

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 Оценка влияния степени сжатия на характеристики протекания
процесса сгорания в бензиновом двигателе

Студент Егор Александрович Рябов
(И.О. Фамилия) (личная подпись)

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

Тольятти 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 4 |
| Глава 1 Изучение литературы для выявления и оценке влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе | 7 |
| 1.1 Обзор работы William P. Attard, Steven Konidaris, Ferenc Namori, Elisa Toulson and Harry C. Watson «Влияние коэффициента сжатия на производительность, эффективность, выбросы и сгорание в карбюраторном и маломощном двигателе PFI» | 8 |
| 1.2 Обзор работы Adnan N Ahmed, Zuhair H Obeid and Alauldinn H Jasim «Экспериментальное исследование оптимальной степени сжатия одноцилиндрового двигателя с искровым зажиганием» | 14 |
| 1.3 Обзор работы L. Yüksek, O. Özener и H. Kaleli «Определение оптимального коэффициента сжатия: трибологический аспект» | 19 |
| 1.4 Выводы по главе изучение литературы для выявления и оценке влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе | 24 |
| Глава 2 Описание экспериментального оборудования | 25 |
| 2.1 Экспериментальные стенды..... | 25 |
| 2.2 Методика поведения эксперимента..... | 29 |
| 2.3 Определение продолжительности процесса сгорания по изменению показателя политропы в ДВС с искровым зажиганием | 31 |
| 2.4 Выводы по главе 2 «Описание экспериментального оборудования» | 34 |

| | |
|--|----|
| Глава 3 Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью оценки влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе | 35 |
| 3.1 Результаты экспериментальных исследований на установке УИТ-85 | 35 |
| 3.2 Результаты экспериментальных исследований на ВАЗ-2111 | 39 |
| 3.3 Методика оценки термодинамических параметров при изменении степени сжатия..... | 43 |
| 3.4 Выводы по главе 3 «Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью оценки влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе» | 50 |
| Глава 4 Оценка влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе | 52 |
| 4.1 Оценка влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в УИТ-85 | 52 |
| 4.2 Оценка влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в двигателе ВАЗ-2111 | 57 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ..... | 63 |
| СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ..... | 66 |

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

Степень сжатия является одним из важных факторов, определяющих эффективность рабочего процесса в ДВС с искровым зажиганием. При работе на максимальных и близких к ним нагрузках максимально возможные для без детонационной работы значения степени сжатия обеспечивают увеличения КПД двигателя. Но в тоже время при работе на низких нагрузках, а особенно на режимах холостого хода и глубокого дросселирования снижение степени сжатия может иметь также положительный эффект, это возможно за счет следующих факторов: меньшее разряжение во впускном коллекторе, меньшая забалластированность остаточными газами и больше равномерность работы. Поэтому исследование влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе является актуальной задачей современных исследований.

Оценка влияния степени сжатия 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 степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе.

Целью работы является оценка влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе.

Гипотеза исследования состоит в том, что степень сжатия 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 в скором времени регулируемая степень сжатия 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 степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе;
2. выявить возможности повышения эффективности процесса сгорания в бензиновом ДВС за счет варьированием степени сжатия.

Методы исследования.

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

Научная новизна исследования заключается в выявление особенностей влияния степени сжатия на термодинамические характеристики рабочего процесса

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 «Энергетические машины и системы управления» в 2019 и 2020 г.
- на международной научно-практической конференции: «Актуальные вопросы образования и науки» (Тамбов, 30 апреля 2020 г.).

- опубликована научная статья: Определение продолжительности процесса сгорания по изменению показателя политропы в ДВС с искровым зажиганием // Научный альманах. 2020. №4-1 (66). С. 72-76. Объем статьи 0,31 усл. печ. л.

На защиту выносятся:

- выявленные возможности повышения эффективности процесса сгорания в бензиновом ДВС за счет варьирования степени сжатия.

Структура магистерской диссертации.

Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 45 рисунков, 0 таблиц, списка использованных источников (84 источников). Основной текст изложен на 74 страницах.

Глава 1 Изучение литературы для выявления и оценке влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе

Растет потребность в снижении потребления топлива двигателями внутреннего сгорания (ДВС). С другой стороны, нормы выбросов отработавших газов (ОГ) вынуждают разработчиков двигателей резко сокращать токсичные выбросы [1]. Необходимо поддерживать правильную калибровку двигателя для балансировки расхода топлива и состава выхлопных газов [2]. Оптимизация требуется с самого начала проектирования, которая включает в себя выбор материалов, точное определение основных параметров конструкции, правильный выбор компонентов и процесс компьютерного моделирования [3-6]. Новые разработки как в двигателях с искровым зажиганием (SI), так и в двигателях с воспламенением от сжатия приводят к лучшей экономии топлива, но пределы дальнейших улучшений определяются правилами термодинамики и науки о материалах [7,8]. Эффективное использование теплоты топлива ещё имеет свой потенциал роста, необходимо уменьшить долю неиспользованной энергии которая передается теплоносителю в виде тепла или вытесняется с продуктами сгорания в атмосферу.

Повышение эффективности преобразования топлива за счет оптимизации работы двигателя и конструктивных параметров является существенной проблемой [9,10]. Степень сжатия является важным структурным параметром, который существенно влияет на тепловую эффективность [11-14]. Высокие коэффициенты сжатия являются благоприятными для двигателей с искровым зажиганием в условиях частичной нагрузки, в то время как улучшение холодного запуска доказано для дизельных двигателей [13,15,16]. Литература предлагает значительное количество исследований по степени сжатия и влиянию на параметры двигателя [17-22].

Чем выше степень сжатия, тем больше энергии преобразуется в эффективную работу, теоретически как в ДВС с искровым зажиганием, так и в дизельных двигателях. Однако в реальных условиях работы двигателя это несколько отличается от теории из-за детонационных явлений в двигателях с искровым зажиганием и увеличения трения и износа в дизельных двигателях. Принимая во внимание грядущий законодательный акт ЕС-6, пиковая температура в цилиндрах современных дизельных двигателей должна быть снижена из-за снижения выбросов оксидов азота [26]. Одним из возможных способов добиться этого является снижение степени структурного сжатия двигателя, что также приводит к уменьшению крутящего момента, но необходимо учитывать возможное снижение теплового КПД.

1.1 Обзор работы William P. Attard, Steven Konidaris, Ferenc Namori, Elisa Toulson and Harry C. Watson «Влияние коэффициента сжатия на производительность, эффективность, выбросы и сгорание в карбюраторном и маломощном двигателе PFI»

В работе William P. Attard, Steven Konidaris, Ferenc Namori, Elisa Toulson and Harry C. Watson «Compression Ratio Effects on Performance, Efficiency, Emissions and Combustion in a Carbureted and PFI Small Engine» [1] показано влияние переменной степени сжатия на процесс горения и эффективность бензинового двигателя с системой питания как от карбюратора, так и с электронным впрыском во впускной коллектор. Исследования проводились на 2-цилиндровом 8-клапанном рядном двигателе UniMelb 'WATTARD' 0,430 л. со степенью сжатия от 9,6 до 13 (9,6, 10, 11, 13, рисунок 1.1) (при использовании бензина Аи-99).

Исследования показали, что настоящее время механизм, по которому происходит сгорание в высокоскоростных двигателях с малыми диаметрами цилиндров, в значительной степени неизвестен. Были получены несколько важных различий, вызывающих снижение мощности при увеличенной

частоте вращения двигателя по сравнению с двигателями с большим диаметром. Это включает:

- Усиление влияния стен на затухание и рассеивание вихрей
- Изменение скоростей сжатия из-за уменьшенных размеров камеры сгорания
- Уменьшение зоны турбулентного горения, так как в пристеночной зоне наблюдаются низко турбулентные пульсации, а зона объема мала, по сравнению с пристеночной зоной.
- Увеличенные тепловые потери от увеличенного отношения поверхности к объему
- Увеличенная площадь тушения пламени в результате уменьшения расстояния в камере сгорания

Следовательно, был проведен анализ сгорания для количественной оценки эффектов сгорания для различных режимов CR и подачи топлива в диапазоне частот вращения двигателя.

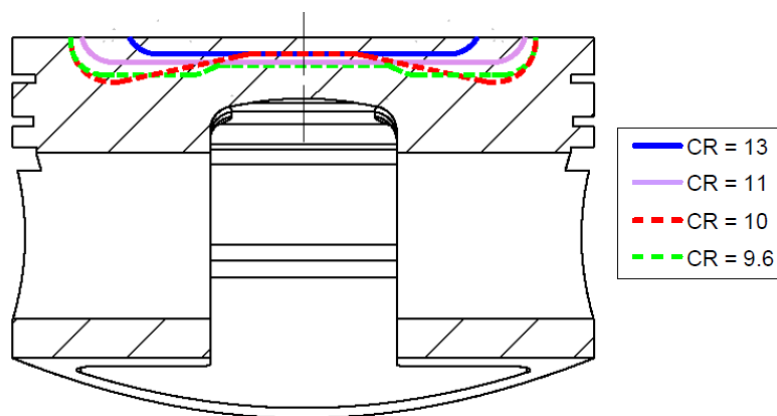


Рисунок 1.1 – Вид в разрезе поршня, иллюстрирующий геометрию камеры сгорания для различных значений CR. Симметрично относительно центральной оси поршня.

На рисунке 1.2 показано сравнение влияния степени сжатия и режимов подачи топлива для оценки среднего эффективного давления, удельных показателей эффективности и токсичность по HC.

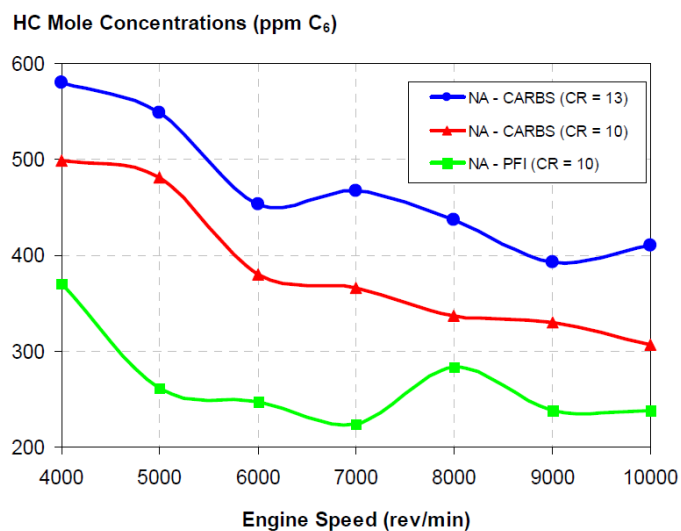
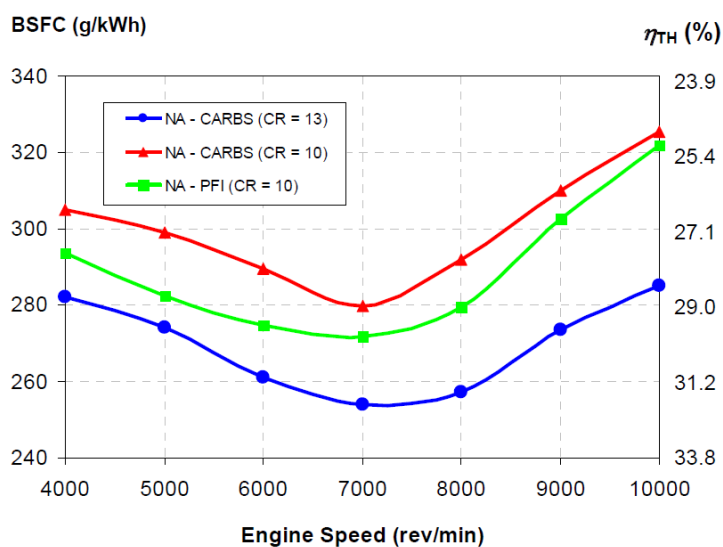
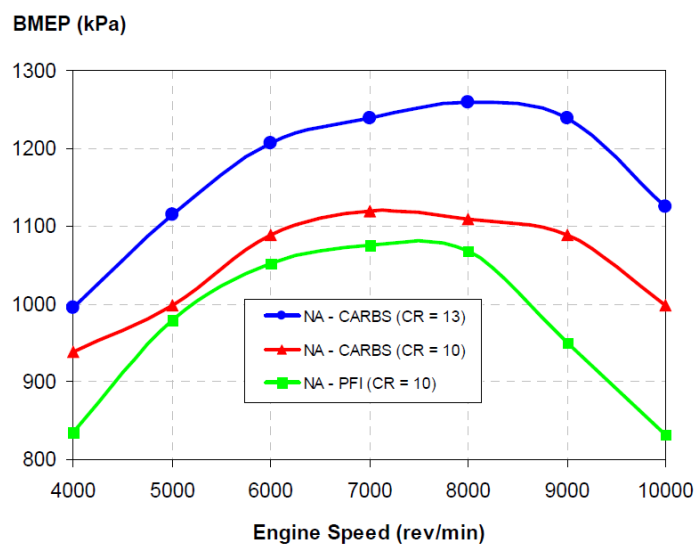


Рисунок 1.2 – Среднее эффективное давление, удельный эффективный расход топлива и токсичность по НС для различных степеней сжатия и режимов подачи топлива. $\lambda = 0,9 \pm 0,02$.

Снижение мощности при впрыске топлива по сравнению с подачей топлива через карбюратор, происходит вследствие того, что система подачи воздуха при впрыске топлива калибровалась исходя из требований Formula SAE, а при работе с карбюратором эти ограничения были сняты. Но по остальным параметрам впрыск топлива показал большую эффективность при меньшей токсичности. Оценивая влияние степени сжатия можно отметить значительное улучшение всех мощностных и эффективных параметров при увеличении степени сжатия с 10 до 13 при одинаковой системе подачи топлива через карбюратор.

На рисунке 1.3 представлено изменение длительности сгорания топлива (MFB) в градусах после ВМТ (СА) в зависимости от скоростного режима работы двигателя. Длительность MFB 0-10% указывает начальный период сгорания от воспламенения до полного развития фронта пламени, в то время как сгорание 10-90% доли ТВС указывает на основную фазу выделения энергии и обычно составляет около 30% от всей продолжительности процесса сгорания.

Влияние частоты вращения двигателя на сгорание можно увидеть на рисунке 1.3. Увеличение частоты вращения двигателя приводит к уменьшению времени, необходимого для сгорания в каждой фазе. Но, удвоение частоты вращения двигателя не удваивает продолжительность горения в градусах СА. Этот эффект вызван увеличением уровня турбулентности, которые способствуют более высокой скорости пламени и, следовательно, более высокой скорости горения [7]. Следовательно, отношение турбулентного и ламинарного скоростей пламени ($FSR = S_T/S_L$) увеличивается при увеличении частоты вращения двигателя, при этом расчетные пиковые скорости пламени превышают 40 м/с при максимальных оборотах двигателя.

Результаты для начальной доли сгорания (0-10%) на верхней диаграмме рисунка 13 показывают, что более высокие начальные скорости горения, обеспеченные повышением степени сжатия обеспечивают

повышение температуры в точке воспламенения в результате более высокого давления при воспламенении.

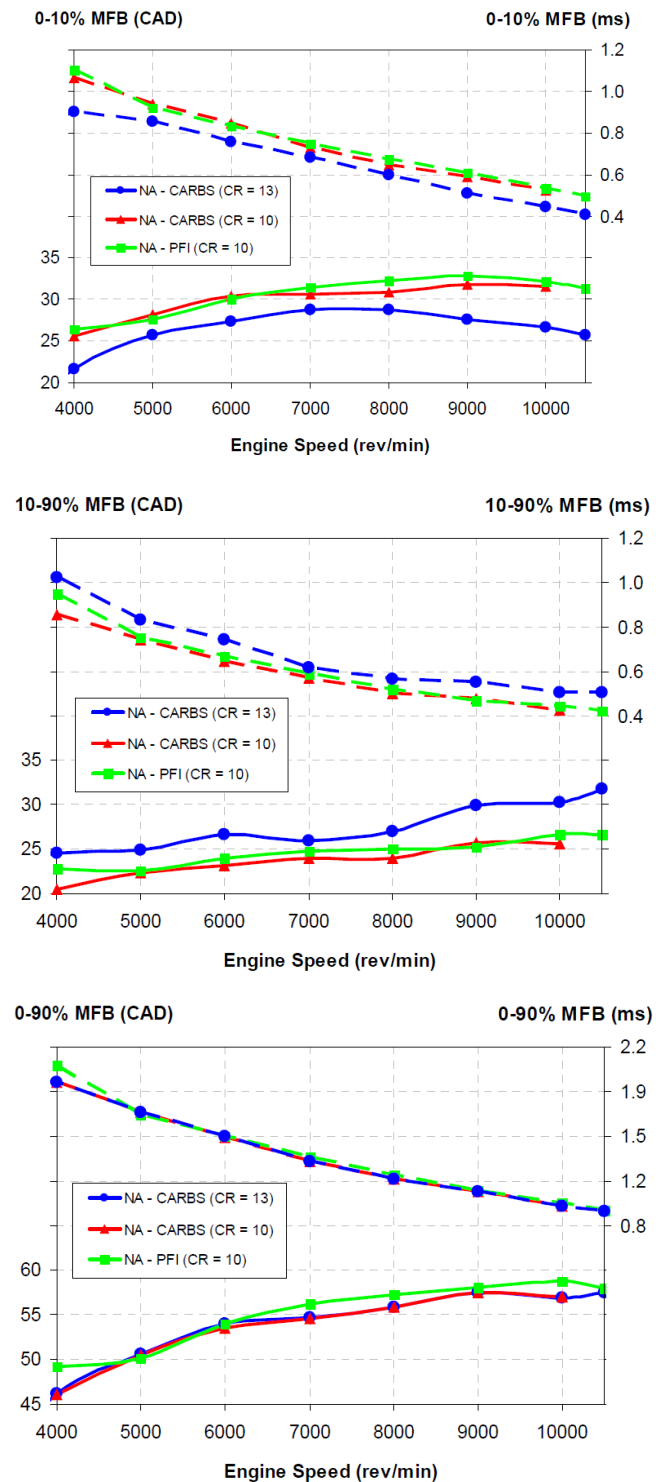


Рисунок 1.3 – Изменение длительности сгорания топлива (MFB) в градусах после ВМТ (СА) и по времени в мс в зависимости от скоростного режима работы двигателя при изменении степени сжатия. $\lambda = 0,9 \pm 0,02$. (Вверху): 0-10% ТВС. (Средний): 10-90% ТВС. (Нижняя): 0-90% ТВС.

Это приводит к более высокой скорости ламинарного пламени, что приводит к более быстрому развитию пламени.

И наоборот, для основной фазы горения (10-90%) на средней диаграмме рисунка 1.3, более высокое значение степени сжатия приводит к снижению скорости горения. Снижение скорости горения вызвано рядом факторов, которые включают в себя:

- Более высокое отношение поверхности к объему, что приводит к более высоким потерям тепла на более близких поверхностях и, следовательно, снижает скорость пламени
- Уменьшенная зона с высокой турбулентностью в более ограниченном объеме цилиндра вокруг ВМТ
- Меньший УОЗ для работы на повышенных степенях сжатия, который приводит к тому, что последняя часть ТВС сгорает в большем объеме цилиндра. Это приводит к снижению давлений и температур в процессе сгорания, что замедляет распространение пламени.

Есть также вторичные эффекты, которые замедляют основную фазу горения на 10-90% ТВС. Более высокие пиковые давления из-за увеличенной степени сжатия вызывают эффекты диссоциации, соответствующие более высоким пиковым температурам цикла. Следовательно, количество диссоциированных CO_2 (в основном в CO) и H_2O (в основном в H_2) увеличивается. Это снижает температуру по сравнению с ожидаемой без диссоциации, уменьшая скорость ламинарного пламени (S_L) и, следовательно, скорость турбулентного пламени (S_T), что увеличивает продолжительность горения. Еще одним следствием этого является то, что сгорание завершается позднее в цикле. Позднее выделение энергии в конце цикла приводит к меньшей работе поршня или указанному среднему эффективному давлению (IMEP).

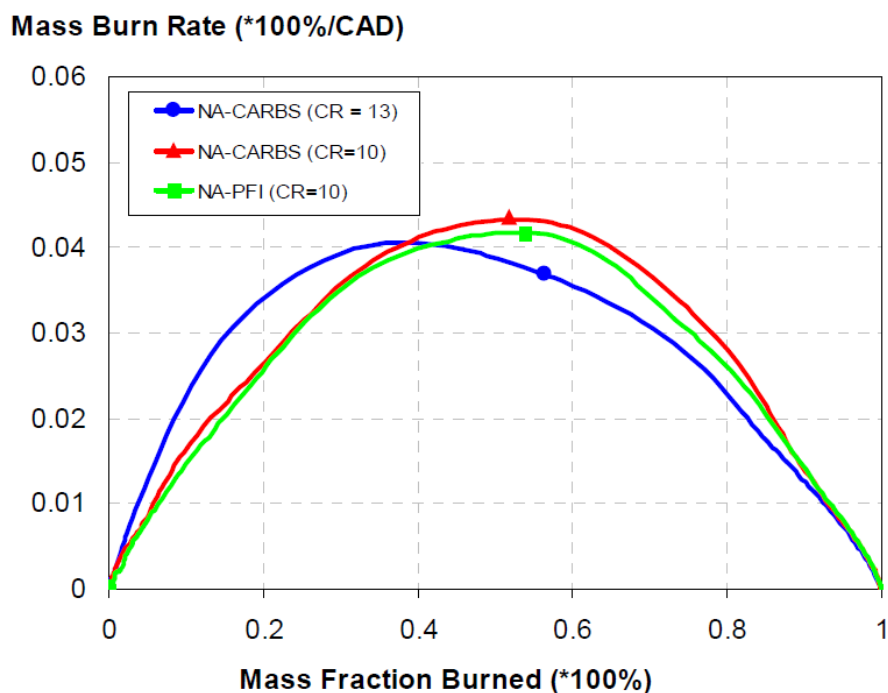


Рисунок 1.4 – Сравнение зависимости массовой доли сгоревшей смеси (MFB) с массовой скоростью горения (MBR) для разных значений степени сжатия (CR) и режимов подачи топлива. Для 10000 мин^{-1} , $\lambda = 0,9 \pm 0,02$.

Принимая во внимание различные эффекты, присутствующие во время начальной и основной фаз сгорания, общее время сгорания (0-90%) практически не изменяется с изменением степени сжатия, как показано на нижней диаграмме рисунка 1.3. Эффект более быстрого начального сжигания и более медленного сгорания в основной фазе при увеличенной степени сжатия можно увидеть на графике Сравнение зависимости массовой доли сгоревшей смеси (MFB) с массовой скоростью горения (MBR) для разных значений степени сжатия (CR) и режимов подачи топлива на рисунке 1.4.

1.2 Обзор работы Adnan N Ahmed, Zuhair H Obeid and Alauldinn H Jasim «Экспериментальное исследование оптимальной степени сжатия одноцилиндрового двигателя с искровым зажиганием»

В работе Adnan N Ahmed, Zuhair H Obeid and Alauldinn H Jasim «Experimental investigation for optimum compression ratio of single cylinder

spark ignition engine» [2] показано влияние переменной степени сжатия на процесс горения и эффективность бензинового двигателя. Исследования проводились на одноцилиндровом 4-тактном двигателе с искровым зажиганием с принудительным воздушным охлаждением модель JF200E 0,196 л. со штатной степенью сжатия 8,5. За счет применения прокладок переменной толщины (рисунок 1.5) удалось провести исследования на степенях сжатия 7, 7,5, 8, 8,5 и 8,7.

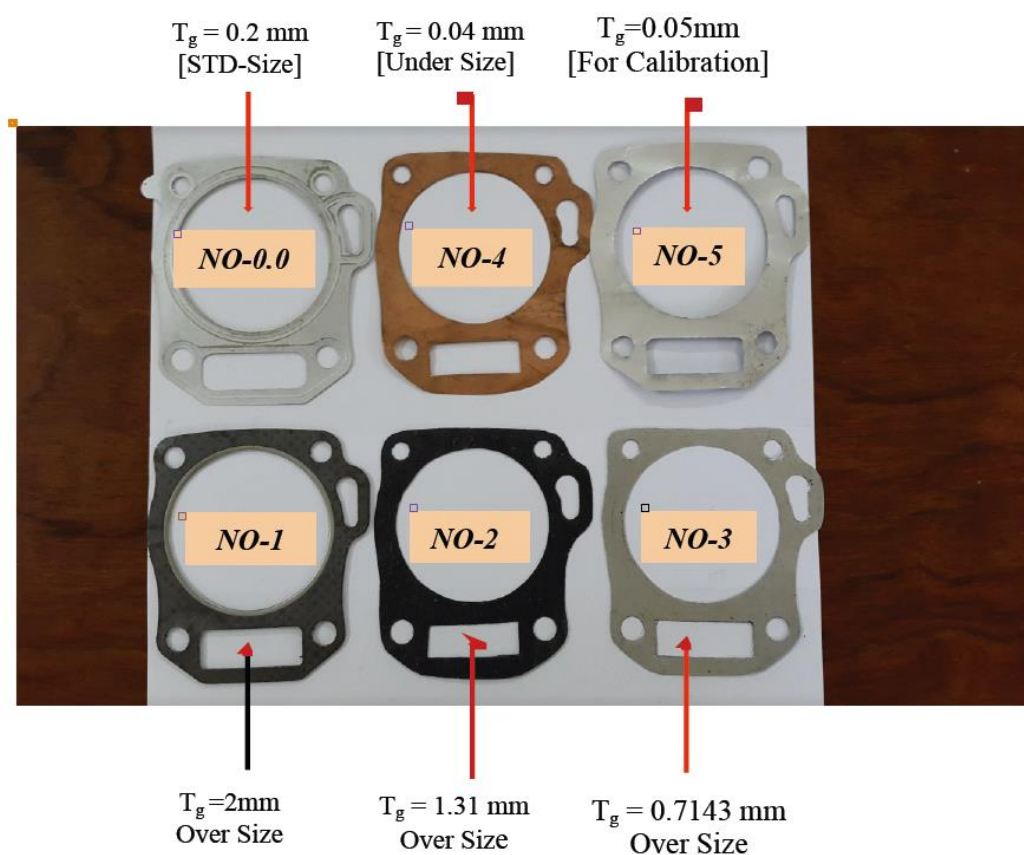


Рисунок 1.5 – Различные толщины прокладки ГБЦ для получения различных степеней сжатия 7, 7,5, 8, 8,5 и 8,7 соответственно

Максимальное значение степени сжатия ограничено до 8,7, чтобы избежать детонационных явлений и поддерживать хорошее уплотнение между головкой цилиндров и цилиндром блока, используя минимальную толщину прокладки головки цилиндров. Экспериментальные испытания проводились при различных нагрузках на динамометре постоянного тока в

диапазоне холостого хода до полной нагрузки и степени сжатия 7, 8, 8,5 и 8,7 при оборотах двигателя от 2600 до 3000 об/мин. Оптимальная степень определяется по отношению к максимальной тепловой эффективности тормоза (BTE) и минимальному удельный расход топлива при работе на тормозной установке (BSFC) при номинальной частоте вращения двигателя.

Тепловой КПД тормоза (BTE): Рисунок 1.6 иллюстрирует изменение BTE по отношению к электрическим нагрузкам при постоянной частоте вращения двигателя 2600 мин^{-1} и различной степени сжатия. Экспериментальные результаты показали, что BTE увеличивается с увеличением электрической нагрузки для всех коэффициентов сжатия, также результаты показали, что Тепловой КПД тормоза увеличивается с увеличением степени сжатия. Тепловой КПД тормоза вырос в среднем на 13% при увеличении степени сжатия с 8,5-8,7 и снизился в среднем на 7,5% при снижении степени сжатия с 8,5 до 7. Полученные результаты экспериментальной работы этого исследования аналогичны результатам, о которых сообщают многие исследователи. [13, 14, 15 и 16].

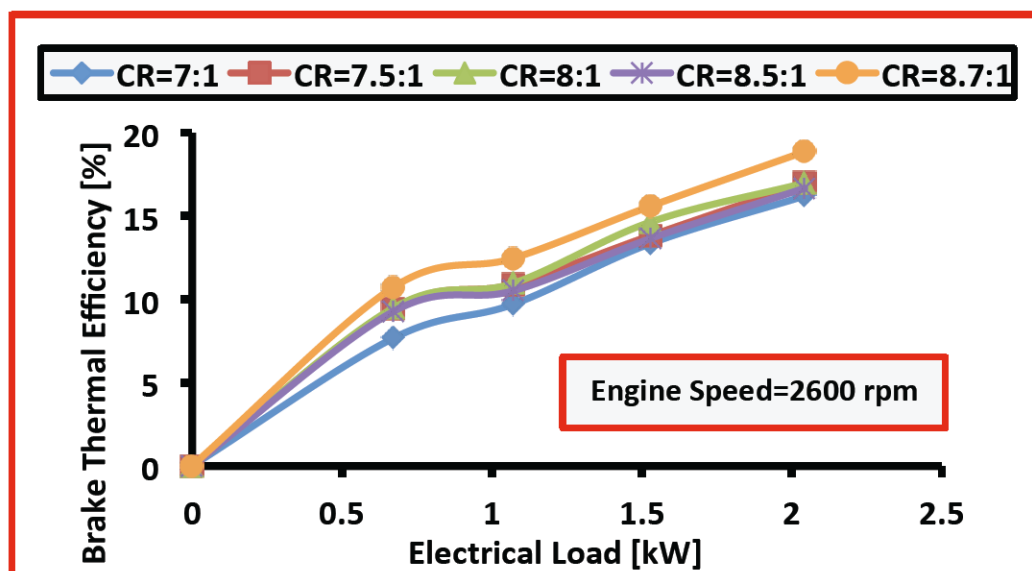


Рисунок 1.6 – Изменение теплового КПД тормоза в зависимости от изменения электрической нагрузки. При различных степенях сжатия и частоте вращения двигателя $n = 2600 \text{ мин}^{-1}$

На рисунке 1.7 показано изменение тепловой КПД тормоза (BTE) в зависимости от электрических нагрузок при постоянной частоте вращения двигателя 2800 мин⁻¹ и различных степенях сжатия. Тепловой КПД тормоза был улучшен в среднем на 11% при увеличении степени с 8,5 до 8,7 и снизился в среднем на 5% при уменьшении степени сжатия с 8,7 до 7. Можно заметить, что значения тепловой КПД тормоза при 2800 об/мин меньше, чем при 2600 об/мин. Благодаря этому увеличение оборотов двигателя приводит к увеличению массового расхода топлива и, как следствие, к увеличению выходной тормозной мощности. И эти результаты хорошо согласуются с предыдущими исследованиями [13, 14, 15 и 16].

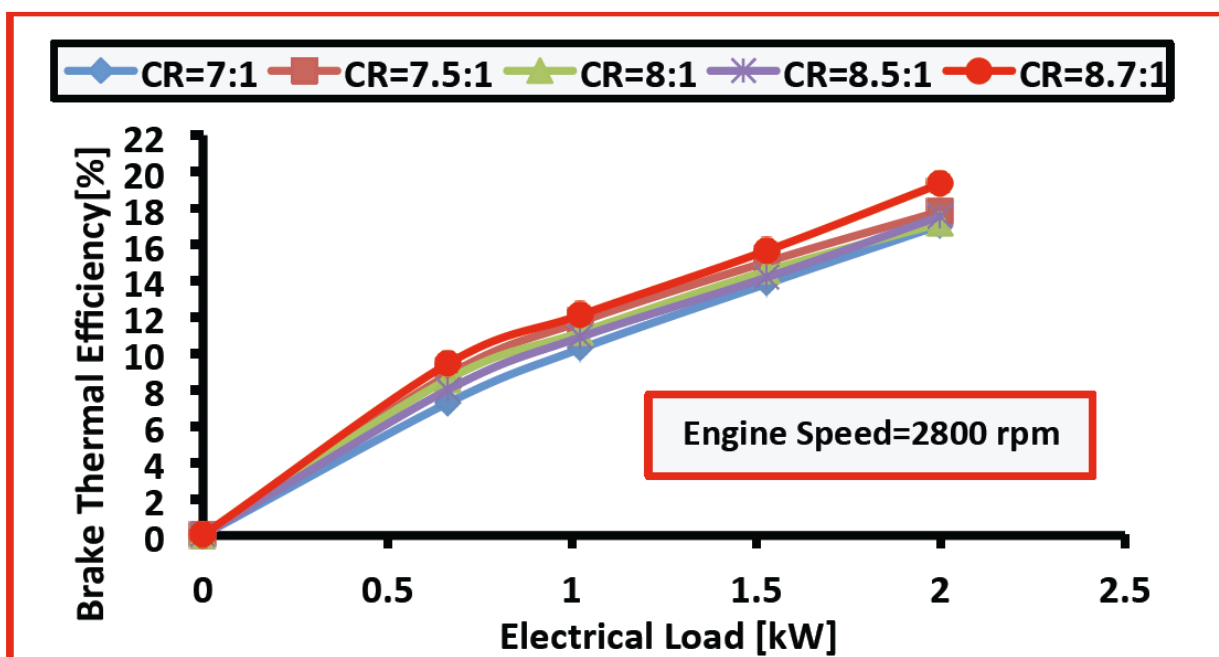


Рисунок 1.7 – Изменение теплового КПД тормоза в зависимости от изменения электрических нагрузок при различных степенях сжатия и частоте вращения двигателя $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$

Тормозной удельный расход топлива (BSFC). На рисунке 1.8 показано изменение BSFC относительно электрических нагрузок при частоте вращения двигателя 2600 мин⁻¹ и различных степенях сжатия. Полученные результаты показали, что BSFC уменьшается в среднем на 13% при

увеличении степени сжатия с 8,5 до 8,7 и увеличивается в среднем на 7% при уменьшении степени сжатия с 8,5 до 7. Эти результаты совместимы со многими предыдущими исследованиями [13, 14, 15 и 16].

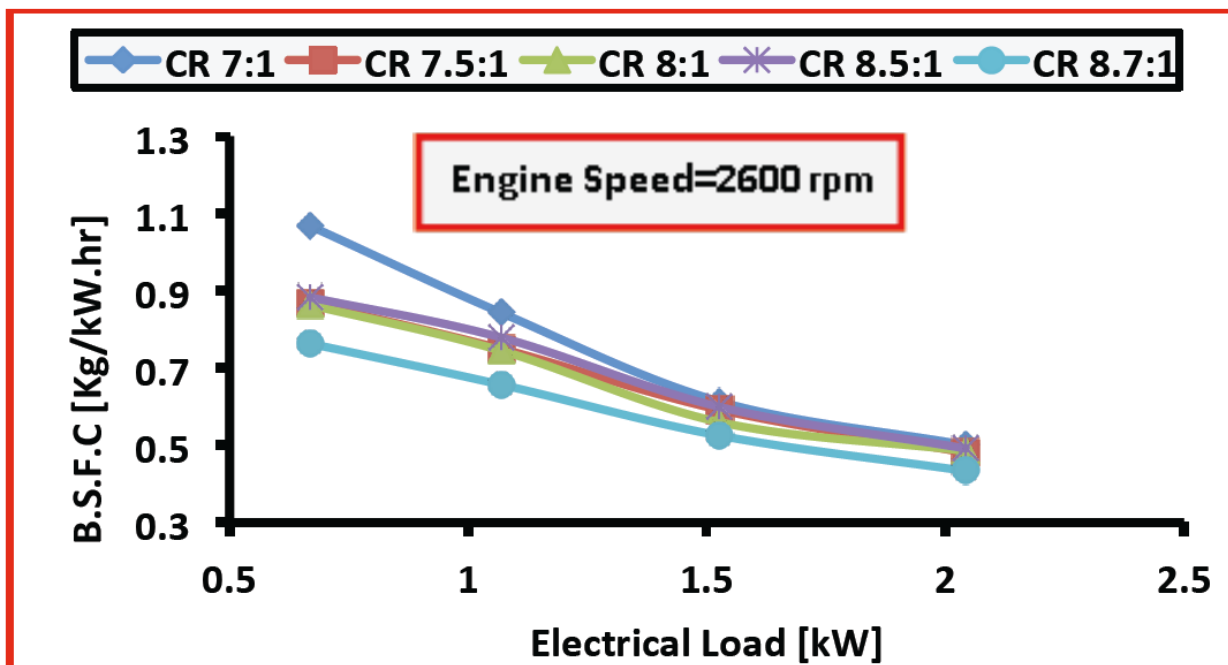


Рисунок 1.8 – Сравнение удельного расхода топлива при торможении с изменением электрических нагрузок при различной степени сжатия и $n = 2600$ об/мин

Рисунок 1.9 показывает, что изменение BSFC в зависимости от электрических нагрузок при разных степенях сжатия и постоянной частоте вращения двигателя 2800 мин^{-1} . Экспериментальные результаты показали, что BSFC уменьшается в среднем на 11% при увеличении степени сжатия с 8,5 до 8,7 и увеличивается в среднем на 4,5% при уменьшении степени сжатия с 8,5 до 7. Можно заметить, что результаты BSFC на двигателе частота вращения 2800 мин^{-1} больше, чем при частоте 2600 мин^{-1} , как упоминалось ранее, из-за увеличения частоты вращения двигателя, что приводит к увеличению расхода топлива.

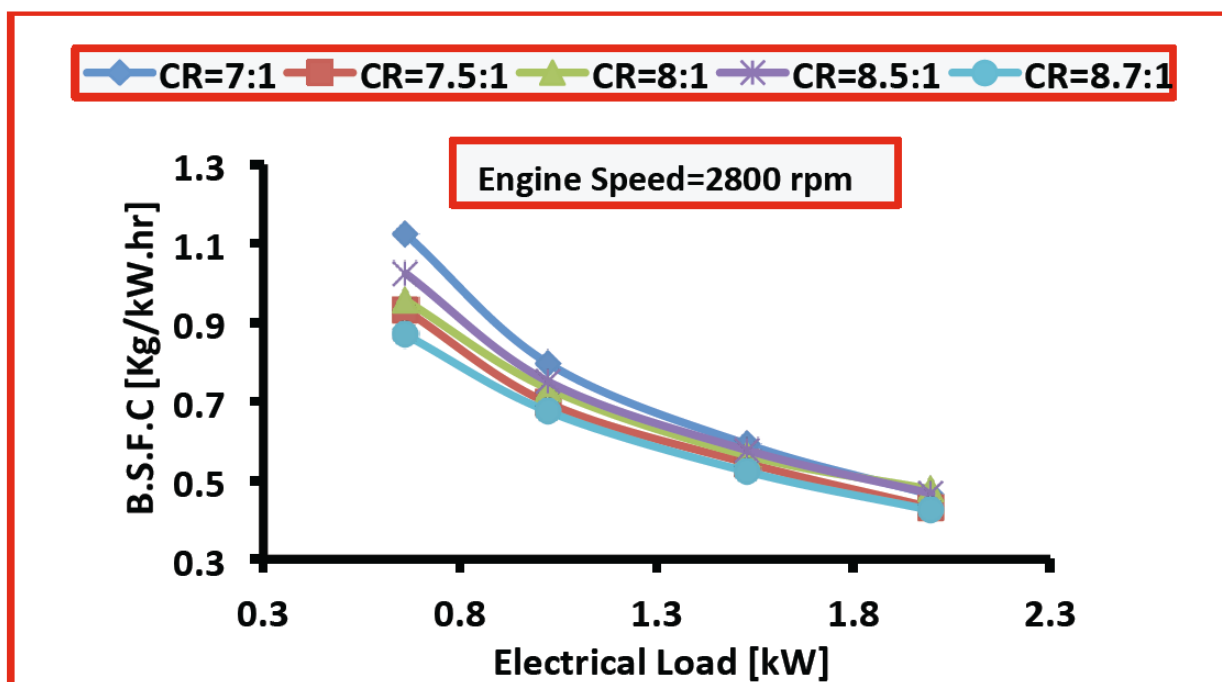


Рисунок 1.9 – Сравнение удельного расхода топлива с изменением электрических нагрузок при различной степени сжатия и $n = 2800$ об / мин

По результатам исследований оптимальной степенью сжатия для данной установка, который дает лучшие рабочие характеристики, составляет 8,7:1. Можно сделать вывод, что ВТЕ был улучшен в среднем на 13% при увеличении степени сжатия с 8,5 до 8,7. Можно также сделать вывод, что BSFC уменьшился в среднем на 11% при увеличении степени сжатия с 8,5 до 8,7

1.3 Обзор работы L. Yüksek, O. Özener и H. Kaleli «Определение оптимального коэффициента сжатия: трибологический аспект»

В работе L. Yüksek, O. Özener and H. Kaleli «Determination of Optimum Compression Ratio: A Tribological Aspect» [3] проведено изучение влияния степени сжатия на общие потери на трение дизельного двигателя. Дизельный двигатель работал с четырьмя различными степенями сжатия, которые составляли «12,96», «15,59», «18,03», «20,17». При измерении давления в цилиндре мощность и скорость торможения поддерживались постоянными

на заданном уровне. Данные среднего эффективного давления трения (FMER) были получены из кривых давления в цилиндре для каждой степени сжатия. Отношение мощности трения к указанной мощности двигателя было увеличено с 22,83% до 37,06% при изменении степени сжатия от 12,96 до 20,17. Учитывая термический КПД, FMER и максимальный интервал оптимального сжатия в цилиндре испытательного двигателя были определены как 18,8 – 19,6. Исследования проводились на 1 цилиндровом 4-тактном форкамерном дизельном двигателе Ferryman 0,8 л. с водяным охлаждением с переменно степенью сжатия от 9,5 до 23,5 за счет изменения размера форкамеры частота вращения с 600 до 2000 мин⁻¹.

Степень сжатия - это геометрический расчетный параметр, который влияет на несколько параметров, включая конструкционные размеры, максимальное давление в цилиндре, тепловую эффективность, токсичность отработавших газов и эффективную работу. Увеличение степени сжатия приводит к более высокому пиковому давлению в цилиндре и, следовательно, к большей объемной температуре рабочего тела в КС. Из-за более строгого законодательства об оксидах азота требуются снижение максимальных значений температуры. Более высокое давление в конце хода сжатия теоретически приводит к более высокой тепловой эффективности. В случае трибологии двигателя степень сжатия, вызванная более высоким давлением в цилиндре, приводит к увеличению контактного давления в кольцевой гильзе, что приводит к более высокому трению и износу. Это явление является одной из основных причин, ограничивающих увеличение степени сжатия в двигателях с воспламенением от сжатия.

На рисунке 1.10 показана индикаторная мощность, мощность торможения и мощность трения, потребляемая тестовым двигателем. В соответствии с предварительно определенными условиями испытаний мощность торможения поддерживалась постоянной, и, следовательно, эффект степени сжатия сам по себе проявлялся четко.

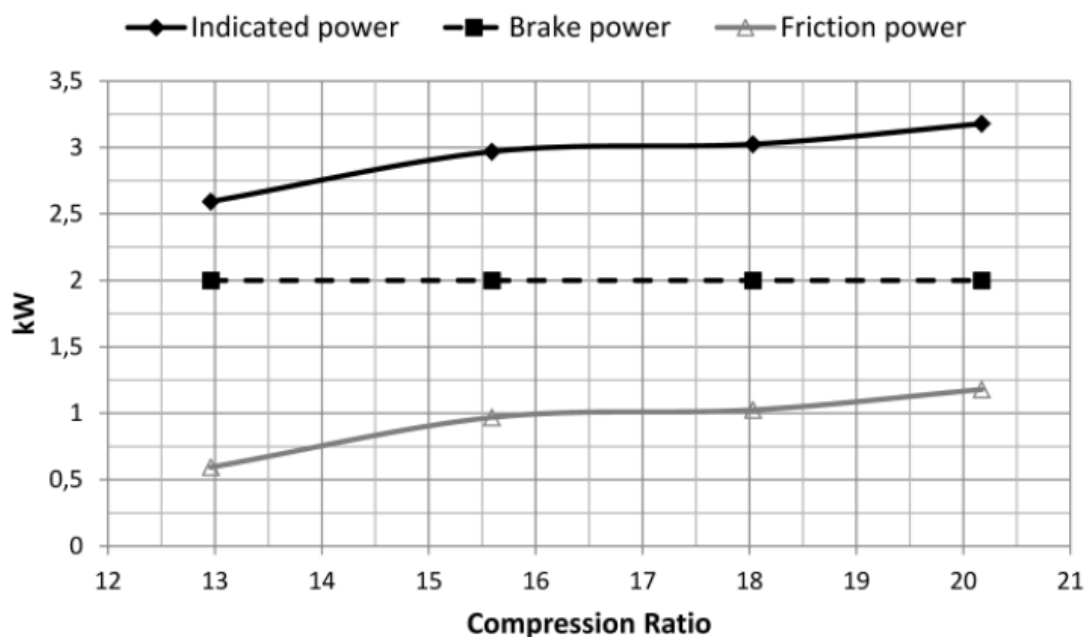


Рисунок 1.10 – Изменение индикаторной мощности, мощности торможения и мощности трения относительно степени сжатия

Практически линейная тенденция наблюдалась как в индикаторной мощности, так и в силе трения. Отношение мощности трения к индикаторной мощности двигателя было увеличено с 22,83% до 37,06% при изменении степени сжатия от 12,96 до 20,17. Кроме того, термический КПД тестового двигателя вырос с увеличением степени сжатия, как показано на рисунке 1.11.

На рисунке 1.12 показаны кривые давления в цилиндрах в зависимости от контрольных точек. Несмотря на одинаковую выходную мощность тормоза, более высокая нагрузка на элементы КШМ отличается. С точки зрения долговечности, следует учитывать нагрузку на кольцевой пакет и опорный подшипник, которая напрямую зависит от давления в цилиндре. Кривая силы трения на рисунке 1.10 показывает значительное увеличение, когда степень сжатия изменяется от 12,96 до 15,59, что может быть связано с режимами смазки указанных компонентов. Кроме того, толщина пленки жидкости не измерялась.

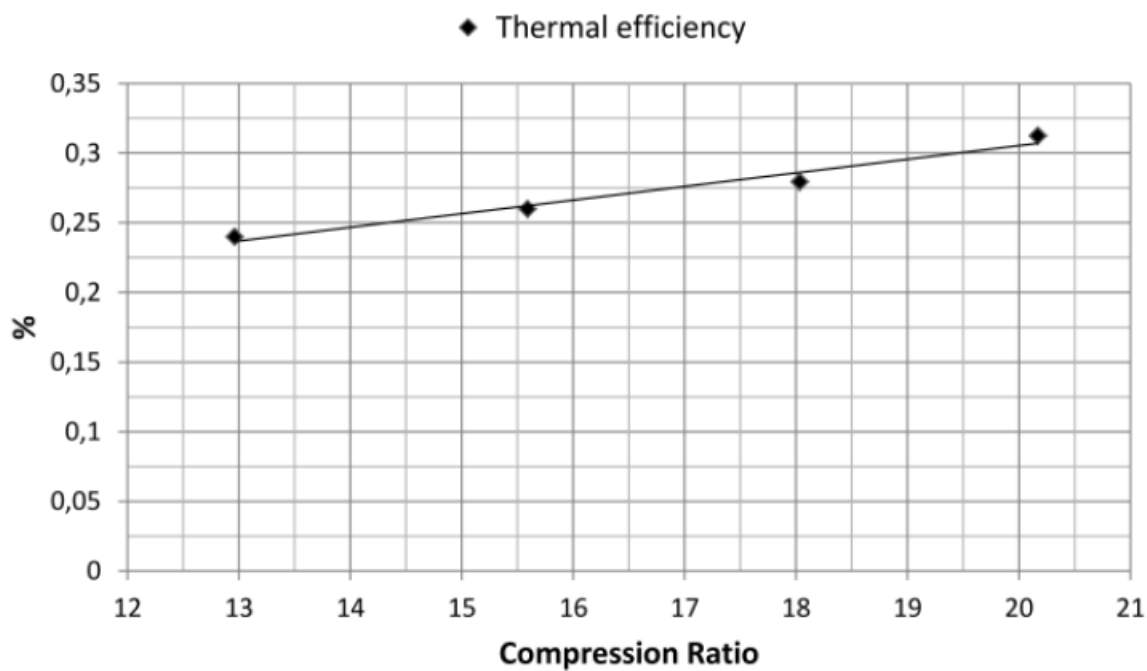


Рисунок 1.11 – Изменение термического КПД двигателя в зависимости от степени сжатия

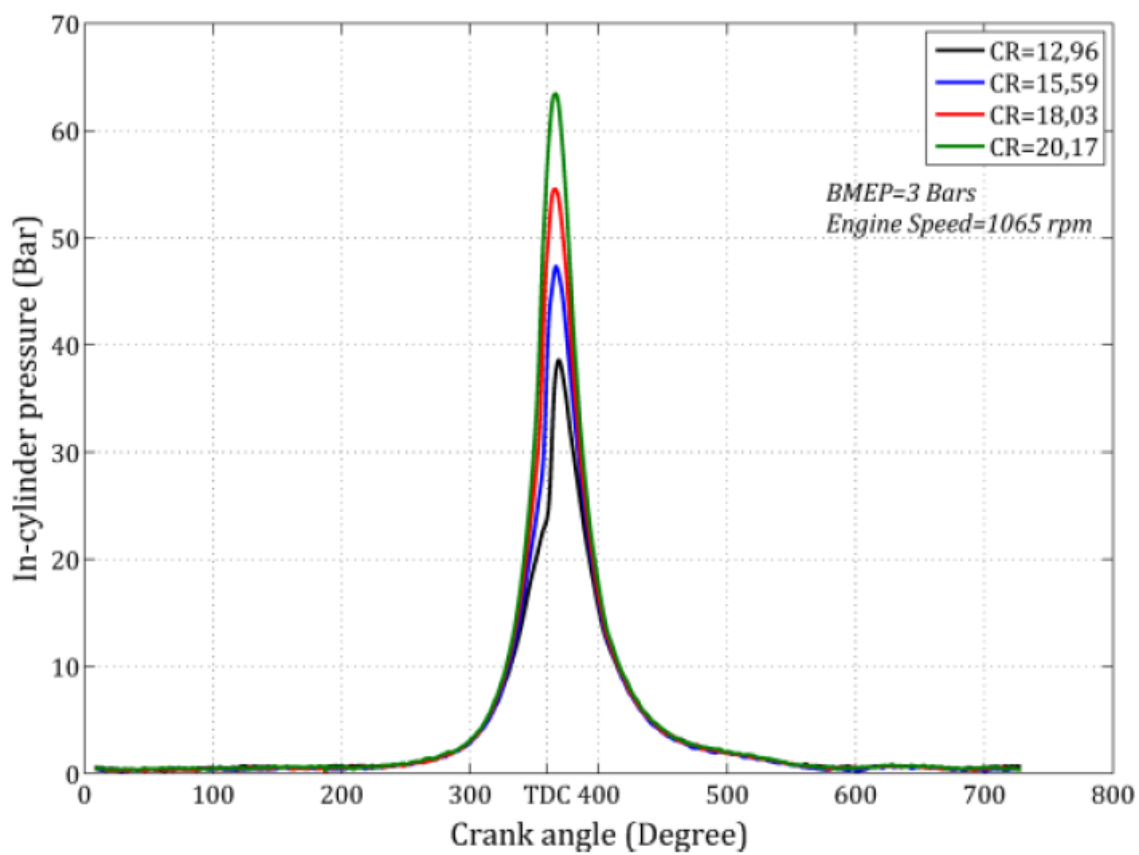


Рисунок 1.12 – Кривые давления в цилиндрах контрольных точек

Для оценки потерь на трение двигателя нормированный FMEP рассчитывается с использованием данных давления в цилиндре. Определение оптимальной степени сжатия является многофакторным исследованием, которое должно включать тепловую эффективность и нагрузку на компонент в качестве входных данных. Нормализованный термический КПД, FMEP и нагрузка, действующая на трибологические системы, рассматриваются вместе на рисунке 1.13.

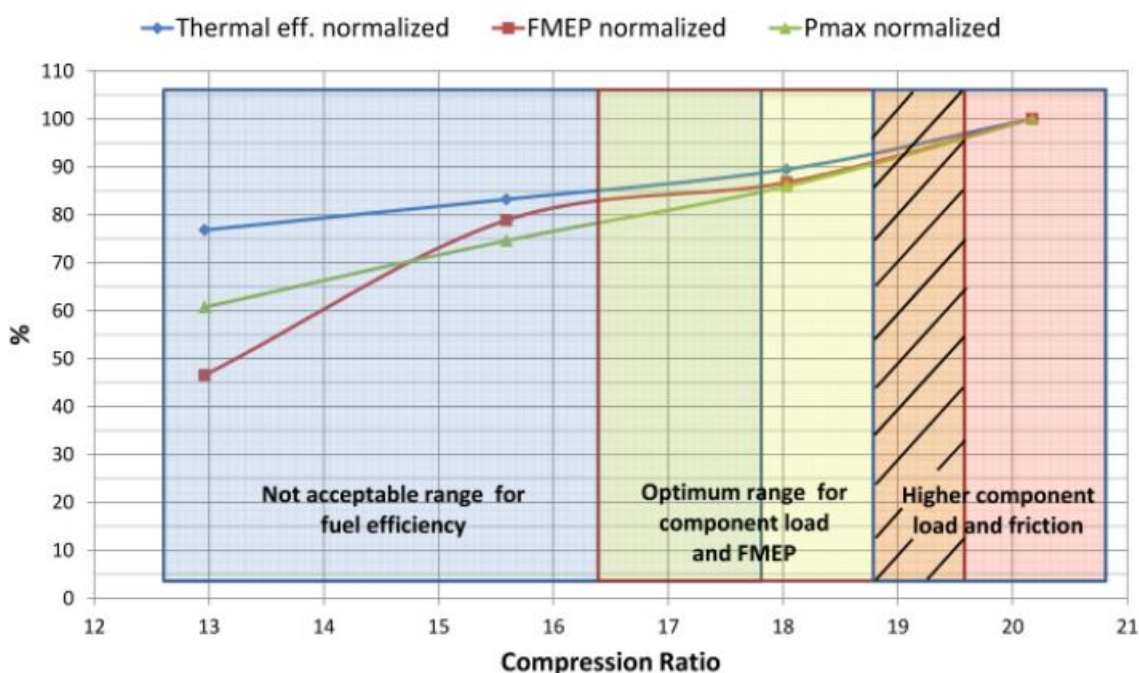


Рисунок 1.13 – Параметры, влияющие на процесс определения оптимальной степени сжатия.

Тепловая эффективность является ключевым фактором для определения оптимального диапазона степени сжатия. Синие и зеленые области на рисунке 1.13 представляют интервал, в котором снижение теплового КПД превышает 10%, что не может считаться приемлемым. Оставшаяся желтая область представляет собой идеальное рабочее состояние для компонентов, а красная область указывает на возможность повышенного износа. Требуется компромисс между высокой нагрузкой компонента и снижением термического КПД, и, следовательно, пунктирная область на

рисунке 1.13 может быть выбрана для диапазона оптимальной степени сжатия. Основным критерием при выборе этой области является то, что снижение трения на 10% соответствует потере тепловой эффективности на 7%, что является хорошей точкой баланса для инициализации диапазона. Дальнейшее увеличение степени сжатия приводит к снижению нагрузки на компонент на 5% при потере теплового КПД на 4%, за пределами этой точки наблюдается равное снижение в указанных количествах, и, следовательно, дальнейшее увеличение степени сжатия не представляется возможным.

1.4 Выводы по главе изучение литературы для выявления и оценке влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе

Рассмотрены три основных аспекта увеличения степени сжатия, а именно повышение степени сжатия для двигателей с маленькими размерами цилиндра и камеры сгорания. Для таких двигателей за счет маленького объема КС возможно повышение степени сжатия до 13 – 14,5 при бездетонационно работе. Второй случай — это двигатель в большими размерами КС у таких ДВС при работе на бензинах Аи-92 детонация возникает на мощностных режимах при степенях сжатия близких к 9. И третий случай это трибологическая оценка эффективности повышения степени сжатия на примере дизельного двигателя, где показано что повышение степени сжатия больше 19,6 приводит к неоправданному росту механических потерь и без серьезной проработки технологий улучшения трибологической напряженности деталей ЦПГ и КШМ дальнейшее её повышение не эффективно. Анализ высоких степеней сжатия делался в рамках скорой возможности применения высокооктановых альтернативных топлив в ДВС с искровым зажиганием и в таком контексте знание трибологических ограничений является принципиально важным.

ГЛАВА 2 Описание экспериментального оборудования

2.1 Экспериментальные стенды

Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровой установке УИТ-85 (рисунок 2.1) и на двигателе ВАЗ-2111 (рисунок 2.2).



Рисунок 2.1 – Внешний вид установки УИТ-85



Рисунок 2.2 – Внешний вид двигателя ВАЗ-2111

Конструкция УИТ-85 с переменной степенью сжатия позволяет контролировать и изменять независимо друг от друга рабочие параметры двигателя: состав смеси, степень сжатия, скорость вращения коленчатого вала, температуру охлаждающей жидкости и момент зажигания. Эти структурные особенности позволяют определить влияние конкретного фактора на процесс сгорания и его термодинамические характеристики. В исследовании использовались четыре типа ионизационных датчиков: одноэлектродный, плавкий, традиционный одноэлектродный, пятиэлектродный и трехэлектродный. На рисунке 2.3 показана схема камеры сгорания переменного объема с обычным одноэлектродным зондом.

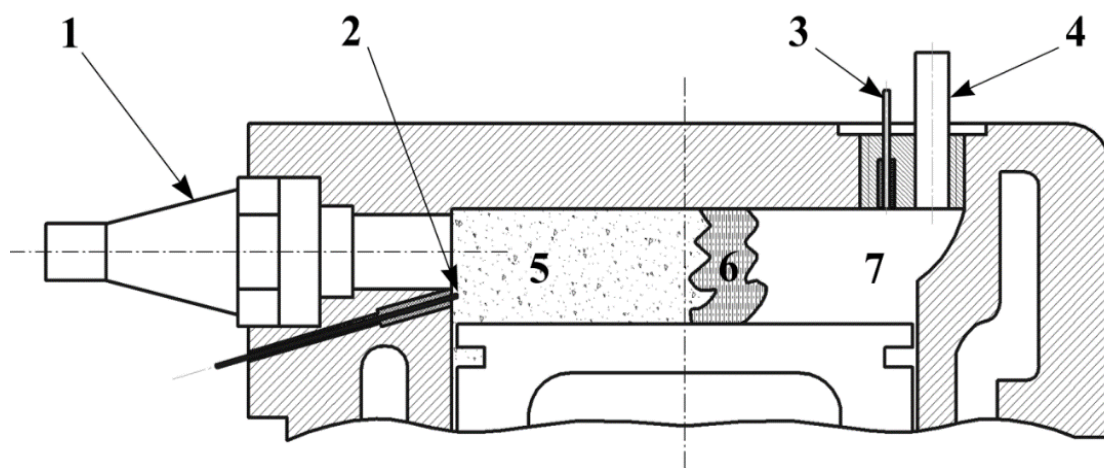


Рисунок 2.3 – Схема камеры сгорания с датчиками ионизации: 1 – свеча зажигания, 2 – датчик ионизации 1, 3 – датчик ионизации 2, 4 – датчик давления, 5 – продукты сгорания, 6 – фронт пламени, 7 – топливно-воздушная смесь

Ионизационный зонд № 1 (ИЗ-1) расположен на расстоянии 7 мм, ИЗ-2 - на расстоянии 80 мм от электродов свечи зажигания. Эти датчики ионизации использовались для определения характеристик распространения пламени и изменения ионного тока в первой и второй половине основной фазы горения. В тестах по определению изменения нормальной скорости распространения пламени при добавлении водорода в топливовоздушную

смесь (ТВС) использовался одноэлектродный ИЗ, рисунок 2.4а, для определения направления движения пламени и для ширины зоны химических реакций горения использовался пятиэлектродный ИЗ, конструкция которого показана на рисунке 2.4б.

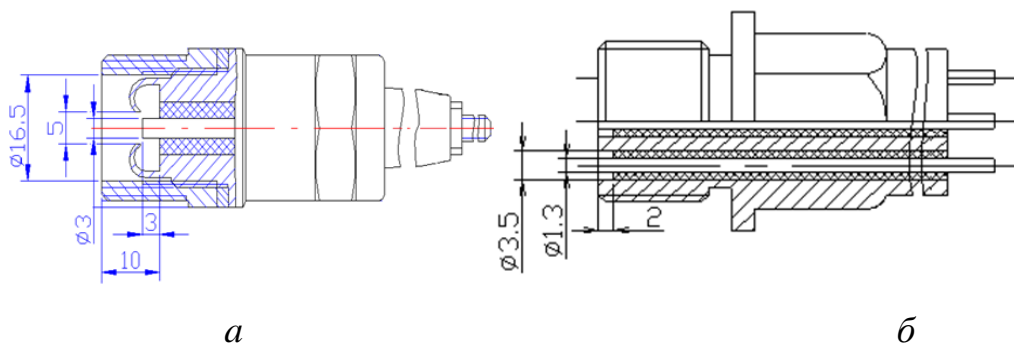


Рисунок 2.4 – а) конструкция одноэлектродного ИЗ; б) конструкция пятиэлектродного ИЗ.

Для определения локальной турбулентной и нормальной скорости распространения пламени, а также ширины пламени у стенки камеры сгорания использовался трехэлектродный ионизационный датчик, фотография которого показана на рисунке 2.5.



Рисунок 2.5 – Трехэлектродный ионизационный датчик

Для анализа состава выхлопных газов был использован газоанализатор. Анализ газа проводился по следующим компонентам: CO , CO_2 , NO_x , HC .

Чтобы изменить характеристики распространения пламени, в топливо добавляли водород в количестве 0; 3; 5%. В ходе экспериментов

регистрировались сигналы от датчика ионизации, искры зажигания и датчика положения коленчатого вала. Схема записи сигнала показана на рисунке 2.6.

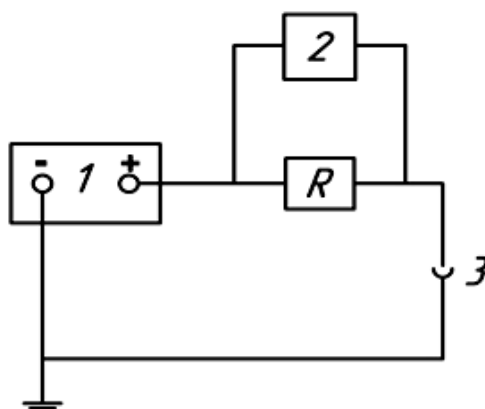


Рисунок 2.6 – Система обнаружения ионного тока: 1 - источник питания; 2 - осциллограф; 3 - датчик ионизации

В результате испытаний была получена серия осциллограмм для каждого режима испытаний. Усредненный сигнал оценивался по следующим параметрам: 1) временной интервал от начала зажигания до появления импульса ионного тока в цепи ионного датчика; 2) амплитуда сигнала ионного тока; 3) длительность импульсов ионного тока; 4) время появления в цилиндре двигателя внутреннего сгорания максимального давления (t_{Pmax}); 5) максимальное давление в цилиндре двигателя внутреннего сгорания (P_z). Переменными факторами были коэффициент избытка воздуха (от 0,7 до 1,6) и концентрация водорода в топливе, которая равна 0; 3 и 5% (от массы топлива). Двигатель работал с коэффициентом сжатия 7, углом зажигания 130 и на скоростях 600 и 900 об / мин.

Для построения термодинамической характеристики процесса сгорания нам необходимо оценить изменение объема камеры сгорания по углу поворота коленчатого вала. Для этого определим перемещение поршня в миллиметрах за каждый градус поворота коленчатого вала в интервале: от подачи искры до конца сигнала датчика ионизации. Примем момент окончания сигнала за конец сгорания ТВС в цилиндре.

2.2 Методика поведения эксперимента

Методика эксперимента заключалась в одновременной регистрации на цифровой запоминающий осциллограф с датчика искрового разряда и ионного тока, что позволило определить время от искры до достижения пламенем ионизационного зонда и время окончания сигнала ионного тока. Пример осциллограммы представлен на рисунке 2.7.

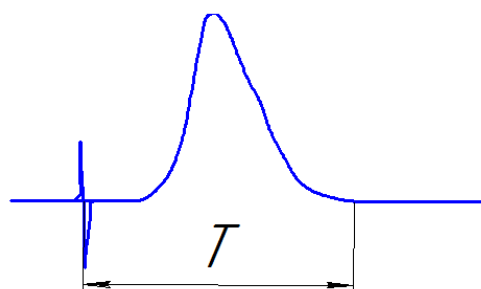
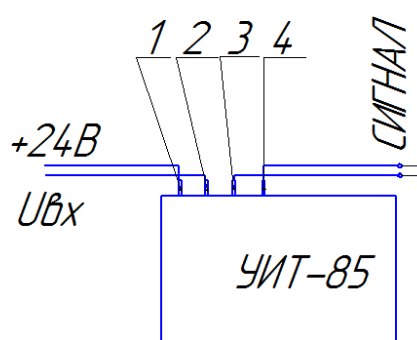


Рисунок 2.7 – Пример осциллограммы

По падению напряжения на резисторе R можем определить ток в цепи. Схема подключения датчиков представлена на рисунок 2.8

СХЕМА ПОДКЛЮЧЕНИЯ ДАТЧИКОВ



1. Датчик давления
2. Ионизационный датчик
3. Датчик искры
4. Датчик нижней мертвой точки

Рисунок 2.8 – Схема подключения датчиков представлена.

Установка УИТ – 85 была оснащена системой измерения массового расхода топлива, которая представлена на рисунке 2.9.

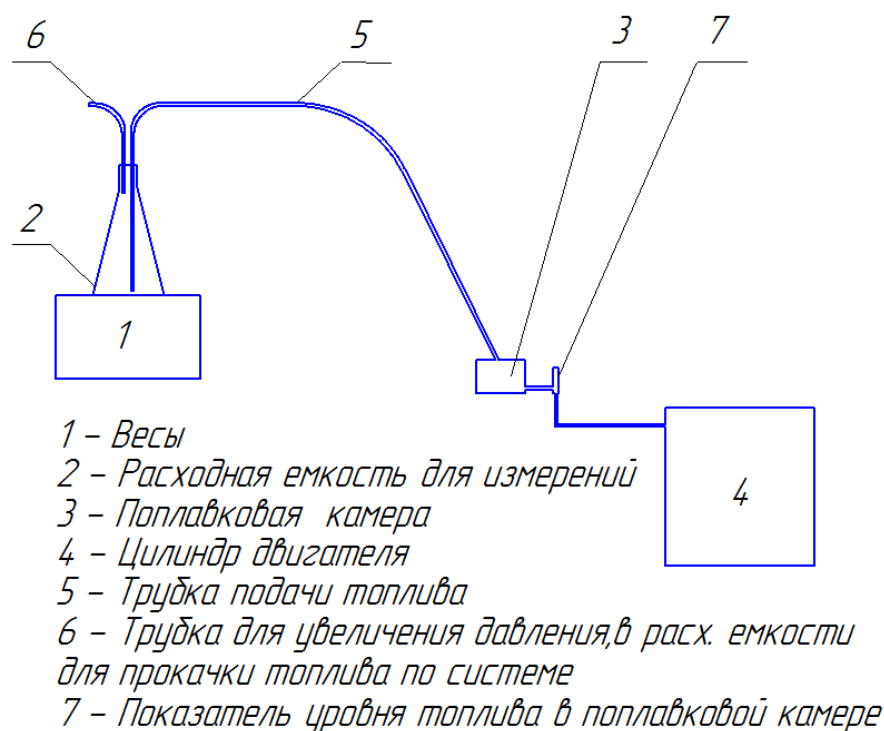


Рисунок 2.9 – Схема системы измерения массового расхода топлива для испытательной установки УИТ – 85

Подготовка системы к работе:

Топливо набирается в расходную ёмкость (2) для измерений до верхней отметки. Затем не ставя на весы нагнетаем воздух через трубку (6) в расходной ёмкости (2) для заполнения топливом всей системы, после чего уровень топлива опускается до нижней отметки которая соответствует максимальному пределу измерения. Затем необходимо поставить емкость на весы и дождаться, когда топливо в емкости перестанет двигаться для того, чтобы показания весов стабилизировались. Система готова к работе.

Описание работы системы.

Топливо из поплаковой камеры расходуется двигателем, так как в данной системе поплаковая камера сообщается с расходной емкостью, а уровень топлива в поплаковой камере одинаковый, то уменьшение массы

топлива происходит в расходной емкости. Величина данного уменьшения, есть массовый расход топлива, который измеряется весами (изменение массы).

2.3 Определение продолжительности процесса сгорания по изменению показателя политропы в ДВС с искровым зажиганием

Результаты работы определение продолжительности процесса сгорания по изменению показателя политропы в ДВС с искровым зажиганием выполнялись совместно группой авторов, в результате этот материал опубликован в научном журнале.

Термодинамически рабочее тело в процессе сжатия, сгорания и расширения можно представить, как замкнутую систему имеющую незначительные потери через поршневые кольца, которыми при низких значениях давления можно пренебречь. Причем скорость подвода и отвод теплоты в этой термодинамической системе меняется в процессе движения поршня и протекания процесса сгорания. Направление теплового потока в данной системе описывается политропным процессом [18]. Разберем возможные варианты состояния системы при различных значениях показателя политропы:

- $n = 0$, изобарный процесс, подвод теплоты при постоянном давлении, характерный для двигателя в зоне максимального давления;
- $n < 0$, процесс расширения с подводом теплоты обеспечивающим рост давления, характерно для двигателя, в зоне от ВМТ до максимума давления;
- $n = 1$, изотермический процесс, все подводимое тепло идет на совершение работы;
- $n = 4/3$, адиабатический процесс для 3-х атомного газа, работа совершается за счет уменьшения внутренней энергии;

- $n = 1,4$, адиабатический процесс для 2-х атомного газа, работа сжатия полностью затрачивается на повышение внутренней энергии;
- $n = \infty$, изохорный процесс, подводимое тепло идет на увеличение внутренней энергии, в двигателе это зона ВМТ, причем до ВМТ это $+\infty$, а после $-\infty$.

При анализе процесса сгорания в ДВС с искровым зажиганием имеются определенные трудности при определении момента окончания сгорания [19,20,21]. Анализ изменения показателя политропы проводился на бензиновой одноцилиндровой исследовательской установке УИТ-85 при степени сжатия 7 и частоте вращения 600 мин^{-1} .

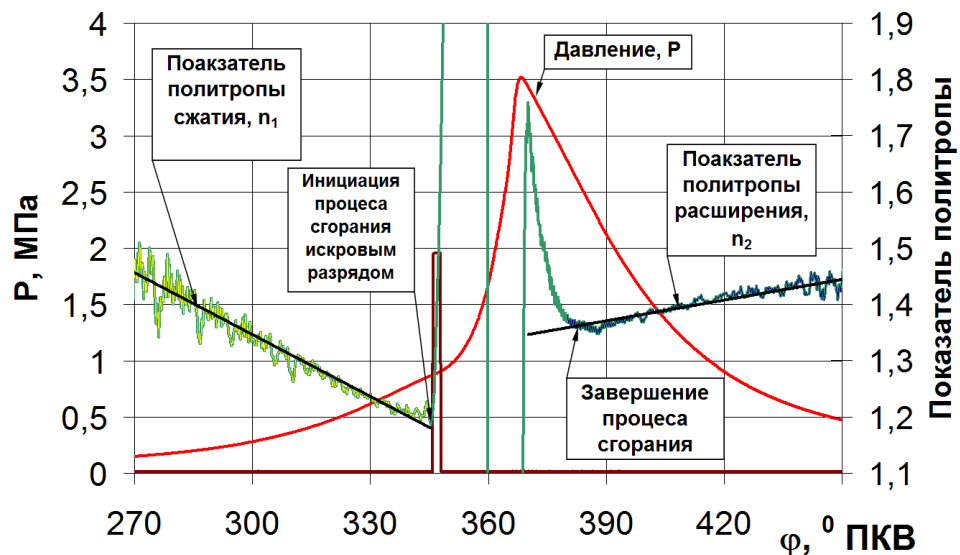


Рисунок 2.10 – Анализ изменения показателя политропы в УИТ-85 при $\varphi_{\text{УОЗ}} = 14^\circ \text{ПКВ}$ и составе смеси $\alpha = 0,892$ при добавке в бензовоздушную смесь 3,38% водорода от массы топлива

На рисунок 2.10 и 2.11 представлены классические характеристики изменения показателя политропы полученные для исследовательской установки УИТ-85 [22]. Представлен режим с активным тепловыделением (рисунке 2.10) обеспечиваемым богатой смесью и добавкой водорода и режим работы на бедной смеси (рисунок 2.11). В обоих случаях на сжатии наблюдается линейная картина уменьшения показателя политропы до

момента искрового разряда, затем быстрое увеличение показателя политропы до $+\infty$ связанное с началом активного тепловыделения, переход в ВМТ от $+\infty$ на $-\infty$, затем рост связанный с замедлением подвода теплоты вследствие того что его часть тратится на совершение работы. После прохождения 0 (соответствует максимуму индикаторного давления) и 1 (соответствует максимуму температуры) поведение показателя политропы имеет отличие при активном сгорании богатой смеси и медленном сгоранием бедной смеси.

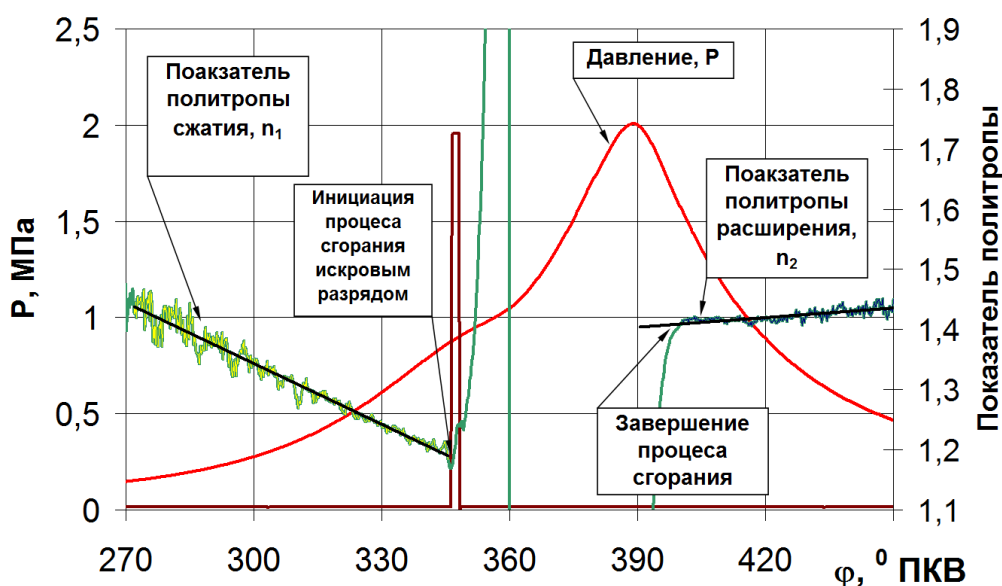


Рисунок 2.11 – Анализ изменения показателя политропы в УИТ-85 при $\varphi_{УОЗ} = 13,5^{\circ}$ ПКВ и составе смеси $\alpha = 1,387$ без добавок водорода в ТВС

Так на рисунке 2.10 показатель политропы растет, это связано с тем, что в это время еще происходит активное тепловыделение [5,6], а затем снижается и переходит в прямую линию характерную процессу расширения. На рисунке 2.11 мы наблюдаем несколько иную картину, там показатель политропы растет до перехода в прямую линию характерную процессу расширения, это связано с тем что тепловыделение в заключительной часть сгорания уже не столь активное. Таким образом показано, что как при анализе активно протекающего процесса сгорания, так и процесса сгорания с

низкой интенсивностью, анализ изменения показателя политропы позволяет определять момент окончания процесса сгорания с точностью в $1 - 3^{\circ}$ ПКВ, что является достаточно важным, в том числе и при оценке условий образования токсичных компонентов в процессе сгорания.

2.4 Выводы по главе 2 «Описание экспериментального оборудования»

Анализ результатов представленных экспериментальных исследований показал преимущества использования систем исследования характеристик работы поршневых ДВС и особенно характеристик распространения пламени углеводородного топлива, основанных на использовании регистрации ионного тока пламени. Указанные системы позволяют непрерывно и безинерционно исследовать и контролировать, а при дальнейшем развитии и управлять различными характеристиками работы ДВС.

1. 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.

2. Предложен подход по определению продолжительности процесса сгорания по изменению показателя политропы в ДВС с искровым зажиганием. Показана достоверность и точность предложенного подхода.

ГЛАВА 3 Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью оценки влияния степени сжатия 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. На рисунке 3.1 представлено максимальное давление при изменении частоты вращения УОЗ и степени сжатия. Из рисунка видно, что увеличение степени сжатия с 5,9 до 7 повышает максимальное давление и при изменении УОЗ и при изменении частоты вращения.

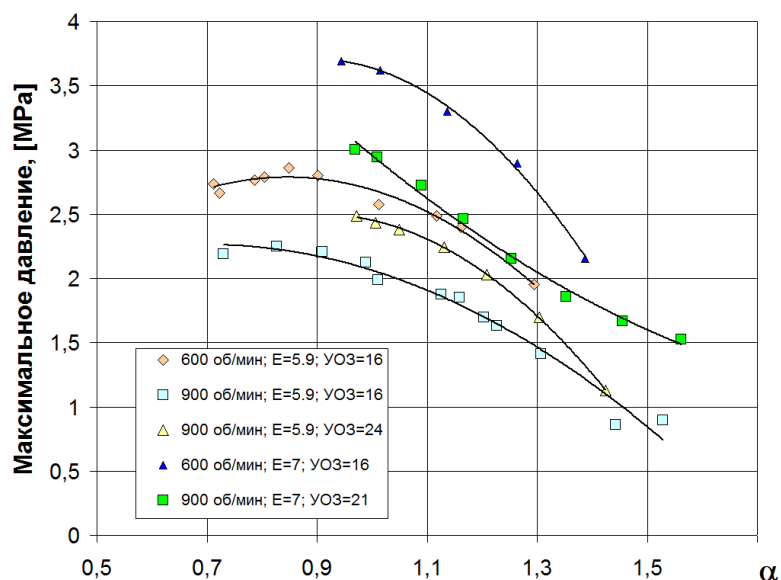


Рисунок 3.1 – Максимальное давление при изменении частоты вращения УОЗ и степени сжатия

Явление электропроводности в пламени известно уже достаточно давно. Использование датчиков ионизации для исследования и контроля за

процессом сгорания в энергетических установках с непрерывным процессом сгорания имеет большое распространение. Исследования по применению датчиков ионизации в двигателях с искровым зажиганием, также имеет значительную историю [1,2]. Но в связи со сложностью установки датчиков ионизации, а также быстротой протекания процесса сгорания, его неравномерность по времени и объему, затрудняется их активное применение [3,4]. В настоящее время датчики ионизации используются в большей степени для исследования процесса сгорания, в том числе при работе на альтернативных видах топлива и новых способах организации рабочего процесса [5,6].

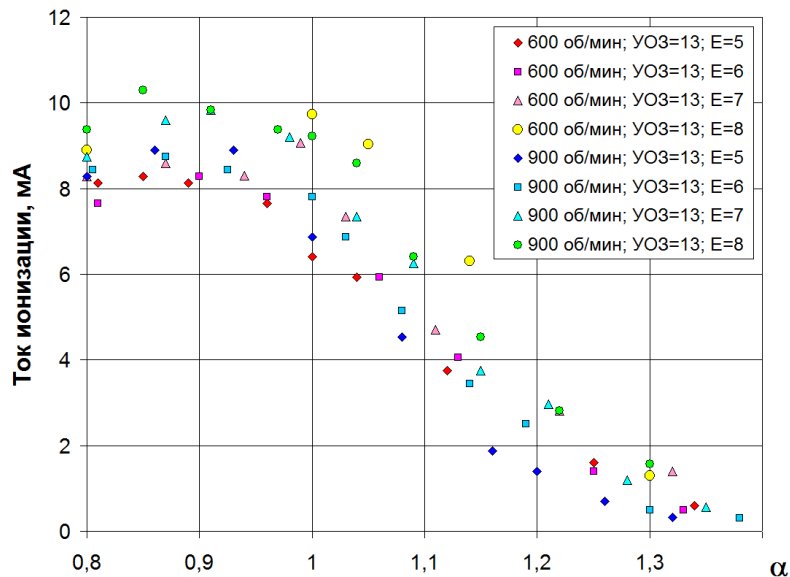


Рисунок 3.2 – Влияние степени сжатия при постоянном УОЗ = 13° ПКВ на ток ионизации для двух частот вращения 600 и 900 мин⁻¹

На рисунке 3.2 представлено влияние степени сжатия при постоянном УОЗ = 13° ПКВ на ток ионизации для двух частот вращения 600 и 900 мин⁻¹. Как известно электропроводность во фронте пламени во многом зависит от химического состава топлива, толщины турбулентного пламени и температуры в зоне горения. В нашем случае для одинакового состава смеси можно принять влияние химического состава смеси на электропроводность одинаковой, толщины турбулентного фронта пламени тоже можно принять

одинаковой для одной частоты вращения и состава смеси. Тогда изменение электропроводности в пламени при одном составе смеси и частоте вращения определяется температурой во фронте пламени которая коррелируется с температурой в цилиндре двигателя и давлением в момент замера электропроводности. Поэтому мы видим, что увеличение степени сжатия с 5 до 8 в УИТ-85 почти на 20% увеличивает электропроводность, следовательно, идет значительное увеличение эффективности процесса сгорания. Это подтверждается рисунком 3.3, где приведено влияние степени сжатия на среднюю скорость распространения фронта пламени в основной фазе. На рисунке также показано значительное влияние степени сжатия на эффективность протекание процесса сгорания

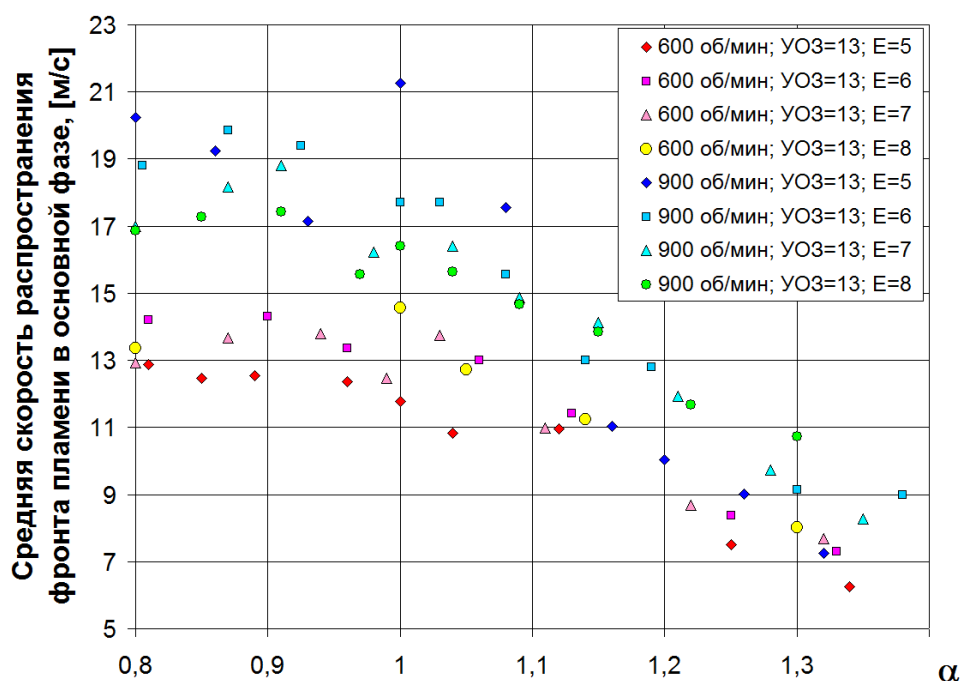
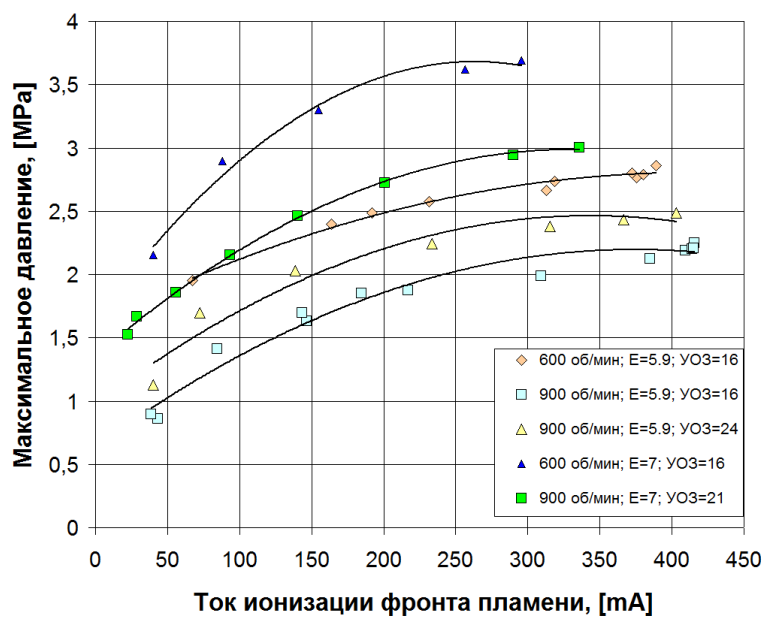
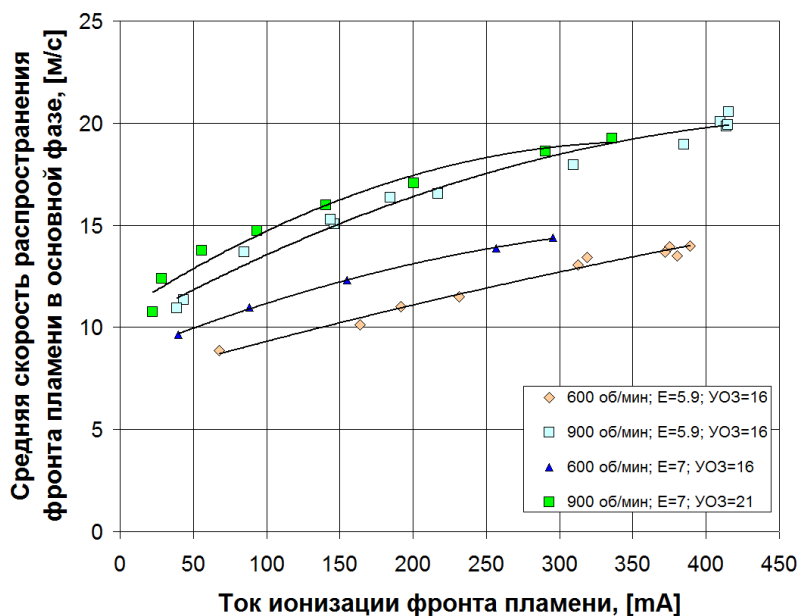


Рисунок 3.3 – Влияние степени сжатия при постоянном $UO3 = 13^\circ$ ПКВ на среднюю скорость распространения фронта пламени в основной фазе для двух частот вращения 600 и 900 мин^{-1}

Экспериментальные исследования на одноцилиндровой установке УИТ-85 проводились при работе на бензине, а также при добавке водорода для активации процесса сгорания (до 6% от массы топлива).



а)



б)

Рисунок 3.4 – Связь амплитуды ионного тока с характеристиками протекания процесса сгорания в УИТ-85: (а) связь амплитуды ионного тока с максимальным давлением; (б) связь амплитуды ионного тока со средней скоростью распространения фронта пламени.

Рассматривая рисунок 3.4 видно, что амплитуда сигнала на датчике ионизации I_{2} растёт при добавке водорода и увеличении угла опережения зажигания. Это происходит за счет протекания процесса сгорания в зоне

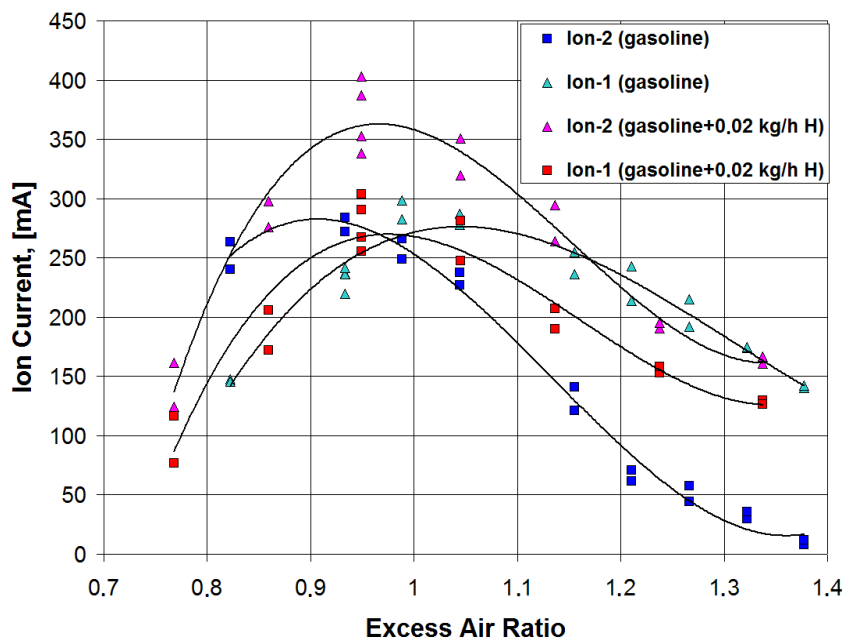
датчика ионизации 2 при меньшем объеме. Представленные зависимости амплитуды сигнала на датчике ионизации 2 при работе на бензине и бензине с добавками водорода имеют четко выраженную корреляцию с составом смеси и условиями протекания процесса сгорания. Это прекрасно иллюстрируют зависимости амплитуды ионного тока от максимального давления (рисунок 3.4а) и скорости распространения фронта пламени (рисунок 3.4б) при варьировании степенью сжатия, угла опережения зажигания и составом смеси.

3.2 Результаты экспериментальных исследований на ВАЗ-2111

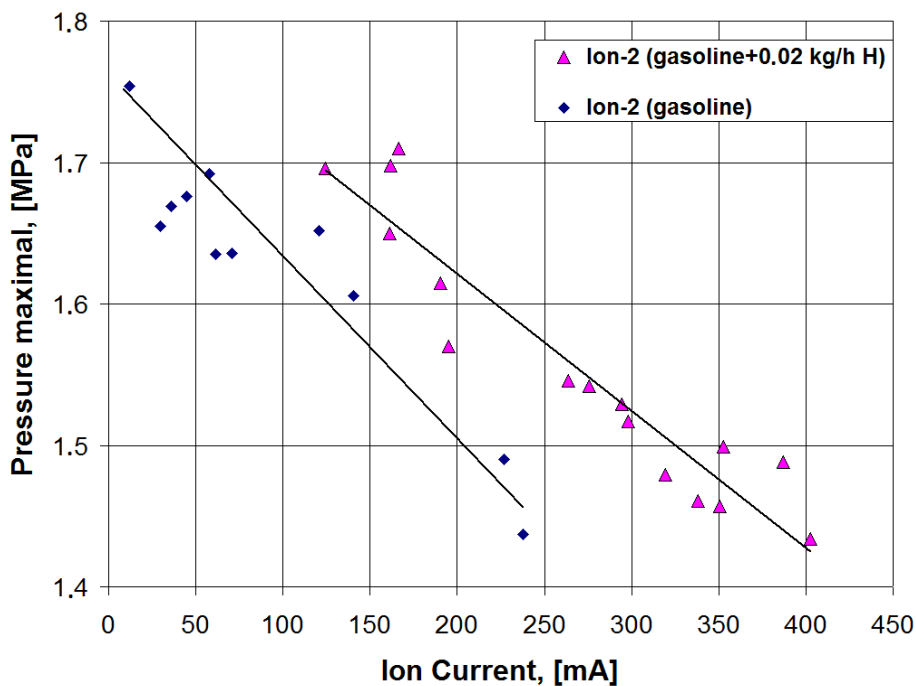
Проведем дальнейший анализ амплитуды ионного тока при работе на бензине и бензине с добавкой 0,02 кг/ч водорода полученные при исследования проводимых на двигателе ВАЗ-2111. На рисунке 3.5 показано наличие корреляции амплитуды ионного тока с составом смеси и максимальным давлением в процессе сгорания, даже при значительной неравномерности протекания рабочего процесса на режиме холостого хода. Из рисунка 3.5а видно, что зависимость амплитуды ионного тока от состава смеси имеет большую корреляцию для второго датчика, установленного у выпускного клапана. Это подтверждается наличием корреляции амплитуды ионного тока со 2 датчика с максимальным давлением (Рисунок 3.5б).

Полученные результаты показывают ценность использования явления электропроводности пламени для исследования процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием [14]. Показано, что расположение датчиков ионизации значительно влияет на корреляцию получаемого сигнала с характеристиками протекания процесса сгорания. Условия воспламенения хорошо отслеживаются датчиком, расположенным в зоне свечи зажигания. Характеристики давления лучше коррелируются при установке датчика в более удаленной зоне камеры сгорания. Полученные данные показывают, что

характеристики электропроводности пламени отражают локальное состояние процесса сгорания.



a)



б)

Рисунок 3.5 – Влияние степени сжатия на связь амплитуды ионного тока с составом смеси при степени сжатия 7,5 (а) и (б) связь амплитуды ионного тока с максимальным давлением при степени сжатия 7,5.

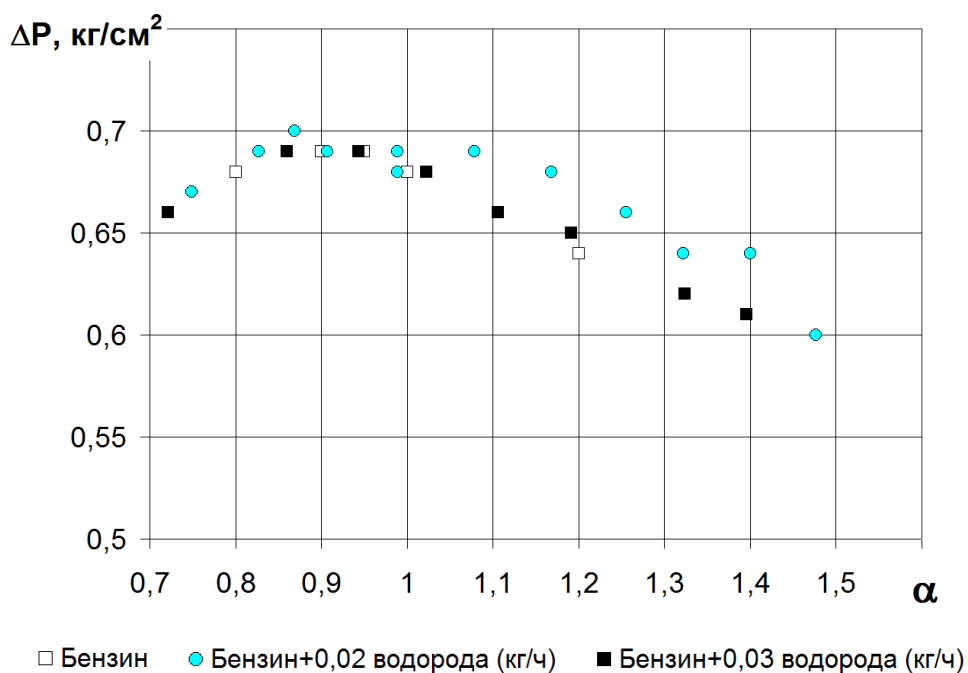


Рисунок 3.6 – Дросселирование на режиме XX в двигателе ВАЗ-2111 при работе на бензине, бензине с водорода, при степени сжатия 9,8

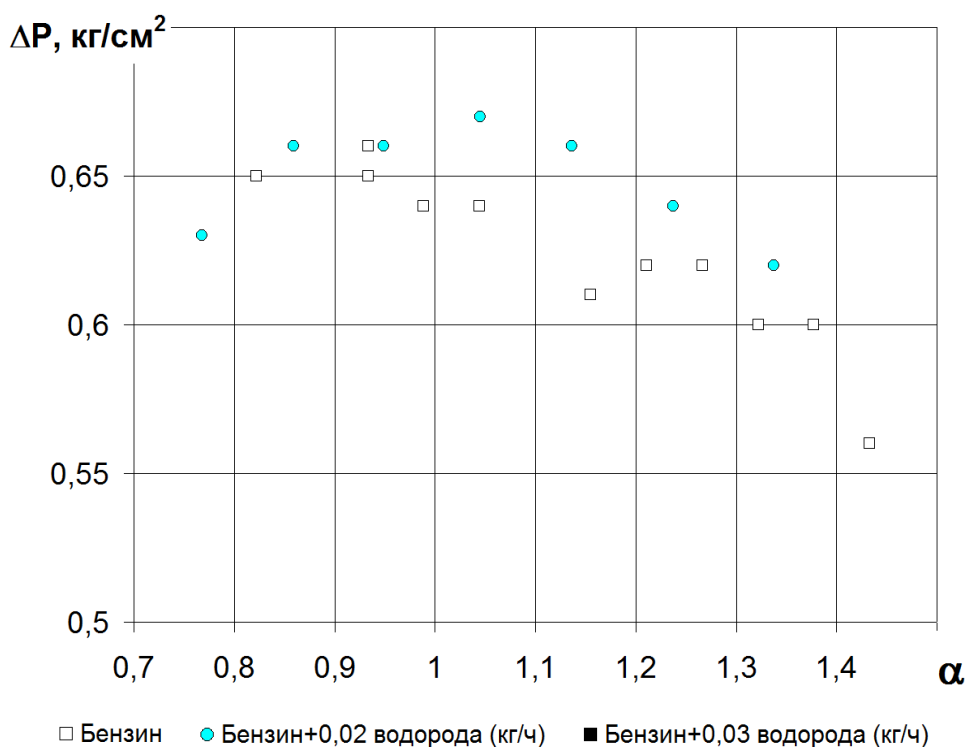


Рисунок 3.7 – Дросселирование на режиме XX в двигателе ВАЗ-2111 при работе на бензине, при степени сжатия 7,5

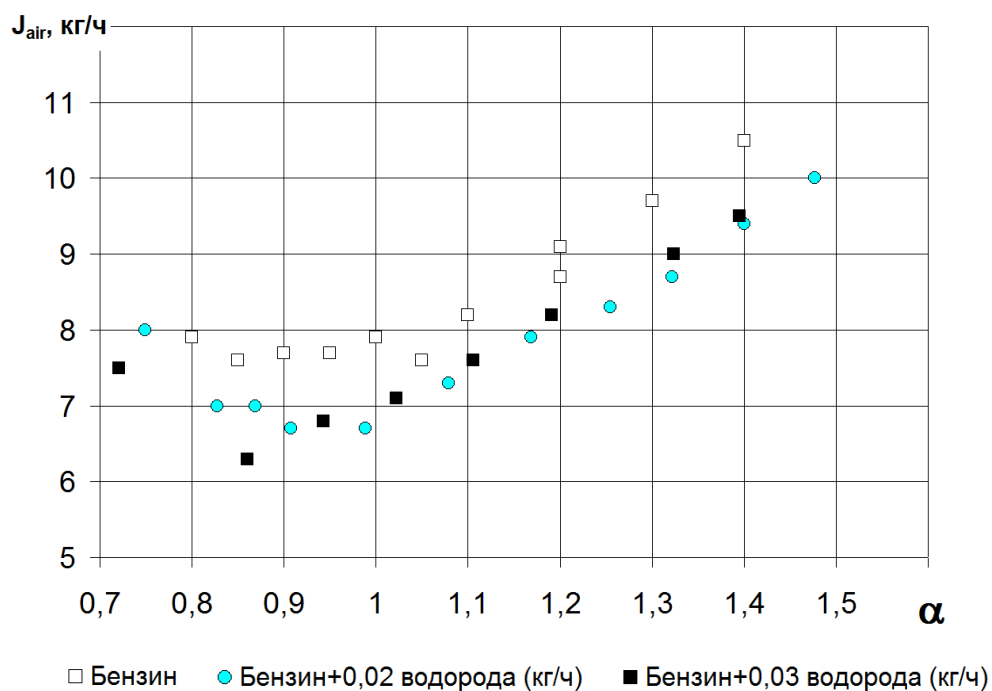


Рисунок 3.8 – Расход воздуха на режиме холостого хода в двигателе ВАЗ-2111 при работе на бензине, бензине с водорода, при степени сжатия 9,8

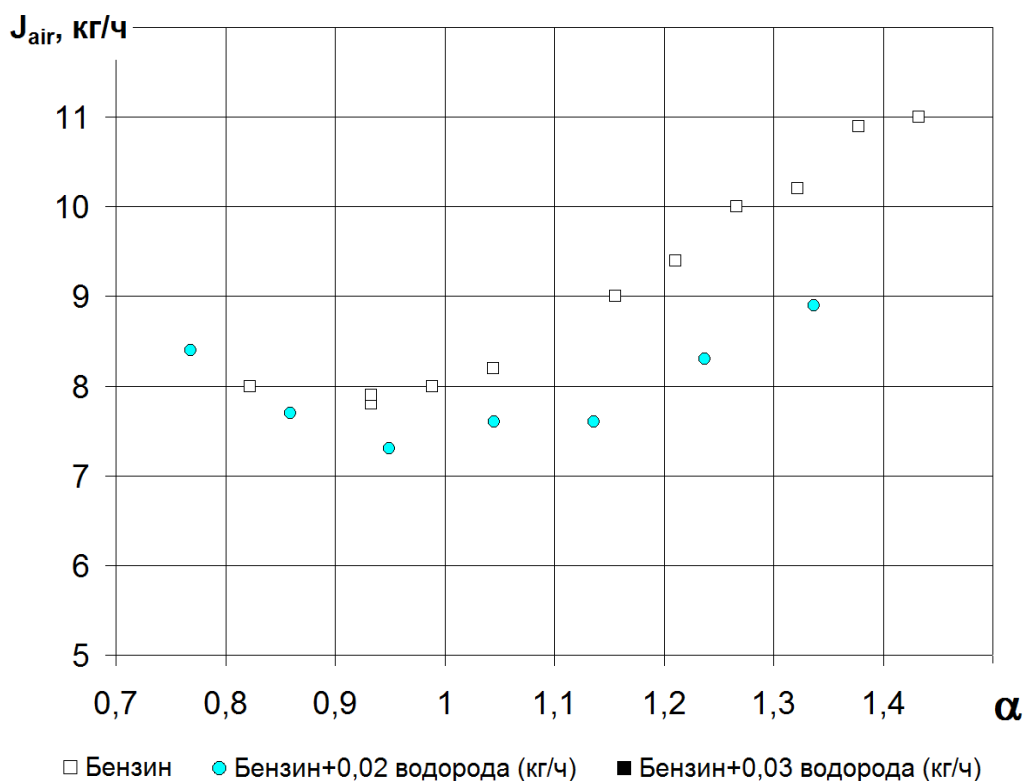


Рисунок 3.9 – Расход воздуха на режиме ХХ в двигателе ВАЗ-2111 при работе на бензине, бензине с водорода, при степени сжатия 7,5

Одним из параметров определяющий эффективность рабочего процесса на режиме холостого хода является разряжение, создаваемое за дроссельной заслонкой. Поэтому для оценки влияния степени сжатия проведен анализ изменения этого параметра на рисунке 3.7 при степени сжатия 7,5 и рисунке 3.6 при степени сжатия 9,8.

3.3 Методика оценки термодинамических параметров при изменении степени сжатия

Индикаторная диаграмма давления в цилиндре двигателя несет в себе значительный объем информации о протекании тепловых процессов на сжатии, сгорании и расширении [1,2]. Индикаторная диаграмма является интегральной характеристикой тепловых процессов. Её детальный анализ позволяет определять следующие локальные параметры процесса сгорания: среднюю температуру сожжённой и несожженной смесей, объем сожжённой и несожженной смесей, усредненную скорость распространения фронта пламени в каждый момент процесса сгорания, площадь фронта пламени, интенсивность процессов горения во фронте пламени, усредненную толщину фронта пламени, характеристику тепловыделения [3]. Все эти данные позволяют лучше оценить влияние различных параметров работы двигателя на экологические и эффективные показатели работы. Также следует отметить сложность расчетов процесса сгорания в современных программных продуктах при значительной доле разбавленности топливно-воздушной смеси остаточными газами которые имеют нестабильный химический состав. Поэтому в настоящее время помимо применения современных программных продуктов для расчета ДВС, также активно применяются экспериментальные исследования [4]. В таких исследованиях большую роль имеют исследования характеристик двигателя на низких нагрузках и холостом ходу. Эти характеристики значительно влияют на эксплуатационные характеристики автомобиля в условиях города. В связи с этим увеличение достоверных

данных при анализе результатов экспериментально полученных индикаторных диаграмм давления на режимах работы двигателя со значительным разбавлением остаточными газами является актуальной задачей научных исследований.

Камера сгорания является термодинамической системой, которая ограничена головкой цилиндра, клапанами, гильзой цилиндра и поршнем. Имеются потери тепловой энергии через стенки, которые можно определить по уравнениям, предложенным Вошни. Поскольку температуры в зоне горения, при работе на режиме холостого хода и малых нагрузок, едва превышают 2000 К, то эффекты диссоциации практически не возникают. Давление на этих режимах как правило не превышает 4 – 5 МПа. Это позволяет нам посчитать утечку через поршневые кольца незначительной и в расчетах ею пренебречь.

По индикаторной диаграмме давления из первого закона термодинамики можно определить количество теплоты, выделившейся при сгорании во фронте пламени. Суммарный характер которой является характеристикой тепловыделения и описывает энерговыделение в результате сгорания (1):

$$\Delta Q_C = \Delta U - \Delta Q_{walls} + p \cdot \Delta V \quad (1)$$

где ΔQ_C – количество тепла выделившееся в процессе сгорания;

ΔU – изменение внутренней энергии системы;

ΔQ_{walls} – потери тепловой энергии через стенки;

$p \cdot \Delta V$ – работа термодинамической системы.

В уравнении (1) потери теплоты в систему охлаждения через стенки рассчитаны в соответствии с уравнением, предложенным Вошни [5]. Работа термодинамической системы определяется по индикаторной диаграмме и характеристике движения поршня для каждого участка индикаторной

диаграммы. Размер участка принят таким что изменение давления от начала до конца участка можно считать прямолинейным, в нашем случае это 0,2724 градуса угла поворота. Ранее авторами была получена методика оценки внутренней энергии по параметрам индикаторной диаграммы. Методика позволяет с большей достоверностью определять этот параметр в условиях разбавленности остаточными газами, в том числе на режимах холостого хода и режиме малых нагрузок [6]:

$$\Delta U = \frac{(C_{v1} + C_{v2}) \cdot (V_1 + V_2) \cdot (P_2 - P_1)}{2 \cdot 2 \cdot R_\mu} \cdot \frac{2}{[Z_r(p, T)_1 + Z_r(p, T)_2]} \quad (2)$$

где C_{v1} и C_{v2} – средние молярные теплоемкости при постоянном объеме в начале и в конце рассматриваемого участка;

V_1 и V_2 – объемы термодинамической системы в начале и в конце рассматриваемого участка;

P_1 и P_2 – давления по индикаторной диаграмме в начале и в конце рассматриваемого участка;

$R_\mu = 8,314$ Дж/(моль·К) – универсальная газовая постоянная;

$Z_r(p, T)_1$ и $Z_r(p, T)_2$ – коэффициенты сжимаемости реального газа в начале и в конце рассматриваемого участка.

Также количество теплоты выделяемой во фронте пламени определяется из следующего выражения (3):

$$\Delta Q_C = H_u \cdot \Delta m_{\text{combustion}}, \quad (3)$$

где H_u – низшая теплотворная способность топлива;

$\Delta m_{\text{combustion}}$ – количество (масса) сгоревшего топлива на исследуемом участке.

Следовательно, доля сгоревшей смеси на участке определяется из выражения (4):

$$\Delta\chi = \frac{\Delta m_{\text{combustion}}}{m_{\text{fuel}} - m_{\text{incompletecombustion}}}, \quad (4)$$

где m_{fuel} – количество (масса) топлива поступившего в цилиндр двигателя;

$m_{\text{incompletecombustion}}$ – количество (масса) топлива не участвующего в процессе сгорания вследствие недостатка кислорода при работе на богатых топливно-воздушных смесях.

Таким образом мы можем определить характеристику тепловыделения из выражения (5):

$$\chi = \sum \Delta\chi, \quad (5)$$

В результате мы имеем все необходимые данные относительно термодинамической системы в которой происходит сгорание. Термодинамическая система, где происходит процесс сгорания, может быть разделена на несколько зон. Для моделирования горения часто применяется двухзонный подход [7, 8]. Камеру сгорания разделяют на горячую зону с сожжённой топливно-воздушной смесью и холодную зону с несожжённой топливно-воздушной смесью. Эти зоны разделяются тонким фронтом пламени (средняя линия, проходящая через середину реального фронта пламени) в котором происходит сгорание и тепловыделение (рисунок 3.10). Также предполагается, что внутри камеры сгорания давление распространяется со скоростью звука, а скорость сгорания значительно ниже неё. Поэтому давление в сожжённой и несожжённой смесях считается одинаковым [9].

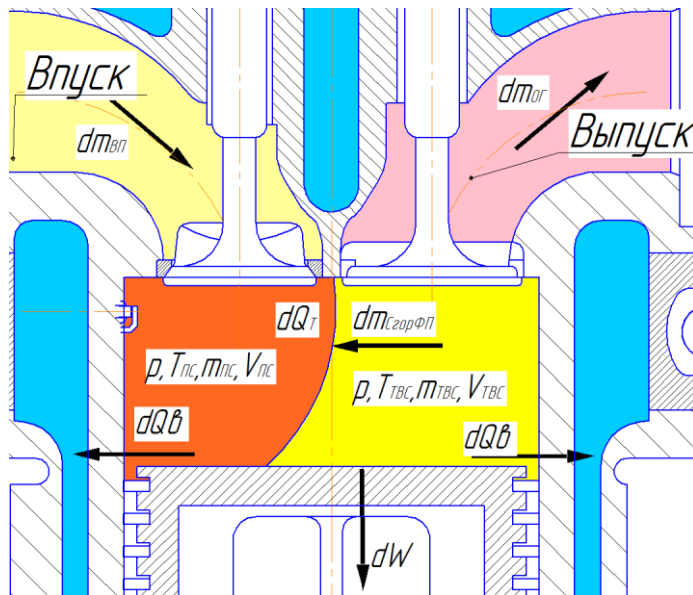


Рисунок 3.10 – Двухзонное моделирование системы камеры сгорания

Приведем уравнения для двухзонной модели процесса сгорания. Уравнения состояния для двухзонной модели процесса сгорания (6, 7):

$$p \cdot V_{\text{bum}} = m_{\text{bum}} \cdot R_{\text{bum}} \cdot T_{\text{bum}}, \quad (6)$$

$$p \cdot V_{\text{unbum.}} = m_{\text{unbum.}} \cdot R_{\text{unbum.}} \cdot T_{\text{unbum.}}, \quad (7)$$

где P - давление в сожжённой и несожжённой смесях;

V_{bum} и $V_{\text{unbum.}}$ - объемы сожжённой и несожжённой смесей;

m_{bum} и $m_{\text{unbum.}}$ - массы сожжённой и несожжённой смесей;

R_{bum} и $R_{\text{unbum.}}$ - газовые постоянные для сожжённой и несожжённой смесей;

T_{bum} и $T_{\text{unbum.}}$ - температуры сожжённой и несожжённой смесей.

Выразим массы сожжённой и несожжённой смесей через массу рабочей смеси (смесь топлива, воздуха, остаточных газов) и характеристику тепловыделения:

$$m_{\text{bum}} = m_{\text{work}} \cdot \chi_i; \quad (8)$$

$$m_{\text{unbum.}} = m_{\text{work}} \cdot (1 - \chi_i). \quad (9)$$

где χ_i - текущее значение характеристики тепловыделения.

Выразим из уравнений (6) и (7) температуры сожжённой и несожжённой смесей:

$$T_{\text{unbum.}} = \frac{p \cdot V_{\text{unbum.}}}{m_{\text{unbum.}} \cdot R_{\text{unbum.}}} = \frac{p \cdot V_{\text{unbum.}}}{m_{\text{work}} \cdot (1 - \chi_i) \cdot R_{\text{unbum.}}}; \quad (10)$$

$$T_{\text{bum}} = \frac{p \cdot V_{\text{bum}}}{m_{\text{bum}} \cdot R_{\text{bum}}} = \frac{p \cdot V_{\text{bum}}}{m_{\text{work}} \cdot \chi_i \cdot R_{\text{bum}}}. \quad (11)$$

Предположим, что температуру термодинамической системы в цилиндре двигателя, можно определить через расчётное выражение для температуры смеси газов без учета сжимаемости. Так как уже предположено что давление в сожжённой и не сожжённой части камеры сгорания одинаково. Выразим массу сожжённой и несожжённой смесей через массу рабочей смеси как это сделано в уравнениях (8) и (9):

$$T = \frac{\frac{m_{\text{bum}}}{m_{\text{work}}} \cdot C_{\text{bum}} \cdot T_{\text{bum}} + \frac{m_{\text{unbum.}}}{m_{\text{work}}} \cdot C_{\text{unbum.}} \cdot T_{\text{unbum.}}}{\frac{m_{\text{bum}}}{m_{\text{work}}} \cdot C_{\text{bum}} + \frac{m_{\text{unbum.}}}{m_{\text{work}}} \cdot C_{\text{unbum.}}} = \frac{\chi_i \cdot C_{\text{bum}} \cdot T_{\text{bum}} + (1 - \chi_i) \cdot C_{\text{unbum.}} \cdot T_{\text{unbum.}}}{\chi_i \cdot C_{\text{bum}} + (1 - \chi_i) \cdot C_{\text{unbum.}}}. \quad (12)$$

где C_{bum} и $C_{\text{unbum.}}$ – средние молярные теплоемкости при постоянном объеме сожжённой и несожжённой смесей.

Средние молярные теплоемкости при постоянном объеме сожжённой и несожжённой смесей определяется по известным теплофизических формулам.

Выразим из уравнения (12) температуры сожжённой и несожжённой смесей, с учетом выражений (10) и (11):

$$T_{\text{bum}} = \frac{T \cdot (\chi_i \cdot C_{\text{bum}} + (1 - \chi_i) \cdot C_{\text{unbum.}}) - C_{\text{unbum.}} \cdot \frac{p \cdot V_{\text{unbum.}}}{m_{\text{work}} \cdot R_{\text{unbum.}}}}{\chi_i \cdot C_{\text{bum}}}; \quad (13)$$

$$T_{\text{unbum.}} = \frac{T \cdot (\chi_i \cdot C_{\text{bum}} + (1 - \chi_i) \cdot C_{\text{unbum.}}) - C_{\text{bum}} \cdot \frac{p \cdot V_{\text{bum}}}{m_{\text{work}} \cdot R_{\text{bum}}}}{(1 - \chi_i) \cdot C_{\text{unbum.}}} \quad (14)$$

Объем термодинамической системы в цилиндре двигателя в текущий момент времени определяется по выражению (15):

$$V_i = V_{\text{comb.chamb.}} + \frac{\pi \cdot D^2}{4} S_i; \quad (15)$$

где $V_{\text{comb.chamb.}}$ - объем камеры сгорания;

D - диаметр цилиндра;

S_i - ход поршня относительно верхней мертвой точки.

Предполагая, что зоны разделяются тонким фронтом пламени (средняя линия, проходящая через середину реального фронта пламени), можем выразить объем термодинамической системы через объемы сожжённой (16) и несожжённой (17) смесей:

$$V_{\text{bum}} = V_i - V_{\text{unbum.}}, \quad (16)$$

$$V_{\text{unbum.}} = V_i - V_{\text{bum.}} \quad (17)$$

Выразим из уравнений (6) и (7) объемы сожжённой и несожжённой смесей с учетом (8) и (9) соответственно:

$$V_{\text{bum}} = \frac{m_{\text{work}} \cdot \chi_i \cdot R_{\text{bum}} \cdot T_{\text{bum}}}{p}, \quad (18)$$

$$V_{\text{unbum.}} = \frac{m_{\text{work}} \cdot (1 - \chi_i) \cdot R_{\text{unbum.}} \cdot T_{\text{unbum.}}}{p} \quad (19)$$

Рассмотрим решение выражений (18) и (19) по отдельности. Подставим в выражение (18) формулу (13) в которой выразим объем через выражение (16):

$$V_{\text{bum}} = \frac{m_{\text{work}} \cdot \chi_i \cdot R_{\text{bum}} \cdot \frac{T \cdot (\chi_i \cdot C_{\text{bum}} + (1 - \chi_i) \cdot C_{\text{unbum}}) - C_{\text{unbum}} \cdot \frac{p \cdot [V_i - V_{\text{bum}}]}{m_{\text{work}} \cdot R_{\text{unbum}}}}{\chi_i \cdot C_{\text{bum}}}}{p} \quad (20)$$

В формуле (20) одна неизвестная величина объем сожжённой смеси. Упростим формулу (20) и выразив из нее объем сгоревшей смеси, получим расчетную формулу (21):

$$V_{\text{bum}} = \frac{m_{\text{work}} \cdot R_{\text{bum}} \cdot R_{\text{unbum}} \cdot T \cdot (\chi_i \cdot C_{\text{bum}} + (1 - \chi_i) \cdot C_{\text{unbum}}) - p \cdot R_{\text{bum}} \cdot C_{\text{unbum}} \cdot V_i}{p \cdot (R_{\text{unbum}} \cdot C_{\text{bum}} - R_{\text{bum}} \cdot C_{\text{unbum}})} \quad (21)$$

Проведем аналогичные действия с формулой (19) для определения объема несожжённой смеси и получим расчетную формулу (22):

$$V_{\text{unbum}} = \frac{m_{\text{work}} \cdot R_{\text{unbum}} \cdot R_{\text{bum}} \cdot T \cdot (\chi_i \cdot C_{\text{bum}} + (1 - \chi_i) \cdot C_{\text{unbum}}) - p \cdot R_{\text{unbum}} \cdot C_{\text{bum}} \cdot V_i}{p \cdot (R_{\text{bum}} \cdot C_{\text{unbum}} - C_{\text{bum}} \cdot R_{\text{unbum}})} \quad (22)$$

Определив по формуле (21) или (22) объем сожжённой или несожжённой смеси, мы можем по формулам (16) и (17) определить все оставшиеся объемы. А по формулам (10) и (11) можем рассчитать температуры зоны сожжённой смеси и зоны несожжённой смеси. По формулам (8) и (9) нам известны масса зоны сожжённой смеси, и масса зоны несожжённой смеси.

3.4 Выводы по главе 3 «Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью оценки влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе»

Анализ результатов представленных экспериментальных исследований показал преимущества использования систем исследования характеристик

работы поршневых ДВС и особенно характеристик распространения пламени углеводородного топлива, основанных на использовании регистрации ионного тока пламени. Указанные системы позволяют непрерывно и безинерционно исследовать и контролировать, а при дальнейшем развитии и управлять различными характеристиками работы ДВС.

Эффективность работы двигателя и токсичность ОГ главным образом определяются характеристиками распространения пламени, особенно в зонах у стенки цилиндра. Исследования в этом направлении, как это приведено в обсужденных работах требуют использования нескольких ионизационных датчиков, установленных и у свечи зажигания, и у стенки цилиндра.

И получены следующие выводы:

- Показана возможность оценки основных характеристик процесса сгорания по анализу индикаторной диаграммы давления в цилиндре двигателя с искровым зажиганием.
- Предложенная методика позволяет определять основные термодинамические характеристики процесса сгорания по экспериментально полученной индикаторной диаграмме давления, в том числе при работе двигателя на режимах холостого хода и низких нагрузок. На этих режимах имеется значительное количество остаточных газов которые значительно усложняют процесс моделирования для данных условий, что требует обязательное применение стендовых экспериментальных исследований. Предложенная методика позволяет расширить понимание условий образования токсичных веществ в ДВС с искровым зажиганием. Это необходимо для выявления возможностей улучшения экологических характеристик работы двигателя на режимах низких нагрузок и холостого хода.

Глава 4 Оценка влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе

4.1 Оценка влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в УИТ-85

Характеристики протекания процесса сгорания определялись по методике [24, 25, 26] приведенной в разделе 3.3. На рисунках 4.1 – 4.4 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 4.1 – 4.4 подробнее. На рисунке 4.1 показаны термодинамические параметры при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 5,9$; $\alpha = 1,013$. На рисунке 4.2 показаны термодинамические параметры при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 7$; $\alpha = 1,015$. На рисунке 4.3 показаны термодинамические параметры при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 5,9$; $\alpha = 1,05$; $H = 3\%$. На рисунке 4.4 показаны термодинамические параметры при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 7$; $\alpha = 1,12$; $H = 3\%$. Сравнение результатов показывает увеличение термодинамической эффективности при увеличении степени сжатия. Так при сравнении рисунков 4.1 и 4.2 работа на участке $220-480^\circ$ ПКВ выросла с 321,6528 Дж до 349,667 Дж, что составляет 8,7%, с увеличением степени сжатия с 5,9 до 7, а КПД цикла выросло на 7,1%. Угол ПКВ при котором сгорает 10, 50 и 90% ТВС уменьшился с ростом степени сжатия на 2,6, 4,3 и 8,2 ° ПКВ соответственно. Для циклов с добавкой водорода (рисунки 4.3 и 4.4) 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.

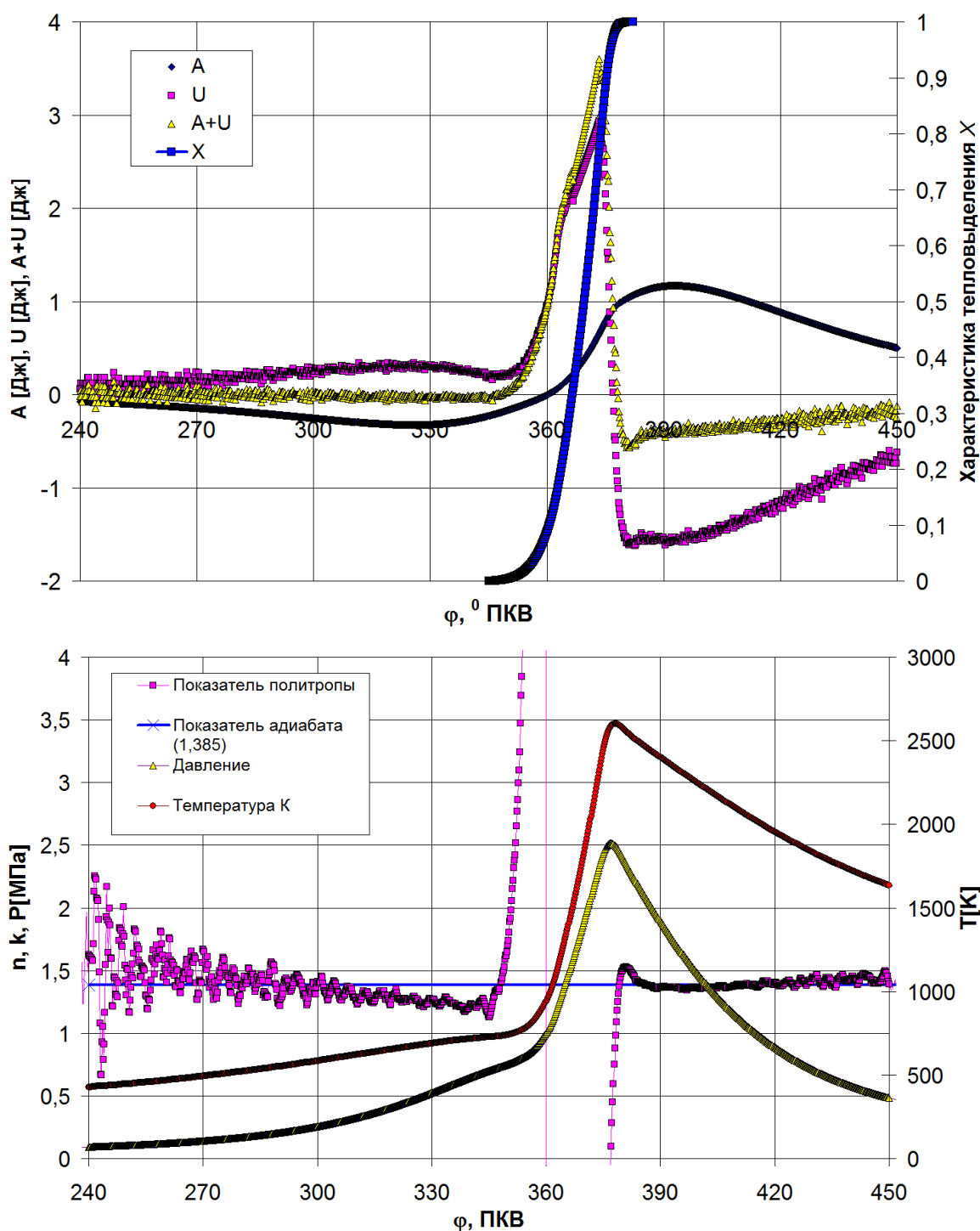


Рисунок 4.1 – Термодинамические параметры при изменении степени сжатия $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 5,9$; $\alpha = 1,013$

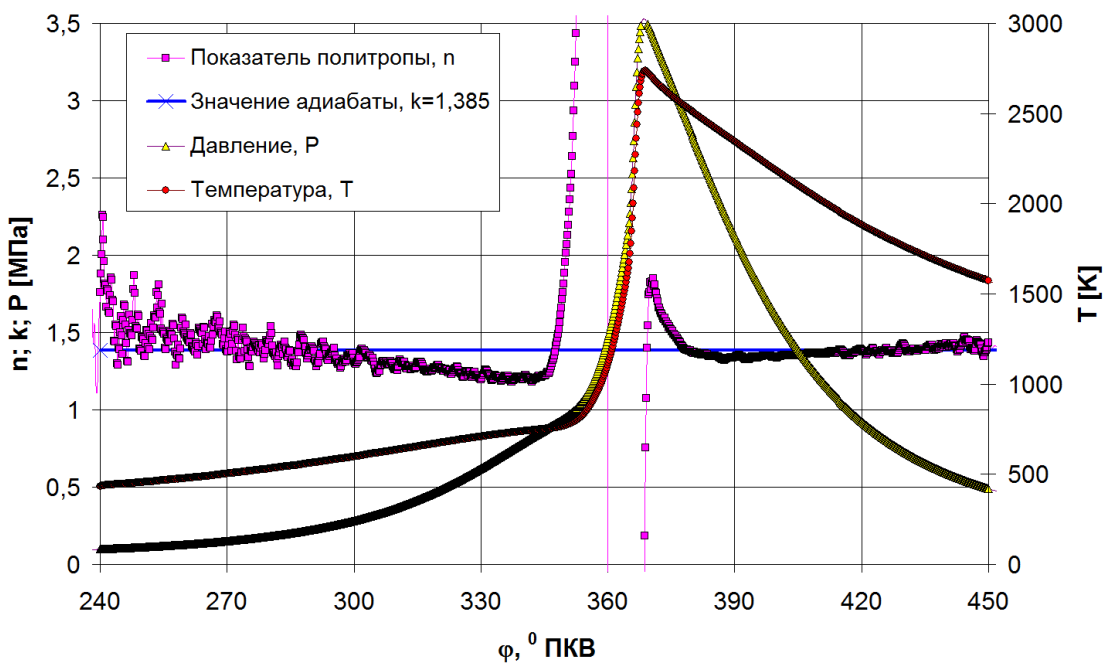
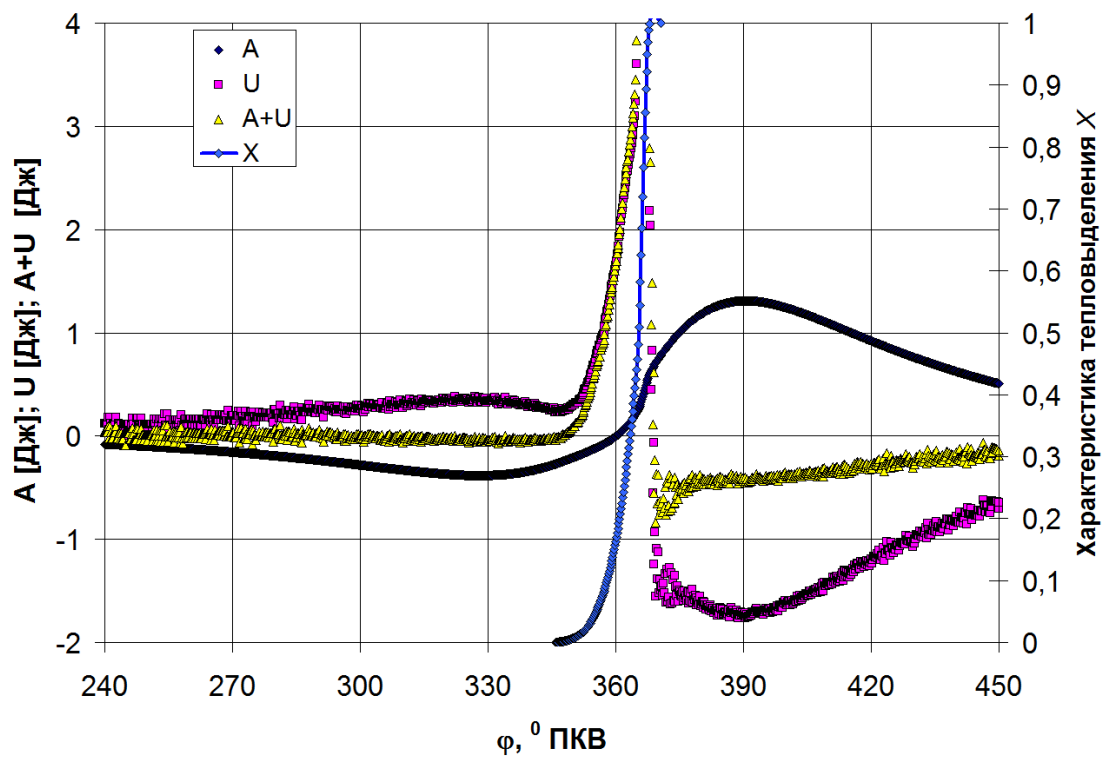


Рисунок 4.2 – Термодинамические параметры при изменении степени сжатия
 $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 7$; $\alpha = 1,015$

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

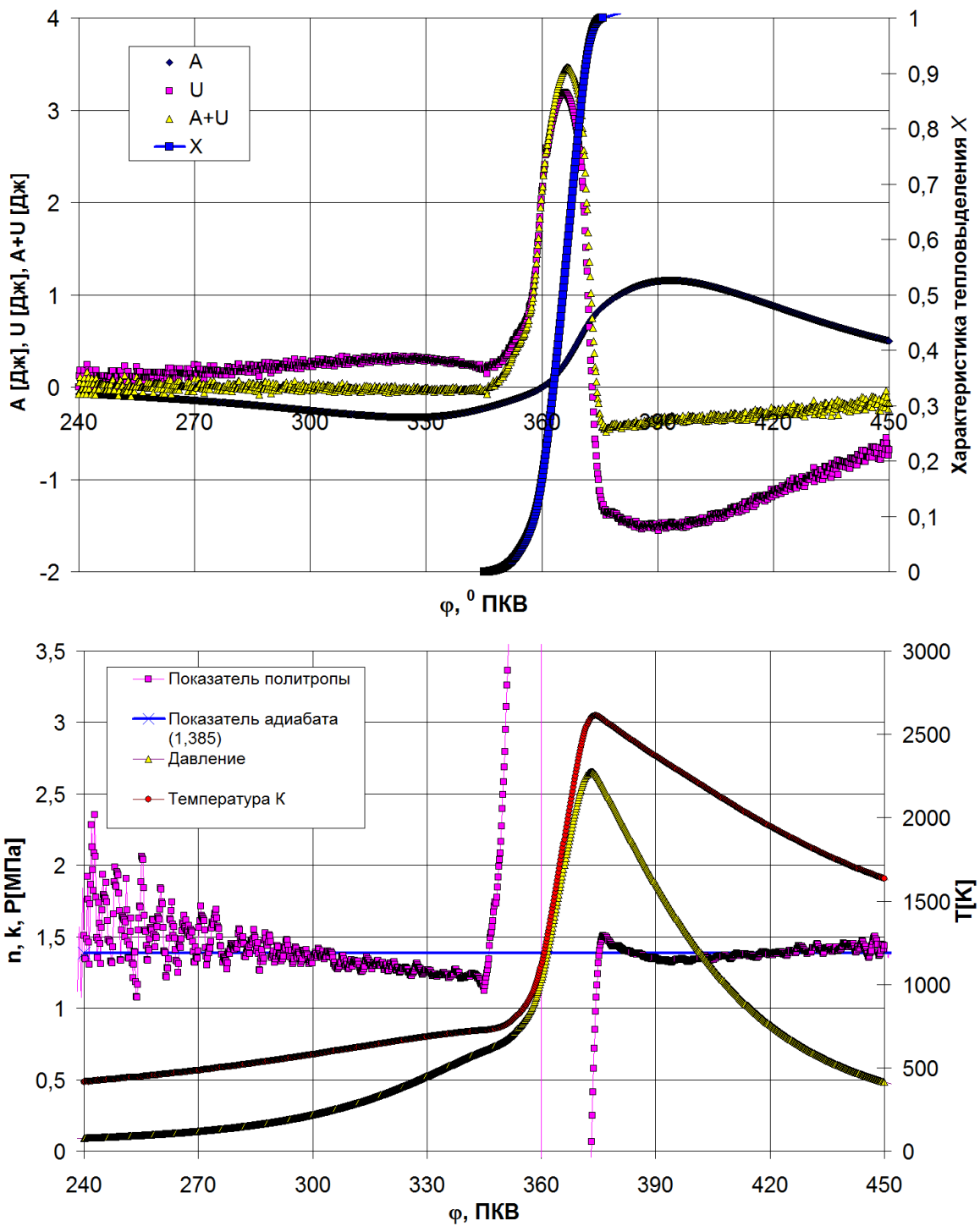


Рисунок 4.3 – Термодинамические параметры при изменении степени сжатия

$$n = 600 \text{ мин}^{-1}; \varepsilon = 5,9; \alpha = 1,05; H = 3\%$$

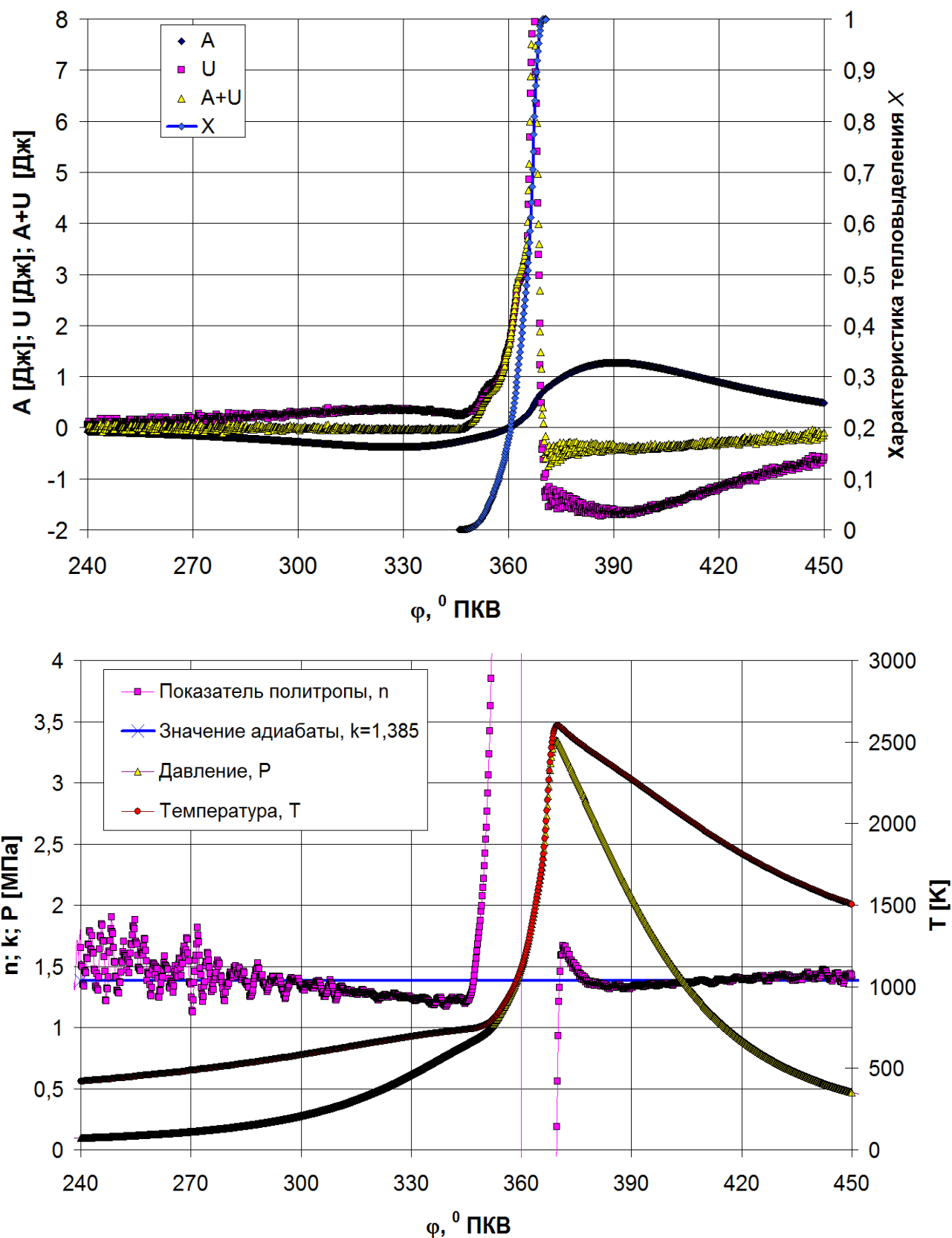
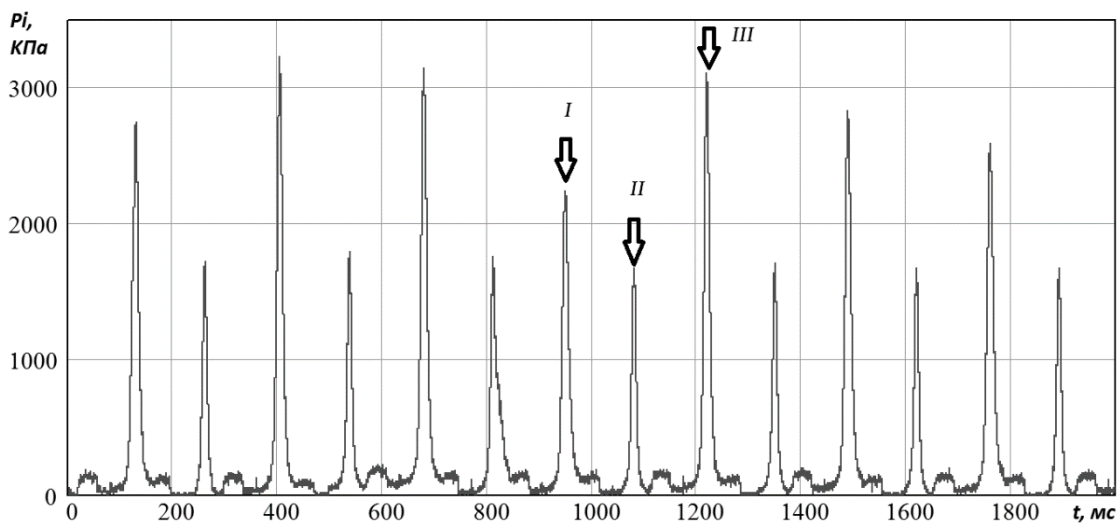


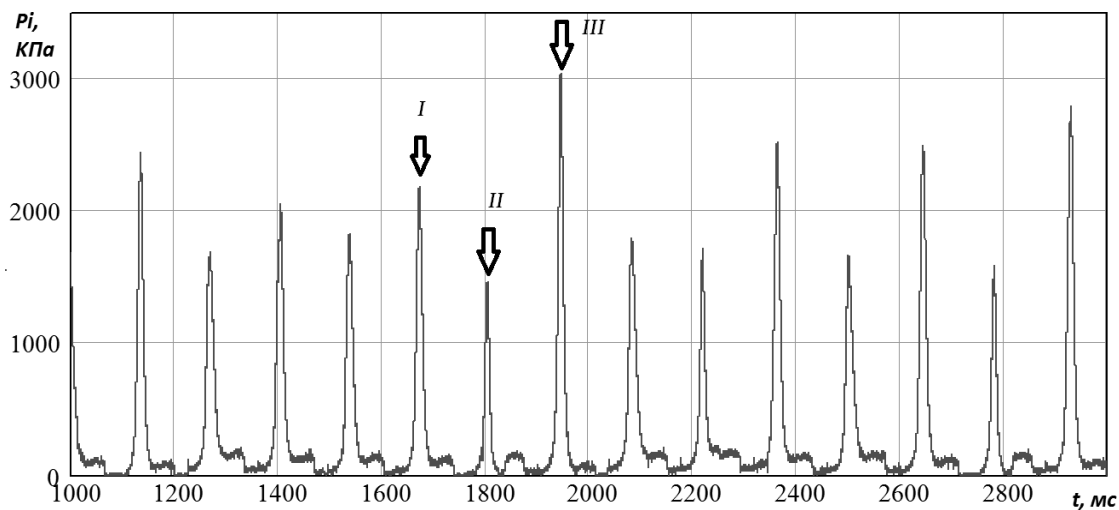
Рисунок 4.4 – Термодинамические параметры при изменении степени сжатия $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; $\varepsilon = 7$; $\alpha = 1,12$; $H = 3\%$

4.2 Оценка влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в двигателе ВАЗ-2111

В двигателе ВАЗ-2111 экспериментальные исследования проводились при работе на режиме холостого хода. Этот режим характерен значительной забалластированностью остаточными газами, вследствие этого возникает значительная неравномерность рабочего процесса, что приводит к пропускам зажигания и снижению КПД цикла. 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 4.5 и 4.6. 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 4.7 для степени сжатия 9,8 и рисунок 4.8 для 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.



a)



б)

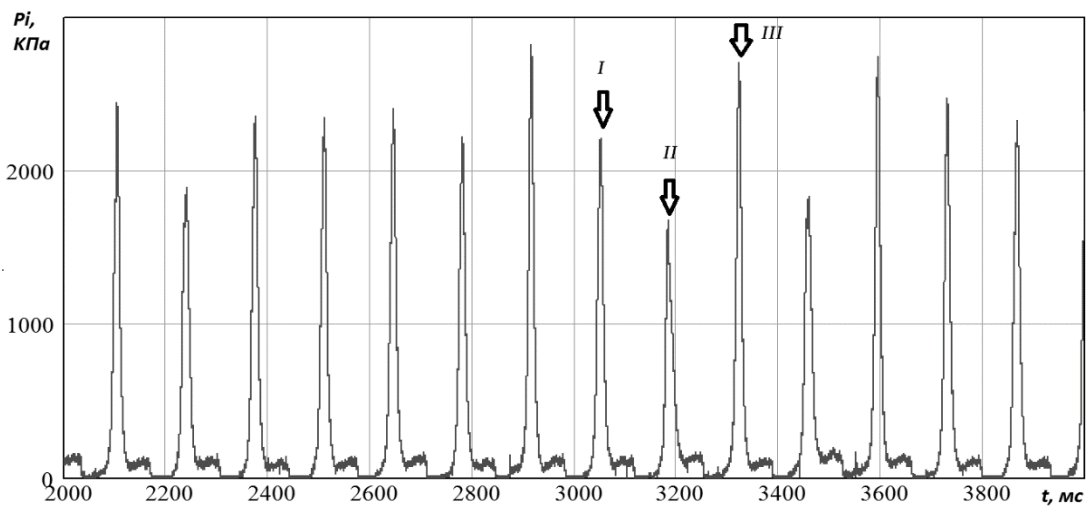
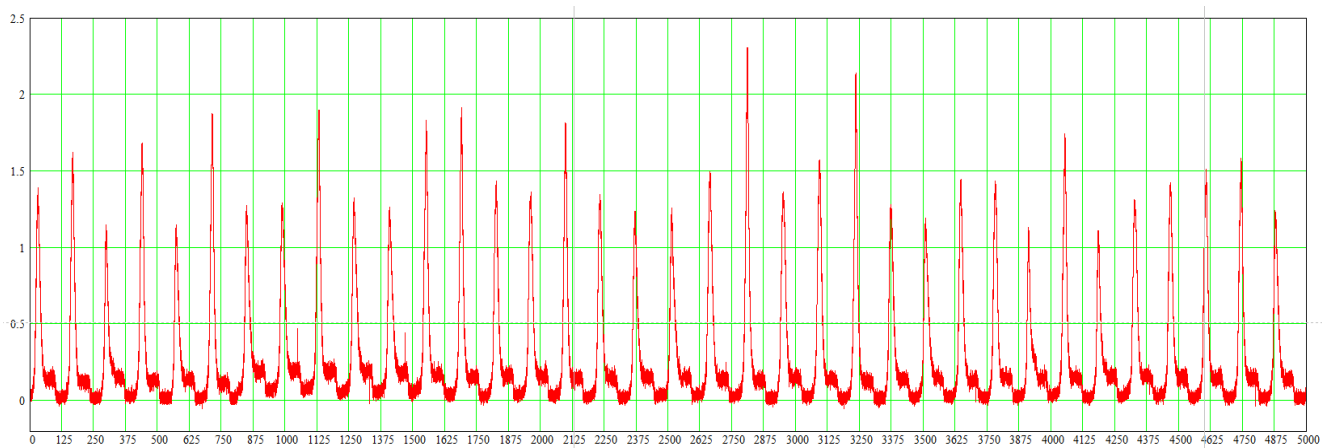
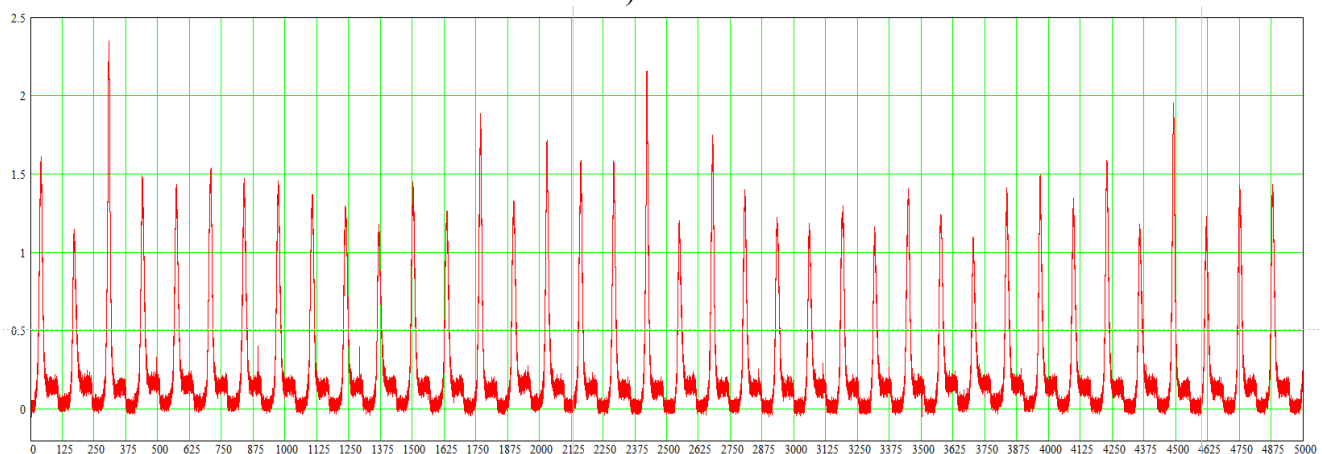


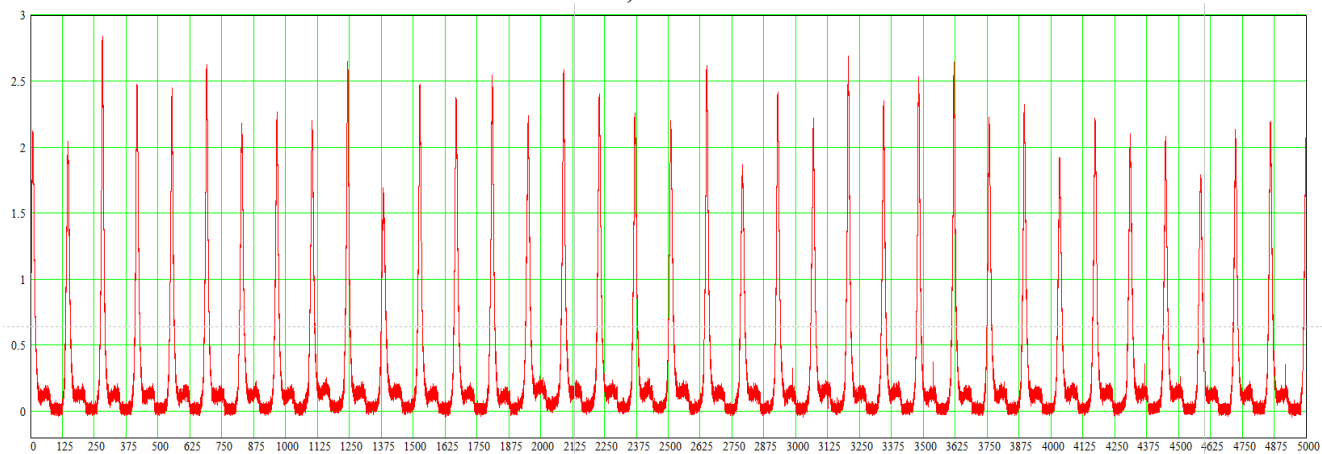
Рисунок 4.5 – Осциллограмма давления на режиме ХХ в ВАЗ-2111 при степени сжатия 9,8: а) $\alpha = 1$; б) $\alpha = 1$ с добавкой 0,02 кг/ч водорода и в) $\alpha = 1,02$ с добавкой 0,03 кг/ч водорода



а)



б)



в)

Рисунок 4.6 – Осциллограмма давления на режиме ХХ в ВАЗ-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

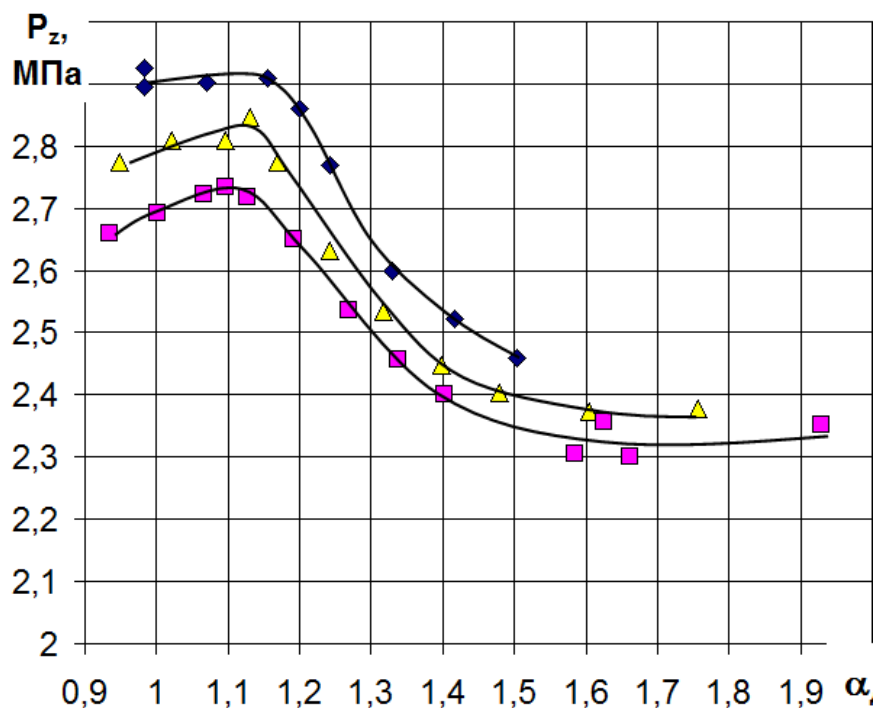


Рисунок 4.7 – Максимальное давления в цилиндре двигателя при работе на бензине и бензине с добавкой водорода 0,02 и 0,03 кг/ч при степени сжатия 9,8

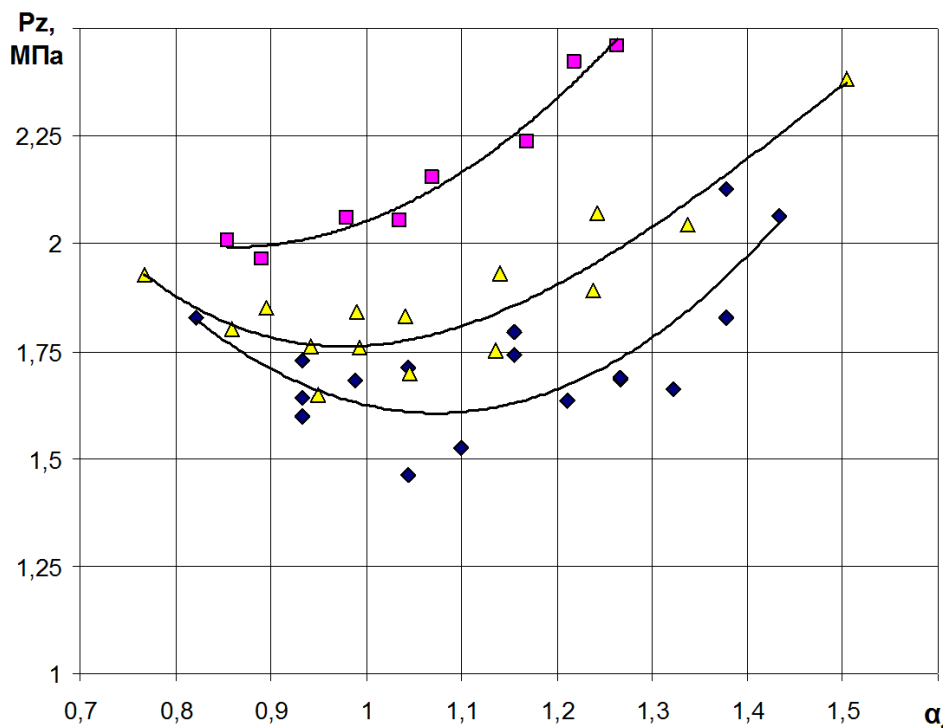


Рисунок 4.8 – Максимальное давления в цилиндре двигателя при работе на бензине и бензине с добавкой водорода 0,02 и 0,03 кг/ч при степени сжатия 7,5

Основные термодинамические параметры процесса сгорания в двигателе ВАЗ-2111 при: $\alpha = 1,0168$; УОЗ = 38° ПКВ; Ст. сжатия = 9,8, представлены на рисунках 4.9 и 4.10.

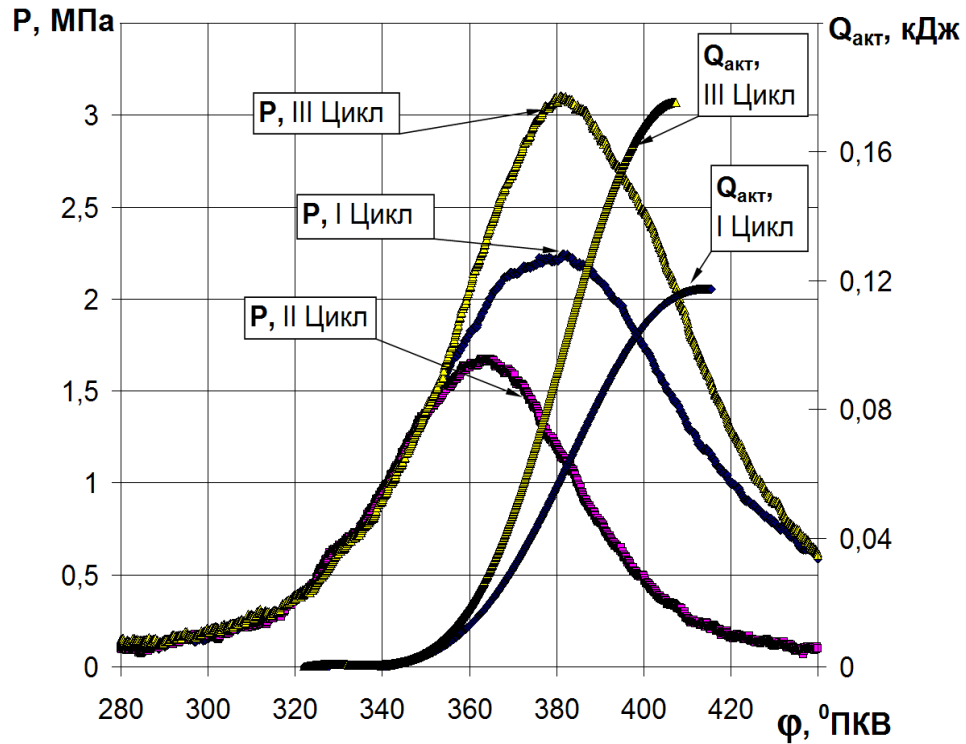


Рисунок 4.9 – Давление и характеристика активного тепловыделение

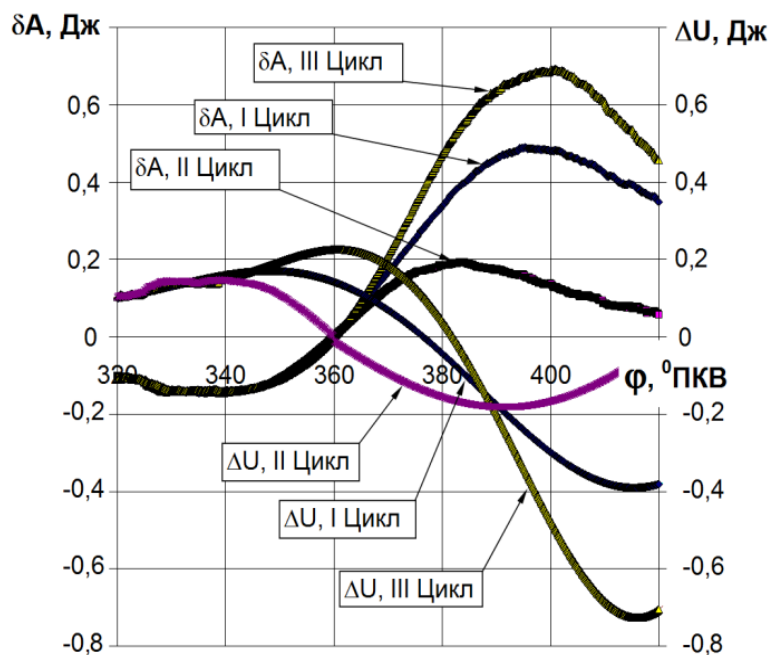


Рисунок 4.10 – Работа газа и изменение внутренней энергии на элементарном участке

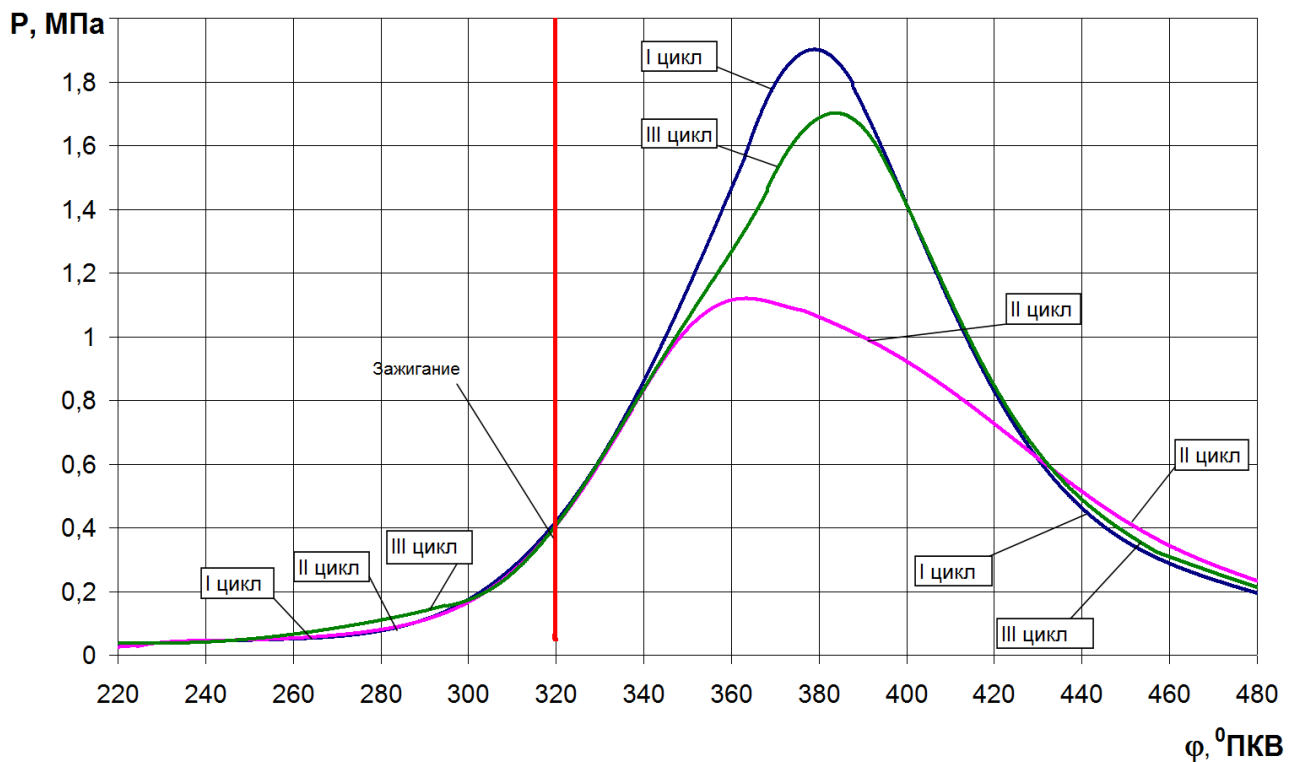


Рисунок 4.11 – Давление при степени сжатия 7,5

Основные термодинамические параметры процесса сгорания в двигателе ВАЗ-2111 при: $\alpha = 1,044$; УОЗ = 35 ° ПКВ; Ст. сжатия = 7,5, представлены на рисунке 4.11. Сравнение рисунков 4.9, 4.10 и 4.11 показывает, что снижение степени сжатия ухудшает условия воспламенения и распространения фронта пламени, что сказывается в более пологой кривой давления.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

К основным результатам следует отнести следующие выводы по работе:

1. проведенная оценка влияния степени сжатия на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе показала, что увеличение степени сжатия повышает скорость сгорания во всем диапазоне составов смеси, в тоже время максимальное давление увеличивается в богатых и стехиометрических смесях, а при обеднении требуется добавление активатора горения – водорода.
2. выявлены возможности повышения эффективности процесса сгорания в бензиновом ДВС за счет варьированием степени сжатия, показано что на холостом ходу уменьшение степени сжатия можно снизить эффект забалластированности остаточными газами что приводит к более равномерному сгоранию и снижению токсичности по СН и NO.

Основные выводы по разделам:

Выводы по главе 1

Рассмотрены три основные аспекта увеличения степени сжатия, а именно повышение степени сжатия для двигателей с маленькими размерами цилиндра и камеры сгорания. Для таких двигателей за счет маленького объема КС возможно повышение степени сжатия до 13 – 14,5 при бездетонационно работе. Второй случай — это двигатель в большими размерами КС у таких ДВС при работе на бензинах Аи-92 детонация возникает на мощностных режимах при степенях сжатия близких к 9. И третий случай это трибологическая оценка эффективности повышения степени сжатия на примере дизельного двигателя, где показано что повышение степени сжатия больше 19,6 приводит к неоправданному росту механических потерь и без серьезной проработки технологий улучшения трибологической напряженности деталей ЦПГ и КШМ дальнейшее её повышение не эффективно. Анализ высоких степеней сжатия делался в

рамках скорой возможности применения высокооктановых альтернативных топлив в ДВС с искровым зажиганием и в таком контексте знание трибологических ограничений является принципиально важным.

Выводы по главе 2

Анализ результатов представленных экспериментальных исследований показал преимущества использования систем исследования характеристик работы поршневых ДВС и особенно характеристик распространения пламени углеводородного топлива, основанных на использовании регистрации ионного тока пламени. Указанные системы позволяют непрерывно и безинерционно исследовать и контролировать, а при дальнейшем развитии и управлять различными характеристиками работы ДВС.

1. 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.

2. Предложен подход по определению продолжительности процесса сгорания по изменению показателя политропы в ДВС с искровым зажиганием. Показана достоверность и точность предложенного подхода.

Выводы по главе 3

- Показана возможность оценки основных характеристик процесса сгорания по анализу индикаторной диаграммы давления в цилиндре двигателя с искровым зажиганием.
- Предложенная методика позволяет определять основные термодинамические характеристики процесса сгорания по экспериментально полученной индикаторной диаграмме давления, в том числе при работе двигателя на режимах холостого хода и низких нагрузок. На этих режимах имеется значительное количество остаточных газов которые значительно усложняют процесс моделирования для данных условий, что требует обязательное

применение стендовых экспериментальных исследований. Предложенная методика позволяет расширить понимание условий образования токсичных веществ в ДВС с искровым зажиганием. Это необходимо для выявления возможностей улучшения экологических характеристик работы двигателя на режимах низких нагрузок и холостого хода.

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

- Проведенный анализ показал наличие зависимости эффективности протекания процесса сгорания от степени сжатия. При этом увеличение степени сжатия перемещает кривую тепловыделения в сторону меньших значений угла поворота КВ, что и оказывает влияние на процесс сгорания. Выявлено что оптимальной является степень сжатия является в диапазоне от 10 до 19,8 и ограничивается детонацией.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. William P. Attard, Steven Konidaris, Ferenc Hamori, Elisa Toulson and Harry C. Watson Compression Ratio Effects on Performance, Efficiency, Emissions and Combustion in a Carbureted and PFI Small Engine / SAE International. 2007. 2007-01-3623
2. Adnan N Ahmed, Zuhair H Obeid and Alauldinn H Jasim Experimental investigation for optimum compression ratio of single cylinder spark ignition engine / IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 454 (2018) 012003
3. L. Yüksek, O. Özener, H. Kaleli Determination of Optimum Compression Ratio: A Tribological Aspect / Tribology in Industry. Vol. 35, No. 4 (2013) 270-275
4. LAKE, T., STOKES, J., MURPHY, R., OSBORNE, R. and SCHAMEL, A., 'Turbocharging Concepts for Downsized DI Gasoline Engines', SAE paper 200401-0036. (2004)
5. LECOINTE, B. and MONNIER, G., 'Downsizing a Gasoline Engine Using Turbocharging with Direct Injection', SAE paper 2003-01-0542. (2003)
6. PETITJEAN, D., BERNARDINI, L., MIDDLEMASS, C. and SHAHED, S.M., 'Advanced Gasoline Engine Turbocharging Technology for Fuel Economy Improvements', SAE paper 2004-01-0988. (2004)
7. ATTARD, W.P., 'Exploring the Limits of Spark Ignited Small Engines', Current Ph.D. Thesis, Mech. Eng. Dept., Univ. of Melbourne. (2007)
8. ATTARD, W.P., WATSON, H.C. and KONIDARIS, S., 'Comparing the Performance and Limitations of a Downsized Formula SAE Engine in Normally Aspirated, Supercharged and Turbocharged Modes', SAE paper 2006-32-0072. (2006)
9. DONGHEE, H., SEUNG, K.H. and BONG-HOON, H., 'Development of 2.0L Turbocharged DISI Engine for Downsizing Application', SAE paper 2007-010259. (2007)

- 10.HEYWOOD, J., 'Internal Combustion Engine Fundamentals', ISBN 007028637X. (1988)
- 11.TAYLOR, C.F., 'The Internal Combustion Engine in Theory and Practice', Vol. 1 and 2, ISBN 0262700271.(1977)
- 12.EDISON, M.H., 'The Influence of Compression Ratio and Dissociation on Ideal Otto Cycle Engine Thermal Efficiency', SAE Prog. in Technology, vol. 7, pp.49-64. (1964)
- 13.EDISON, M.H. and TAYLOR, C.F., 'The Limits of Engine Performance- Comparison of Actual and Theoretical Cycles', vol. 7, pp.65-81. (1964)
- 14.McGEE, J.M., CURTIS, E.W., RUSS, S.G. and LAVOIE, G.A., 'The Effects of Port Fuel Injection Timing and Targeting on Fuel Preparation Relative to a Pre-Vaporized System', SAE paper 2000-012834. (2000)
- 15.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.
- 16.E.P. Becker: Trends in tribological materials and engine technology, Tribol Int., Vol. 37, No. 7, pp. 569-75, 2004.
- 17.K Gotoh, J. Ceppi, N. Sabatier, Y. Tsuchida: Multi Attribute Optimization: Fuel Consumption, Emissions and Driveability, SAE 2012-01-0946, 2012.
- 18.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.
- 19.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.
- 20.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.

- 21.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.
- 22.V. Rabhi, J. Beroff, F. Dionnet: Study of a Gear- Based Variable Compression Ratio Engine, SAE 2004-01-2931
- 23.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
24. 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
25. 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
26. 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.
27. 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.
- 28.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.

29. 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.
30. 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
31. 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
32. 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
33. 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>
34. Yuedong Chao et al. / *Energy Procedia* 158 (2019) 2098–2105 DOI: 10.1016/j.egypro.2019.01.483
35. 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.
36. 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>
37. 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

38. 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>
39. 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
40. 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.
41. 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.
42. 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>
43. 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>
44. 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)
45. Calcote, H. F. Studies of ionization in flames by means of langmuir probes / H. F. Calcote, I. King // Technical report. – 1955

- 46.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.
- 47.M. Hellring and U. Holmberg, "An Ion current based peak-finding algorithm for pressure peak position estimation," SAE Inc. 1998. № 00FL-587
- 48.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.
- 49.A. Vressner, A. Hultqvist, P. Tunestal and B. Johansson, "Fuel effects on ion current in an HCCI engine," SAE Paper. 2005. № 2005-01-2093.
- 50.L. Winkler, N. Hegman, C. Raffay and A. Palotas, "Ion current measurements in natural gas flames," European combustion meeting. 2007.
- 51.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
- 52.A. Saitzkoff, R. Reinmann, F. Mauss and M. Glavmo In-Cylinder Pressure Measurements Using the Sparg Plug as an Ionization Sensor. SAE 970857
- 53.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
- 54.Auzins J., H. Johansson and J. Nytomt Ion-Gap Sense in Misfire Detection, Knock, and Engine Control. SAE 950004
- 55.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.
- 56.Вибе И.И., Тепловой расчёт двигателей внутреннего сгорания / И.И. Вибе // Челябинск.: Челябинский политехнический институт имени Ленинского комсомола, 1972. - с.282

- 57.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.
- 58.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.
- 59.Daniels, C. F. The comparison of mass fraction burned obtained from the cylinder pressure signal and spark plug ion signal / SAE paper № 980140, 1998.
- 60.Eriksson, L. Requirements for and a systematic method for identifying heat release model parameters. Modeling of SI and Diesel Engines / SAE Paper № 980626, 1998.
- 61.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.
- 62.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.
- 63.Grill, M. Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren / M.Grill // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2006a.
- 64.Gülдер, Ö. L. Turbulent Premixed Combustion Modelling using Fractal Geometry / Ö.L. Gülder // in: 23. Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute. 1990.
- 65.Herdin, G. Emissionsproblematik bei Biogasmotoren / G.Herdin // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007.

66. 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.
67. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. B. Heywood // New York: McGraw-Hill. 1988.
68. Hiroyasu, H. Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber / H. Hiroyasu, T. Kodata // SAE Paper 740715. 1974.
69. 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.
70. 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.
71. 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.
72. Kettner, M. Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Optimierung der Entflammung von mageren Gemischen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung / M. Kettner // Karlsruhe, Universität, Dissertation. 2006.
73. Klimstra, J. The road to obtain the ultimate performance of gas engines - opportunities and challenges / J. Klimstra // in: 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau. 2007.
74. Koch, T. Numerischer Beitrag zur Charakterisierung und Vorausberechnung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteinspritzenden, strahlgeführten Ottomotor / T. Koch // Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation. 2002.

- 75.Kogler, G. Potential of HCCI for large natural gas fueled engines / G. Kogler, A. Wimmer // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.
- 76.Kolb, T. Experimentelle und theoretische Untersuchung zur Minderung der NOx-Emission technischer Feuerungen durch gestufte Verbrennungsführung / T. Kolb // Karlsruhe. Technische Hochschule, Dissertation. 1990.
- 77.Kozuch, P. Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren / P. Kozuch // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2004.
- 78.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.
- 79.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.
- 80.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.
- 81.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.
- 82.Merker, G. Technische Verbrennung - Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse / G. Merker, Ch. Schwarz // Stuttgart: Teubner. 2001.
- 83.Noske, G. Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufes / G. Noske // Düsseldorf: VDI Verlag. 1988.
- 84.Warrier G. R., Dhir V. K. Heat Transfer and Wall Heat Flux Partitioning During Subcooled Flow Nucleate Boiling, Journal of Heat Transfer 128(12). 2006. p.1243-1256. DOI: 10.1115/1.2349510