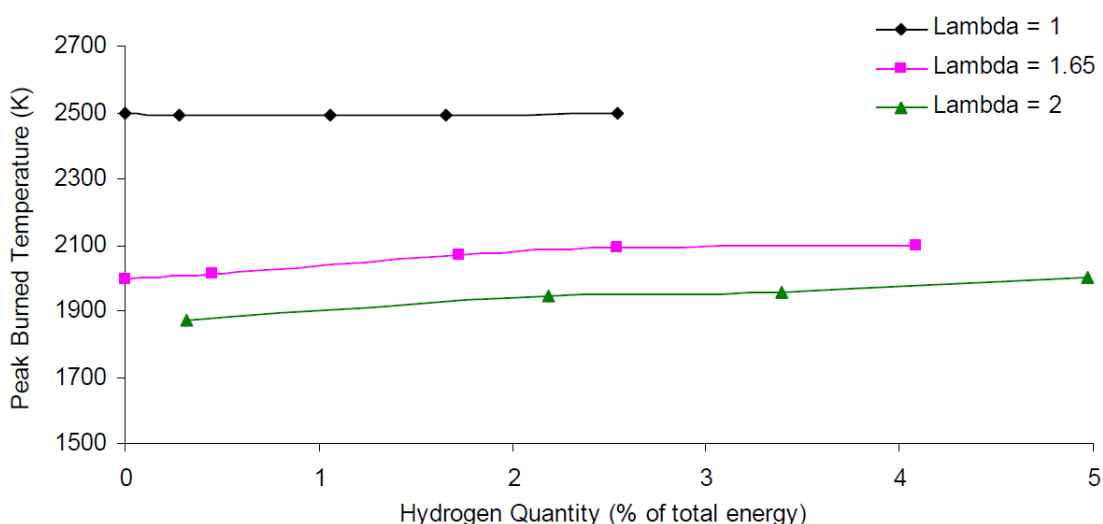


Рисунок 10 – Пиковая температура сгорания в зависимости от количества ВСЖ H_2 при различных значениях лямбда. (1800 об/мин, МВТ, CR = 9, MAP = 90 кПа)

Следует отметить, что величина выбросов CO при $\lambda = 2$ в два раза выше, чем при $\lambda = 1,65$. Это происходит из-за более низких температур горения при $\lambda = 2$, когда углеводороды частичного окисления трещин, закалки и масляного слоя выходят в конце цикла и остаются не полностью окисленными. Тем не менее, более высокий уровень CO следует рассматривать в перспективе, поскольку уровни CO при $\lambda = 2$ составляют одну десятую от уровней при $\lambda = 1$.

1.1.4.4 Продолжительность горения

При $\lambda = 1$ по мере увеличения количества H_2 общая продолжительность горения уменьшается на 6,8%, а продолжительность горения первых 10% массовой доли уменьшается на 8,5% (рисунок 11 – 13). При $\lambda = 1,6$, когда

количество H_2 увеличивается с 0,5% до 4%, общая продолжительность горения уменьшается на 21%, а продолжительность горения 0-10% - на 20%. При $\lambda = 2$ полученные результаты составляют 20% и 22% соответственно.

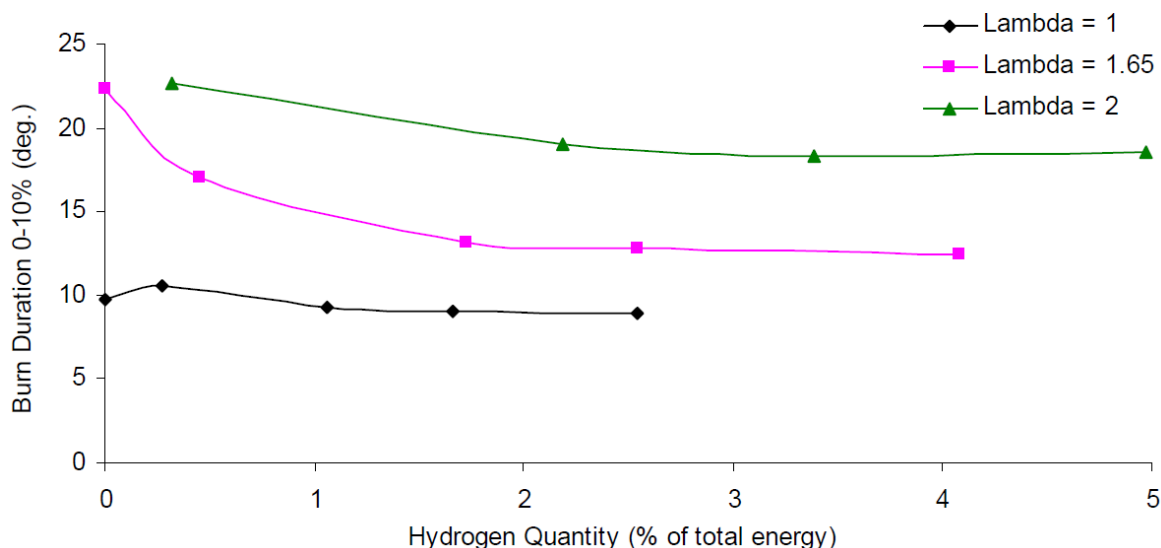


Рисунок 11 – Продолжительность горения - 0-10% в зависимости от количества ВСЖ H_2 при различных значениях лямбда. (1800 об / мин, МВТ, CR = 9, MAP = 90 кПа)

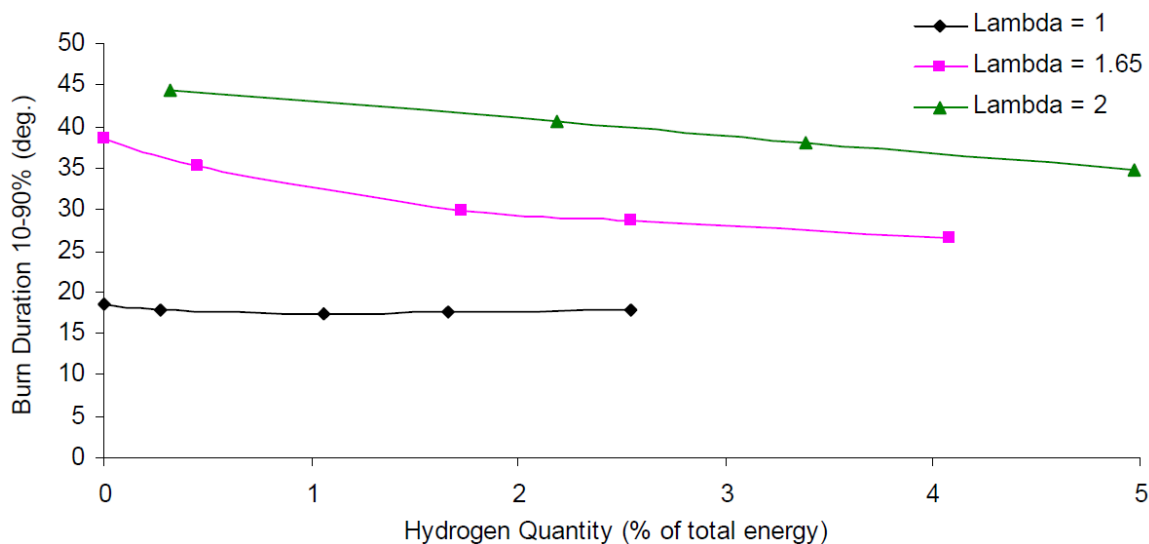


Рисунок 12 – Продолжительность горения - 10-90% в зависимости от количества ВСЖ H_2 при различных значениях лямбда. (1800 об/мин, МВТ, CR = 9, MAP = 90 кПа)

Наиболее нежелательным эффектом короткой продолжительности горения является то, что оно может увеличить скорость повышения давления до уровней, при которых горение становится слышимым (> 500 кПа/град.). К

счастью, при $\lambda = 1$, где наблюдается самый высокий рост давления, независимо от количества H_2 скорость повышения давления составляет примерно 170 кПа/град (рисунок 14). При $\lambda = 1,6$ и $\lambda = 2$ скорость повышения давления увеличивается с 55 кПа/град. до 118 кПа/град. и от 61 кПа/град. до 100 кПа/град. соответственно, что подчеркивает эффективность ВСЖ в повышении скорости сжигания обедненной смеси.

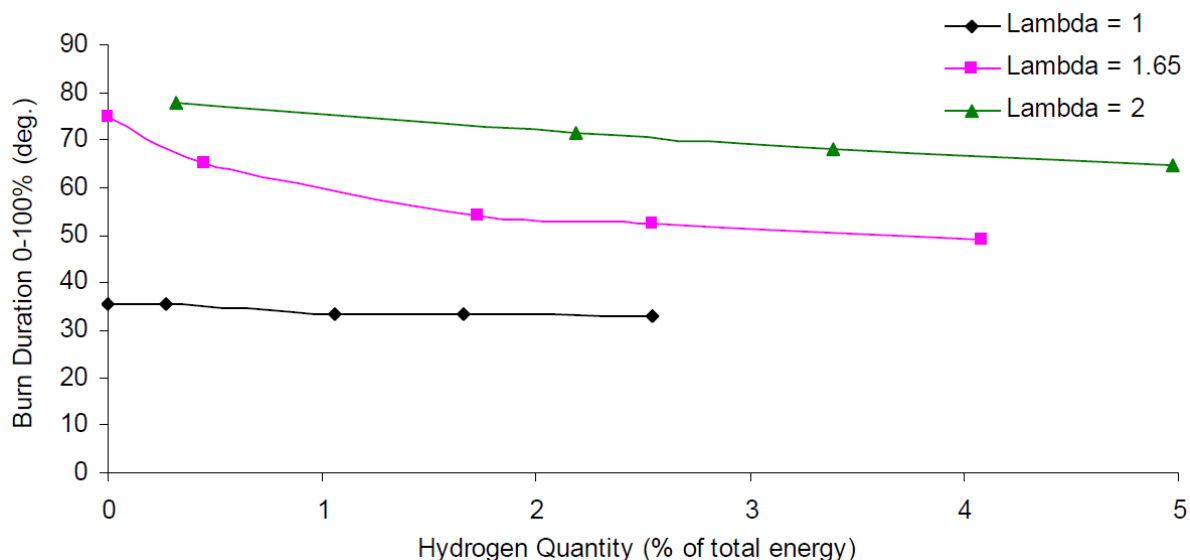


Рисунок 13 – Продолжительность горения - 0-100% в зависимости от количества ВСЖ H_2 при различных значениях лямбда. (1800 об/мин, МВТ, CR = 9, MAP = 90 кПа)

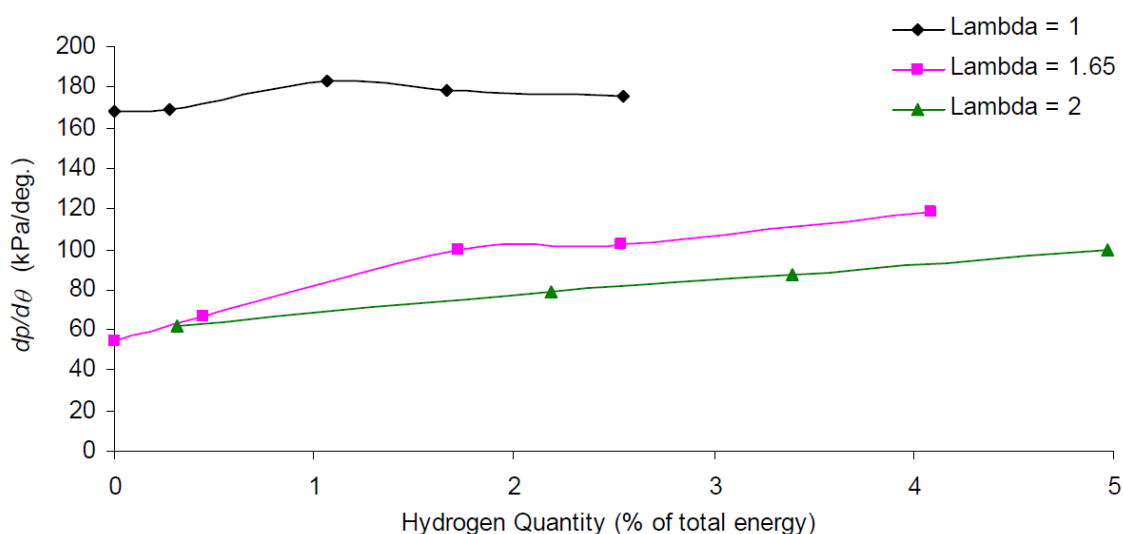


Рисунок 14 – Скорость роста давления в зависимости от количества ВСЖ H_2 при различных значениях лямбда. (1800 об/мин, МВТ, CR = 9, MAP = 90 кПа)

1.1.4.5 Влияние числа оборотов двигателя

Влияние частоты вращения двигателя на производительность ВСЖ было исследовано при 1200 и 1800 об/мин. На этих двух оборотах двигателя MAP был установлен на 50 и 90 кПа, МВТ поддерживался при всех λ -условиях, а количество H_2 варьировалось от 0% до 3,5%.

CoV IMEP, кажется, уменьшается по мере увеличения MAP на обеих оборотах двигателя (рисунок 15), особенно при высоких значениях λ . Это ожидается, поскольку уровень остаточной фракции выхлопных газов уменьшается с увеличением MAP. Это означает, что уровень разбавления снижается, что, в свою очередь, увеличивает скорость и стабильность пламени, особенно на ранних стадиях развития пламени. При MAP 50 кПа до $\lambda = 1,9$ скорость не влияет на CoV IMEP. По мере уменьшения скорости при MAP = 50 кПа и $\lambda > 1,6$ CoV IMEP уменьшается. Это особенно важно, когда двигатель работает на холостом ходу, поскольку в этот момент и частота вращения, и максимальное давление в атмосферном воздухе низкие.

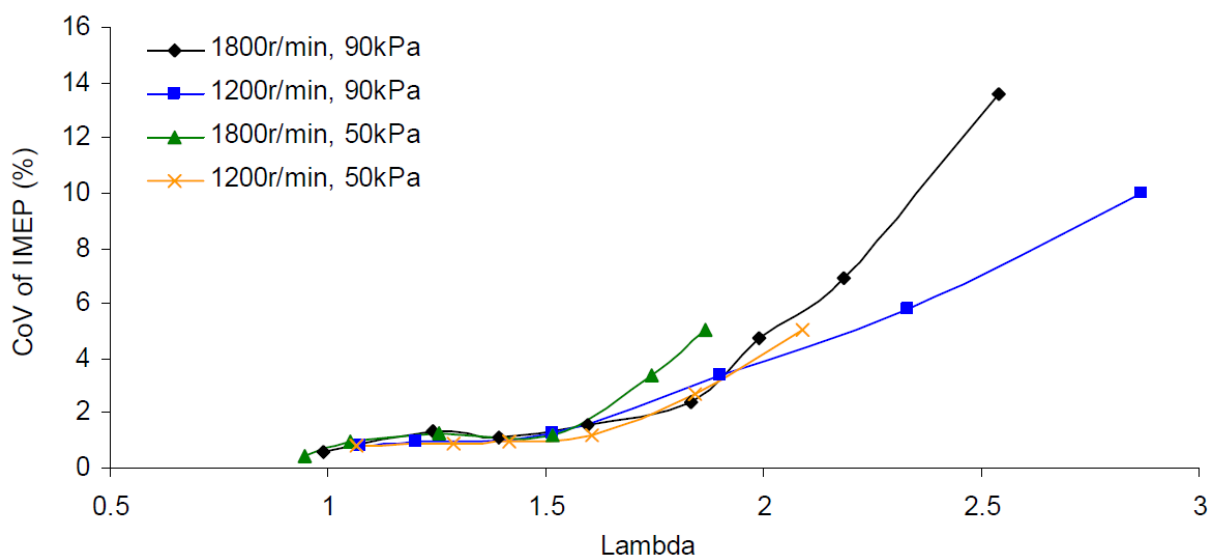


Рисунок 15 – CoV IMEP в сравнении с Lambda при разных оборотах двигателя. (МВТ, CR = 9)

При заданной частоте вращения двигателя термический КПД явно снижается по мере уменьшения MAP из-за увеличения насосных потерь (рисунок 16). Интересно отметить, что при MAP = 50 кПа снижение частоты

вращения двигателя дополнительно снижает тепловой КПД, вызванное увеличением количества остаточных газов. Высокий уровень остаточных газов снижает скорость пламени, что увеличивает продолжительность горения, тем самым увеличивая доступное время для потери тепла через головку цилиндра, поршень и стенки [95]. При MAP = 90 кПа это явление не наблюдается, потому что очень небольшое количество остаточных газов остается в камере сгорания. При 1800 об/мин и $\lambda > 2$, когда MAP уменьшается, термический КПД также падает. Это происходит преимущественно из-за снижения стабильности горения, что увеличивает количество несгоревшего топлива.

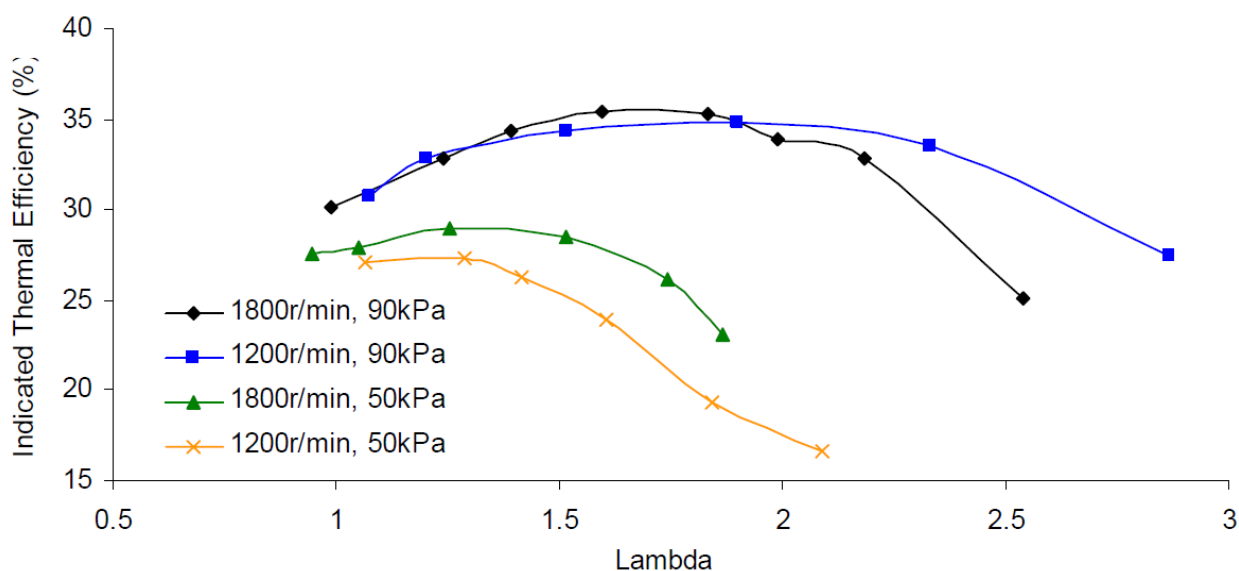


Рисунок 16 – Температурный КПД в зависимости от лямбды при разных оборотах двигателя. (MBT, CR = 9)

Выбросы углеводородов увеличиваются с увеличением λ независимо от оборотов двигателя или MAP (рисунок 17). Это происходит из-за увеличения закалочного зазора и снижения температуры пламени. Выбросы углеводородов при любом заданном λ выше при более низком MAP из-за увеличения доли остаточного газа в камере сгорания, что снижает температуру пламени. Как и ожидалось, существует очень сильная корреляция увеличения выбросов HC по мере увеличения CoV IMEP.

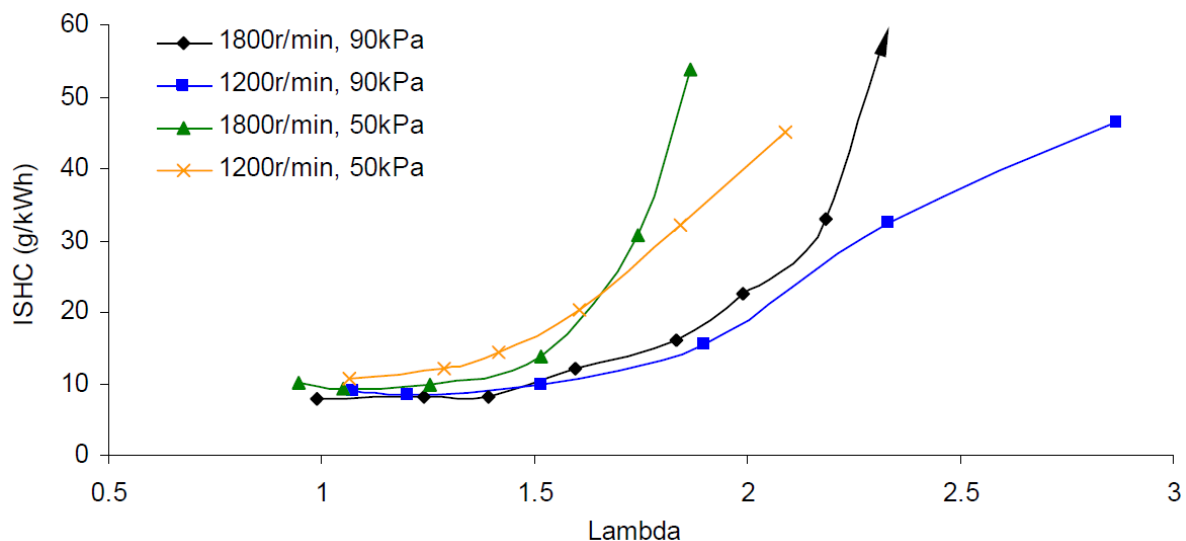


Рисунок 17 – ISHC в зависимости от лямбды при разных оборотах двигателя. (МВТ, CR = 9)

При MAP = 90 кПа выбросы NO_x мало изменяются в зависимости от частоты вращения двигателя, особенно в районе оптимального значения λ, равного 1,9 (рисунок 18).

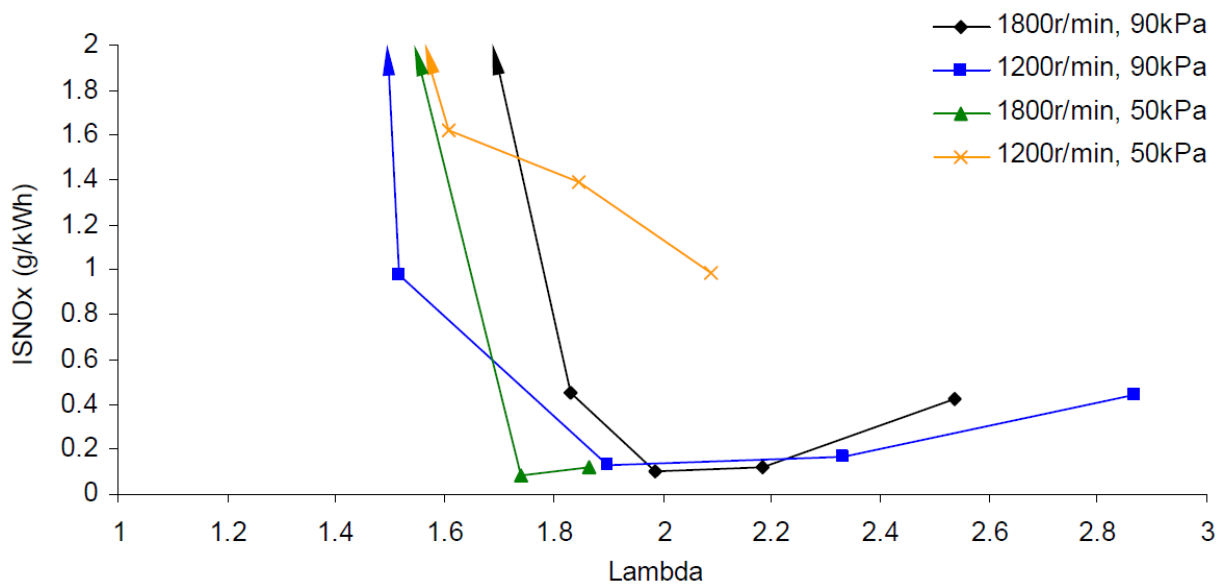


Рисунок 18 – ISNO_x в зависимости от лямбды при разных оборотах двигателя. (МВТ, CR = 9)

При MAP = 50 кПа при снижении частоты вращения двигателя с 1800 об/мин до 1200 об/мин выбросы NO_x увеличиваются почти в 10 раз. Это происходит из-за увеличения доли остаточного газа при низких оборотах

двигателя, что снижает скорость пламени. Это приводит к тому, что МВТ доводится до 50° до ВМТ, что, в свою очередь, увеличивает температуру сгорания. Следовательно, высокие выбросы NO_x и низкие выбросы углеводородов наблюдаются при 1200 об/мин при MAP = 50 кПа.

1.1.4.6 Влияние угла опережения зажигания

Влияние момента зажигания на характеристики ВСЖ было исследовано при трех различных соотношениях воздух-топливо ($\lambda = 1, 1,62$ и 2) и по сравнению с базовым двигателем SI с $\lambda = 1$. Все остальные параметры двигателя оставались неизменными, что дало следующие результаты.

Стабильность сгорания двигателя SI увеличивается по мере увеличения угла опережения зажигания (рисунок 19) с самым низким значением CoV 1,41% по сравнению с 0,43% для ВСЖ при $\lambda = 1$. При $\lambda = 1$ ВСЖ также обеспечивает лучшую стабильность горения при температуре от 20° до ВМТ до ВМТ. Однако при -5° и 25° до ВМТ ВСЖ становится неприемлемо нестабильным. При -5° до ВМТ AFR предкамеры, вероятно, будет аналогичен основной камере (много бензина с небольшим количеством H_2), и она также начинает опорожняться, поскольку поршень находится на такте расширения.

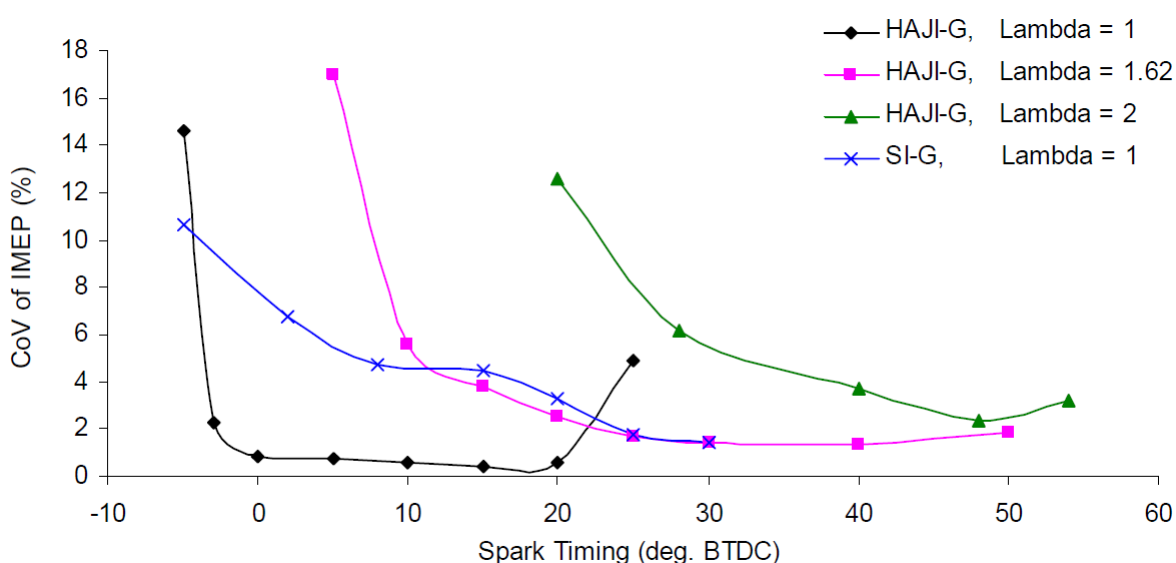


Рисунок 19 – CoV IMEP в зависимости от времени зажигания - ВСЖ в сравнении с SI. (1800 об / мин, CR = 9, MAP = 90 кПа)

Считается, что такая комбинация приводит к образованию струи, у которой отсутствует импульс и активные радикалы; следовательно, CoV резко возрастает до 15%. Горение также становится нестабильным, если момент зажигания был установлен на 25° до ВМТ. Считается, что это происходит из-за отсутствия потока воздуха из основной камеры в форкамеру перед зажиганием, что приводит к чрезмерно богатой топливом форкамере, которая имеет низкую воспламеняемость.

При $\lambda = 1,62$ и $\lambda = 2$ CoV неуклонно увеличивается, поскольку синхронизация зажигания замедляется. Это происходит из-за одновременного выхода H_2 в основную камеру и выхода из предкамеры, когда она заполнена обедненной смесью основной камеры. Следовательно, при задержке зажигания струя H_2 превращается в струю бедного H_2 -бензина, в которой отсутствуют высокая температура пламени, импульс и активные радикалы [23]. Чтобы улучшить характеристики ВСЖ при задержке момента зажигания, можно использовать увеличенное количество водорода для поддержания оптимально обогащенной предкамеры H_2 .

В отличие от смеси с $\lambda = 1$, при $\lambda = 1,62$ и $\lambda = 2$ момент зажигания может быть увеличен до 40° и 50° , прежде чем предварительная камера станет чрезмерно богатой топливом. Это ожидается, поскольку в предварительную камеру поступает больше свежего воздуха из-за бедного состояния основной камеры.

В целом, стабильность горения достигается более чем на 20 градусов угла поворота коленчатого вала до ВМТ (CAD) при $\lambda = 1$ в стандартном режиме работы двигателя с искровым зажиганием (SI), и в зависимости от λ ВСЖ обеспечивает окно синхронизации зажигания от 20 до 35 CAD. С точки зрения оптимизации двигателя предпочтительным является большее окно синхронизации зажигания, поскольку оно предоставляет больше возможностей для поиска баланса между оптимальной эффективностью и выбросами.

В режиме SI МВТ происходит при 25° угла опережения зажигания (BTDC), а термический КПД чрезвычайно чувствителен к времени (рисунок 20). Он варьируется от 17% до 31%. Напротив, тепловой КПД системы ВСЖ относительно нечувствителен к времени зажигания при заданном λ , особенно в районе пикового теплового КПД. Это означает, что МВТ происходит в диапазоне времени зажигания, а не при определенном угле поворота коленчатого вала. Это большое преимущество, когда двигатель одновременно оптимизирован с точки зрения производительности и низкого уровня выбросов, поскольку снижение теплового КПД сводится к минимуму. При $\lambda = 1, 1,62$ и 2 МВТ происходит при $12^\circ, 25^\circ$ и 40° до ВМТ соответственно, а в диапазоне отношение массы топлива к массе воздуха (AFR) и термический КПД изменяется от 25% до 34%.

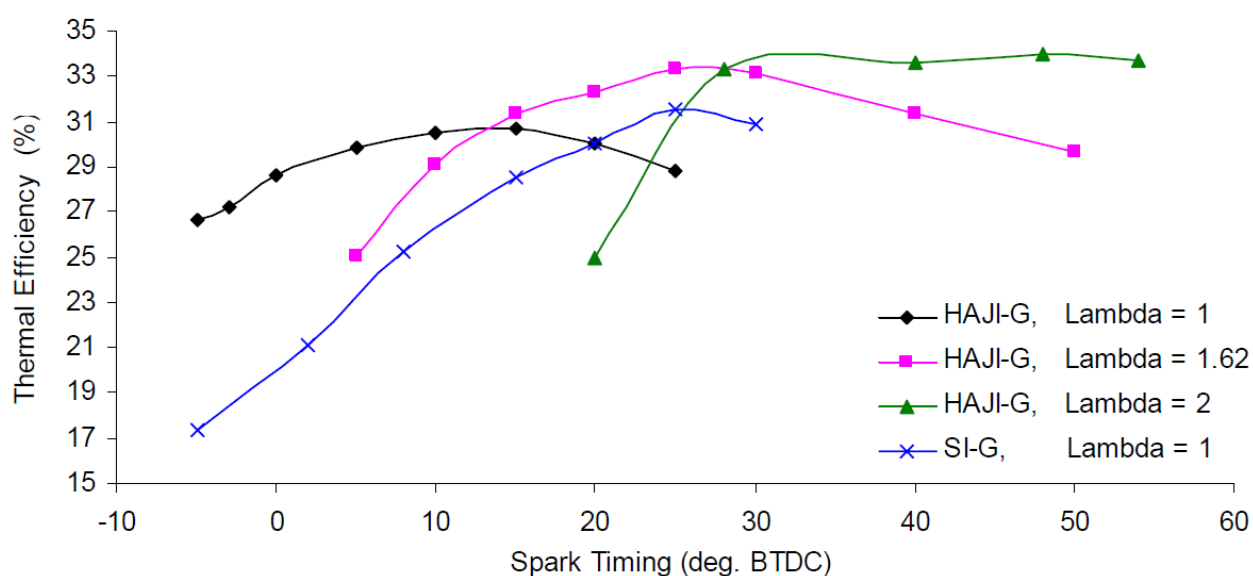


Рисунок 20 – Температурный КПД в зависимости от времени зажигания - ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об / мин, CR = 9, MAP = 90 кПа)

Двигатель с $\lambda = 1$ SI производит меньше выбросов углеводородов, чем двигатель ВСЖ при $\lambda = 1, \lambda = 1,62$ и $\lambda = 2$ (рисунок 21). Как правило, выбросы углеводородов в двигателе SI увеличиваются до 20%, поскольку время зажигания замедляется. Напротив, выбросы углеводородов системы ВСЖ строго следуют тенденции CoV IMEP. Это означает более высокие

выбросы углеводородов при более поздней установке угла опережения зажигания и более низкие выбросы углеводородов при более поздней установке опережения зажигания. Причина, по которой выбросы углеводородов в двигателе ВСЖ настолько высоки, объясняется как минимум двумя механизмами. Первый – это увеличение объема щели в объеме предкамеры ВСЖ, а второй – увеличение закалочного зазора с увеличением λ . Тем не менее, важно помнить, что даже несмотря на то, что система ВСЖ может выделять в 3 раза больше выбросов углеводородов при $\lambda = 2$, чем двигатель SI при $\lambda = 1$, тепловой КПД ВСЖ по-прежнему превосходит SI.

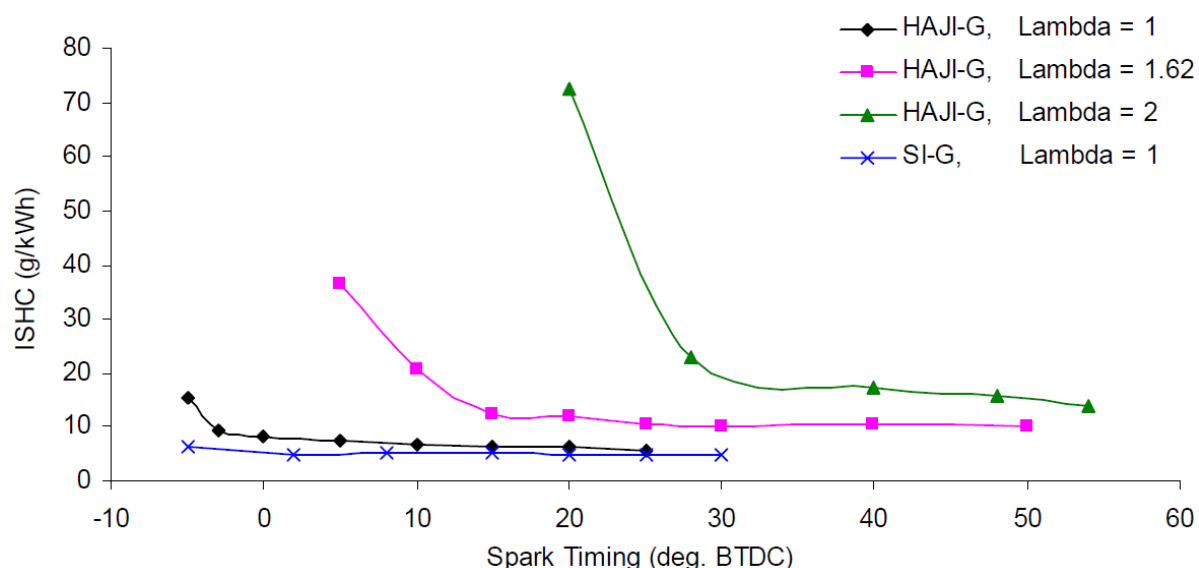


Рисунок 21 – Выбросы ISHC в зависимости от времени зажигания - ВСЖ в сравнении с SI. (1800 об / мин, CR = 9, MAP = 90 кПа)

Выбросы CO в ВСЖ при $\lambda = 1$ выше, чем SI (рисунок 22), и это потому, что AFR не совсем то же самое, а CO чрезвычайно чувствителен к AFR вблизи $\lambda = 1$. При более внимательном рассмотрении выясняется, что ВСЖ фактически работал при $\lambda = 0,99$, а SI работал при $\lambda = 1,01$. Экспериментальные результаты показывают, что смесь с $\lambda = 0,99$ обычно производит на 40% больше выбросов CO, чем смесь с $\lambda = 1,01$ (рисунок 23).

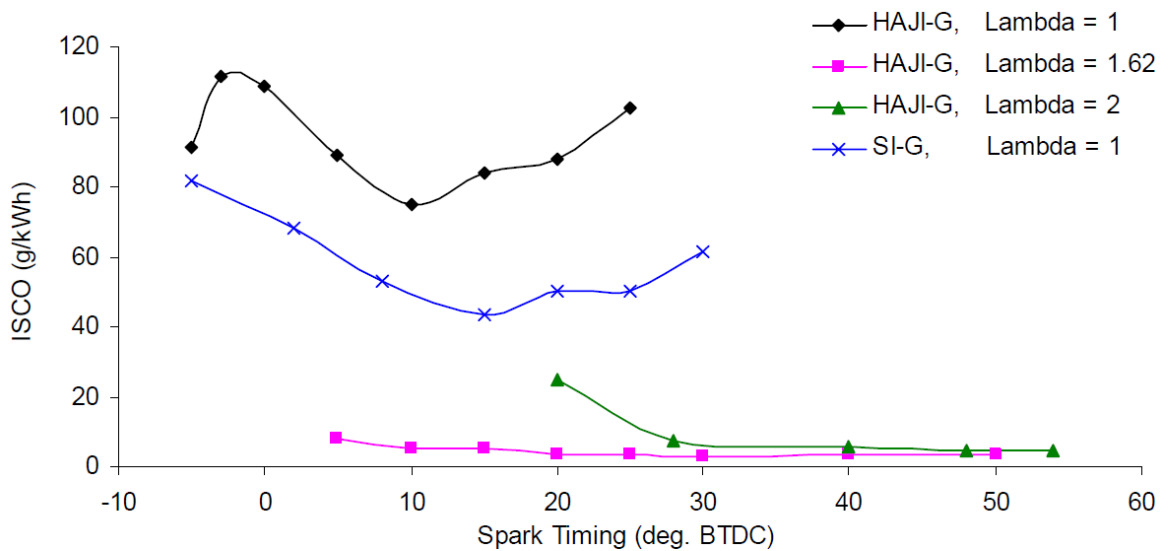


Рисунок 22 – Выбросы ISCO в зависимости от времени зажигания - ВСЖ в сравнении с SI. (1800 об / мин, CR = 9, MAP = 90 кПа)

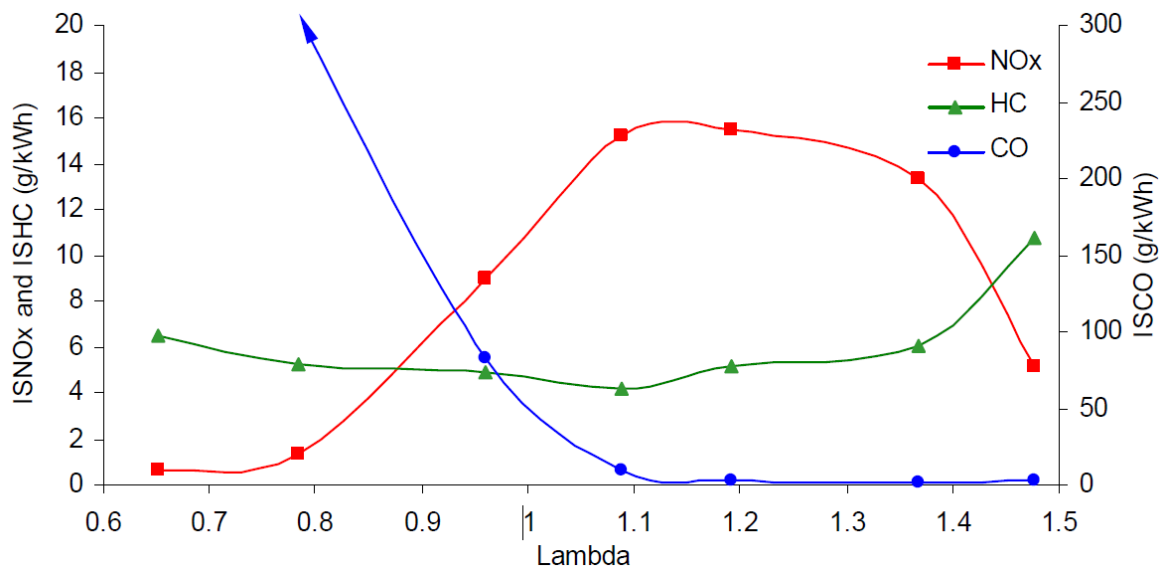


Рисунок 23 – Токсичность двигатель CFR SI при работе на бензине при частоте вращения 1800 об/мин, CR = 9, MAP = 90 кПа, МВТ.

Другой причиной более высокого содержания CO в режиме ВСЖ является то, что температура сгорания немного выше SI (рисунок 24), что способствует образованию CO. Смесь с $\lambda = 1,62$ дает самые низкие уровни CO, но смеси с $\lambda = 2$ производятся в избытке. на 50% больше CO. Общая тенденция для всех режимов состоит в том, что CO увеличивается по мере замедления времени зажигания в бедных смесях, тогда как при $\lambda = 1$ минимальное количество CO образуется при температуре около 10-15 ° до

ВМТ и увеличивается при увеличении времени зажигания или отстает от этого минимума.

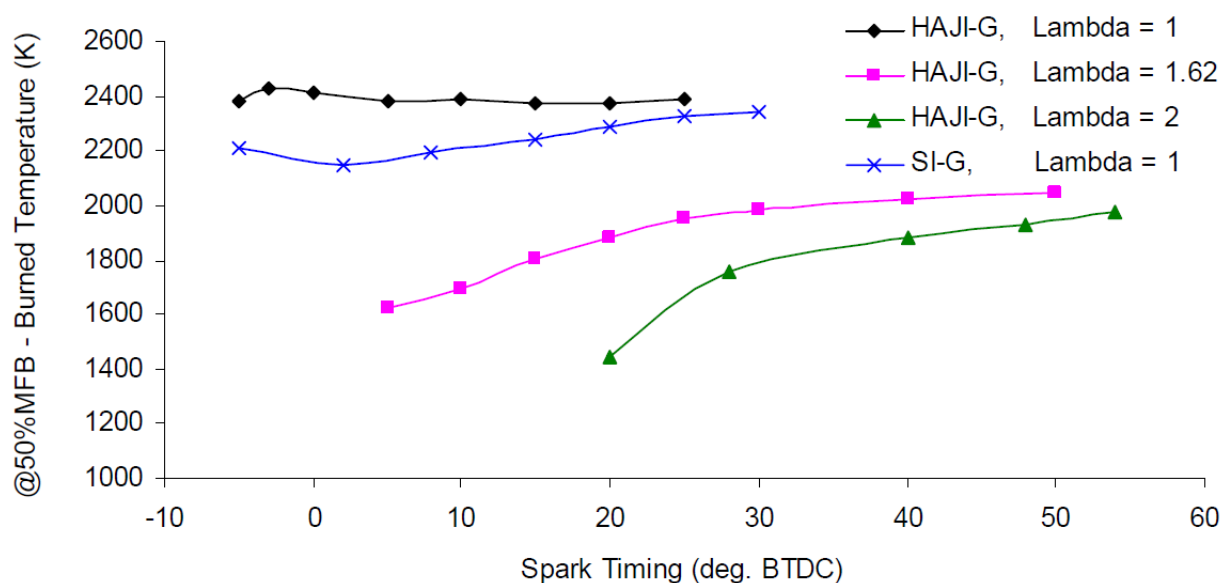


Рисунок 24 – Температуры сгорания при 50% MFB в зависимости от времени зажигания - ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, CR = 9, MAP = 90 кПа)

На выбросы NO_x сильно влияет время зажигания, а скорость увеличения NO_x сильно зависит от λ (рисунок 25). При $\lambda = 1$ ВСЖ производит больше NO_x , чем его аналог в системе SI, в основном из-за более высоких температур сгорания (рисунок 24). Увеличение времени зажигания приводит к увеличению выбросов NO_x на 50% при $\lambda = 1$, и аналогичные тенденции также можно наблюдать при $\lambda = 2$.

При $\lambda = 1,62$ оптимальное время зажигания (МВТ) с точки зрения теплового КПД составляет 25° до ВМТ. На данный момент $\text{NO}_x = 1,92$ г/кВт ч. Если отсрочить время от МВТ до 15° до ВМТ, температура сгорания упадет на 50% MFB с 1951К до 1807К, что приведет к снижению уровня выбросов NO_x до 0,4 г/кВт ч. Это примерно 5-кратное сокращение выбросов NO_x из двигателя при уменьшении экономии топлива всего на 3,2%. Это все еще увеличение экономии топлива на 6,4% по сравнению с двигателем с $\lambda = 1$ SI. С точки зрения оптимизации двигателя, оптимальное время зажигания

выбирается при выходе NO_x , который удовлетворяет нормативам по выбросам на момент калибровки.

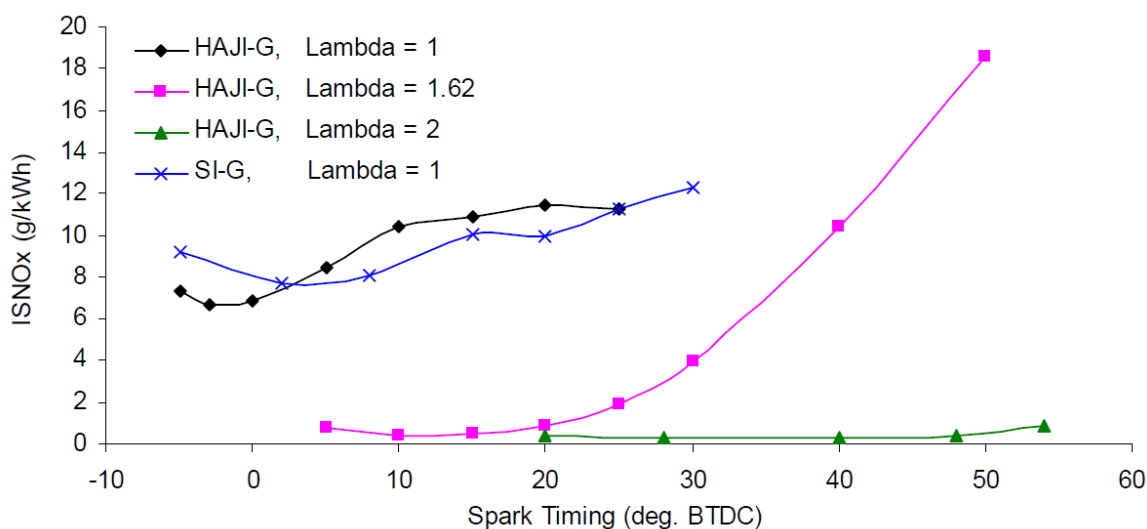
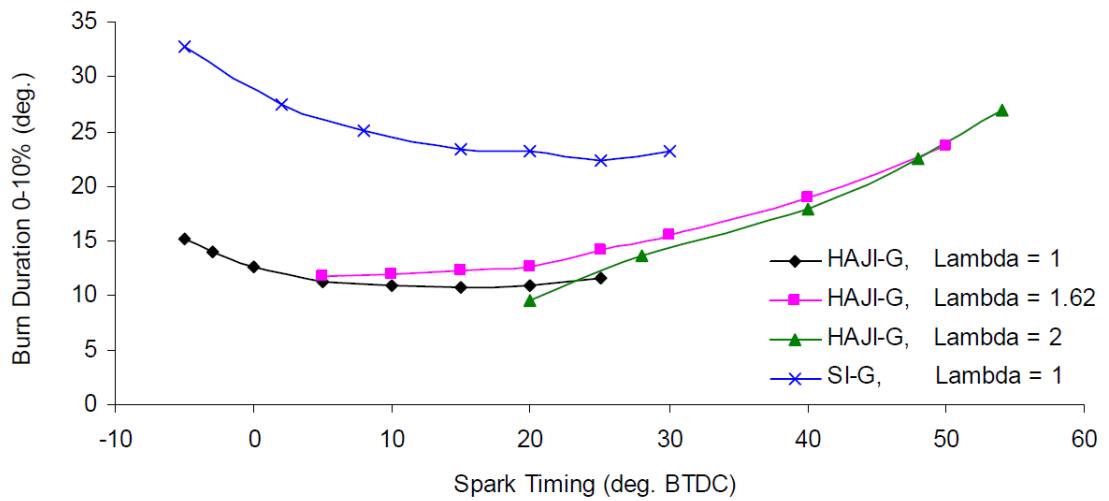


Рисунок 25 – Эмиссия ISNO_x в зависимости от времени зажигания - ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, CR = 9, MAP = 90 кПа)

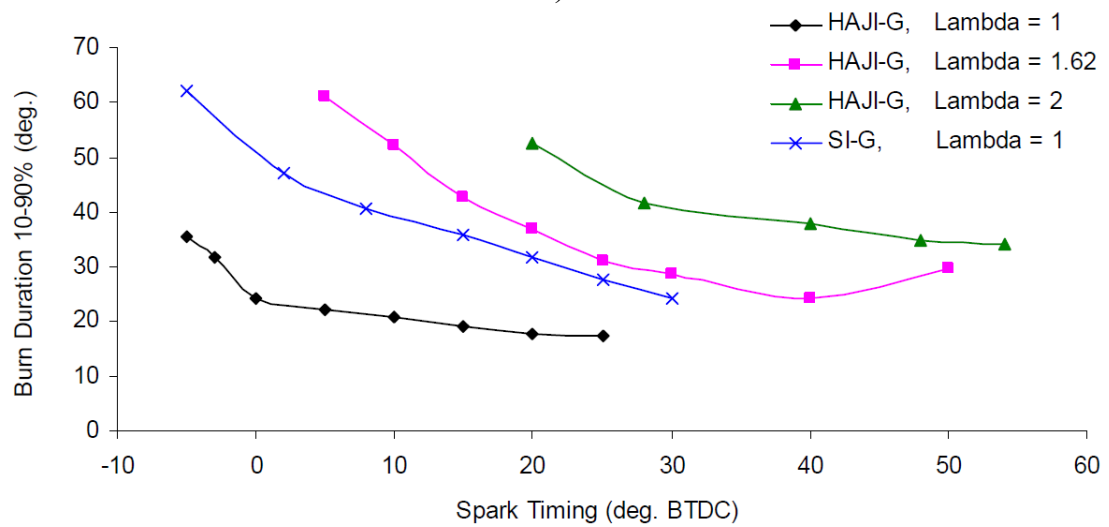
Интересно, что при $\lambda = 1,62$ выбросы NO_x могут достигать уровня 18 г/кВт ч, когда время зажигания увеличивается до 50° до ВМТ. Это в 45 раз больше уровней NO_x по сравнению с измерениями, выполненными при 15° до ВМТ. Это связано с наличием высоких уровней O_2 и увеличением температуры сгорания и времени пребывания, что создает идеальные условия для высокой скорости образования NO_x .

Продолжительность MFB 0–10% сильно зависит от времени зажигания при всех λ -условиях (рисунок 26). Даже при $\lambda = 2$ ВСЖ потребляет смесь быстрее, чем его аналог SI, работающий при $\lambda = 1$. Фактически при $\lambda = 1$ ВСЖ потребляет смесь в 2 раза быстрее, чем двигатель SI для всех значений момента зажигания.

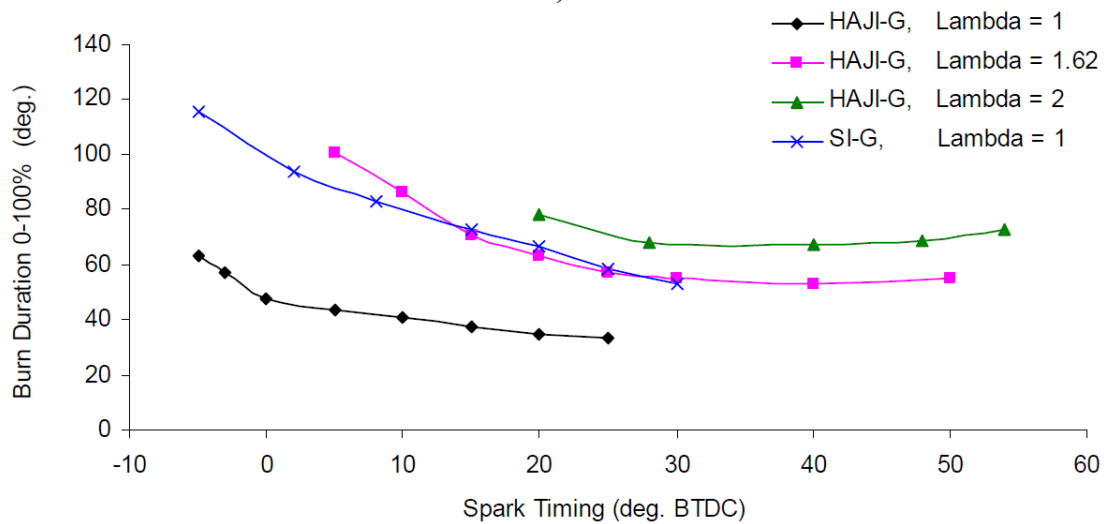
Продолжительность горения 0-10% увеличивается, поскольку синхронизация зажигания задерживается в режиме SI при $\lambda = 1$.



а)



б)



в)

Рисунок 26 – Продолжительность горения в зависимости от времени зажигания, (а) 0-10%, (б) 10-90%, (в) 0-100% - ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, CR = 9, MAP = 90 кПа)

Это может быть связано с уменьшением уровней турбулентности по мере приближения поршня к ВМТ и увеличением давления в цилиндре, что увеличивает теплопередачу, а также уменьшает величину искрового разряда, что, следовательно, уменьшает размер ядра пламени. ВСЖ при $\lambda = 1$ не подвержен этому явлению, так как основной заряд камеры воспламеняется струей. Продолжительность горения увеличивается только тогда, когда зажигание происходит после ВМТ, и в этот момент CoV_{IMEP} быстро увеличивается. Интересно отметить, что при $\lambda = 1,62$ и $\lambda = 2$ продолжительность горения уменьшается, поскольку синхронизация зажигания замедляется. Это происходит из-за увеличения плотности несгоревшего заряда. Фактически от 20° до 50° плотность увеличивается примерно вдвое. Это означает, что, когда струя входит в основную камеру при угле зажигания 20° , она может сжечь в 2 раза больше заряда, чем при 50° для данной площади поверхности пламени. Температура несгоревшего газа также увеличивается примерно на $120^\circ C$. Это увеличивает скорость химической реакции во фронте пламени и, следовательно, может уменьшить продолжительность горения.

В целом, продолжительность горения 10-90% и 0-100% увеличивается, поскольку синхронизация зажигания задерживается как в режиме ВСЖ, так и в режиме SI, независимо от условий λ . Это происходит из-за уменьшения турбулентной скорости пламени на такте расширения, что вызвано быстро падающими температурами и давлениями. Стоит отметить, что продолжительность горения 0–100% при $\lambda = 1$ показывает, что ВСЖ сжигает смесь в 2 раза быстрее, чем SI. Это значительное уменьшение продолжительности горения, учитывая, что расход топлива H_2 в режиме ВСЖ составляет всего 0,2% от общей энергии топлива. Интересно, что общая продолжительность горения ВСЖ при $\lambda = 1,62$ и $\lambda = 2$ стабилизируется после ВМТ, тогда как при $\lambda = 1$ она немного уменьшается. Эта стабилизация общей продолжительности горения при высоких значениях λ достигается за счет

баланса увеличения продолжительности горения при MFB 0-10% и уменьшения продолжительности горения при 10-90% MFB.

1.1.4.7 Влияние степени сжатия

Влияние CR на характеристики ВСЖ было исследовано при трех различных соотношениях воздух-топливо ($\lambda = 1, 1,6$ и $1,9$) и по сравнению с базовым двигателем SI с $\lambda = 1$. МВТ сохранялся во всех точках данных, в то время как CR варьировался от 8 до 15. Все другие параметры двигателя оставались постоянными, что давало следующие результаты.

CoV IMEP для SI оказался менее 5% от CR = 8 до CR = 13 (рисунок 27). При CR = 13 он превышал предел 5%, а при CR = 15 двигатель вообще не мог работать из-за сильной детонации; даже несмотря на то, что время зажигания было замедлено до $9,5^\circ$ ВМТ. Напротив, ВСЖ при $\lambda = 1$ мог работать при CR = 15 с МВТ с ограничением детонации, происходящим при $7,5^\circ$ АТДС. Это демонстрирует некоторую тенденцию ВСЖ к подавлению детонации конечного газа и, скорее всего, связано с более короткой продолжительностью горения (рисунок 31, 32), что снижает передачу тепла к конечному газу.

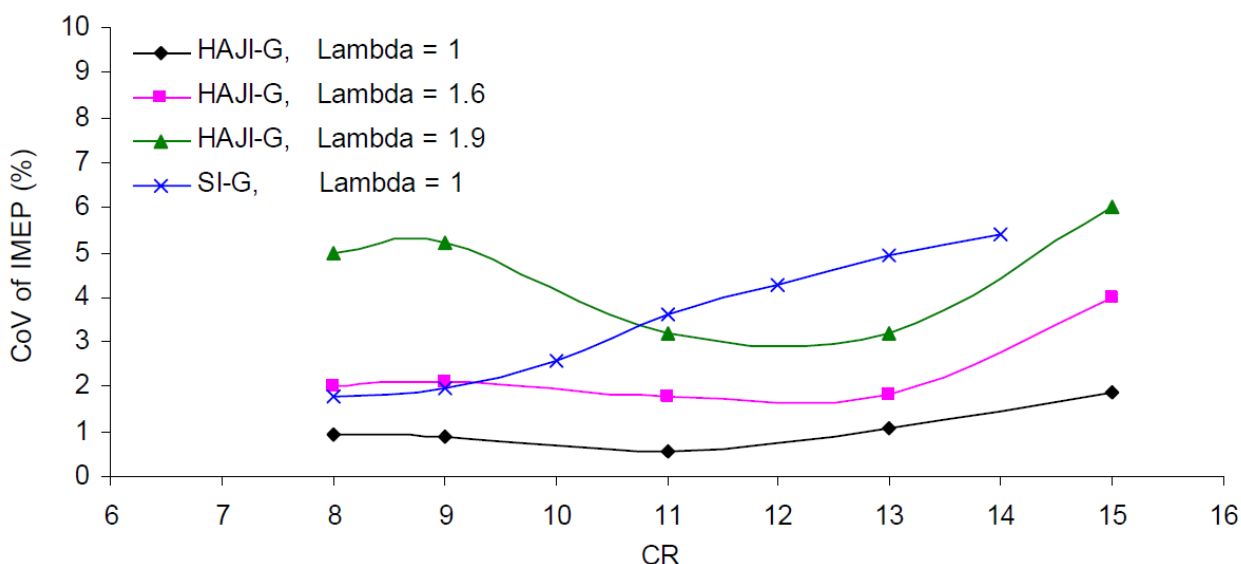


Рисунок 27 – CoV IMEP в зависимости от изменения CR для ВСЖ в сравнении с SI. (1800 об/мин, МВТ, MAP = 90 кПа)

Еще одним фактором, способствующим подавлению детонации, может быть повышенная интенсивность турбулентности, вызванная струей, которая может увеличить теплопередачу от торцевого газа к стенке цилиндра. С точки зрения устойчивости горения при всех λ ВСЖ превосходит СИ при $CR > 11$. Двигатель СИ уступает ВСЖ только при $CR < 11$ и $\lambda = 1,9$.

По определению при данном λ наивысшая полезная степень сжатия (HUCR) возникает в CR, где термический КПД является самым высоким. Вообще для достижения этого ТОЧ детонацию обычно не ограничивают. По этой причине, когда МВТ с ограничением детонации упоминается в данном состоянии двигателя, хорошо известно, что тепловой КПД двигателя не максимален. Наиболее очевидным действием для повышения теплового КПД двигателя, который работает на МВТ с ограничением детонации, является либо понижение CR, либо увеличение октанового числа топлива, что обеспечивает более оптимальную синхронизацию зажигания.

Тепловой КПД двигателя значительно зависит от нагрузки, скорости и условий окружающей среды. По этой причине трудно понять, при каких условиях тепловой КПД двигателя должен быть максимальным, особенно если принять во внимание сложность таблицы 5. ONR двигателя зависит от многих переменных, поэтому для разработки двигателя, не имеющего детонации при любых условиях, требуется калибровка в точке, где ONR является самым высоким. Одним из примеров этого может быть буксировка прицепа в гору с двигателем, который уже проехал 50000 км с при низкой влажности и температуре окружающего воздуха 40 ° C. Однако лишь небольшая часть населения подвергнет свои транспортные средства таким условиям. Следовательно, в любое другое время двигатель будет работать в условиях, когда ТОЧ значительно ниже, следовательно, тепловой КПД двигателя не будет максимальным в этих условиях.

Вышеупомянутое обсуждение рассматривало только тепловую эффективность как важную при определении HUCR. Выбросы значительно меняются по мере изменения CR, поэтому при определении HUCR

необходимо учитывать влияние CR на NO_x , HC и CO, поскольку нормативы выбросов ужесточаются. Из-за высокой сложности этой проблемы наиболее эффективным способом определения HUCR двигателя является сопоставление его с различными CR, а затем выполнение теста NEDC (или аналогичного) для получения результатов по расходу топлива и выбросам. Очевидно, что наивысший CR, который обеспечивает желаемые нормы выбросов, — это то, что можно рассматривать как HUCR.

HUCR двигателя SI возникает при $\text{CR} = 9$, и с этого момента, по мере увеличения CR, термический КПД уменьшается (рисунок 28).

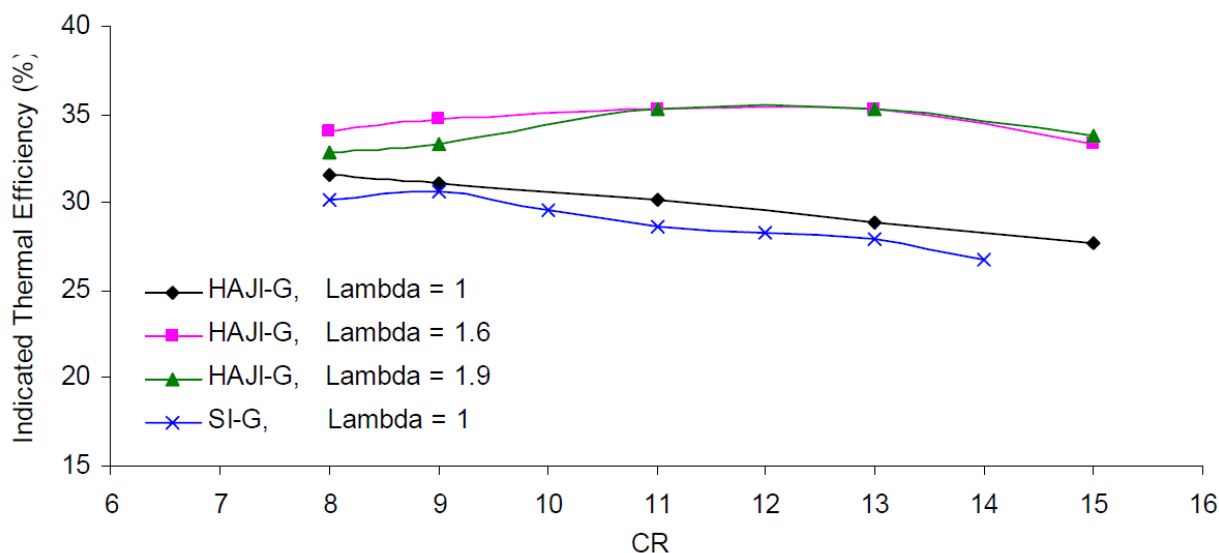


Рисунок 28 – Тепловой КПД в зависимости от CR - ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, ОБТ, MAP = 90 кПа)

Это связано с замедлением момента зажигания, увеличением теплопередачи и увеличением продолжительности горения. Для ВСЖ HUCR является функцией λ . При $\lambda = 1$ HUCR < 8, однако при $\lambda = 1,6$ и $\lambda = 1,9$ HUCR происходит в диапазоне значений CR от CR = 11 до CR = 13. На всех CR двигатель ВСЖ обеспечивает более высокий тепловой КПД, чем двигатель SI. При $\lambda = 1$ это связано с меньшей продолжительностью горения, а при $\lambda = 1,6$ и $1,9$ это связано как с меньшей продолжительностью горения, так и с пониженными температурами горения. Фактически, ВСЖ, работающий при CR = 11 и $\lambda \geq 1,6$, обеспечивает улучшение теплового КПД более чем на

15% по сравнению с SI, работающим при $CR = 9$. С точки зрения оптимизации двигателя с точки зрения теплового КПД, это означает, что рабочая обедненная смесь ВСЖ может обеспечить минимальное увеличение на 2 CR по сравнению со стандартным двигателем SI.

По мере увеличения CR в режиме SI, выбросы углеводородов увеличиваются (рисунок 29) в основном из-за увеличения отношения поверхности к объему и увеличения плотности заряда, что выталкивает больше несгоревших углеводородов в объем щели. В общем, двигатель SI превосходит ВСЖ даже при $\lambda = 1$, поскольку с ВСЖ предварительная камера функционирует как очень большой объем щели, как уже было описано. Следовательно, при $\lambda = 1,9$ и $CR = 11$ двигатель ВСЖ выделяет более чем в 3,5 раза больше несгоревших углеводородов, чем его аналог SI при $\lambda = 1$.

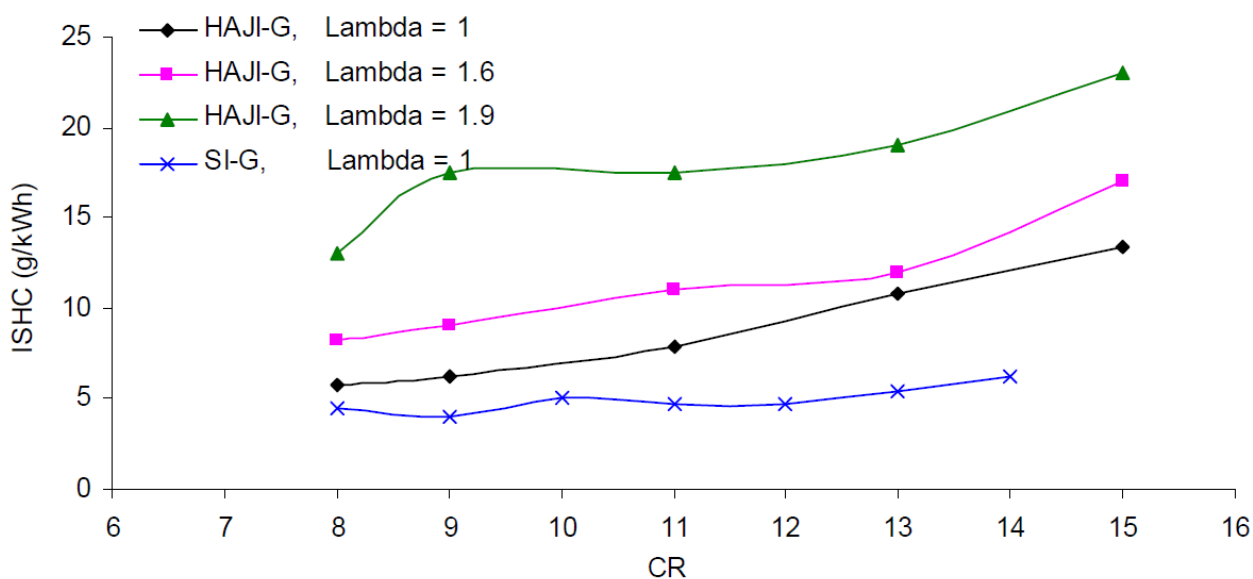


Рисунок 29 – Эмиссия ISHC в зависимости от CR - ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, МВТ, MAP = 90kPa)

Выбросы CO следуют той же схеме, что и выбросы HC, в том смысле, что они увеличиваются с увеличением CR . Однако при высоких значениях λ ВСЖ производит от одной четвертой до одной девятой выбросов CO по сравнению с SI.

Выбросы NO_x уменьшаются как минимум на 50% при увеличении CR с 8 до 15 в режимах SI и ВСЖ при $\lambda = 1$ и $\lambda = 1,6$ (рисунок 30). В основном это происходит из-за задержки зажигания, что снижает температуру сгорания и сокращает время пребывания при высоких температурах. При $\lambda = 1$ ВСЖ производит больше NO_x , чем SI при любом заданном CR, и это связано с более высокими температурами горения, вызванными более высоким давлением, создаваемым более короткой продолжительностью горения (рис. 32). Из-за низких температур сгорания при $\lambda = 1,9$ скорость образования NO_x постоянна во всем диапазоне CR. Следовательно, пока ВСЖ работает около $\lambda = 1,9$, выбросы NO_x не зависят от CR, и CR можно оптимизировать, чтобы сбалансировать тепловой КПД, выбросы углеводородов и стабильность горения.

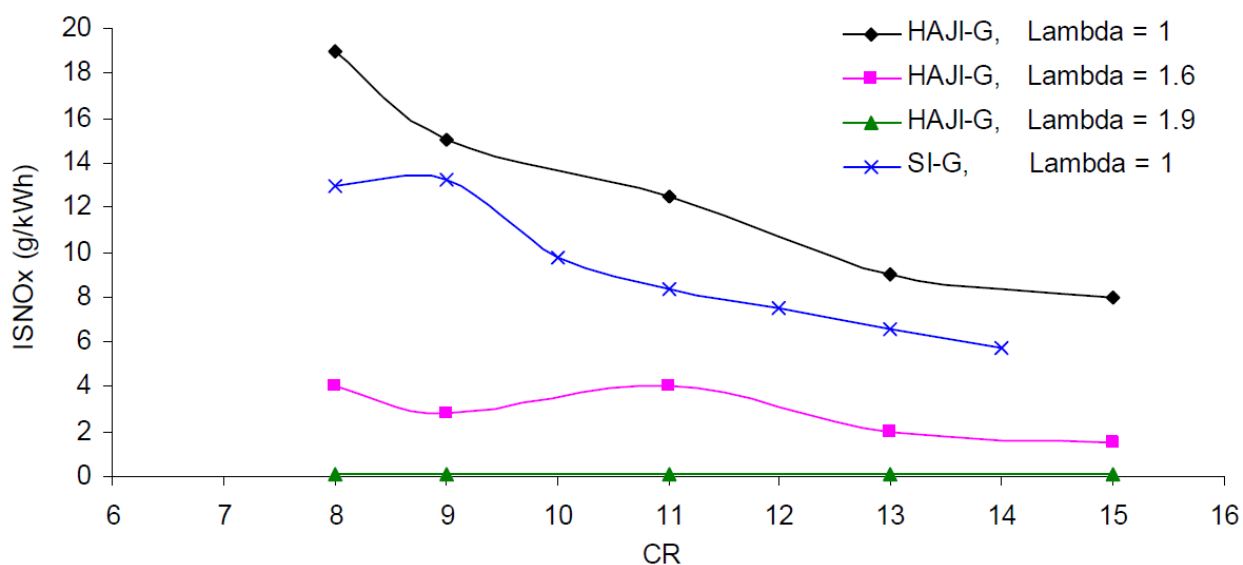


Рисунок 30 – Эмиссия ISNO_x в зависимости от CR - ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, МВТ, MAP = 90 кПа)

По мере увеличения CR с CR = 8 до CR = 15 продолжительность горения первых 10% массовой доли уменьшается на 36% в режиме SI (рисунок 31). В режиме ВСЖ он уменьшается на 16% при $\lambda = 1$, 57% при $\lambda = 1,6$ и на 55% при $\lambda = 1,9$. Это ожидается, поскольку при более высоком CR температура и, следовательно, скорость окисления топлива выше во время искрового зажигания, поскольку МВТ происходит ближе к ВМТ. Поскольку

CR увеличивается при $\lambda = 1$, это усиление процесса горения не поддерживается на протяжении всего горения как в режимах ВСЖ, так и в режимах SI. Следовательно, общая продолжительность горения увеличивается (рисунок 32), и это в основном обусловлено уменьшением зоны реакции пламени, что вызвано растяжением пламени и падением температуры сгоревшего газа из-за позднего горения на такте расширения. При $\lambda = 1,6$ и $\lambda = 1,9$ это падение температуры сгоревшего газа не так сильно, поэтому общая продолжительность горения фактически уменьшается.

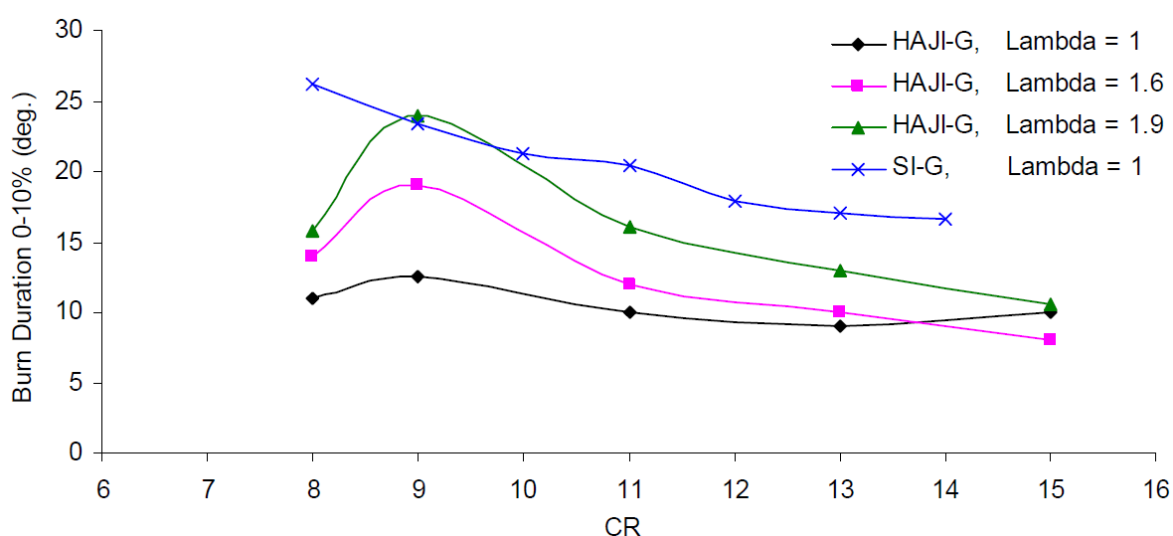


Рисунок 31 – Продолжительность горения (0-10%) в зависимости от CR - ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, МВТ, MAP = 90 кПа)

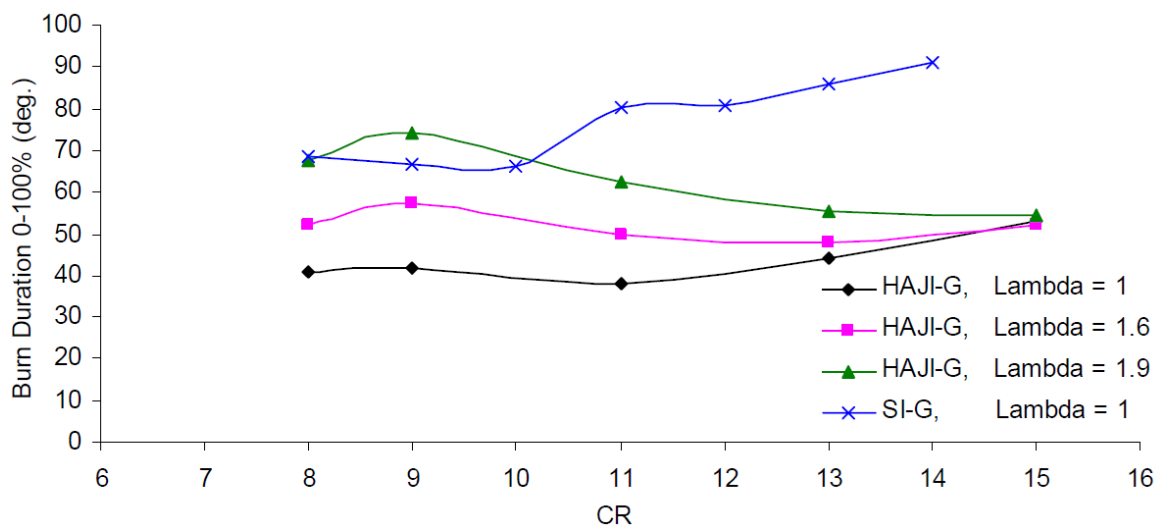


Рисунок 32 – Продолжительность горения (0–100%) в зависимости от CR - ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, МВТ, MAP = 90 кПа)

Влияние λ на характеристики ВСЖ было исследовано на WOT и по сравнению с базовым двигателем SI с $\lambda = 1$, работающим на: бензине и H_2 . MBT сохранялся во всех точках данных, в то время как λ изменялось от $\lambda = 1$.

Наиболее влиятельной переменной, влияющей на стабильность горения SI и ВСЖ, является λ (рисунок 33). SI-G хорошо работает около стехиометрического, однако он не может работать приемлемо выше $\lambda = 1,35$. SI- H_2 имеет ограниченную обратную вспышку ниже $\lambda = 1,48$ и не может удовлетворительно работать выше $\lambda = 2,5$. В бензиновом режиме при $\lambda = 1$, когда двигатель SI был оснащен ВСЖ, CoV IMEP упал с 1,8% до $<0,9\%$. ВСЖ также расширил допустимый предел обедненной смеси ($<5\%$ CoV IMEP) для бензина до $\lambda = 1,9$ и для H_2 до $\lambda = 4,6$.

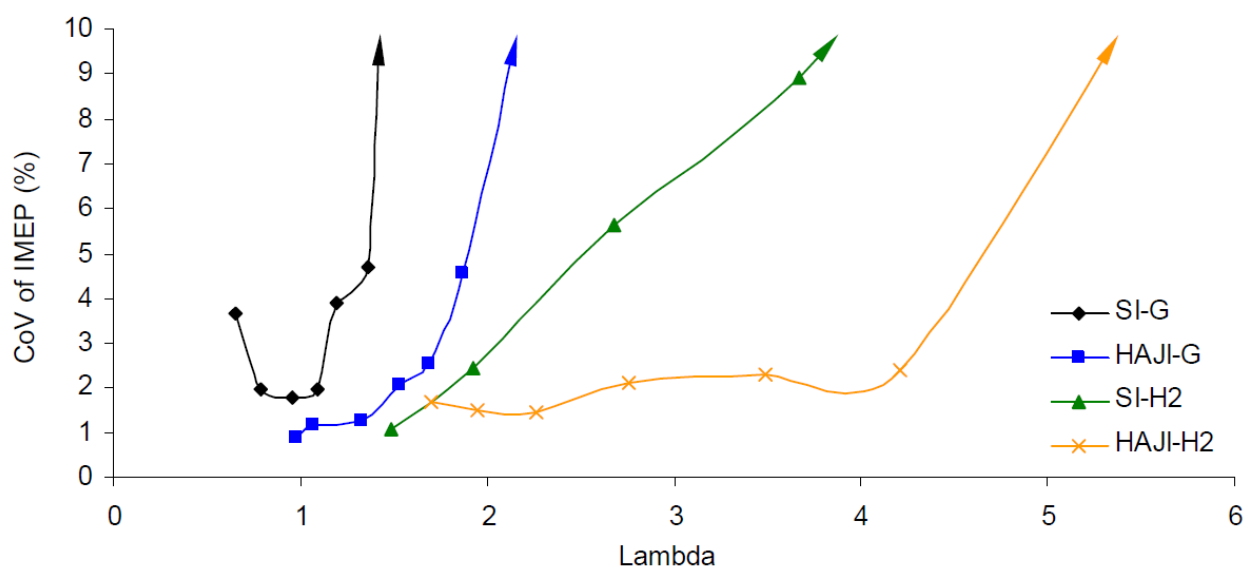


Рисунок 33 – CoV IMEP в зависимости от Lambda - ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, CR = 9, MBT, MAP = 90 кПа)

В режиме SI- H_2 двигатель стал ограничивать обратную вспышку при $\lambda = 1,48$, а в режиме ВСЖ- H_2 при $\lambda = 1,7$, что соответствует 580 кПа и 520 кПа IMEP соответственно. Стоит отметить, что обратная вспышка является фактором ограничения мощности только в этой рабочей точке (WOT), и что в режиме ВСЖ- H_2 с обедненным наддувом > 1000 кПа IMEP был значительно выше.

Когда CoV IMEP увеличивается, термический КПД снижается как для режимов ВСЖ, так и для SI независимо от типа используемого топлива (рисунок 34). При низких значениях λ в бензиновом режиме показатели SI и ВСЖ аналогичны. Однако в режиме H₂ SI обеспечивает более высокий тепловой КПД по сравнению с ВСЖ, поскольку SI меньше ограничивает детонацию и обратную вспышку. В целом, независимо от типа используемого топлива, ВСЖ обеспечивает лучший тепловой КПД при достаточно бедной эксплуатации. Здесь важно понимать, что рисунок 34 представляет собой параллельное исследование при CR = 9. Следовательно, общее улучшение теплового КПД, которое ВСЖ может обеспечить при работе при CR = 11, не отражено на этом графике.

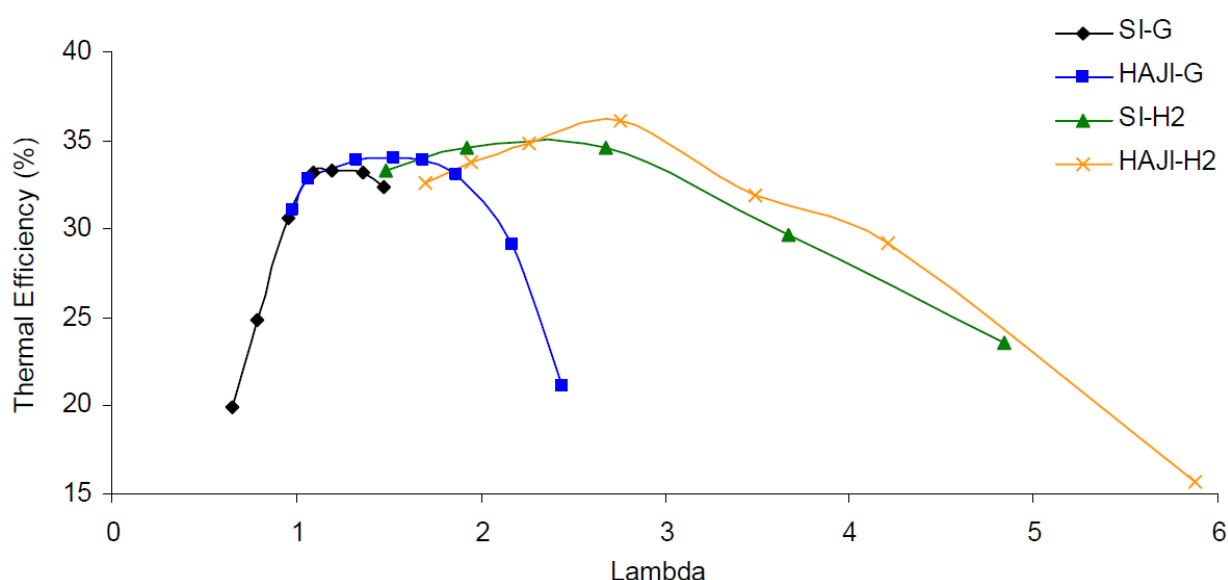


Рисунок 34 – Температурный КПД в зависимости от лямбда – ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, CR = 9, MBT, MAP = 90 кПа)

Во всех режимах выбросы углеводородов резко увеличиваются с увеличением λ . В основном это происходит из-за увеличения зазора закали (рисунок 35). Когда λ увеличивается вдвое, скорость ламинарного пламени может уменьшиться в 6 раз, что, в свою очередь, увеличивает зазор гашения примерно в той же пропорции. В режиме ВСЖ-G при $\lambda = 2$ наблюдается 4-кратное увеличение выбросов HC по сравнению с SI при $\lambda = 1$. Этот результат, безусловно, ниже ожидаемого 6-кратного увеличения, особенно с

учетом того, что объем щелей ВСЖ больше, чем SI. Это может быть связано с дополнительной турбулентностью, которую ВСЖ создает в основной камере, что увеличивает перемешивание вблизи области закалочного промежутка. Такое смешение углеводородов в стенках может также усиливаться из-за явления Jet Knock, которое усиливает диффузию несгоревших углеводородов из стенок и объемов щелей за счет колебаний давления.

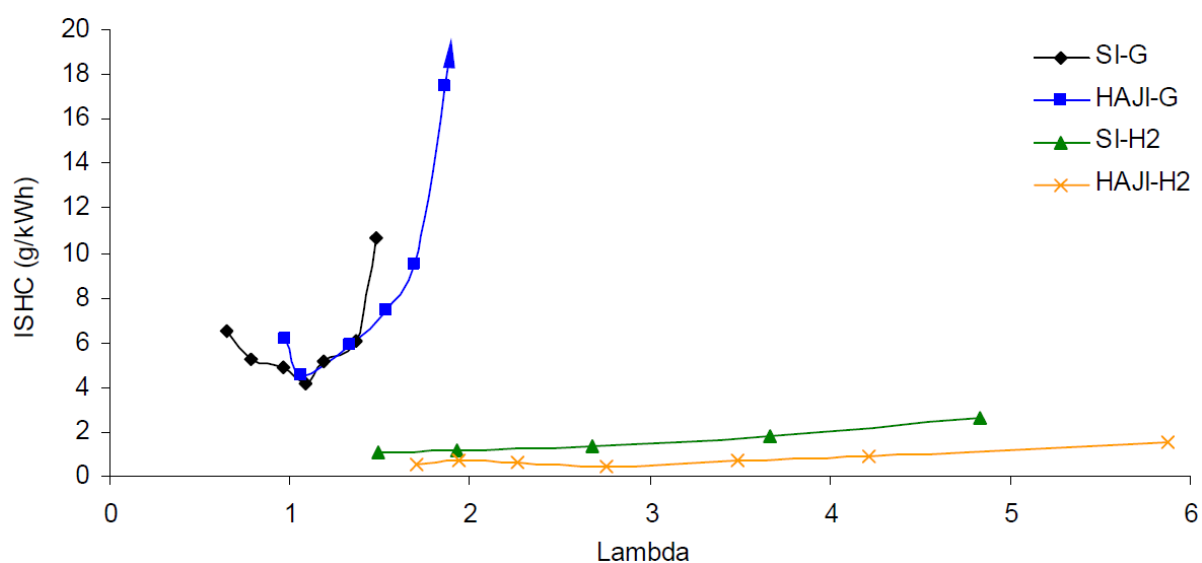


Рисунок 35 – Выбросы ISHC в зависимости от лямбда – ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, CR = 9, MBT, MAP = 90 кПа)

Считается, что в режиме H_2 наличие несгоревших углеводородов связано с смазочным маслом. Эти удельные углеводороды увеличиваются с увеличением λ из-за падения теплового КПД. ВСЖ- H_2 производит меньше несгоревших углеводородов по сравнению с SI- H_2 , что может быть связано с повышенной турбулентностью в области закалочного промежутка, как описано выше.

В бензиновом режиме при $\lambda = 1$ выбросы $CO > 30$ г/кВт ч (рисунок 36). При $\lambda = 1,5$ выбросы CO снижаются на 91%, а при $\lambda = 1,9$ - на 81%. Ясно, что чрезмерно богатая или обедненная работа нежелательна. В режиме H_2 следует отметить присутствие CO , однако к результатам следует относиться с осторожностью, поскольку разрешение анализатора выбросов CO

составляло всего 100 ppm, а показания 0 ppm и 100 ppm были получены в этих конкретных условиях работы двигателя. Во всех режимах около $\lambda = 1$ выбросы NO_x превышают 15 г/кВт ч. По мере увеличения λ температура сгорания падает, и скорость образования NO_x резко снижается (Рисунок 37).

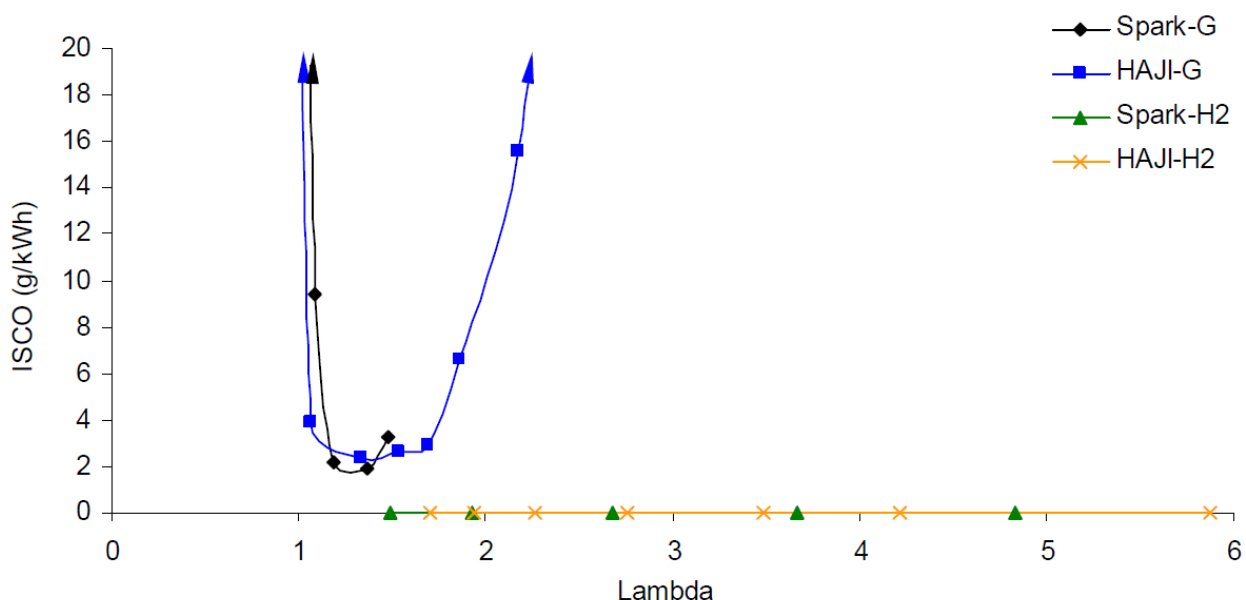


Рисунок 36 – Выбросы ISCO в зависимости от лямбда – ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, CR = 9, MBT, MAP = 90 кПа)

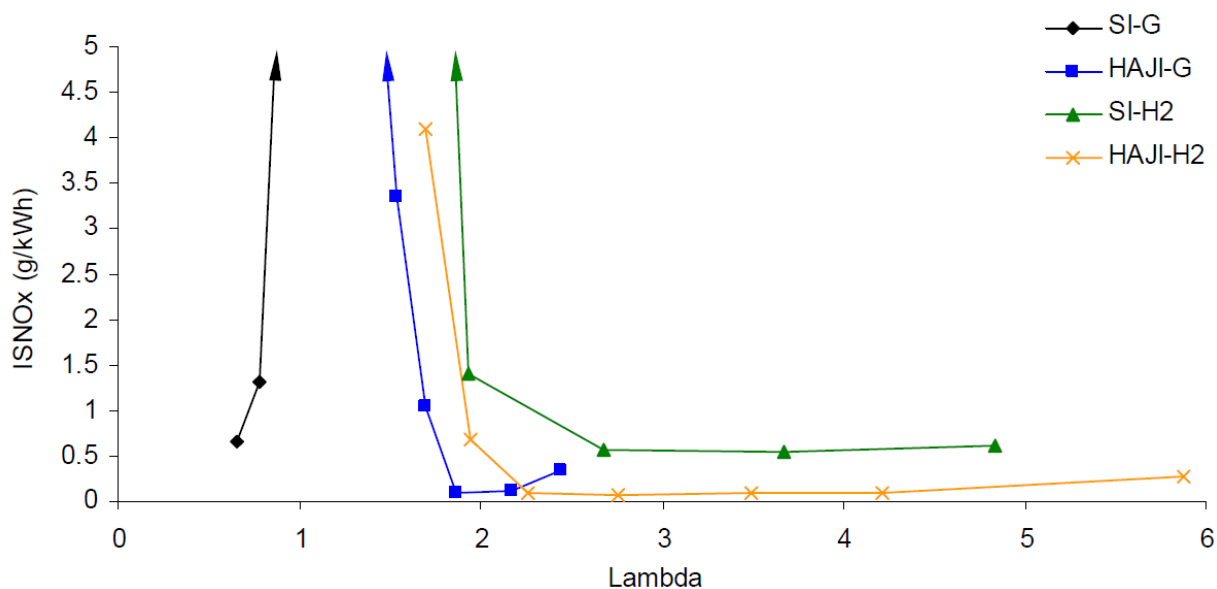


Рисунок 37 – Выбросы ISNO_x в зависимости от лямбда – ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, CR = 9, MBT, MAP = 90 кПа)

В бензиновом двигателе SI, NO_x снижается до 5 г/кВт ч, а при работе на H_2 NO_x можно снизить до 0,54 г/кВт ч. Напротив, ВСЖ как в бензиновом, так и в водородном режимах может снизить выбросы NO_x до 0,1 г/кВт ч. В бензиновом режиме это означает сокращение выбросов NO_x на > 99% по сравнению с аналогом SI, а в режиме H_2 – на > 90%. Стоит отметить, что по мере увеличения λ в режиме ВСЖ выбросы NO_x снова начинают расти. Это происходит из-за снижения теплового КПД и увеличения температуры сгорания и времени пребывания из-за более продвинутой синхронизации зажигания при высоких значениях λ .

Улучшенный процесс записи ВСЖ поверх SI показан на рисунках 38 и 39. Продолжительность горения 0-10% резко сокращается, если двигатель SI оснащен ВСЖ. При заправке бензином при $\lambda = 1$, ВСЖ снижает продолжительность горения 0-10% по сравнению с SI на 37% и при $\lambda = 1,2$ на 48%. При заправке H_2 при $\lambda = 2,2$ ВСЖ снижает продолжительность горения 0-10% на 50%, а при $\lambda = 3$ на 57%.

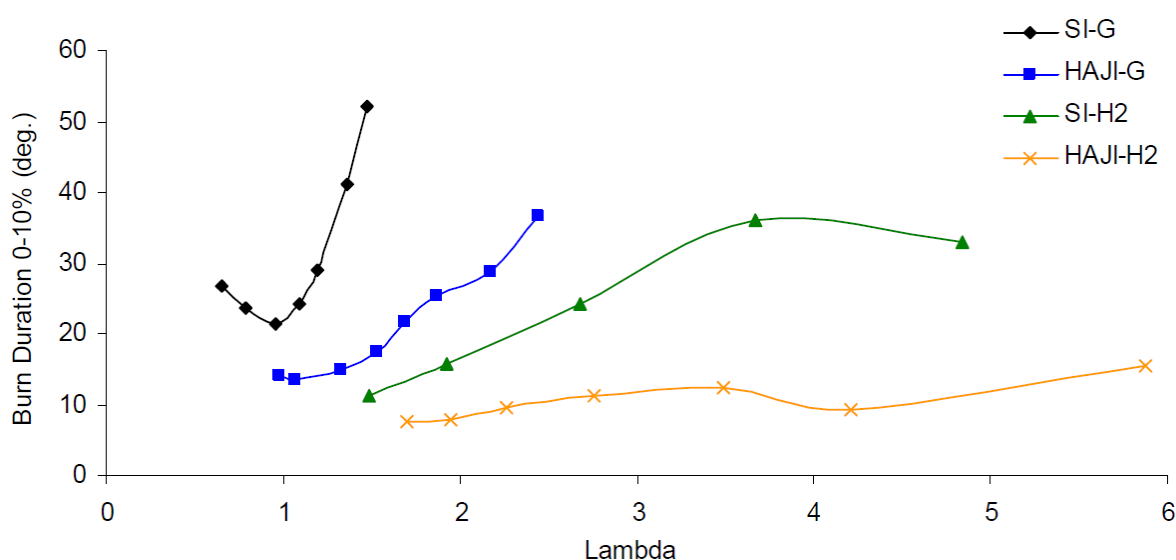


Рисунок 38 – Продолжительность горения (0-10%) в зависимости от лямбда – ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, CR = 9, МВТ, MAP = 90 кПа)

Продолжительность горения 0-10% является важной характеристикой горения, поскольку изменчивость горения связана с этой ранней фазой горения [52]. Более короткая продолжительность горения означает меньшие

значения CoV для значений IMEP, и, поскольку ВСЖ-Н₂ сжигает быстрее всего при заданном λ , он также обеспечивает самые низкие значения CoV для значений IMEP.

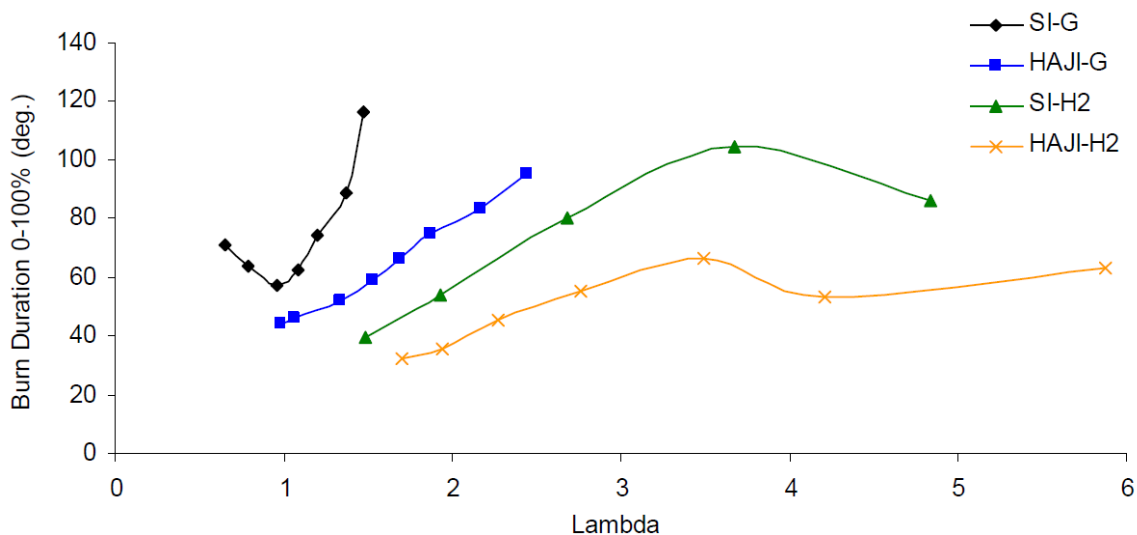


Рисунок 39 – Продолжительность горения (0-100%) в зависимости от лямбда – ВСЖ по сравнению с SI. (1800 об/мин, CR = 9, MBT, MAP = 90 кПа)

ВСЖ не только уменьшает начальную продолжительность горения, но также уменьшает общую продолжительность горения (рисунок 39). Это позволяет замедлить синхронизацию зажигания, что приводит к увеличению теплового КПД и сокращению времени пребывания при высоких температурах для меньшего образования NO_x. Наибольшее сокращение общей продолжительности горения достигается в режиме ВСЖ-Н₂ при любом заданном λ . ВСЖ-G сокращает общую продолжительность горения по SI-G до 50% при любом заданном λ , а ВСЖ-Н₂ сокращает общую продолжительность горения по SI-H₂ до 36%. Таким образом, замечательная горючесть Н₂ демонстрируется в режиме ВСЖ-Н₂ при $\lambda = 6$, где общая продолжительность горения равна $\lambda = 1$ двигателю SI-G.

1.1.5 Обсуждение полученных результатов

Наилучшая стабильность горения, термический КПД и самые низкие выбросы NO_x были достигнуты с соплом с отверстием длиной 3 мм. Это обеспечивает лучший баланс между проникновением и рассеиванием струи

ВСЖ. Он также одинаково хорошо работает при работе с $\lambda = 1$, когда в жиклере преобладает бензин, а также в условиях с высокими λ , когда жиклер преимущественно состоит из H_2 . Важно понимать, что чем длиннее сопло, тем больше вероятность того, что струя проникает достаточно глубоко, чтобы удариться о противоположную стенку цилиндра, что, следовательно, увеличивает теплопередачу и сжигает смазочное масло со стенок. Напротив, короткие сопла имеют тенденцию рассеивать струю, что приводит к недостаточному проникновению и возникновению турбулентности.

Как правило, после того, как МВТ установлен с оптимальным количеством H_2 , любое уменьшение количества H_2 приведет к снижению стабильности сгорания, тепловому КПД, выбросам NO_x и увеличению выбросов HC и CO . Любое увеличение сверх уже установленного оптимального количества H_2 при фиксированном моменте зажигания дополнительно увеличивает стабильность горения и снижает HC и CO . Тепловой КПД не изменяется при высоких значениях λ , однако при $\lambda = 1$ NO_x может резко возрасти. Следовательно, как только оптимальный H_2 установлен, его не следует увеличивать, если синхронизация зажигания не регулируется (задерживается) одновременно.

При высоком МАР влияние частоты вращения двигателя на тепловой КПД и выбросы незначительно выше $\lambda = 2,2$. Однако при низком МАР по мере уменьшения скорости количество остаточного газа в камере сгорания увеличивается. Это снижает скорость и температуру пламени, что вынуждает продвигать МВТ. Следовательно, выбросы NO_x выше при более низких оборотах двигателя, и термический КПД также снижается.

Одним из наиболее важных параметров при оптимизации двигателя с точки зрения производительности и выбросов при заданном соотношении воздух-топливо является момент зажигания. В режиме SI МВТ происходило там, где CoV_{IMEP} также был самым низким. На выбросы не сильно влияет отклонение момента зажигания от МВТ. Однако термический КПД и стабильность горения могут быть значительно нарушены, особенно при

замедлении времени. Подобно SI, в режиме ВСЖ MBT возникает там, где CoV IMEP низкий. Однако, в отличие от SI, термический КПД и стабильность горения не так чувствительны к моменту зажигания. Фактически, при высоких значениях λ можно замедлить время зажигания от MBT и, как результат, снизить выбросы NO_x на > 70%.

Высокий CR важен при оптимизации двигателя для экономии топлива. При $\lambda = 1$ ВСЖ может обеспечить более высокий термический КПД при всех значениях CR и одновременно обеспечить лучшую стабильность горения. Однако производится больше выбросов HC, CO и NO_x , поэтому двигатель ВСЖ с $\lambda = 1$ не может конкурировать с двигателем с $\lambda = 1$ SI, если только требования к экономии топлива, мощности и стабильности сгорания не перевешивают ограничения выбросов. Напротив, за исключением выбросов HC при высоких значениях CR и λ , ВСЖ обеспечивает лучшую экономию топлива, более высокую стабильность сгорания и более низкие выбросы NO_x и CO. Как правило, оптимальный CR в режиме SI определяется термическим КПД и, следовательно, достигается при CR = 9. В режиме ВСЖ оптимальный CR равен 11:1, где тепловой КПД при $\lambda = 1$ эквивалентен тому, что достигается при 9:1 в режиме SI. Это позволяет ВСЖ поддерживать тот же крутящий момент и выходную мощность, что и двигатель SI. Кроме того, при CR = 11 ВСЖ может дополнительно максимизировать тепловой КПД при высоких значениях λ и в то же время минимизировать выбросы NO_x .

ВСЖ улучшает стабильность горения при любом заданном λ не менее чем на 50%, но также расширяет предел обедненной смеси как минимум на 40% для бензина и 84% для H_2 . При этом повышается термический КПД, значения NO_x приближаются к нулю, CO резко снижается, а выбросы углеводородов обычно увеличиваются в 3,5 раза для ВСЖ-G и уменьшаются для ВСЖ- H_2 . В режиме ВСЖ-G оптимальное значение λ находится около $\lambda = 1,9$, а для ВСЖ- H_2 оно находится при $\lambda = 3$, где CoV IMEP < 5%, $\text{NO}_x \leq 0,1$ г/кВт ч. Оптимальное значение λ в режиме SI-G находится при $\lambda = 1$, где NO_x

= 12 г/кВт ч, а в режиме SI-H₂ оптимальное значение AFR находится при $\lambda = 2,5$, где NO_x = 0,78 г/кВт ч.

На температуру горения большое влияние оказывает λ . Как в режиме ВСЖ-G, так и в режиме ВСЖ-H₂, можно работать при достаточно высоких значениях λ , чтобы снизить выбросы NO_x до < 20 ppm. В режиме без наддува при высокой нагрузке ВСЖ изо всех сил пытается не отставать от двигателя SI, однако при работе в режиме ускоренного обеднения он значительно увеличивает IMEP, снижает NO_x и улучшает термический КПД, сохраняя или улучшая стабильность сгорания по сравнению с его базовым аналогом SI.

Задержка воспламенения для SI-G составляет приблизительно 10,5 CAD, тогда как для ВСЖ-G она составляет от 7,5 до 10,5 CAD. Когда двигатель работает на H₂, задержка зажигания в режиме SI уменьшается до 4,5 CAD, а в режиме ВСЖ она изменяется в пределах 3-4,5 CAD в зависимости от λ . Пиковая скорость горения в режиме SI возникает, когда потребляется более 70% заряда, тогда как в режиме ВСЖ, когда λ увеличивается, это приближается к 50% MFB. При высоких значениях λ это обеспечивает равномерную скорость горения в течение всей продолжительности горения.

Проведенный анализ для ВСЖ-H₂ по сравнению с SI-G продемонстрировал стабильность горения при $\lambda = 3$ при работе ниже 3% CoV IMEP, улучшенный тепловой КПД на 10% по сравнению с SI-H₂ и на 10-25% по сравнению с SI-G, а также почти нулевое содержание углеводородов. Выбросы CO и CO₂ по сравнению с SI-G. Примечательно, что в режиме ускоренного обеднения ВСЖ-H₂ производил на 47% больше IMEP, чем его аналог SI-H₂, который был ограничен на $\lambda = 1,48 - 582$ кПа IMEP.

Все вышеупомянутые улучшения являются результатом зажигания водородной струи, которое, даже если оно работает при сверхбедном AFR, сокращает начальную и общую продолжительность горения во всех точках нагрузки по сравнению с базовым стехиометрическим режимом SI. Кроме того, система ВСЖ с повышенным давлением на обедненной смеси

открывает возможность для двигателя работать практически без NO_x без бедного катализатора NO_x , при этом поддерживая или улучшая максимальный ИМЕР своего аналога SI.

Поскольку инфраструктура заправок H_2 недоступна, бортовая установка риформинга H_2 может быть подходящей для заправки ВСЖ H_2 . Стоимость установки риформинга может быть компенсирована увеличением стоимости двигателя SI, для чего требуется модернизированная система последующей обработки для перехода с Евро 4 на Евро 5.

1.2 Обзор результатов, представленных в монографии Бортникова Л. Н.

В монографии Бортникова Л. Н. приведены исследования, собранные им в течение долгой и успешной исследовательской деятельности. Во время выполнения исследований в качестве объекта испытаний применялись последовательно по времени выполнения работ, как указывалось выше, различные двигатели из ряда Волжского автомобильного завода: ВАЗ–1111, ВАЗ–21083, роторно-поршневого двигателя (РПД) ВАЗ–4132, ВАЗ–2111, ВАЗ–2114. Первые три типа являлись карбюраторными, следующие – двигателями, укомплектованными системами впрыска и электронного управления.

Приводимые ниже результаты получены при исследованиях ДВС с электронной системой управления и впрыском топлива.

На рисунке 40 приведены типовые результаты испытаний в виде характеристики по УОЗ, измеряемого на данном графике и в дальнейшем в градусах угла поворота коленчатого вала, полученные без водорода и с подачей водорода для режима, характеризуемого средним эффективным давлением $P_e = 0,2$ МПа. На данном рисунке экспериментальные точки для наглядности, как и при необходимости в дальнейшем, соединены линиями.

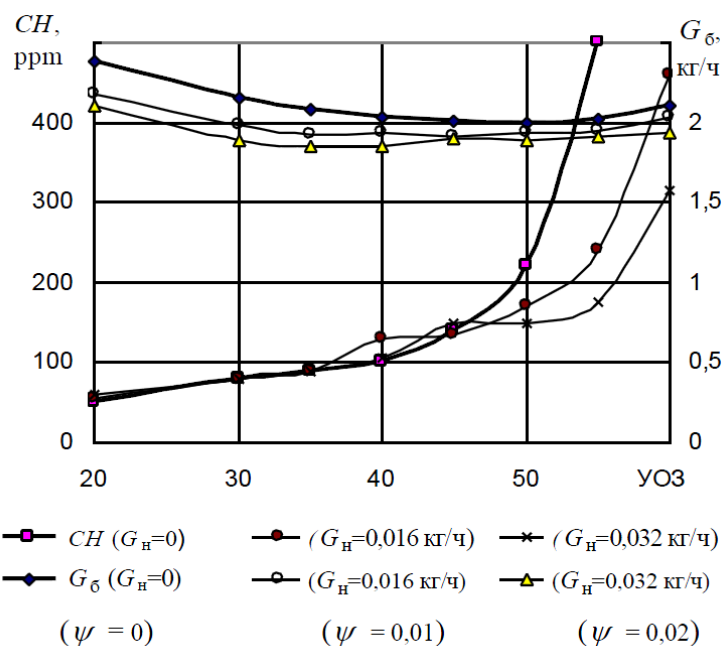


Рисунок 40 – Изменение показателей двигателя при различных УОЗ при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; $P_e = 0,2 \text{ МПа}$.

Рассмотрение данных графиков, и аналогичных зависимостей (см. рисунки 41) позволяет отметить, что снижение расхода бензина при добавках водорода сопровождается смещением его минимума в сторону меньших углов, что может свидетельствовать об увеличении скорости распространения пламени в топливной смеси [6, 12].

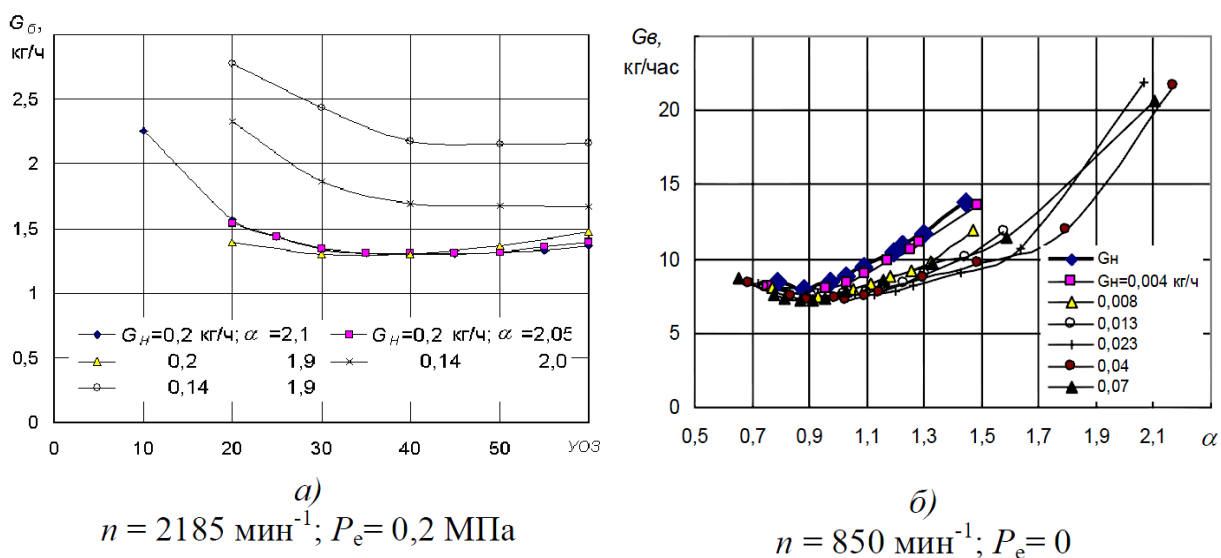


Рисунок 41 – Зависимость расхода бензина и воздуха от УОЗ и α

Результаты измерений, полученные при увеличении расхода водорода и работе двигателя на разных скоростных и нагрузочных режимах приведены на рисунке 42. Можно видеть, что оптимальный по расходу бензина УОЗ при работе двигателя на минимальной частоте ХХ при добавках водорода сначала увеличивается, а затем уменьшается.

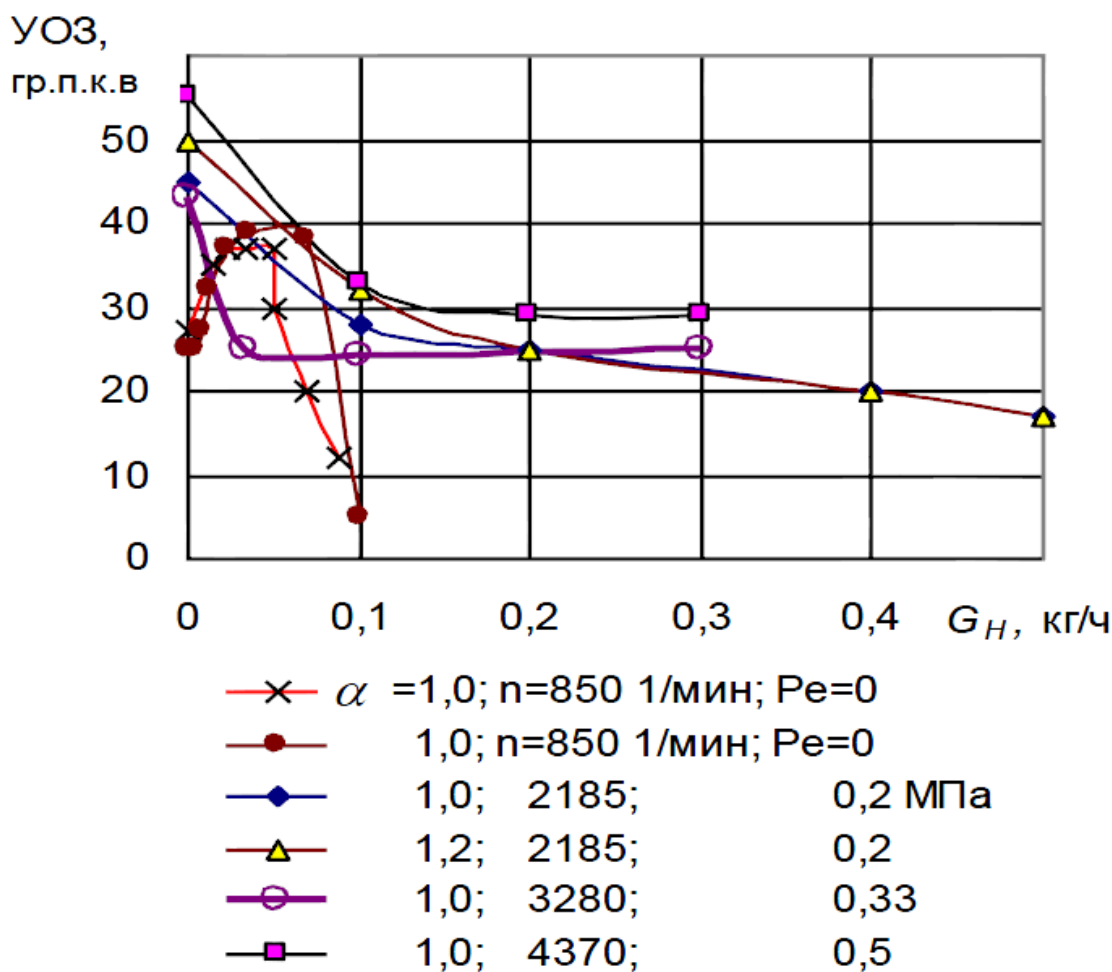


Рисунок 42 – Изменение оптимального по расходу бензина УОЗ при увеличении в топливе доли водорода (n и $Pe = var$)

С увеличением частоты вращения вала и нагрузки при добавках водорода отмечается только снижение оптимального угла. Данный факт так же позволяет отметить существенную зависимость эффектов влияния водорода от режима работы двигателя и необходимость её исследования.

Выводы по главе изучение литературы для выявления проблем при разработке концепции применения добавки водорода в бензиновых автомобильных ДВС

Проведенный обзор литературы для выявления и оценке эффективности применения добавки водорода для активации процесса сгорания в бензиновых ДВС показал, что основные исследования проводились на сильно устаревших двигателях в основном карбюраторных. Редкие исследования проводили оценку эффективности протекания внутрицилиндровых процессов сгорания и тепловыделения. Полученные результаты уже оценивали выходные параметры работы двигателя при добавке в него водород. Приведенные результаты показали однозначную эффективность применения добавки водорода для активации процесса сгорания в бензиновых ДВС

ГЛАВА 2 Описание экспериментального оборудования

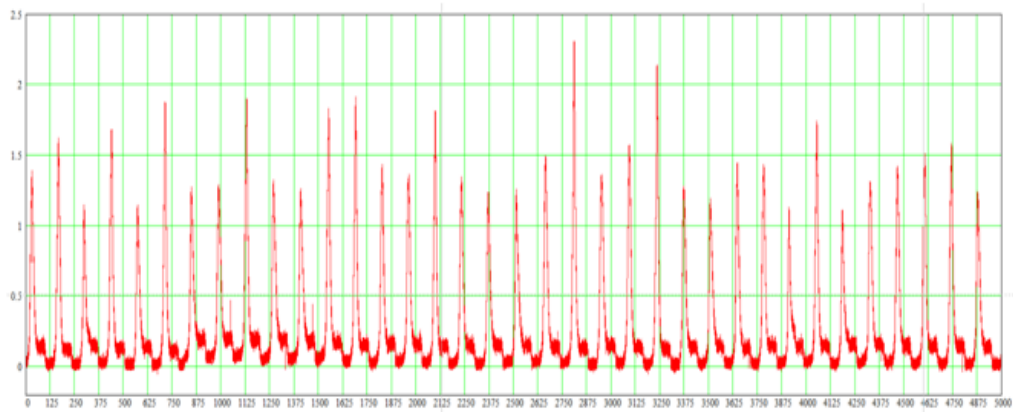
Экспериментальные исследования проводились на двигателе ВАЗ-2111 (рисунок 43) и на одноцилиндровой установке УИТ-85 (рисунок 44). Основная информация о геометрических параметрах двигателя и УИТ-85 приведена в таблице 6. Проведены экспериментальные исследования по выявлению влияния состава рабочего тела газового топлива на характеристики тепловыделения на режимах глубокого дросселирования в УИТ-85 и в двигателях ВАЗ-2111. Выбор данных двигателей в качестве экспериментальных установок обоснован их спецификой, так одноцилиндровая установка УИТ-85 способна с высокой точностью воспроизводить полученные результаты, а в двигателе ВАЗ-2111, мы можем наблюдать классическую картину сгорания характерную для большинства двигателей с искровым зажиганием, но при этом головка блока цилиндров этого двигателя имеет большой запас прочности, что позволяет разместить в ней датчики ионизации без существенного влияния на работоспособность двигателя.

Таблица 6 – Основная информация о геометрических параметрах экспериментальной установки УИТ-85 и двигателя ВАЗ-2111

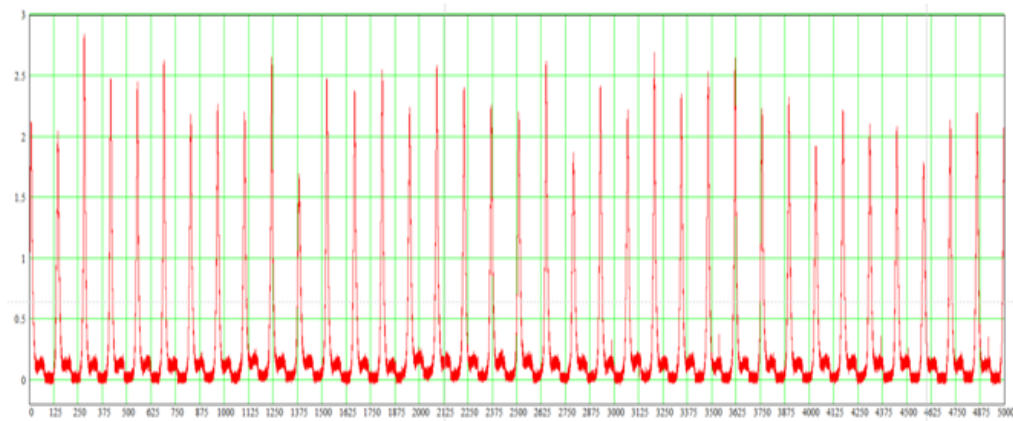
Тип	УИТ-85	ВАЗ-2111
Число цилиндров	1	4
Рабочий объем, л	0,652	1,499
Степень сжатия	4 – 10	9,8
Диаметр цилиндра, мм	85	82
Ход поршня, мм	115	71
Длина шатуна, мм	266	121
Частота вращения, мин-1	600 или 900	880 – 6000
Подача топлива	Бензин – карбюратор Природный газ – форсункой во впускной коллектор	Бензин – форсункой на клапан Природный газ – форсункой во впускной коллектор
Зажигание	Свеча зажигания	Свеча зажигания



а)



б)

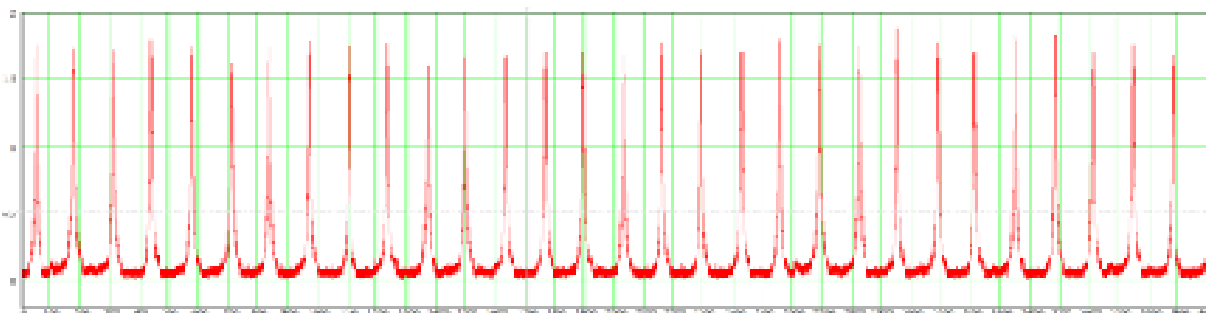


в)

Рисунок 43 – Экспериментальное оборудование: (а) двигатель ВАЗ-2111 с распределенным впрыском топлива и исследовательская пластина с датчиками ионизации; осциллограммы давления: (б) для бензина и (в) для бензина с 6% H_2



а)



б)

Рисунок 44 – Экспериментальное оборудование: (а) одноцилиндровая установка УИТ-85; (б) осциллограмма давления

Выводы по главе 2 «Описание экспериментального оборудования»

Показано что исследовательская установка УИТ-85, и установка на базе ВАЗ-2111 соответствует задачам проводимых исследований. Установка позволяет с высокой точностью оценивать влияние степени сжатия при сохранении прочих параметров работы двигателя на термодинамические параметры рабочего процесса.

ГЛАВА 3 Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью оценки влияния водорода на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе

3.1 Результаты экспериментальных исследований на установке УИТ-85

Экспериментальные исследования процесса сгорания на установке УИТ-85 проводились коллективом кафедры начиная с 2000 года.

Рассмотрим влияние вида топлива на токсичность отработавших газов при работе на исследовательской одноцилиндровой установке УИТ-85. Работа на УИТ-85 по температуре в процессе сгорания соответствует работе атмосферного двигателя на максимальных нагрузках. На рисунке 45 показана токсичность по углеводородам (СН).

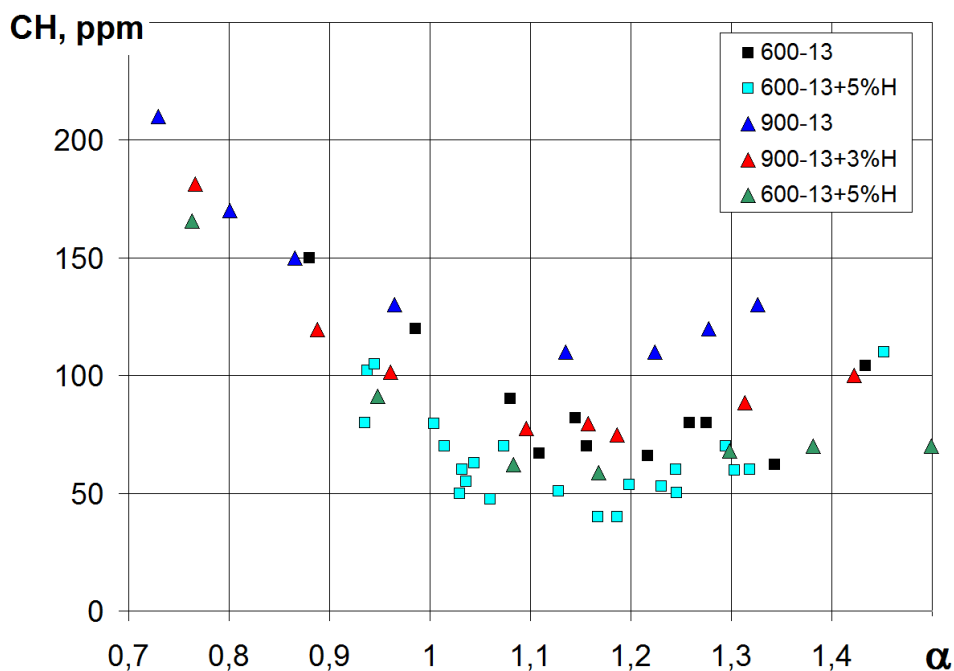


Рисунок 45 – Концентрация несгоревших углеводородов (СН) в отработавших газах для УИТ-85

При добавке водорода в бензовоздушную смесь концентрация СН уменьшается, но все равно она больше, чем при работе на бензине с водородом при частоте вращения 600 мин^{-1} .

На рисунке 46 представлены результаты экспериментальных исследований средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе сгорания. На рисунках 46 и 47 приняты следующие обозначения: 5,9 и 7 степени сжатия; 600 и 900 частоты вращения; 16, 21 и 25 ВТDC; 0, 3 и 5 доли добавляемого водорода в процентах от массы топлива.

Из полученных результатов видно, что основное влияние добавка водорода оказывает на продолжительность 3-ей фазы сгорания, которая является определяющей при работе на бедных смесях, на токсичность по несгоревшим углеводородам и до настоящего времени её исследованием пренебрегали.

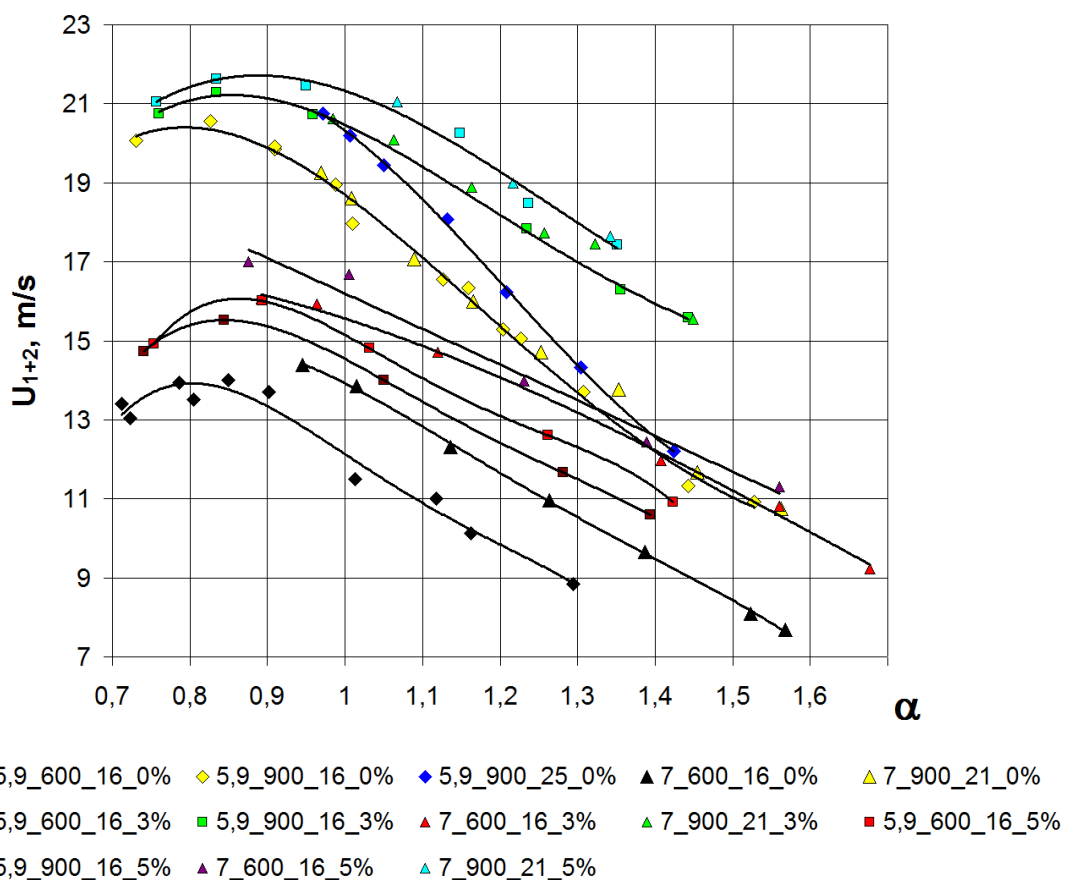
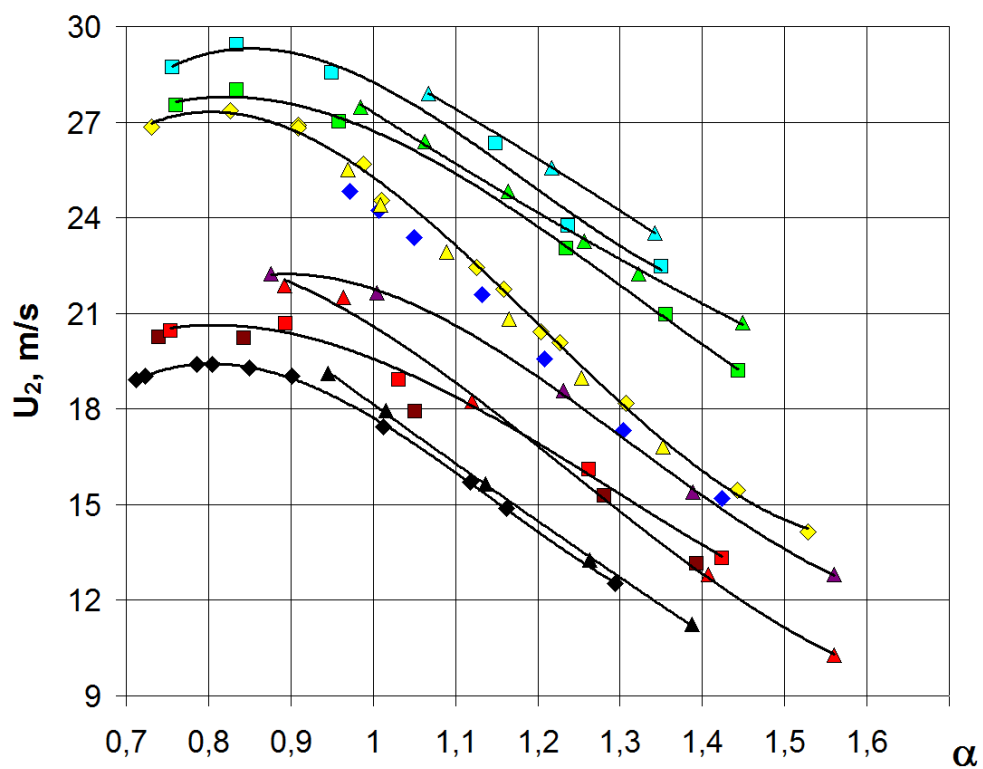
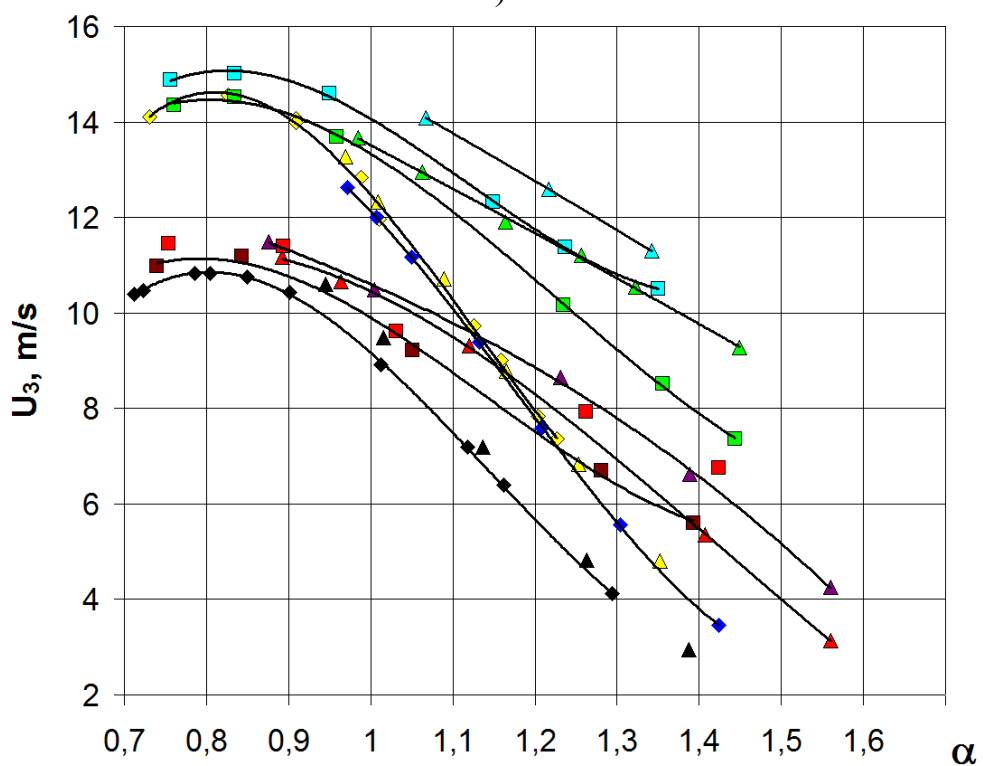


Рисунок 46 – Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на среднюю скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания



a)



б)

- ◆ 5,9_600_16_0% ◆ 5,9_900_16_0% ◆ 5,9_900_25_0% ▲ 7_600_16_0% ▲ 7_900_21_0%
- 5,9_600_16_3% ■ 5,9_900_16_3% ▲ 7_600_16_3% ▲ 7_900_21_3% ■ 5,9_600_16_5%
- 5,9_900_16_5% ▲ 7_600_16_5% ▲ 7_900_21_5%

Рисунок 47 – Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на скорость распространения фронта пламени: (а) во 2-й фазе сгорания; (б) в 3-й фазе сгорания

3.2 Результаты экспериментальных исследований на ВАЗ-2111

Проведем дальнейший анализ амплитуды ионного тока при работе на бензине и бензине с добавкой 0,02 кг/ч водорода полученные при исследования проводимых на двигателе ВАЗ-2111. На рисунке 48 показано наличие корреляции амплитуды ионного тока с составом смеси и максимальным давлением в процессе сгорания, даже при значительной неравномерности протекания рабочего процесса на режиме холостого хода.

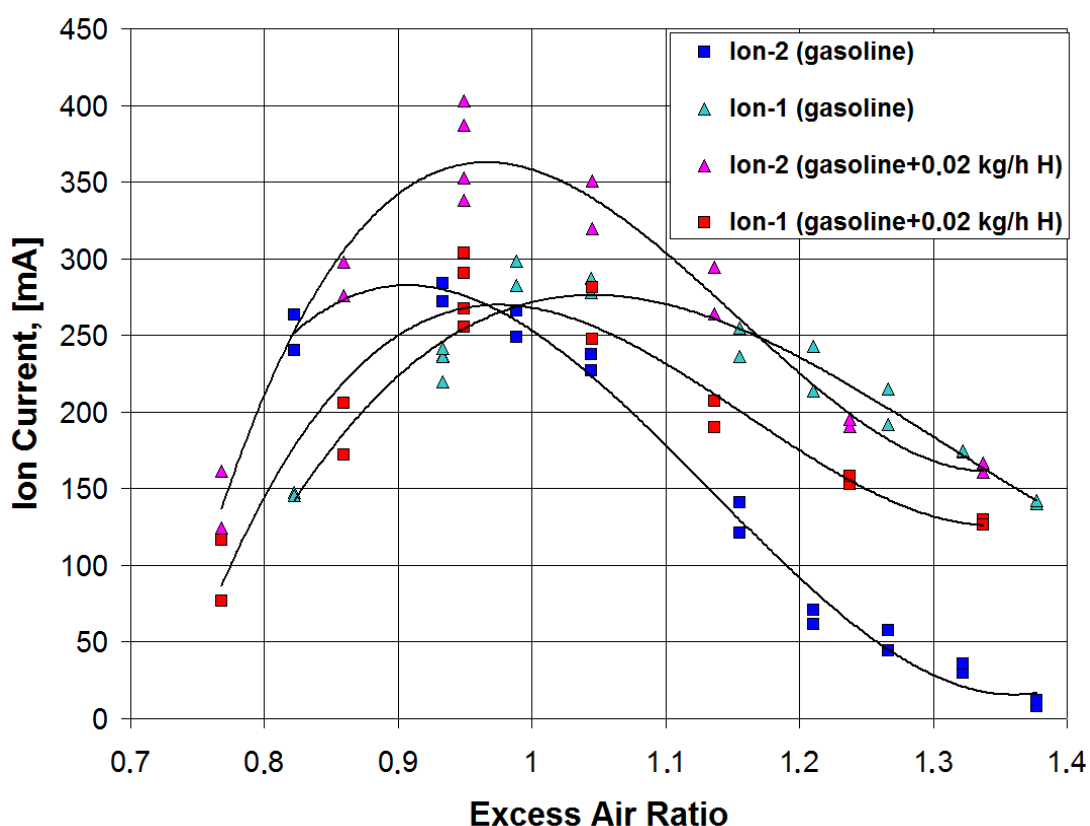


Рисунок 48 – Влияние добавки водорода на амплитуды ионного тока с составом смеси при степени сжатия 7,5

На рисунке 49 и 50 представлено разрежение во впускном трубопроводе на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111. Видно, что при работе на бензине и бензине с водородом разрежение находится в области одной кривой которая уменьшается при обеднении смеси. Это связано с большим открытием дроссельной заслонки. Добавка водорода повышает

эффективность процесса сгорания и на богатых смесях заслонка для бензина с водородом закрывается полностью.

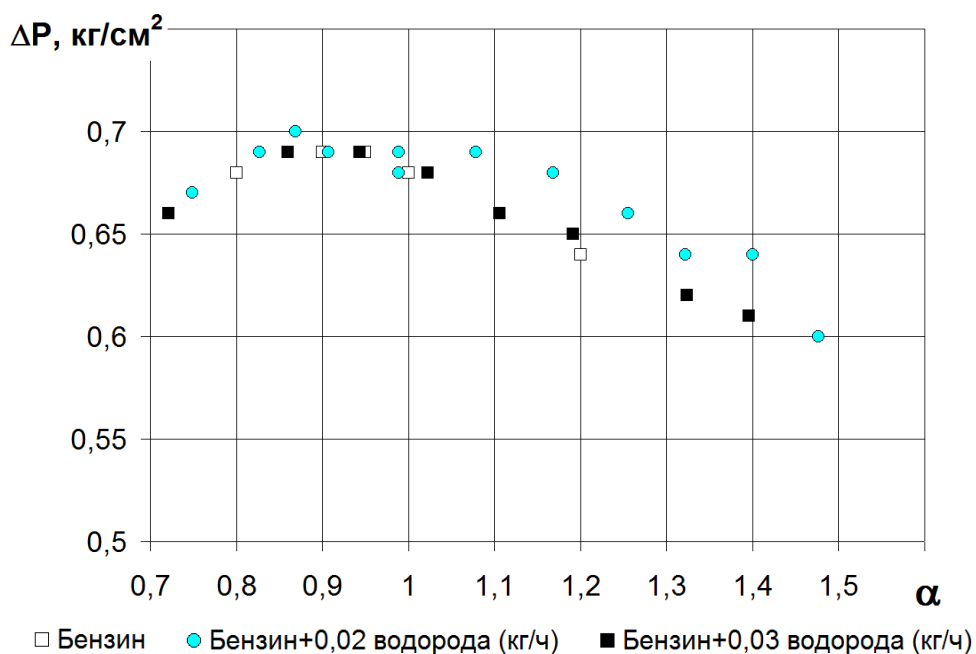


Рисунок 49 – Испытания ВАЗ-2111 при работе на бензине, бензине с водородом, при степени сжатия 9,8

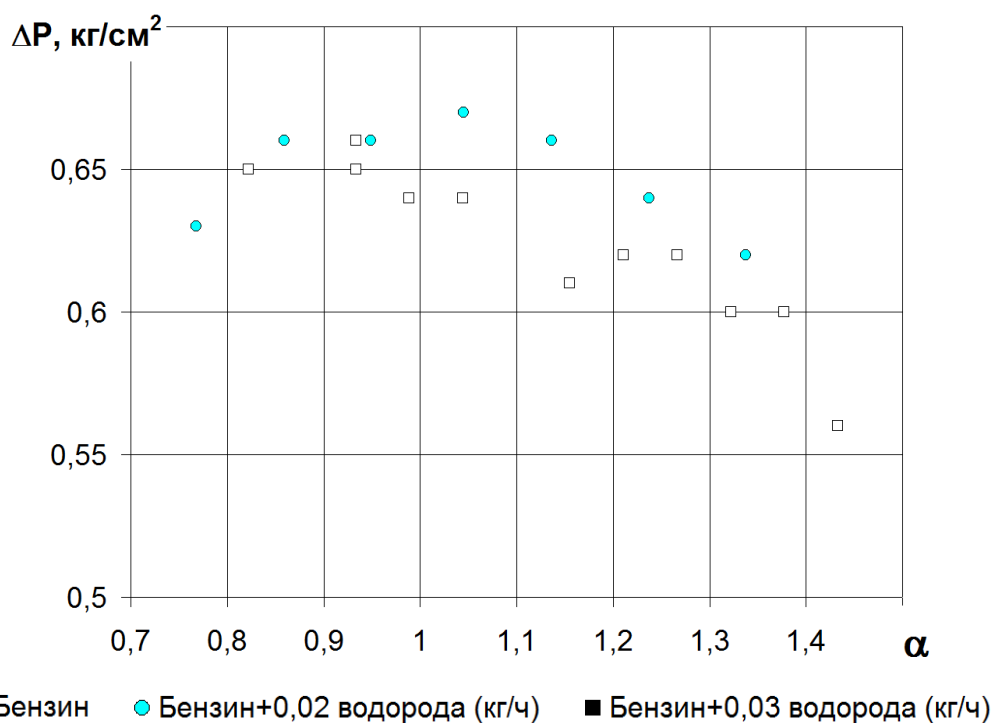


Рисунок 50 – Испытания ВАЗ-2111 при работе на бензине, при степени сжатия 7,5

Характеристику разряжения во впускном трубопроводе дополняют результаты характеристики расхода воздуха, представленные на рисунке 51 и 52. В целом характеристика расхода воздуха соответствует показаниям разряжения во впускном трубопроводе. Из рисунка 51 видно, что характеристика расхода воздуха для бензина лежит на одной кривой, а при добавке водорода часть воздуха вытесняется, что соответствует снижению расхода воздуха. Для степени сжатия 7,5 (рисунок 52) наблюдается схожая картина, только для обеспечения устойчивой работы двигателя расход воздуха несколько выше, чтобы компенсировать потери от меньшей эффективности процесса сгорания при снижении степени сжатия.

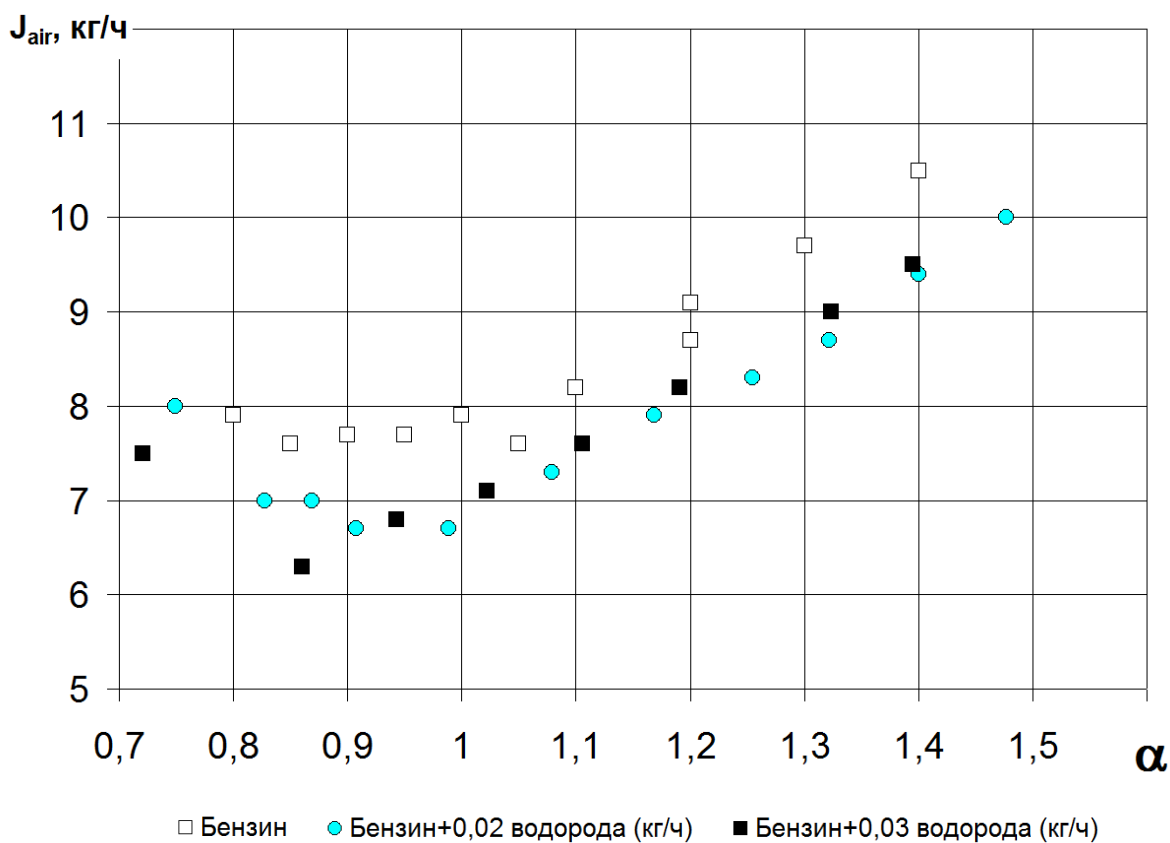


Рисунок 51 – Расход воздуха в двигателе ВАЗ-2111 при работе на бензине, бензине с водорода, при степени сжатия 9,8

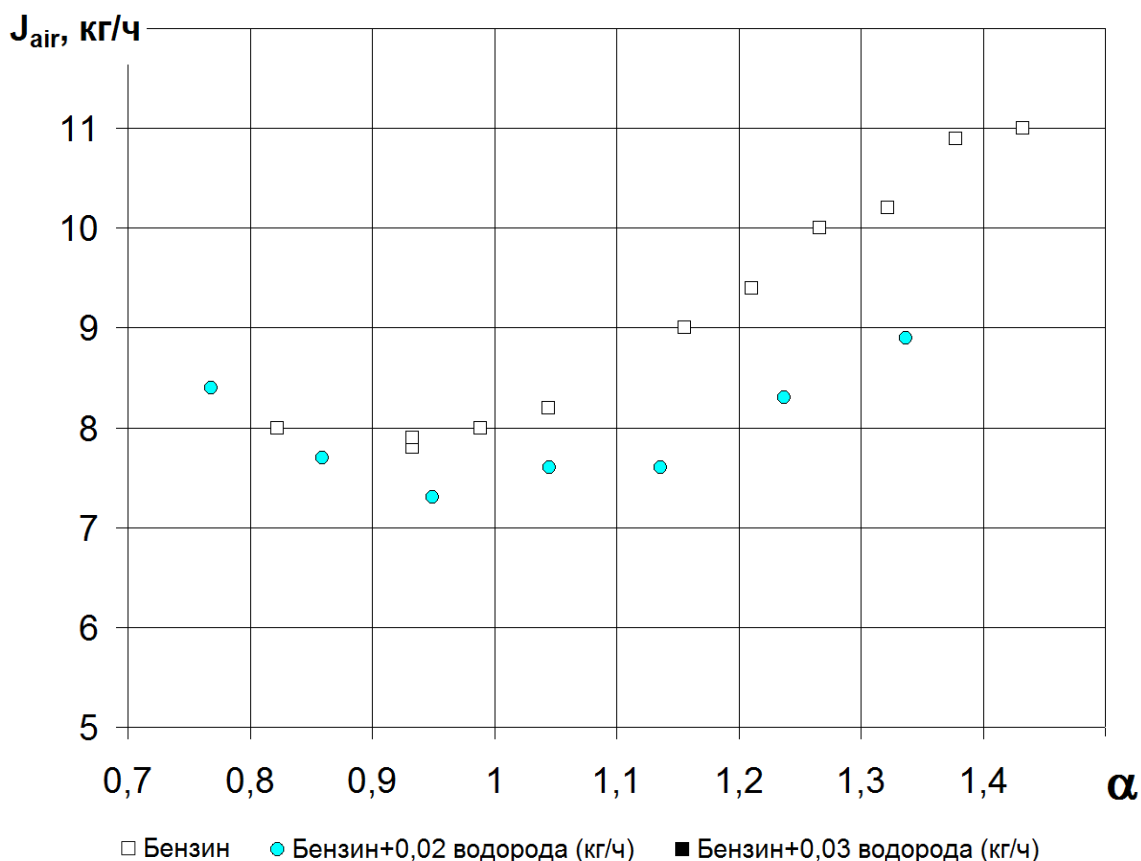


Рисунок 52 – Расход воздуха в двигателе ВАЗ-2111 при работе на бензине, бензине с водорода, при степени сжатия 7,5

Выводы по главе 3

Эффективность работы двигателя и токсичность ОГ главным образом определяются характеристиками распространения пламени, особенно в зонах у стенки цилиндра.

И получены следующие выводы:

- добавка водорода в бензин в размере 0,02 и 0,03 кг/ч снижает расход топлива и на количестве подведенной энергии с топливом, при этом отмечено, что добавка 0,03 кг/ч полностью устраняет циклы с пропуском зажигания, возможно лишь наличие циклов с частичным сгоранием.
- Токсичность отработавших газов, также напрямую зависит от условий сгорания, который значительно улучшаются при добавке водорода.

Глава 4 Оценка влияния добавки водорода на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе

4.1 Оценка влияния добавки водорода на характеристики протекания процесса сгорания в УИТ-85

Характеристики протекания процесса сгорания определялись по методике приведенной в [24, 25, 26]. На рисунках 53 – 56 представлены термодинамические параметры при изменении степени сжатия в цилиндре УИТ-85. Видим, что повышение степени сжатия повышает скорость тепловыделения, жесткость сгорания и эффективность подвода теплоты. Рассмотрим рисунки 53 – 56 подробнее. На рисунке 53 показаны термодинамические параметры при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 5,9$; $\alpha = 1,013$. На рисунке 54 показаны термодинамические параметры при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 7$; $\alpha = 1,015$. На рисунке 55 показаны термодинамические параметры при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 5,9$; $\alpha = 1,05$; $H = 3\%$. На рисунке 56 показаны термодинамические параметры при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 7$; $\alpha = 1,12$; $H = 3\%$. Для циклов с добавкой водорода (рисунки 55 и 56) работа на участке $220-480^\circ$ ПКВ выросла с 325,575 Дж до 334,472 Дж, что составляет 2,7%, с увеличением степени сжатия с 5,9 до 7, а КПД цикла выросло на 7,7%. Угол ПКВ, при котором сгорает 10, 50 и 90% ТВС уменьшился с ростом степени сжатия на 1, 0,3 и 3,4 ° ПКВ соответственно. Видим, что при работе на бензине влияние увеличения степени сжатия существенно улучшает процесс сгорания, в тоже время при добавке 3% водорода от массы топлива, то влияние степени сжатия становится менее заметным.

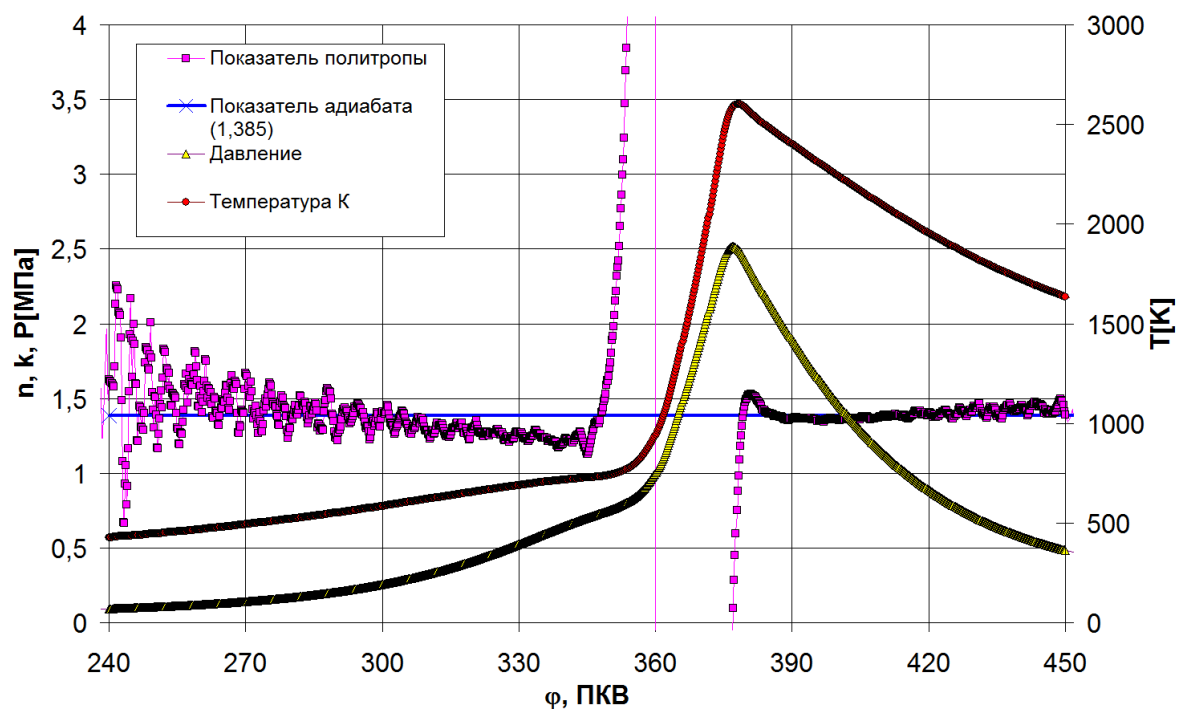
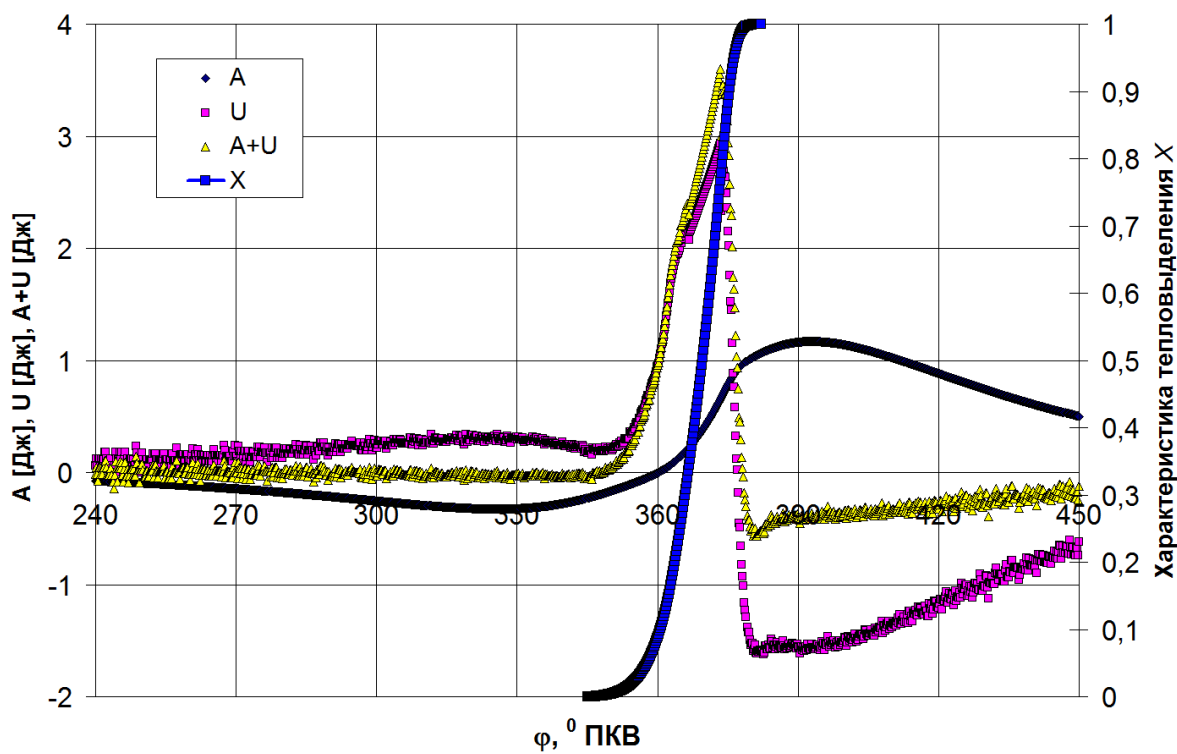


Рисунок 53 – Термодинамические параметры при изменении степени сжатия $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 5,9$; $\alpha = 1,013$

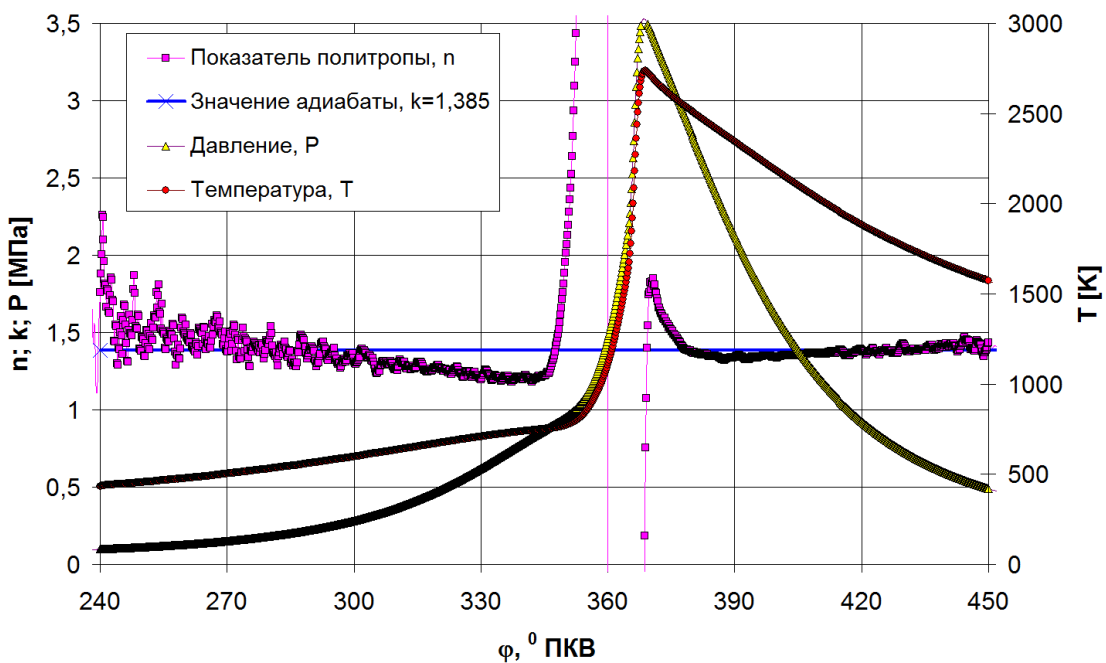
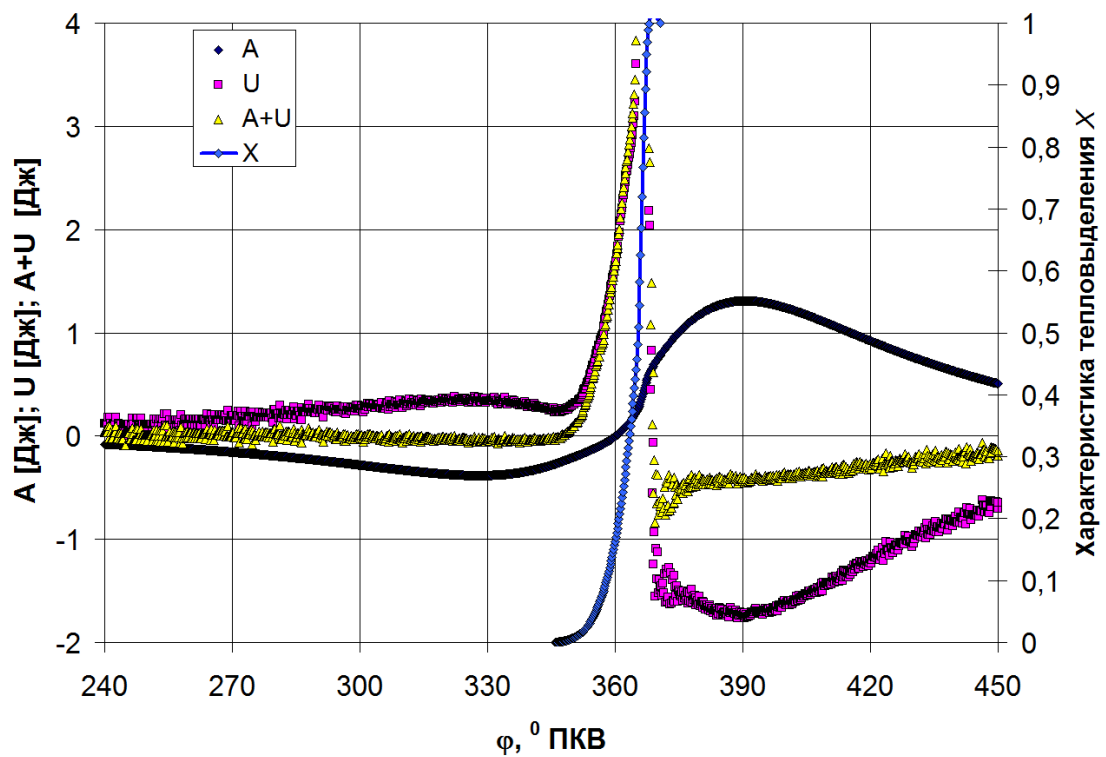


Рисунок 54 – Термодинамические параметры при изменении степени сжатия $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 7$; $\alpha = 1,015$

При добавке водорода в УИТ-85 мы также наблюдаем увеличение скорости тепловыделения и жесткости сгорания.

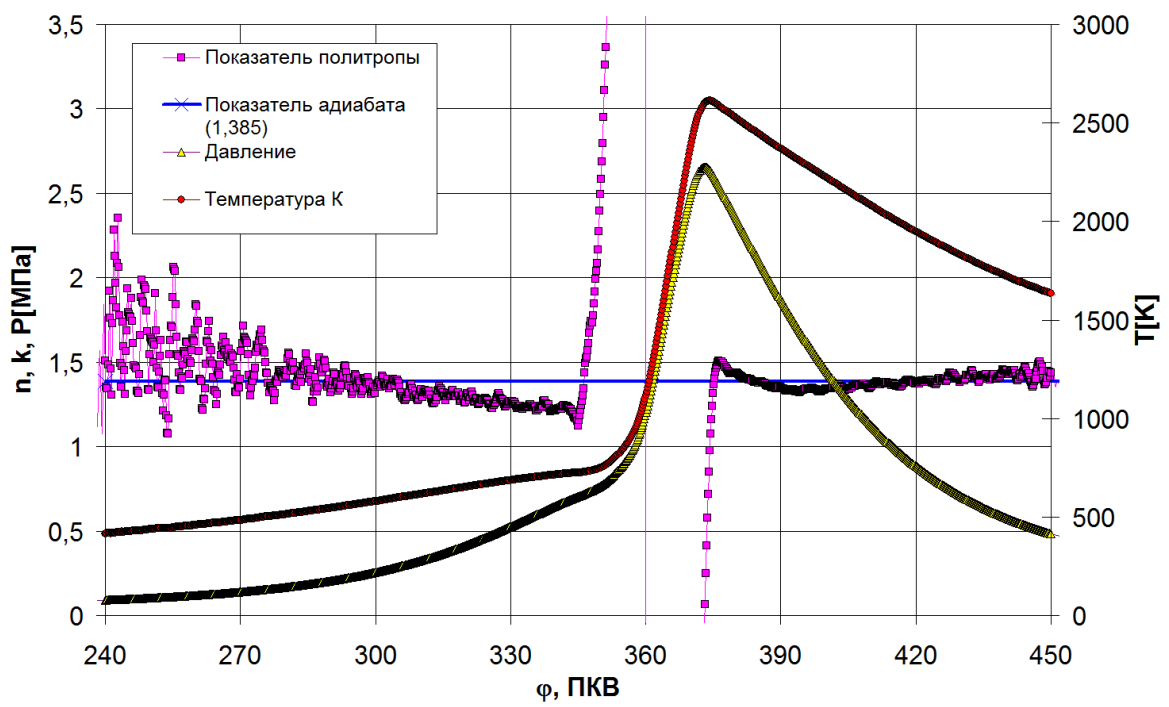
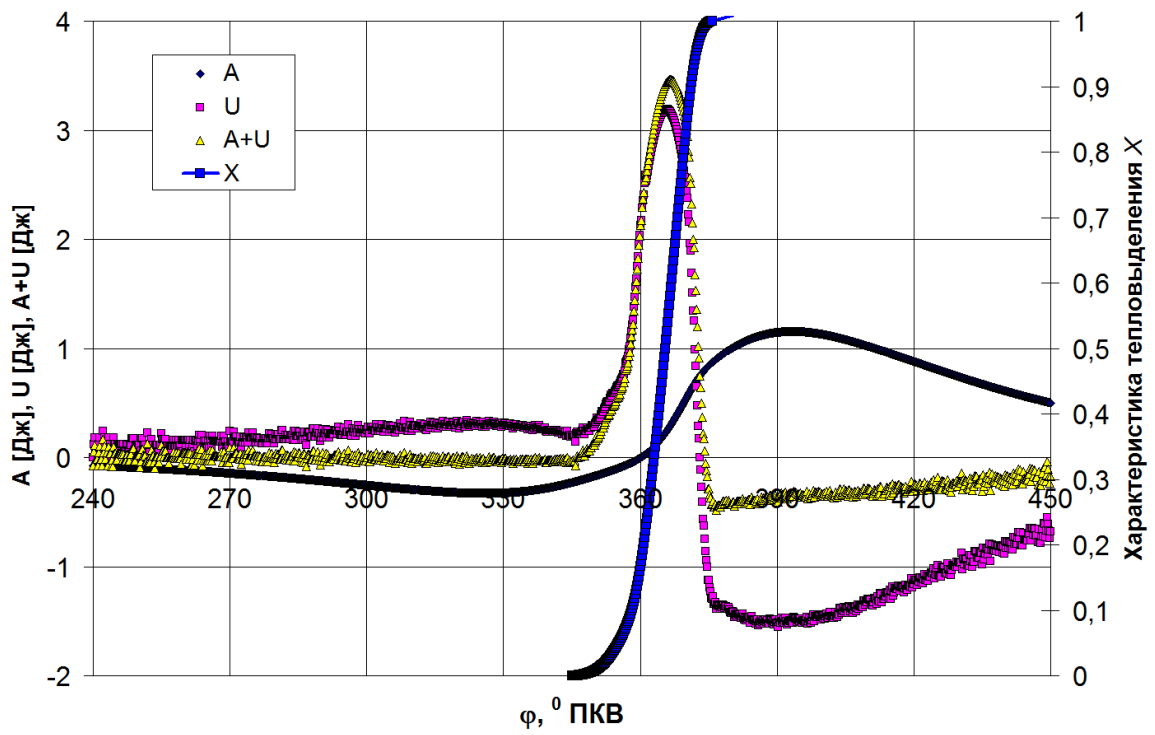


Рисунок 55 – Термодинамические параметры при изменении степени сжатия $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 5,9$; $\alpha = 1,05$; $H = 3\%$

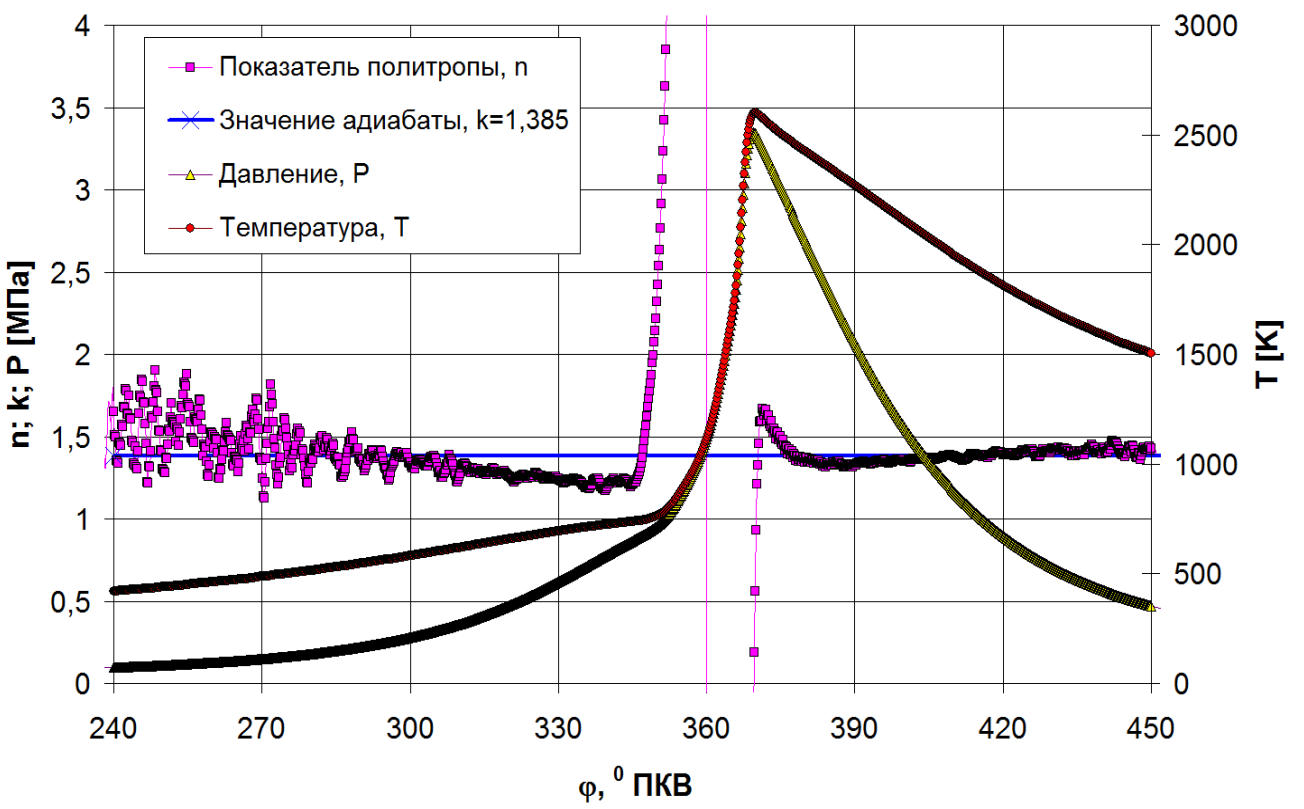
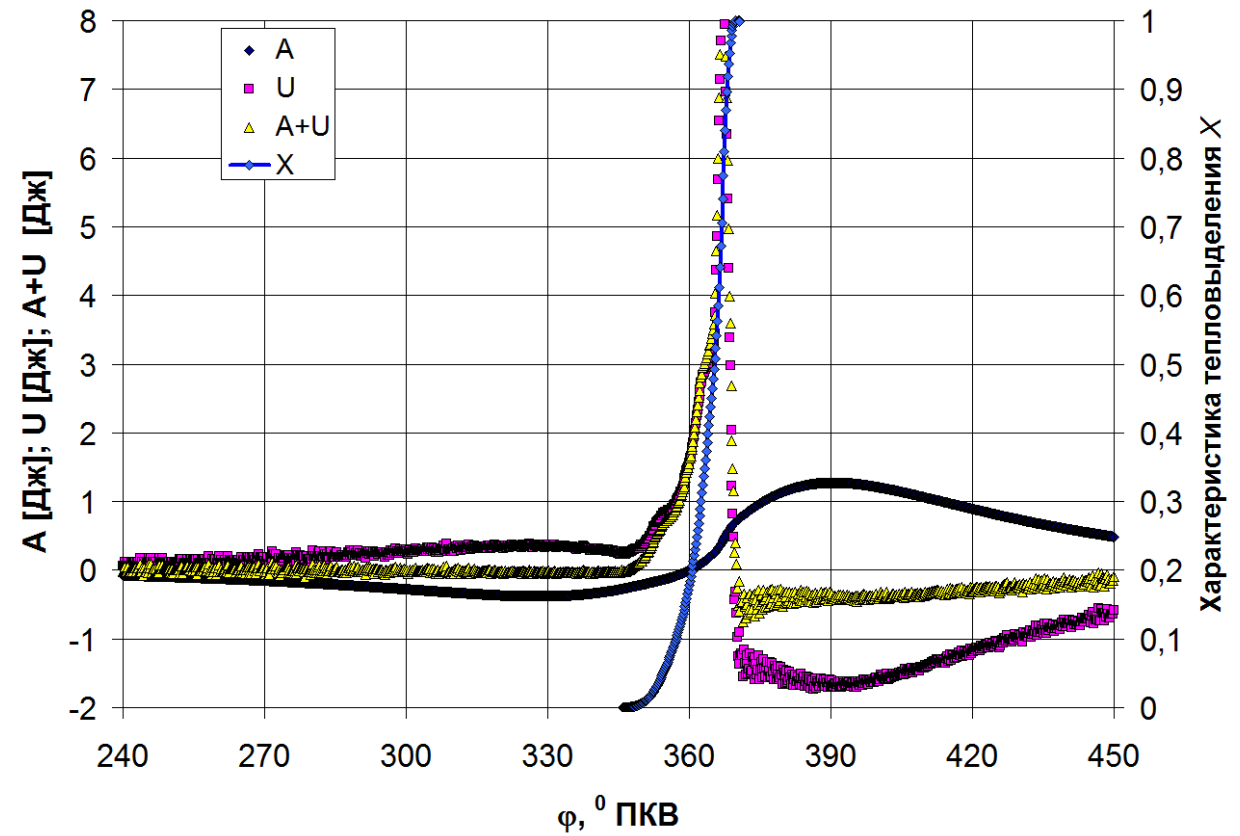


Рисунок 56 – Термодинамические параметры при изменении степени сжатия $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 7$; $\alpha = 1,12$; $H = 3\%$

4.2 Оценка влияния добавки водорода на характеристики протекания процесса сгорания в двигателе ВАЗ-2111

В двигателе ВАЗ-2111 исследовались 2 степени сжатия 9,8 (штатная) и пониженная до 7,5 за счет установки 4 мм алюминиевой пластины. Влияние степени сжатия на равномерность циклов приведена на рисунках 57 и 58.

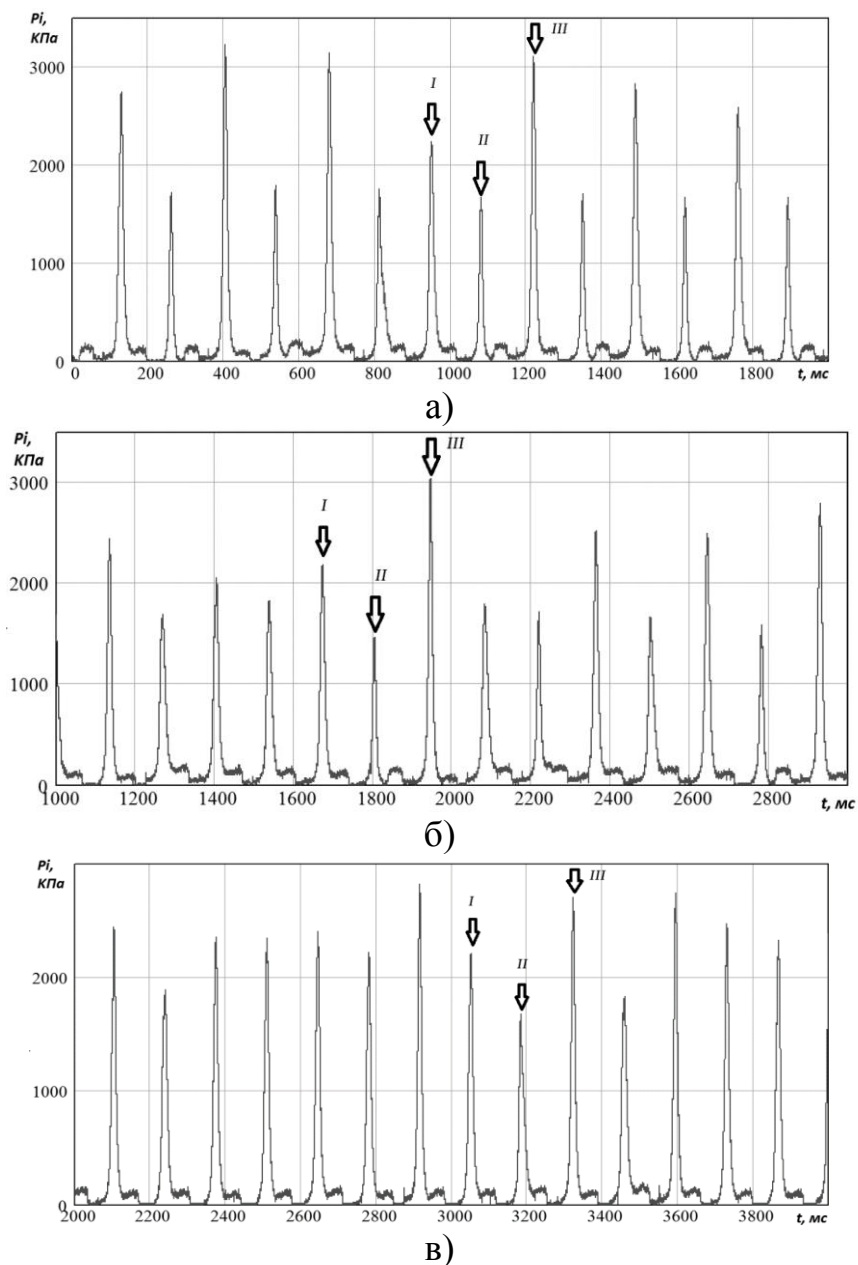
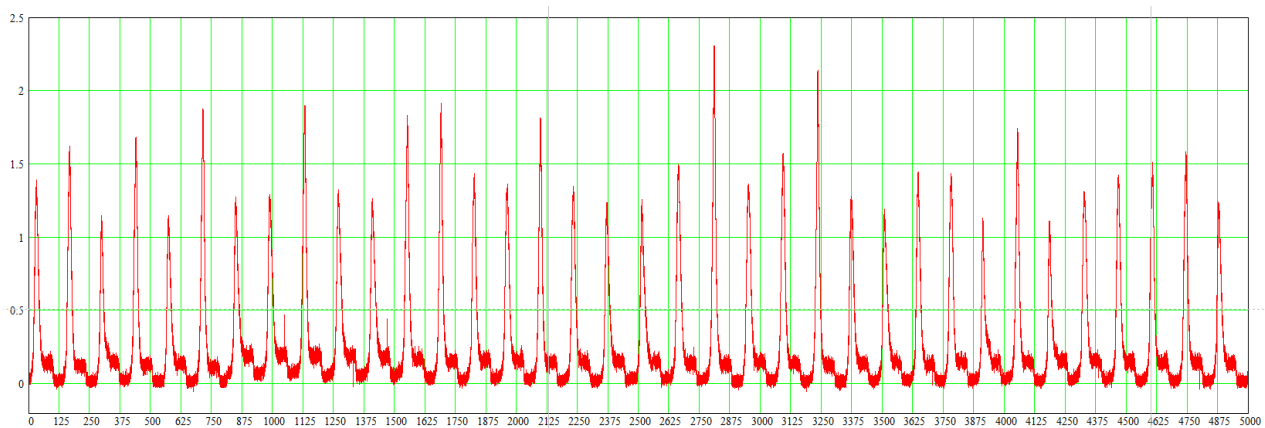
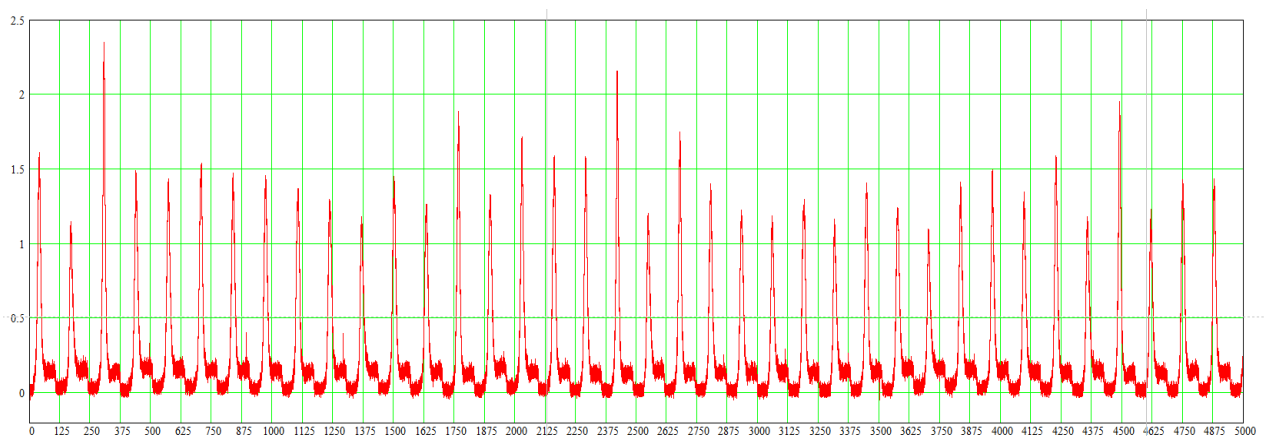


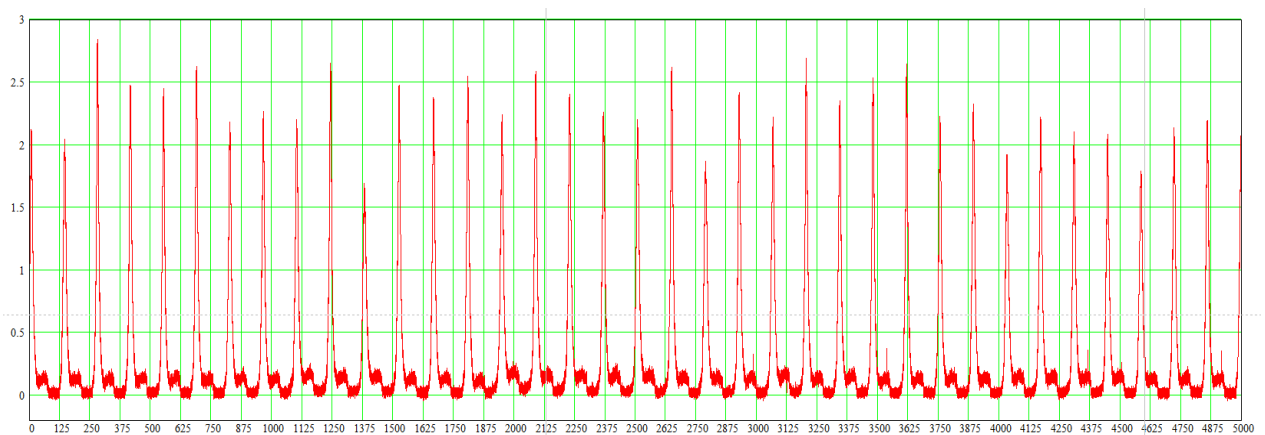
Рисунок 57 – Осциллограмма давления на режиме ХХ в ВАЗ-2111 при степени сжатия 9,8: а) $\alpha = 1$; б) $\alpha = 1$ с добавкой 0,02 кг/ч водорода и в) $\alpha = 1,02$ с добавкой 0,03 кг/ч водорода



а)



б)



в)

Рисунок 58 – Осциллограмма давления на режиме ХХ в ВА3-2111 при степени сжатия 7,5: а) $\alpha = 1.044$; б) $\alpha = 1,045$ с добавкой 0,02 кг/ч водорода и в) $\alpha = 1,07$ с добавкой 0,03 кг/ч водорода

Видно, что понижение степени сжатия снизило термический КПД циклов, что заставило для поддержания частоты вращения при понижении степени сжатия больше открыть дроссельную заслонку. Это снизило

количество остаточных газов и сделало процесс сгорания менее забалластированным. Что привело к снижению межцикловой неравномерности и влияние увеличения степени сжатия стало менее заметным. Это можно оценить, сравнивая максимальное давление, усредненное по 100 последовательным циклам (рисунок 59 для степени сжатия 9,8 и рисунок 60 для степени сжатия 7,5).

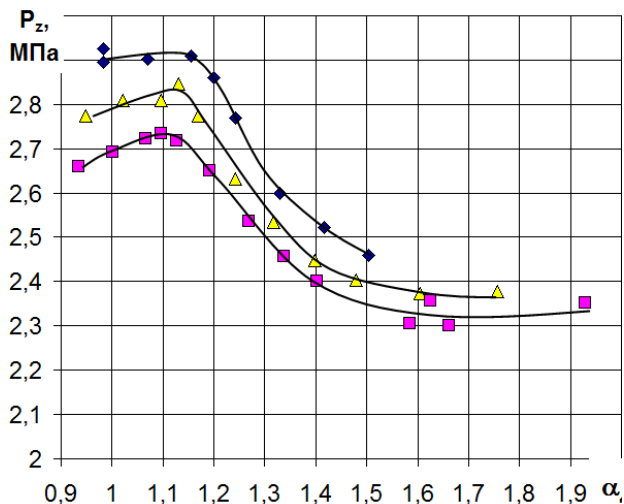


Рисунок 59 – Максимальное давления в цилиндре двигателя при работе на бензине и бензине с добавкой водорода 0,02 и 0,03 кг/ч при степени сжатия 9,8

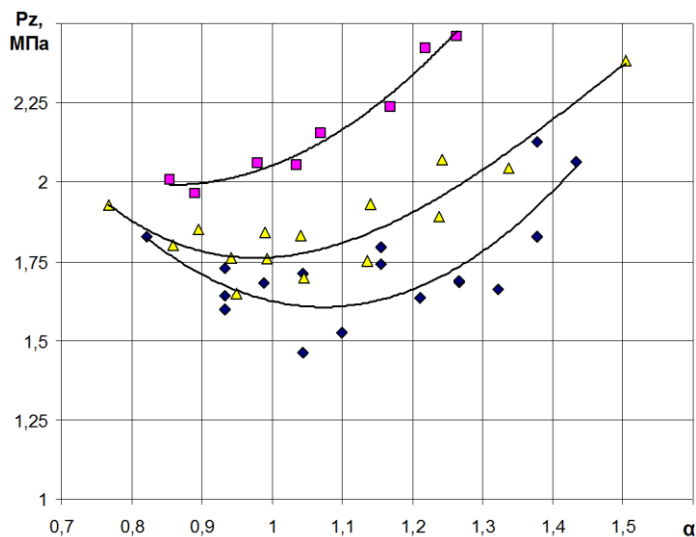


Рисунок 60 – Максимальное давления в цилиндре двигателя при работе на бензине и бензине с добавкой водорода 0,02 и 0,03 кг/ч при степени сжатия 7,5

Видно, что при составах смеси около 1, где процесс сгорания оптимален усредненное давление больше при степени сжатия 9,8, а при обеднении смеси усредненное давление становится больше при степени сжатия 7,5. Таким образом следует отметить, что при работе двигателя вблизи стехиометрического состава большие значения степени сжатия будут эффективнее, и её можно повышать до наступления детонации. А на бедных смесях, где сгорание замедляется необходимо уменьшить разбавленность остаточными газами, что возможно реализовать через снижение степени сжатия.

Основные выводы по 4 главе.

Добавка водорода снижает общую энергоёмкость заряда. Это приводит к снижению энергетических показателей работы двигателя при работе на средних и высоких нагрузках. Для повышения эффективности использования водорода необходимо создать условия, повещающие эффективность рабочего процесса, а именно:

- Повышение степени сжатия, так как водород обладает большей скоростью горения и, следовательно, позволяет раздвинуть граница бездетонационной работы двигателя.
- Применение специальных средств впрыска водорода в цилиндр двигателя после окончания процесса наполнения, чтобы избежать обратных вспышек и вытеснения воздуха при впуске в коллектор.
- Разработка и адаптация специальных средств очистки отработавших газов позволяющих проводить эффективную доочистку при работе на бедных и сверхбедных смесях.
- Разработка или доработка систем получения водорода или водородосодержащего газа на борту автомобиля, с необходимой для полноценной работы производительностью, так как современные системы хранения и заправки в баллоны не могут обеспечить эффективное применение водорода как постоянной добавки на борту автомобиля.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

К основным результатам следует отнести разработанные требования к системам питания водорода при его использовании в качестве постоянной добавки на борту автомобиля:

- Повышение степени сжатия, так как водород обладает большей скоростью горения и, следовательно, позволяет раздвинуть граница бездетонационной работы двигателя.
- Применение специальных средств впрыска водорода в цилиндр двигателя после окончания процесса наполнения, чтобы избежать обратных вспышек и вытеснения воздуха при впуске в коллектор.
- Разработка и адаптация специальных средств очистки отработавших газов позволяющих проводить эффективную доочистку при работе на бедных и сверхбедных смесях.
- Разработка или доработка систем получения водорода или водородосодержащего газа на борту автомобиля, с необходимой для полноценной работы производительностью, так как современные системы хранения и заправки в баллоны не могут обеспечить эффективное применение водорода как постоянной добавки на борту автомобиля.

Выводы по главе 1

Проведенный обзор литературы для выявления и оценке эффективности применения добавки водорода для активации процесса сгорания в бензиновых ДВС показал, что основные исследования проводились на сильно устаревших двигателях в основном карбюраторных. Редкие исследования проводили оценку эффективности протекания внутрицилиндровых процессов сгорания и тепловыделения. Полученные результаты уже оценивали выходные параметры работы двигателя при добавке в него водород. Приведенные результаты показали однозначную

эффективность применения добавки водорода для активации процесса сгорания в бензиновых ДВС

Выводы по главе 2

Показано что исследовательская установка УИТ-85, и установка на базе ВАЗ-2111 соответствует задачам проводимых исследований. Установка позволяет с высокой точностью оценивать влияние степени сжатия при сохранении прочих параметров работы двигателя на термодинамические параметры рабочего процесса.

Выводы по главе 3

Эффективность работы двигателя и токсичность ОГ главным образом определяются характеристиками распространения пламени, особенно в зонах у стенки цилиндра.

Получены следующие выводы:

- добавка водорода в бензин в размере 0,02 и 0,03 кг/ч снижает расход топлива и на количестве подведенной энергии с топливом, при этом отмечено, что добавка 0,03 кг/ч полностью устраняет циклы с пропуском зажигания, возможно лишь наличие циклов с частичным сгоранием.
- токсичность отработавших газов, также напрямую зависит от условий сгорания, который значительно улучшаются при добавке водорода.

Выводы по главе 4 «Оценка влияния водорода на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе»

Добавка водорода снижает общую энергоемкость заряда. Это приводит к снижению энергетических показателей работы двигателя при работе на средних и высоких нагрузках. Для повышения эффективности использования водорода необходимо создать условия, повещающие эффективность рабочего процесса, а именно:

- Повышение степени сжатия, так как водород обладает большей скоростью горения и, следовательно, позволяет раздвинуть граница бездетонационной работы двигателя.
- Применение специальных средств впрыска водорода в цилиндр двигателя после окончания процесса наполнения, чтобы избежать обратных вспышек и вытеснения воздуха при впуске в коллектор.
- Разработка и адаптация специальных средств очистки отработавших газов позволяющих проводить эффективную доочистку при работе на бедных и сверхбедных смесях.
- Разработка или доработка систем получения водорода или водородосодержащего газа на борту автомобиля, с необходимой для полноценной работы производительностью, так как современные системы хранения и заправки в баллоны не могут обеспечить эффективное применение водорода как постоянной добавки на борту автомобиля.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Apostolescu, N., and R. Chiriac, "A study of combustion of hydrogen-enriched gasoline in a spark ignition engine", SAE 960603, 1996.
2. Berckmüller, M., H. Rottengruber, A. Eder, N. Brehm, G. Elsässer, G. Müller-Alander and C. Schwarz, "Potentials of a charged SI-Hydrogen engine", SAE 2003-01-3210, 2003.
3. Chinworth, M., "Hydrogen and the automobile", Automotive Engineering International, September 2002.
4. Doyle, T.A., "Technology status of hydrogen vehicles", IEA Agreement on the Production and Utilization of Hydrogen, IEA/H2/TR1-98, 1998.
5. Fukuma, T., T. Fujita, P. Pichainarong, and S. Furuham, "Hydrogen combustion study in direct injection hot surface ignition engine", SAE 861579, 1986.
6. Glasson, N., G.A. Lumsden, R. Dingli, and H.C. Watson, "Development of the BCЖ system for a multi-cylinder spark ignition engine", SAE 961104, 1996.
7. Gottgens, J., F. Mauss, and N. Peters, "Analytical approximations of burning velocities and flame thickness of a lean hydrogen, methane, ethylene, ethane, acetylene, and propane flames", 24th Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, pp. 129-135, 1992.
8. Heffel, J.W., D.C. Johnson, and C. Shelby, "Hydrogen powered Shelby Cobra: Vehicle conversion", American Hydrogen Association, Volume 13, No. 1, 2002.
9. Heimrich, M.J., and C.C. Andrews, "On-board hydrogen generation for rapid catalyst light-off", SAE 2000-01-1841, 2000.
10. Koyanagi, K., M. Hiruma, K. Yamane, and S. Furuham, "Effect of hydrogen jet on mixture formation in a high-pressure injection hydrogen fueled engine with spark ignition", SAE 931811, 1993.

11. Kühn, M., J. Abthoff, R. Kemmler, and T. Kaiser, "Influence of the inlet port and combustion chamber configuration on the lean-burn behavior of a spark-ignited gasoline engine", SAE 960608, 1996.
12. Lambe, S.M., "Hydrogen dual-fuel combustion", Thesis (Ph.D.), The University of Melbourne, 1991.
13. Lumsden, G., and H.C. Watson, "BC₂ operation in a hydrogen-only mode for emission control at cold start", SAE 950412, 1995.
14. McAlister, R., "Hydrogen today - Clean energy for a better world", American Hydrogen Association, Vol 13, No. 1, 2002.
15. Milton, B.E., and J.C. Keck, "Laminar burning velocities in stoichiometric hydrogen and hydrogen-hydrocarbon gas mixtures", Combustion and Flame, Vol. 58, pp. 13-22, 1984.
16. Min, K., W.K. Cheng, and J.B. Heywood, "The effects of crevices on the engine out hydrocarbon emissions in SI engines", SAE 940306, 1994.
17. Mukai, K., and H. Miyazaki, "The influence of the combustion chamber head material of a gasoline engine on exhaust HC", SAE 2000-01-3072, 2000.
18. Shinagawa, T., T. Okumura, S. Furuno, and K.O. Kim, "Effects of hydrogen addition to SI engine on knock behavior", SAE 2004-01-1851, 2004.
19. Swarts, A., A. Yates, C. Viljoen, and R. Coetzer, "A further study of inconsistencies between autoignition and knock intensity in the CFR octane rating engine" SAE 2005-01-2081, 2005.
20. Topinka, J.A., M.D. Gerty, J.B. Heywood and J.C. Keck, "Knock behavior of a lean-burn, H₂ and CO enhanced, SI gasoline engine concept", SAE 2004-01-0975, 2004.
21. Vizoroglu, T.N., "Hydrogen, fuel cells, and infrastructure technologies program", Annual Report, Clean Energy Research Institute, University of Miami, 2003.
22. Wakai, K., S. Kito, and I. Sumida, "Effect of small hydrogen jet flame on augmentation of lean combustion", SAE 931943, 1993.

23. Wakai, K., S. Kito, and S. Shimizu, "Combustion of methanol-air mixture in a closed chamber ignited by a pulsed jet plume of hydrogen flame", International Power Engineering Conference, May 17-21, 1992.
24. Wallace, J.S., L. Segal, and J.F. Keffer, "Lean mixture operation of hydrogen-fueled spark ignition engines", SAE 852119, 1985.
25. Wang, D., "An Investigation of Direct Injection of Natural Gas in a Hydrogen Assisted Jet Ignition Engine ", Thesis (Ph.D.), University of Melbourne, 2004.
26. Watson, H.C., "Cyclic variability, lean burn and hydrogen addition", Short course on road transport engine emissions, University of Melbourne, July 2001.
27. Watson, H.C., E.E. Milkins, W.R.B. Martin, and J. Edsell, "An Australian hydrogen car", Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Melbourne, 1983.
28. D. Siano, F. Bozza, M. Costa: Reducing Fuel Consumption, Noxious Emissions and Radiated Noise by Selection of the Optimal Control Strategy of a Diesel Engine, SAE 2011-24-0019, 2011.
29. K. Gotoh, J. Ceppi, N. Sabatier, Y. Tsuchida: Multi Attribute Optimization: Fuel Consumption, Emissions and Driveability, SAE 2012-01-0946, 2012.
30. C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis: Second-law analyses applied to internal combustion engines operation, Prog Energ Combust., Vol. 32, No. 1, pp. 2-47, 2006.
31. B. Saerens, J. Vandersteen, T. Persoons, J. Swevers, M. Diehl, E. Van den Buick: Minimization of the fuel consumption of a gasoline engine using dynamic optimization, Appl Energ. Vol. 86, No. 9, pp. 1582-8, 2009.
32. J.A. Caton: Operating Characteristics of a Spark- Ignition Engine Using the Second Law of Thermodynamics: Effects of Speed and Load, SAE 2000-01-0952, 2000.

- 33.I.E. Fox: Numerical evaluation of the potential for fuel economy improvement due to boundary friction reduction within heavy-duty diesel engines, *Tribol Int.*, Vol. 38, No. 3, pp. 265-75, 2005.
- 34.V. Rabhi, J. Beroff, F. Dionnet: Study of a Gear- Based Variable Compression Ratio Engine, SAE 2004-01-2931
- 35.Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V., Bobrovskij I. Research of polytropic exponent changing for influence evaluation of actual mixture composition on hydrocarbons concentration decreasing on deep throttling operation // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2017. №50. Article number 012016
36. Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V., Korneev N.V. Increase in the thermodynamic efficiency of the working process of spark-ignited engines on natural gas with the addition of hydrogen // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2018. №121. Article number 052009
37. Smolenskii V.V., Smolenskaya N.M. Methods for Assessing the Thermodynamic Characteristics of the Combustion Process Using the Indicator Diagram in Spark-Ignition Engines // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. №582. Article number 012003
38. Smolenskaya N., Smolenskii V., Korneev N., Prus Yu. Method for evaluating the parameters of the flame front propagation process according to the indicator diagram in spark ignition engines // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. №734. Article number 012209.
39. Chintala V., Subramanian K.A. Assessment of maximum available work of a hydrogen fueled compression ignition engine using exergy analysis // *Energy*. 2014. №67. pp. 162–175.
- 40.Li Y., Jia M., Chang Y., Kokjohn S.L., Reitz R.D. Thermodynamic energy and exergy analysis of three different engine combustion regimes, *Applied Energy*, 180 (2016) 849-858. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.08.038.

41. Zhao Z., Wang S., Zhang S., Zhang F. Thermodynamic and energy saving benefits of hydraulic free-piston engines, *Energy*, 102 (2016) 650-659. DOI: 10.1016/j.energy.2016.02.018.
42. Sohret Y., Gürbüz H. and Akçay I. H. Energy and exergy analyses of a hydrogen fueled SI engine: Effect of ignition timing and compression ratio, *Energy* 175 (2019) 410-422 DOI: 10.1016/j.energy.2019.03.091
43. Siti Sabariah M., et al., Analysis and simulation of combustion and emission on small engine, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 469 (2019) 012076 doi:10.1088/1757-899X/469/1/012076
44. Sezer İ. and Bilgin A. Exergetic Analysis of Using the Gaseous Fuels in Spark Ignition Engines, *Thermophysics and Heat Transfer*, 28 (2014) No. 2, DOI: 10.2514/1.T4300
45. Irimescu, A., et al., Evaluation of different methods for combined thermodynamic and optical analysis of combustion in spark ignition engines, *Energy Conversion and Management* 87 (2014) 914–927 DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.07.037>
46. Yuedong Chao et al. / *Energy Procedia* 158 (2019) 2098–2105 DOI: 10.1016/j.egypro.2019.01.483
47. Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V., Korneev N.V. Increase in the thermodynamic efficiency of the working process of spark-ignited engines on natural gas with the addition of hydrogen, *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 121 (2018) 052009 doi :10.1088/1755-1315/121/5/052009.
48. Duarte, J., et al., Thermodynamic Analysis of Self- Ignition in Spark-Ignited Engines Operated with Alternative Gaseous Fuels, *TECCIENCIA*, Vol. 11 No. 20, 57-65, 2016 DOI: <http://dx.doi.org/10.18180/tecciencia.2016.20.8>
49. Mamalis S., et al., A modeling framework for second law analysis of low-temperature combustion engines, *International J of Engine Research* 2014, Vol. 15(6) 641–653 DOI: 10.1177/1468087413512312

50. Barjaneh A. and Sayyaadi H. A new closed-form thermodynamic model for thermal simulation of spark ignition internal combustion engines, *Energy Conversion and Management* 105 (2015) 607–616 DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.008>
51. M.M. Krishtal, A.V. Polunin, P.V. Ivashin, E.D. Borgardt and I.S. Yasnikov Changes in the phase composition of oxide layers produced by microarc oxidation on Al–Si and Mg alloys induced by additions of SiO₂ nanoparticles to the electrolyte / *Doklady Physical Chemistry*. 2016
52. N.M. Smolenskaya and N.V. Korneev Modelling of the combustion velocity in UIT-85 on sustainable alternative gas fuel / *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 66 (2017) 012016 doi:10.1088/1755-1315/66/1/012016.
53. N.M. Smolenskaya and V.V. Smolenskii Modelling the average velocity of propagation of the flame front in a gasoline engine with hydrogen additives / *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 115 (2018) 012016 doi: 10.1088/1755-1315/115/1/012016.
54. Hongsheng Liu, Maozhao Xie, Dan Wu Simulation of a porous medium (PM) engine using a two-zone combustion model, *Applied Thermal Engineering*, Volume 29, Issues 14–15, October 2009, Pages 3189-3197. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.04.021>
55. Mahmood, H.A.; Adam, N.M.; Sahari, B.B.; Masuri, S.U. New Design of a CNG-H₂-AIR Mixer for Internal Combustion Engines: An Experimental and Numerical Study. *Energies* 2017, 10, 1373. <https://doi.org/10.3390/en10091373>
56. Schiebl, R.; Maas, U. Analysis of endgas temperature fluctuations in an SI engine by laser-induced fluorescence. *Combust. Flame* 2003, 133, 19–27. [https://doi.org/10.1016/S0010-2180\(02\)00538-2](https://doi.org/10.1016/S0010-2180(02)00538-2)
57. Calcote, H. F. Studies of ionization in flames by means of langmuir probes / H. F. Calcote, I. King // Technical report. – 1955

- 58.Z. Gao, X. Wu, H. Gao and B. Liu, "Investigation on characteristics of ionization current in a spark-ignition engine fueled with natural gasehydrogen blends with BSS de-noising method," International journal of hydrogen energy. 2010. № 35. P. 12918-12929.
- 59.M. Hellring and U. Holmberg, "An Ion current based peak-finding algorithm for pressure peak position estimation," SAE Inc. 1998. № 00FL-587
- 60.Z. Gao, X. Wu, C. Man and X. Meng, "The relationship between ion current and temperature at the electrode gap," Applied thermal engineering. № 33. 2012.
- 61.A. Vressner, A. Hultqvist, P. Tunestal and B. Johansson, "Fuel effects on ion current in an HCCI engine," SAE Paper. 2005. № 2005-01-2093.
- 62.L. Winkler, N. Hegman, C. Raffay and A. Palotas, "Ion current measurements in natural gas flames," European combustion meeting. 2007.
- 63.M. Hellring, T. Munter, T. Rögnvaldsson, N. Wikström, C. Carlsson, M Larsson and J. Nytomt. Robust AFR Estimation Using Ion Current and Neural Networks. SAE 1999-01-1161
- 64.A. Saitzkoff, R. Reinmann, F. Mauss and M. Glavmo In-Cylinder Pressure Measurements Using the Sparg Plug as an Ionization Sensor. SAE 970857
- 65.E.A. VanDyne, C.L. Burcmyer, A.M. Wahl and A.E. Funaioli Misfire Detection from Ionization Feedback Utilizing the Smartfire Plazma Ignition Tecnology. SAE 2000-01-1377
- 66.Auzins J., H. Johansson and J. Nytomt Ion-Gap Sense in Misfire Detection, Knock, and Engine Control. SAE 950004
- 67.Smolenskaya N.M. and Korneev N.V. Modelling of the combustion velocity in UIT-85 on sustainable alternative gas fuel, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 66 (2017) 012016 doi:10.1088/1755-1315/66/1/012016.
- 68.Вибе И.И., Тепловой расчёт двигателей внутреннего сгорания / И.И. Вибе // Челябинск.: Челябинский политехнический институт имени Ленинского комсомола, 1972. - с.282

- 69.Проскурин, В.Ф. Цепно-тепловой взрыв и степень ионизации водородовоздушного пламени / В.Ф. Проскурин, П.Г. Бережко, Е.Н. Николаев, В.Н. Тараканов, П.Е. Половинкин, А.Г. Лещинская // Физика горения и взрыва. 2005. № 1. С.15-23.
- 70.Сеначин, П.К. Моделирование процесса горения гомогенной смеси в двигателе с искровым зажиганием / П.К. Сеначин, М.А. Ильина, Д.Д. Матиевский, М.Ю. Свердлов //Тез. XII симпозиума по горению и взрыву, 11-15 сентября 2000 г. Черноголовка: РАН, 2000.-ч.3. - с.155-157.
- 71.Daniels, C. F. The comparison of mass fraction burned obtained from the cylinder pressure signal and spark plug ion signal / SAE paper № 980140, 1998.
- 72.Eriksson, L. Requirements for and a systematic method for identifying heat release model parameters. Modeling of SI and Diesel Engines / SAE Paper № 980626, 1998.
- 73.Franke, A. Employing an ionization sensor for combustion diagnostics in a lean burn natural gas engine / A. Franke, P. Einewall, B. Johansson, R. Reinmann // SAE paper № 2001-01-0992, 2001.
- 74.Frenklach, M. GRI-Mech / M. Frenklach, T. Bowman, G. Smith, B. Gardiner // entnommen am 18.06.2009, http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/. 2009.
- 75.Grill, M. Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren / M.Grill // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2006a.
- 76.Gülдер, Ö. L. Turbulent Premixed Combustion Modelling using Fractal Geometry / Ö.L. Gülder // in: 23. Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute. 1990.
- 77.Herdin, G. Emissionsproblematik bei Biogasmotoren / G.Herdin // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007.

78. Heywood, J. B. Fluid Motion Within the Cylinder of Internal Combustion Engines - The 1986 Freeman Scholar Lecture / J. B. Heywood // Journal of Fluids Engineering Vol. 109 / 3. 1987.
79. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. B. Heywood // New York: McGraw-Hill. 1988.
80. Hiroyasu, H. Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber / H. Hiroyasu, T. Kodata // SAE Paper 740715. 1974.
81. Huiming, Z. Investigation on the Combustion Characteristics of the Compression Ignition Divided Chamber Combustion System of the Natural Gas Engine / Z. Huiming, Z. Defu, Z. Qingping // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.
82. Jobst, J. Simulation von Zündverzug, Brennrate und NO_x-Bildung für direktgezündete Gasmotoren / J. Jobst, F. Chmela, A. Wimmer // in: 1. Tagung Motorprozesssimulation und Aufladung. Berlin. 2005.
83. John, A. Entwicklung und Erprobung eines zweistufigen Impaktors zur Messung alveolengängiger Quarzfeinstaubemissionen und Durchführung von Validierungsmessungen / A. John, H. Kaminski, T. Kuhlbusch // Duisburg, IUTA e.V., Bericht. 2004.
84. Kettner, M. Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Optimierung der Entflammung von mageren Gemischen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung / M. Kettner // Karlsruhe, Universität, Dissertation. 2006.
85. Klimstra, J. The road to obtain the ultimate performance of gas engines - opportunities and challenges / J. Klimstra // in: 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau. 2007.
86. Koch, T. Numerischer Beitrag zur Charakterisierung und Vorausberechnung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkt einspritzenden, strahlgeführten Ottomotor / T. Koch // Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation. 2002.

- 87.Kogler, G. Potential of HCCI for large natural gas fueled engines / G. Kogler, A. Wimmer // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.
- 88.Kolb, T. Experimentelle und theoretische Untersuchung zur Minderung der NOx-Emission technischer Feuerungen durch gestufte Verbrennungsführung / T. Kolb // Karlsruhe. Technische Hochschule, Dissertation. 1990.
- 89.Kozuch, P. Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren / P. Kozuch // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2004.
- 90.Kuhlmann, R. M. V. Improvement of a Model for Calculation of Oxides of Nitrogen Emissions from Spark Ignition Engines / R.M.V. Kuhlmann, J. R. Sodre // SAE-Paper 2004-01-3001. 2004.
- 91.Lämmle, Ch. Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in a Compressed Natural Gas Engine / Ch. Lämmle // Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation. 2005.
- 92.Liao, S. Y. Determination of laminar burning velocities for natural gas / S. Y. Liao, D. M. Jiang, Q. Cheng // Fuel 83 (2004). Elsevier. Science Direct. 2004.
- 93.Magnussen, B. F. On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with special emphasis on Soot formation and Combustion / B. F. Magnussen, B. H. Hjertager // in: 16. Symposium (International) on Combustion. The Combustion Institute. Pittsburgh. 1976.
- 94.Merker, G. Technische Verbrennung - Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse / G. Merker, Ch. Schwarz // Stuttgart: Teubner. 2001.
- 95.Noske, G. Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufes / G. Noske // Düsseldorf: VDI Verlag. 1988.