

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 кафедры)
13.04.03 «Энергетическое машиностроение»
(код и наименование направления подготовки)
Энергетические установки транспортных систем
(направленность (профиль))

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему Сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с
характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым
зажиганием

Студент(ка)

Д.А. Зотов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный руководитель

В.В. Смоленский

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель магистерской
программы

д.т.н., профессор А.П. Шайкин

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

(личная подпись)

« _____ » июня 2019 г.

Допустить к защите

Зав. кафедрой «ЭМСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« _____ » июня 2019 г.

Тольятти 2019

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ГЛАВА 1 Изучение литературы для сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием	6
1.1 Применение сжиженного нефтяного газа в двигателях внутреннего сгорания с искровым зажиганием	6
1.2 Выводы по Главе 1.....	25
ГЛАВА 2 Описание экспериментального оборудования и структуры модели для расчета характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием	27
2.1 Экспериментальная установка	28
2.2 Датчики, применяемые при исследованиях	34
2.3 Создание расчетной модели в современном программном комплексе	42
ГЛАВА 3 Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием	44
3.1 Результаты экспериментальных исследований	44
ГЛАВА 4 Результаты сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием полученные при моделировании	54
4.1 Результаты сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ВАЗ-2111 с искровым зажиганием полученные при моделировании	54
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	63
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	64

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы.

В настоящее время повышение экономии топлива в условиях ограничения выбросов стало одной из важнейших целей промышленности при проектировании двигателей внутреннего сгорания. Сжиженный нефтяной газ является перспективным топливом для двигателей с искровым зажиганием, так как показывают многочисленные исследования он способен работать с более чистыми отработавшими газами. Также сжиженный нефтяной газ обладает хорошими показателями по хранению, и удобству использования баллонов. Переход на сжиженный нефтяной газ позволит поднять степень сжатия, так для двигателя на бензине с без детонационной границей по степени сжатия 10, её можно увеличить до 11,5 при работе на пропан бутановых смесях и до 13 при работе на пропане. Это позволяет сохранить эффективные показатели, при том что за счет своей гомогенности сжиженный нефтяной газ обладает большей полнотой сгорания и лучше и полней сгорает в забалластированных смесях на режимах низких нагрузок и холостого хода.

Следовательно, для повышения эффективности автомобильных двигателей, работающих на сжиженном нефтяном газе, абсолютно необходимо понимать характеристики сгорания сжиженного нефтяного газа и получать руководящие указания по проектированию и калибровке двигателя. Это показывает актуальность выбранной темы магистерского исследования, а именно сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием.

Целью работы является сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием.

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

1. провести сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием.
2. выявить возможности снижения токсичности отработавших газов и при сохранении энергетических показателей двигателя с искровым зажиганием при переходе на сжиженный нефтяной газ.

Объект исследования: ДВС с искровым зажиганием.

Предмет исследования: процесс сгорания бензина и сжиженного нефтяного газа в ДВС с искровым зажиганием.

Методы исследования. Метод экспериментального исследования на одноцилиндровой установке и двигателе ВАЗ, метод статистической обработки результатов эксперимента и моделирования рабочего процесса

Достоверность полученных результатов исследования обусловлена большим объемом экспериментов, применением методов статистической обработки данных, а также моделирования в современных программных комплексах.

Научная новизна исследования

Заключается в сравнении характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием.

Практическая значимость работы:

Заключается в выявлении возможности снижения токсичности отработавших газов и при сохранении энергетических показателей двигателя с искровым зажиганием при переходе на сжиженный нефтяной газ.

На защиту выносятся:

1. результаты сравнения характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием;

2. выявленные возможности снижения токсичности отработавших газов и при сохранении энергетических показателей двигателя с искровым зажиганием при переходе на сжиженный нефтяной газ.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на научных и обсуждались на семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» и на конференции в 2018 г.

Публикации. По теме диссертации опубликована 1 печатная работа.

Структура и объем диссертации.

Диссертации состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка использованных источников из 63 наименования. Работа изложена на 70 страницах машинописного текста, иллюстрированного 3 таблицей и 48 рисунками.

ГЛАВА 1 Изучение литературы для сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием

В настоящее время повышение экономии топлива в условиях ограничения выбросов стало одной из важнейших целей промышленности двигателей внутреннего сгорания. Рециркуляция выхлопных газов (EGR) применяется к бензиновым двигателям с целью повышения экономии топлива и снижения выбросов NOx. Высокие скорости рециркуляции отработавших газов, хотя и желательны для достижения таких целей, имеют тенденцию вызывать нестабильное сгорание и соответствующее увеличение числа циклов пропуска зажигания, что увеличивает изменение от цикла к циклу и приводит к плохой работе двигателя.

Среди нескольких факторов, которые способствуют этим циклическим изменениям, зажигание и ранний рост пламени играют важную роль [1-19]. В литературе были исследованы различные способы улучшения процесса зажигания в двигателе с искровым зажиганием [20-22], и существуют многообещающие доказательства того, что при определенных предельных условиях сгорания изменение характеристик искры может улучшить ранний рост пламени [23-33].

1.1 Применение сжиженного нефтяного газа в двигателях внутреннего сгорания с искровым зажиганием

По сравнению с нефтяным топливом сжиженный нефтяной газ (LPG) демонстрирует преимущества в низкой эмиссии CO₂ из-за пропана и бутана, которые являются основными компонентами LPG, повышая отношение H / C. Кроме того, сжиженный нефтяной газ подходит для высокоэффективной работы двигателя с искровым зажиганием (SI) благодаря более высокому

октановому числу исследования (RON). Благодаря этим преимуществам, а именно, разнообразию источников энергии и сокращению выбросов CO₂, в последние несколько лет автомобили на сжиженном нефтяном газе широко используются в качестве альтернативы бензиновым транспортным средствам во всем мире.

В работе Norifumi Mizushima, Susumu Sato [12] проведено исследование эффективности работы сжиженного нефтяного газа в ДВС с искровым зажиганием. В результате скорость выделения тепла из экспериментальных данных о давлении в цилиндре показала, что скорость сгорания сжиженного нефтяного газа была выше, чем у бензина, и это привело к расширению предела рециркуляции отработавших газов на 3–5% в условиях частичной нагрузки. Таким образом, удалось достичь хорошего баланса между повышением эффективности и снижением выбросов NO_x. Кроме того, результаты показали, что запас для возникновения детонации сжиженным нефтяным газом был в значительной степени увеличен в условиях полной нагрузки, потому что качество детонационного сжиженного нефтяного газа было более превосходным, чем у обычного бензина. Увеличенный запас для возникновения детонации позволил увеличить степень сжатия с 10, который является базовой характеристикой двигателя, до 12 для LPG 25% пропана и 13 для LPG 100% пропана. Это привело к достижению хорошего соотношения между повышением эффективности в условиях частичной нагрузки и поддержанием характеристик крутящего момента в условиях полной нагрузки.

В работе Norrizal Mustaffa [16] получены следующие данные. В настоящее время сжиженный нефтяной газ стал одним из важных альтернативных видов топлива и является очень многообещающим источником энергии благодаря хорошей природе свойств сжиженного нефтяного газа, таких как более высокое отношение водорода к углероду и отсутствие токсичных ароматических соединений в выбросах [1,2]. LPG также предлагает много преимуществ, особенно в двигателе SI, таких как

лучший расход топлива, чем у ULP; увеличивает срок службы двигателя примерно на 50%, где износ цилиндра уменьшается; продлевает срок службы выхлопной системы по сравнению с бензином; снижает общие эксплуатационные расходы; и производит менее вредные выбросы выхлопных газов [2-7]. Однако существуют некоторые недостатки сжиженного нефтяного газа в качестве альтернативного топлива, такие как снижение выходной мощности на 5–10%, тяжелый резервуар для сжиженного нефтяного газа, который требует больше места, чем резервуар для ULP, и резервуар заполнен только на 80% от общей емкости [2,4,7].

В общем, сжиженный нефтяной газ имеет два способа подачи топлива: система впрыска газа или жидкости. Система впрыска газа используется от первого до четвертого поколения системы LPG, а последнее поколение LPG использует систему впрыска жидкости [2]. По существу, существуют три основных различия между системами впрыска газа и жидкости, а именно:

- (i) рабочее давление системы впрыска жидкости поддерживается высоким, чтобы поддерживать его жидкую фазу внутри топливопровода;
- (ii) впрыск газа обычно безвозвратный, в то время как впрыск жидкости обеспечивает рециркуляцию сжиженного нефтяного газа с целью поддержания температуры сжиженного нефтяного газа ниже температуры испарения;
- (iii) при впрыске жидкости топливный насос всегда работает для поддержания требуемого давления впрыска, а при впрыске газа топливный насос должен работать только в условиях низкой температуры [8].

Теоретически газовые и жидкостные способы впрыска дали бы разные значения объемной эффективности. Последнее сильно влияет на производительность двигателя больше, чем другие параметры [9,10]. В частности, впрыск газа обеспечивает более низкую объемную эффективность по сравнению с впрыском жидкости из-за отсутствия охлаждения впускного

заряда из-за испарения жидкого топлива или из-за вытеснения свежего воздуха во впускной системе из-за объема, занимаемого газообразным топливом. Впрыск жидкости может дать лучшую выходную мощность из-за быстрого испарения жидкого сжиженного нефтяного газа, в результате чего в камеру сгорания поступает более холодная и плотная воздушно-топливная смесь, о чем свидетельствуют эффекты Джоуля-Томпсона [11,12,44]. Чем ниже температура смеси, тем ниже пиковая температура сгорания и в свою очередь, снижает выбросы NO_x. Это также привело к снижению температуры выхлопных газов на 20-30 ° C [8,10,13-15]. Согласно Маси и Гоббато [9], различная объемная эффективность газового и жидкого топлива находится в диапазоне от 4 до 8% и зависит от нескольких факторов, таких как прочность смеси, нагрузка двигателя и частота вращения двигателя, тепловая труба шумоизоляция, форма и размеры системы впуска и температура топлива.

Некоторые исследования [7,16-19] по подаче сжиженного газа, проведенные несколькими исследователями, были получены следующие результаты. Мощность, при работе на газе при его подаче в газовой фазе, в большинстве условий испытаний, проведенных авторами, ниже, чем при подаче в жидкой фазе. Они пришли к выводу, что это было связано с газообразным характером сжиженного нефтяного газа, который способствовал более низкой объемной эффективности во время впрыска газовой фазы по сравнению с впрыскиванием жидкой фазы. С точки зрения выбросов авторы обнаружили, что выбросы CO, HC и NO_x для сжиженного нефтяного газа при подаче в паровой фазе были ниже, чем в ULP, при любых условиях испытаний из-за более низкого углеродно-водородного отношения LPG, высокого октанового числа и способности создавать гомогенную смесь в камере сгорания.

Поскольку в настоящем исследовании используется система впрыска жидкого сжиженного газа, литература, связанная с впрыском жидкости, была тщательно рассмотрена, и существует мало ссылок на влияние впрыска

жидкого сжиженного нефтяного газа на производительность и выбросы двигателей с искровым зажиганием. Fabbri et al., [20] исследовали использование впрыска жидкого СНГ на турбодвигателе объемом 2000 куб. Инжектор был расположен на впускном коллекторе каждого цилиндра, и результат показал, что впрыск жидкого сжиженного нефтяного газа производил более высокую мощность по сравнению с подачей паровой фазы. Li et al. [15] оценивали влияние методов впрыска сжиженного нефтяного газа на характеристики двигателя СИ. Одноцилиндровый четырехтактный двигатель был модифицирован для обеспечения возможности непосредственного впрыска жидкого СНГ, впрыска жидкого СНГ во впускной канал и впрыска газообразного СНГ во впускной канал. Непосредственный впрыск жидкого сжиженного нефтяного газа приводил к более высокому крутящему моменту во всем рассматриваемом диапазоне оборотов двигателя, за которым следовал впрыск жидкого сжиженного нефтяного газа во впускное отверстие, оригинальный бензиновый карбюраторный двигатель и впрыск газообразного сжиженного нефтяного (ULP) газа во впускное отверстие. Ожидалось, что впрыск жидкости даст более высокую мощность благодаря способности жидкого сжиженного газа (LPG) поглощать больше тепла для испарения, поскольку теплота испарения сжиженного нефтяного газа в 1,434 раза выше, чем у ULP. Благодаря непосредственному впрыску жидкого СНГ объемная эффективность выше, чем у впускного отверстия для жидкого сжиженного газа, из-за отсутствия дросселирующих устройств, которые ограничивают поток. Кроме того, непосредственно впрыскиваемый сжиженный нефтяной газ не занимает места во впускном коллекторе, а сжиженный нефтяной газ имеет высокую плотность, что делает его доступным для воздуха более высокой доли объема в цилиндре.

Экспериментальное исследование было проведено Farrugia и соавторами [21] с использованием двигателя SI объемом 1174 куб. См, преобразованного в одноточечный впрыск жидкого сжиженного нефтяного

газа с инжектором, размещенным перед корпусом дроссельной заслонки. Они отметили, что абсолютное давление в коллекторе как ULP, так и LPG показало одинаковое значение примерно до 3500 об / мин, а при более высокой частоте вращения двигателя абсолютное давление в коллекторе в режиме ULP стало ниже, чем в режиме LPG. Авторы обосновывают, что это явление произошло из-за сжиженного газа, который полностью испарился во впускном коллекторе, что привело к увеличению значения парциального давления топлива. Производимый LPG был примерно аналогичен выходной мощности ULP с небольшим снижением примерно на 4% при скорости вращения двигателя 5000. Здесь охлаждающий эффект впрыска жидкости является основным фактором поддержания производительности сжиженного нефтяного газа.

Что касается данных о выбросах, Farrugia et al., [21] обнаружили, что сжиженный нефтяной газ продемонстрировал снижение выбросов HC и CO в среднем на 35,7% и 56,5% соответственно. Myung et al., [22] провели серию экспериментов по исследованию характеристик токсичных выбросов при впрыске жидкого СНГ с использованием трех различных циклов испытаний на выбросы для транспортных средств малой грузоподъемности, это был режим федеральной процедуры испытания (FTP-75), испытание экономии топлива на шоссе (HWFET) и новый режим европейского ездового цикла (NEDC). Преобразованный двигатель объемом 2400 куб. См показал незначительное снижение общего выброса углеводородов (THC) для режима FTP-75 и режима NEDC по сравнению с ULP. Снижение было вызвано быстрой скоростью испарения сжиженного нефтяного газа, что значительно увеличило количество гомогенной смеси в камере сгорания и улучшило эффект гашения в щелевом объеме. Однако в режиме HWFET THC показал то же значение с ULP. Было обнаружено, что выброс CO в СНГ был выше, чем в ULP в режиме FTP-75 и в режиме NEDC. Авторы заявили, что это произошло из-за замедленной активации катализатора в условиях холодного запуска. Кроме того, было зафиксировано, что выбросы NOx немного выше,

чем сжиженного нефтяного газа в режиме NEDC, и эквивалентны в режимах FTP-75 и HWFET. Что касается выбросов CO₂ и экономии топлива, сжиженный нефтяной газ снизился примерно на 96% и 79% соответственно по сравнению с ULP. Снижение содержания CO₂ было связано с более низким содержанием углерода в СНГ, в то время как экономия топлива была обусловлена меньшей плотностью энергии, чем у ULP.

Kwak et al., [23] проанализировали характеристики эмиссии THC жидкофазного многопортового двигателя с впрыском СНГ во время холодного запуска. Анализ был выполнен при трех различных условиях синхронизации искр: 10 ° до верхней мертвой точки, верхняя мертвая точка и 10 ° после верхней мертвой точки. Каждое условие синхронизации искры проводилось при пяти различных соотношениях избыточного воздуха, при этом рабочее состояние двигателя составляло 1400 оборотов двигателя, а температура охлаждающей жидкости поддерживалась на уровне 25 ° C. Основываясь на наблюдениях, THC был эффективно уменьшен благодаря эффектам задержки синхронизации искры, независимо от чрезмерного соотношения воздуха, и это очень применимый метод снижения THC в условиях холодного запуска для впрыска жидкого СНГ. Кроме того, авторы также обнаружили, что увеличение значения коэффициента избытка воздуха приведет к незначительному снижению выбросов THC. Park et al., [24] провели сравнение характеристик выбросов ULP и LPG в двигателе с непосредственным впрыском топлива с распылительным управлением. Двигатель 1998 куб. См использовался для работы с постоянной скоростью, равной 2000 об/мин, в течение всего эксперимента с 0,2 МПа ВМЕР. Авторы заметили, что выбросы CO LPG были выше, чем выбросы ULP на 20,3% и 26,5% соответственно, в то время как уровень выбросов HC и NO_x был ниже в LPG по сравнению с ULP на 25% и 26,5%. соответственно.

На рисунке 1.1 приведена принципиальная схема экспериментальной установки. Эксперименты проводились при 3000 об / мин, а ТП варьировались под четырьмя различными углами: 25%, 50%, 75% и 100%.

Обороты двигателя были выбраны 3000 об / мин, потому что при этой скорости двигателя автомобиль работал со средней скоростью движения 86 км / ч. В ходе экспериментов отображение соотношения воздух-топливо (AFR) оставалось в соответствии с установками изготовителя для обоих испытанных видов топлива. Все экспериментальные данные были измерены и записаны соответственно.

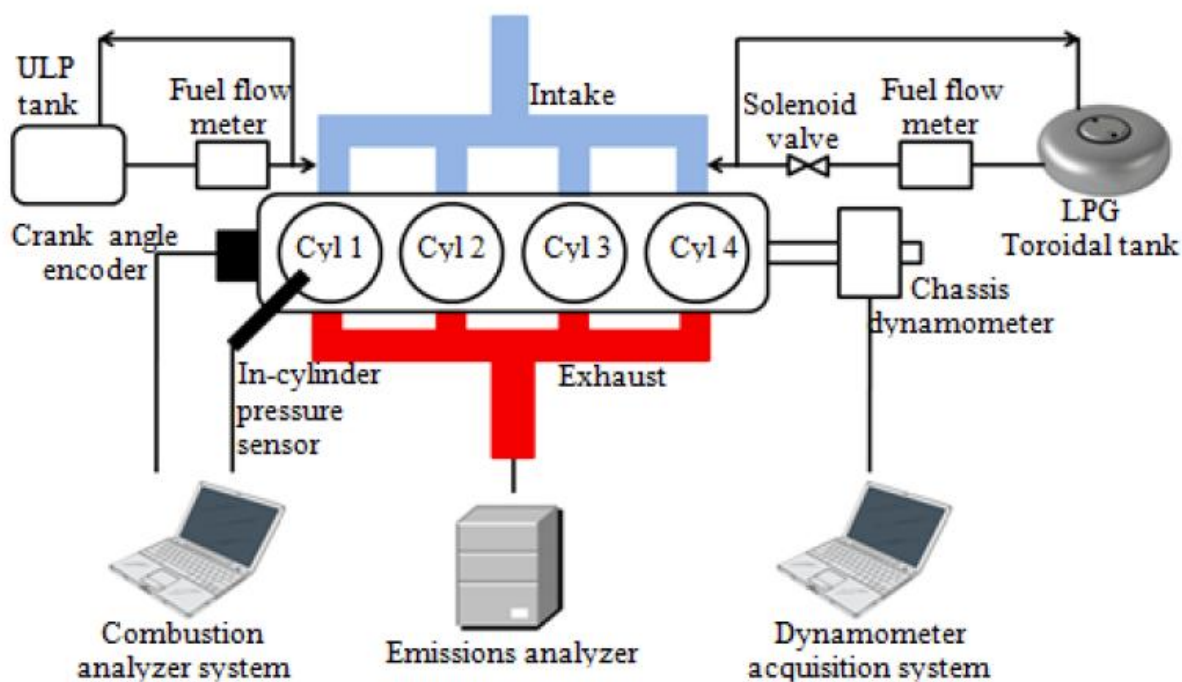


Рисунок 1.1 – Принципиальная схема экспериментальной установки

В исследовании [29] было изучено влияние жидкого СНГ на сгорание, рабочие характеристики и выбросы двигателя SI, которые сравнивались с эталонным топливом ULP. На рисунке 1.2 представлена зависимость давления в цилиндре от угла поворота коленчатого вала в процессе сжатия и расширения рабочего цикла двигателя при 3000 об/мин. Значение было усреднено за 250 последовательных циклов сгорания. Упомянутый ранее рисунок ясно указывает на то, что давление в цилиндрах обоих испытанных видов топлива увеличилось с увеличением частоты вращения, а данные СНГ показали более высокое максимальное давление в цилиндрах, чем давление ULP на всех частотах вращения. Причина более высокого максимального

давления в цилиндрах для сжиженного нефтяного газа объясняется эффектами быстрого испарения жидкого сжиженного нефтяного газа, который увеличил массовый заряд воздуха на входе в камеру сгорания. Помимо этого, более высокая теплотворная способность сжиженного нефтяного газа по сравнению с ULP также повлияла на максимальное создаваемое давление в цилиндрах.

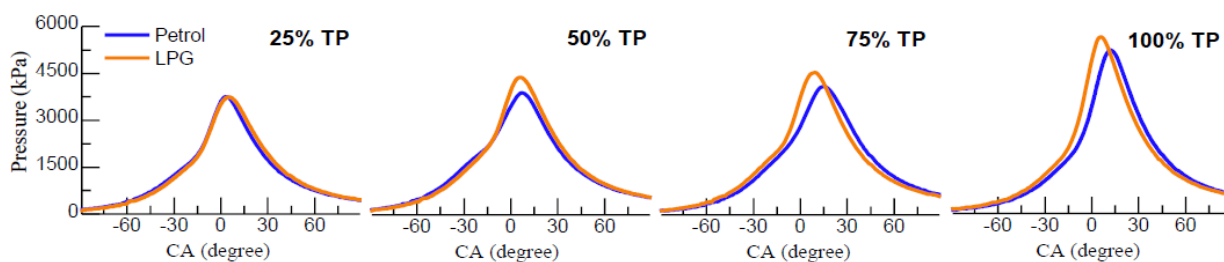


Рисунок 1.2 – Давление в цилиндрах ULP и LPG при 3000 об/мин.

Зависимость индикаторной работы цикла (ROPR) при работе на LPG и ULP относительно степени угла поворота коленчатого вала показано на рисунке 1.3. В общем случае ROPR часто используется в качестве меры шума, генерируемого сгоранием, и значение является первой производной давления в цилиндре, соответствующей работе двигателя [35,36]. Что касается давления в цилиндрах, то ROPR во время работы LPG было выше, чем ROPR во время работы ULP, и максимальный пик, обнаруженный при 100% TP, составлял 243,44 кПа / СА для LPG и 208,50 кПа / СА для ULP. Обратите внимание, что отрицательные значения ROPR связаны с процессом расширения. При TP 75% и 100%, ROPR LPG увеличился раньше, чем ULP. Соответственно, пиковое давление в цилиндрах сжиженного нефтяного газа на рисунке 1.2 произошло ближе к ВМТ. Поскольку испытание двигателя проводилось при одинаковом времени зажигания при каждом 75% и 100% TP, это выявило, что LPG имеет более короткую продолжительность развития пламени, поскольку ламинарная скорость пламени LPG выше, чем ULP [37].

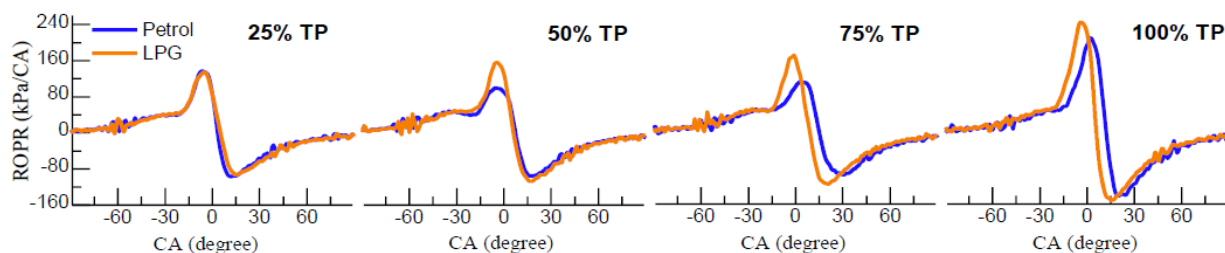


Рисунок 1.3 – Первая производная давления в цилиндре, соответствующей работе двигателя (ROPR) при работе на ULP и LPG при 3000 об/мин.

На рисунке 1.4 показан ROHR как ULP, так и LPG при 3000 об / мин, четырех разных TP. ROHR был рассчитан с использованием модели закона тепловыделения для одной зоны по первому закону, а методология расчета ROHR приведена в работе. [38,39]. Значение зависит от типа топлива, мгновенного значения давления в цилиндре и объема цилиндра относительно вращения двигателя. Из рисунка видно отрицательное ROHR всех TP для обоих видов топлива в начале сгорания, и это связано с процессом испарения топлива, который тесно связан с энергией эндотермической реакции и теплопередачи от свежего наддувочного воздуха в парообразное топливо [38,40]. Затем преобразование химической энергии в тепловую энергию увеличивает ROHR, прежде чем оно продолжает уменьшаться после сгорания из-за высоких потерь тепла в цикле расширения. Основываясь на наблюдении, увеличение TP привело к увеличению ROHR из-за лучшей интенсивности турбулентности для обоих испытанных видов топлива. Лучшая интенсивность турбулентности объясняется увеличением массового объема воздуха, поступающего в камеру сгорания. Однако было обнаружено, что ROH LPG повысился раньше, чем ULP, так как TP увеличился, и этот результат находится в согласии, как сообщается в [41]. Это связано с преимуществами газового топлива, которое имеет лучшую скорость испарения, чем ULP. Помимо этого, газообразное топливо улучшает смешивание воздуха, топлива и остаточных газов и косвенно

обеспечивает более высокую скорость пламени, чем ULP. Чем выше скорость пламени, тем короче продолжительность горения и тем выше ROHR.

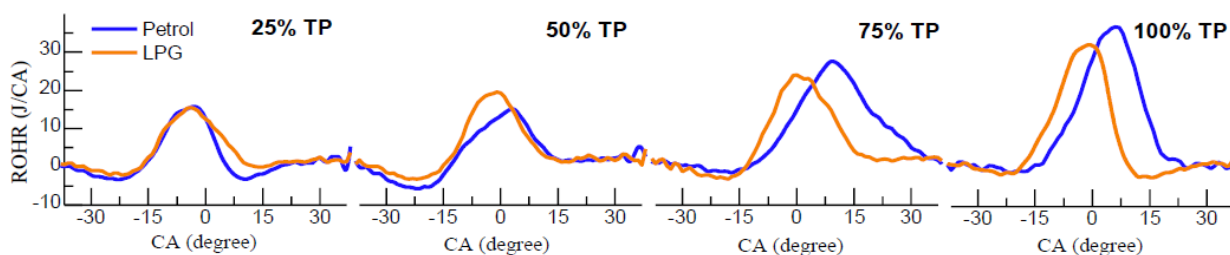


Рисунок 1.4 – Первая производная давления в цилиндре, соответствующей работе двигателя (ROPR) при работе на ULP и LPG при 3000 об/мин.

Рисунок 1.5 показывает MFB ULP и LPG при 3000 об / мин. Профиль MFB похож на S-образную форму. MFB начинался с нулевого процента и экспоненциально увеличивался до ста процентов при увеличении угла поворота коленчатого вала. Теоретически, продолжительность сгорания была отнесена к 10% до 90% графика MFB. Как показано на рисунке, кривая MFB для сжиженного нефтяного газа сместилась влево при увеличении TP, и это указывает на то, что более высокий процент сжиженного нефтяного газа сгорал, чем ULP, при любом угле поворота коленчатого вала в течение всего процесса сгорания, когда повышался TP. Это означает, что скорость сжигания сжиженного нефтяного газа стала быстрее, а продолжительность сгорания стала короче по сравнению с ULP при увеличении TP. Это объясняется более высокой скоростью пламени LPG, чем ULP, как указывалось ранее, и увеличением энергии кинетики молекул и более высокой энергией активации реакции из-за повышения температуры газа [38].

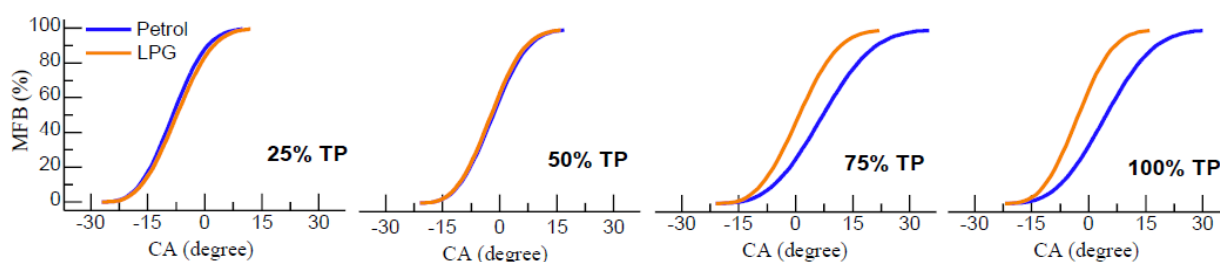


Рисунок 1.5 – Характеристика тепловыделения (MFB) при работе на ULP и LPG при 3000 об/мин.

На рисунке 1.6 представлено изменение максимального давления в цилиндрах, создаваемого ULP и LPG при 25%, 50%, 75% и 100% ТП, 3000 об / мин для 250 непрерывных циклов работы двигателя. Результат показывает, что максимальное давление в цилиндре увеличивается при увеличении открытия дроссельной заслонки. При ТП 25% таблица максимальных данных в цилиндрах для обоих видов топлива была почти одинаковой, но немного выше для СНГ. Тем не менее, существенные различия были обнаружены при 75% и 100% ТП. Это связано с увеличением объемной эффективности СУГ при более высоких оборотах двигателя. Впрыск жидкого СНГ уменьшил температуру всасываемого воздуха и увеличил массу воздуха в камере сгорания. В таблице 3 приведены средние максимальные значения в цилиндрах для всех испытанных условий обоих видов топлива. Интересно, что все максимальные давления сжиженного нефтяного газа оказались выше, чем у ULP. Выявлено, что впрыск жидкого сжиженного нефтяного газа улучшил сгорание благодаря использованию энергетического содержания сжиженного нефтяного газа, теплотворная способность которого выше, чем у ULP, на 6,9% на килограмм топлива [4,7,16]. Сравнивая результаты, можно заметить, что улучшенное давление СНГ в цилиндрах указывает на лучшую производительность двигателя, поскольку более высокое максимальное давление в цилиндре прямо пропорционально генерируемому крутящему моменту и мощности.

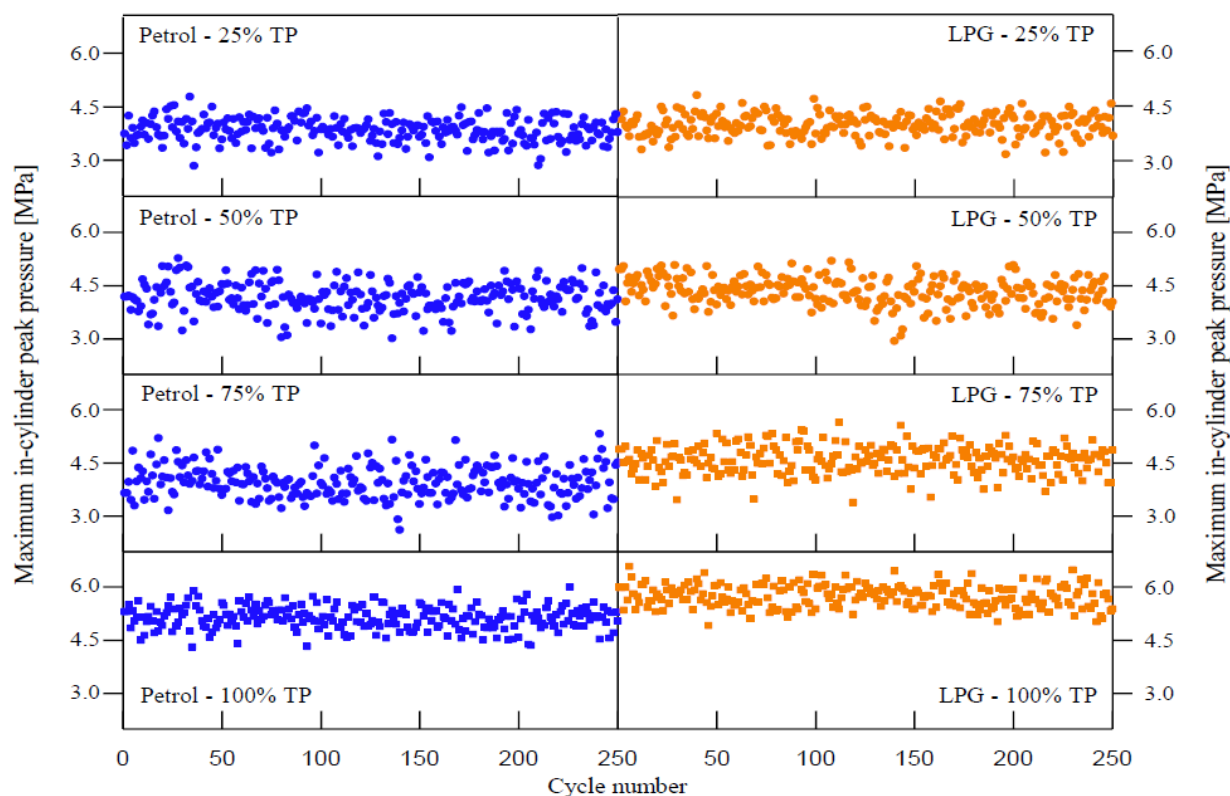


Рисунок 1.6 - Изменение максимального (пикового) давления в цилиндрах при работе на ULP и LPG при 3000 об / мин при 250 циклах

Данные о давлении в цилиндре при 3000 об / мин для всех ТП были дополнительно проанализированы с использованием статистического метода при определении стабильности горения обоих испытанных видов топлива. Данные менялись для каждого цикла из-за нескольких факторов, таких как характеристики двигателя, которые связаны с формированием соотношения смеси и циклического движения [42]. 250 последовательных циклов данных давления в цилиндрах были усреднены и на основе расчета стандартного отклонения показывают, что стандартное отклонение LPG ниже, чем ULP для всех ТП, как показано в таблице 4. Это продемонстрировало, что табулирование Данные, полученные LPG, ближе к среднему значению данных, а разброс данных LPG ниже, чем для ULP.

Коэффициент вариации (COV) данных давления в цилиндрах для 250 циклов был рассчитан для анализа стабильности горения обоих испытанных видов топлива. Как показано на рисунке 1.7, COV сжиженного нефтяного

газа было ниже для всех ТР, чем для ULP. Более низкое значение COV описывает, что сжиженный нефтяной газ дает лучшую стабильность при сгорании, чем ULP, на всех ТР: 25%, 50%, 75% и 100% на 7,9%, 7,7%, 13,1% и 2,6% соответственно. Таким образом, выяснилось, что сжиженный нефтяной газ дает лучшие циклические колебания с точки зрения максимального создаваемого давления в цилиндре. Эти результаты объяснили, что использование жидкого СНГ в двигателе СИ улучшило сгорание двигателя, особенно с точки зрения стабильности сгорания. Улучшение обусловлено эффектами впрыска жидкого СНГ, который обеспечивает лучшую объемную эффективность и лучшую воздушную массу при каждом цикле сгорания по сравнению с ULP.

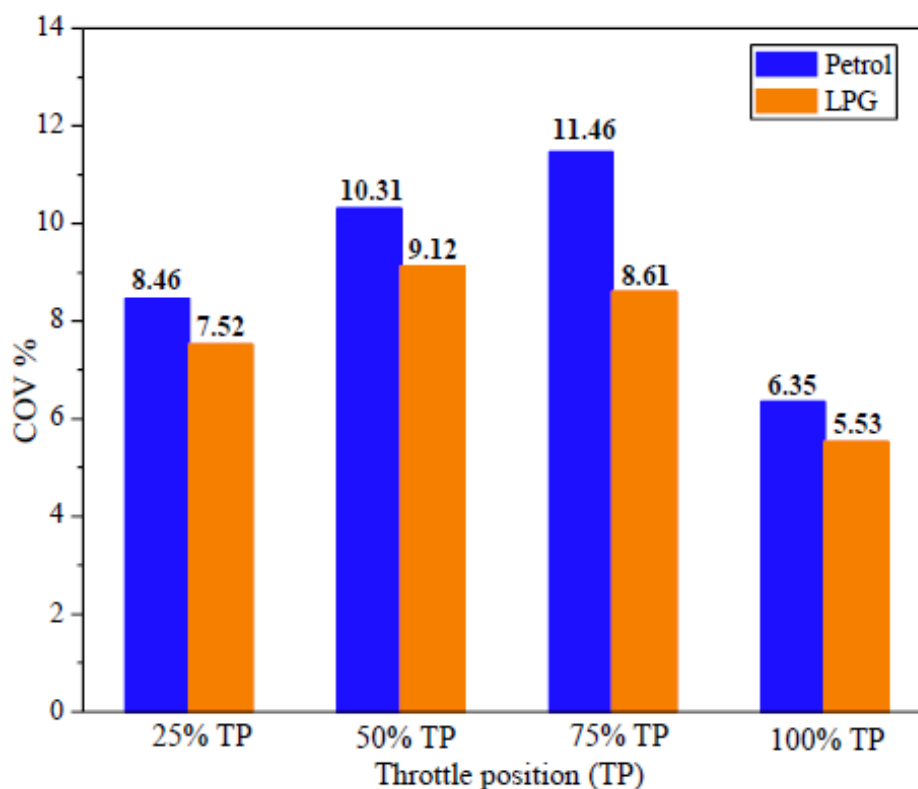


Рисунок 1.7 – COV данных давления в цилиндрах для ULP и LPG при 3000 об / мин при 250 циклах.

На рисунке 1.8 показан крутящий момент и ВМЕР, генерируемые из безнаддувного двигателя СИ под углом 4 ТР. Крутящий момент регистрировался при различных значениях ТР, и значение сравнивалось

между ULP и LPG. В общем, крутящий момент представляет способность определенного двигателя выполнять работу. Между тем, ВМЕР был рассчитан из значения крутящего момента, и данные отображались на том же рисунке. По сути, ВМЕР указывает среднее давление, приложенное к каждому поршню для тестируемого двигателя, и является эффективным параметром для сравнения характеристик двигателя с другим двигателем. Было обнаружено, что график ВМЕР идентичен графику крутящего момента, поскольку ВМЕР является функцией крутящего момента. На гистограмме крутящий момент и ВМЕР представляют собой схему приращения при увеличении ТР. Результаты показали, что впрыск жидкости LPG имеет более высокий крутящий момент двигателя и ВМЕР по сравнению с ULP. Это улучшение связано с более высокой теплотворной способностью и объемной эффективностью сжиженного нефтяного газа, что дало лучшую эффективность сгорания и более высокое давление в цилиндре. Этот результат согласуется с предыдущими исследованиями, о которых сообщалось в [15,20]. Однако результат был найден в сравнении с [21] из-за разницы в используемом методе впрыска, таком как впрыск корпуса дроссельной заслонки.

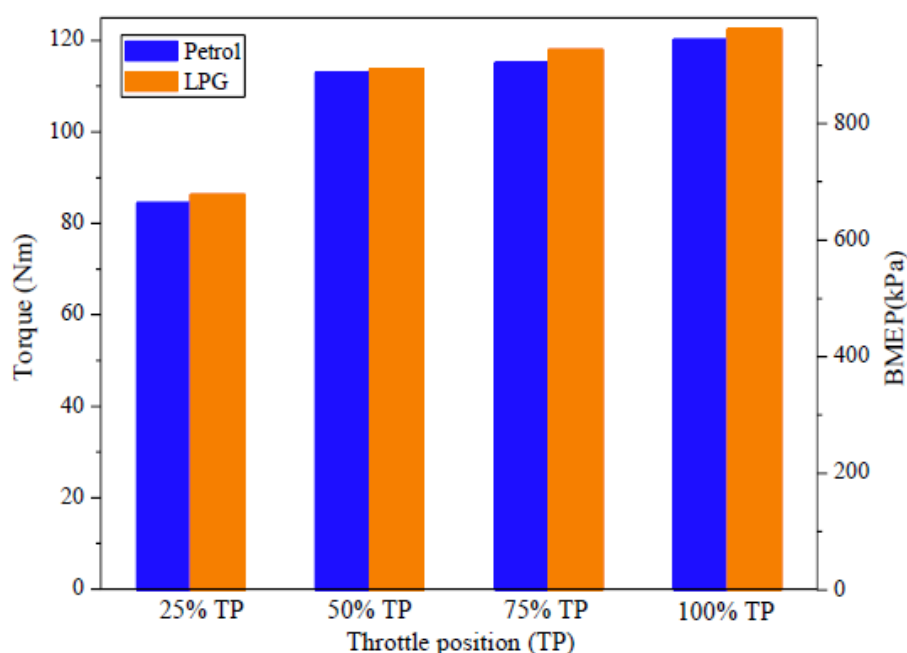


Рисунок 1.8 - Крутящий момент и ВМЕР ULP и LPG при 3000 об / мин.

На рисунке 9 представлены BSFC обоих испытанных видов топлива при всех условиях испытаний. Как правило, BSFC - это показатель эффективности использования топлива и его преобразования в конкретную мощность двигателя. Исходя из рисунка, 25%, 50% и 75% TP показали, что BSFC, произведенный LPG, был найден ниже, чем у ULP, и результат согласуется с [9,45]. Это показывает, что для получения аналогичной мощности двигателя требуется меньше сжиженного нефтяного газа. Это настоятельно подтверждается свойствами сжиженного нефтяного газа, которые имеют более высокое содержание энергии по сравнению с ULP. Тем не менее, при максимальной TP, BSFC LPG наблюдалось сопоставимым с ULP.

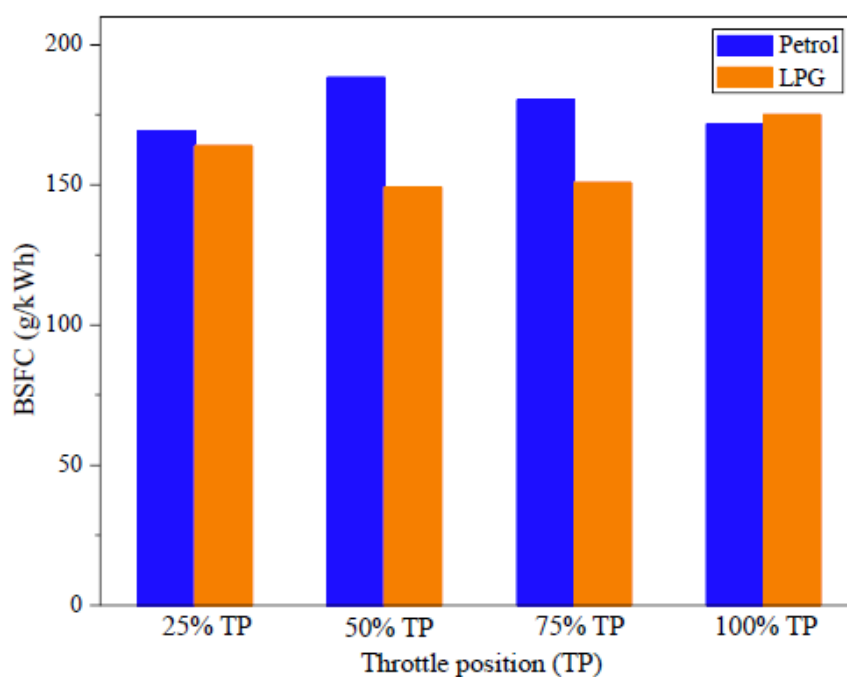


Рисунок 1.9 - BSFC ULP и LPG при 3000 об / мин.

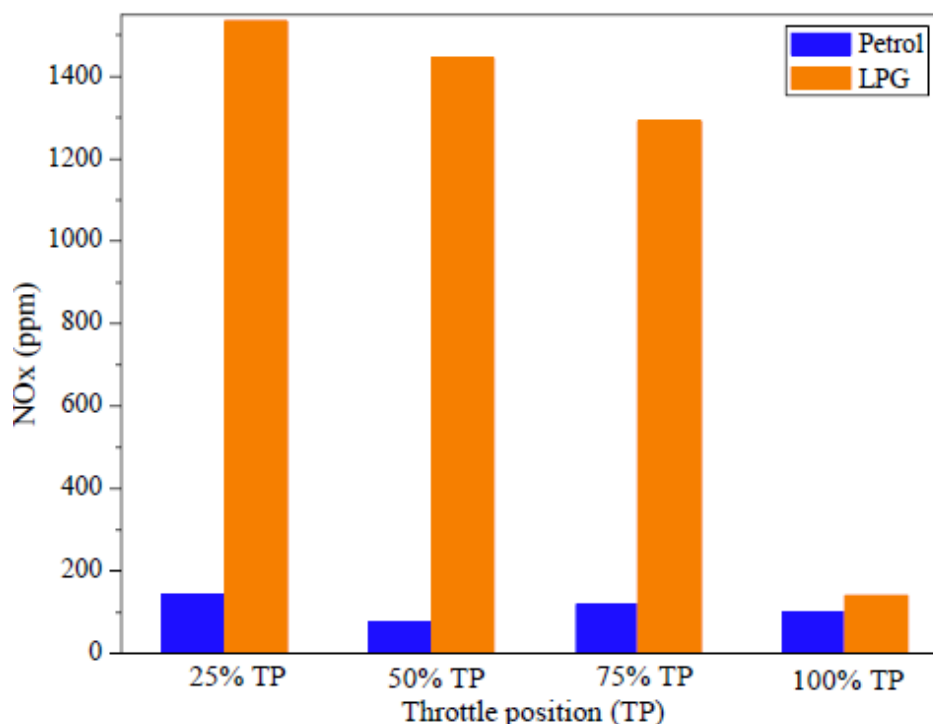


Рисунок 1.10 – Токсичность по NOx при работе на ULP и LPG при 3000 об / мин

Затем были проанализированы выбросы обоих протестированных видов топлива. На рисунке 1.10 сравниваются результаты эмиссии NOx для ULP и LPG при различных значениях TP, 3000 об / мин. Теоретически образование NOx связано с температурой горения, как обсуждалось в механизме Зельдовича. Из графика было обнаружено, что выбросы NOx LPG были чрезвычайно выше, чем ULP на всех TP. Тем не менее, было обнаружено, что выброс NOx LPG снижается при 100% TP, но все же остается выше, чем ULP. Это объясняется более высокой теплотворной способностью сжиженного нефтяного газа по сравнению с ULP, что значительно улучшило бы работу двигателя, увеличивая тем самым температуру выхлопных газов сжиженного нефтяного газа. Высокая температура газа вызывала более высокую эмиссию NOx, однако при максимальном открытии дросселя было обнаружено, что количество NOx, выделяемое СНГ, значительно снижается, и это связано с эффектом

насыщенного состояния, в результате которого введенный избыточный LPG значительно влияет на эмиссию NOx.

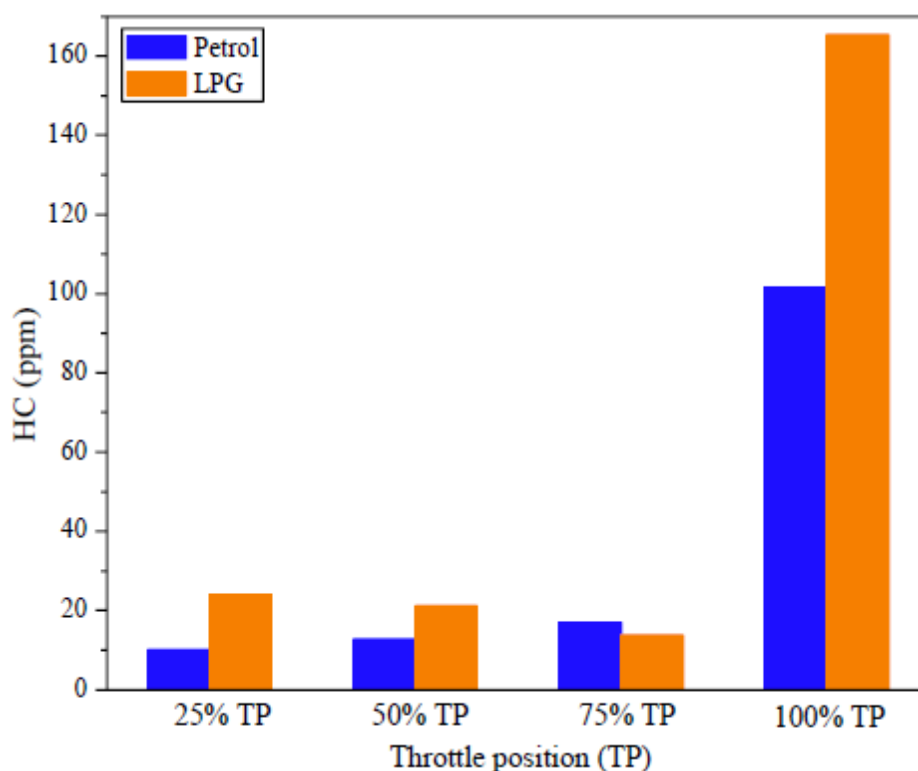


Рисунок 1.11 – Токсичность по HC при работе на ULP и LPG при 3000 об/мин.

На рисунке 1.11 показана эмиссия HC для ULP и LPG при 3000 об / мин для четырех разных ТП. Наличие HC в выхлопных газах означало, что топливо не сгорело при сгорании. Основная причина образования HC - это трещина в поршне, которая будет удерживать топливо в объеме щели [37]. Другими причинами образования HC являются недостаток кислорода, низкая температура и неоднородность смеси [17]. Как показано на рисунке, выбросы углеводородов для сжиженного нефтяного газа были зарегистрированы выше, чем выбросы для ULP, и максимальный уровень выбросов углеводородов имел место при максимальном значении ТП для обоих испытанных видов топлива. График выбросов HC был инвертирован относительно графика выбросов NOx, в результате чего при ТП 25%, 50% и 75% уровень выбросов NOx был выше, а уровень выбросов УВ оказался

ниже. Между тем, при 100% TP картина была противоречивой. Это связано с тем, что при высокой температуре горения температура горения приводила к увеличению выбросов NOx и уменьшению выбросов HC [17]. Помимо этого, причина более высокого HC при максимальном TP связана с поведением двигателя SI, который работал с богатой смесью, чтобы сохранить компоненты двигателя [43,44]. Для лучшего выброса HC может потребоваться регулировка момента зажигания и продолжительности впрыска при оптимальных условиях.

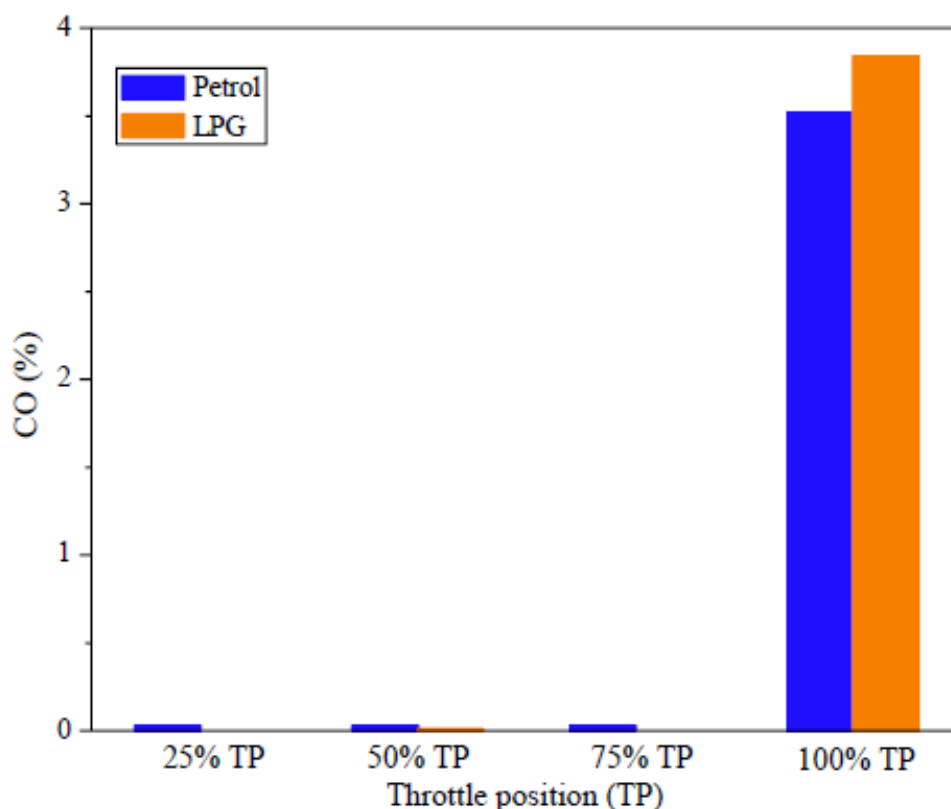


Рисунок 1.12 – Токсичность по CO при работе на ULP и LPG при 3000 об/мин.

На рисунке 1.12 показаны выбросы CO для обоих испытанных видов топлива при 3000 об / мин. CO был нанесен на график на всех испытанных TP. Как правило, CO является побочным продуктом неполного сгорания и представляет собой смесь сгорания, бедную или обогащенную, для определенной AFR. На гистограмме было замечено, что выбросы CO 25%, 50% и 75% TP были практически нулевыми. Опять же, это было связано с

поведением двигателя, работавшего в условиях обедненной смеси. В условиях обедненной смеси количество топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания, было недостаточным, что создавало несбалансированное AFR. Как следствие, почти все виды топлива были полностью сожжены из-за обильного количества присутствующего воздуха и очень небольшого количества топлива, оставшегося для производства CO. С другой стороны, выброс CO при максимальном TP показал, что СНГ имеет более высокий выброс CO, чем ULP и возникновение более высокого значения CO для обоих видов топлива были вызваны чрезмерным поступлением топлива в камеру сгорания, что привело к неполному сгоранию. Тем не менее, более высокое содержание CO в сжиженном нефтяном газе по сравнению с ULP было связано с более низкой плотностью топлива в сжиженном нефтяном газе, которая могла привести к большему количеству топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания, чем ULP при аналогичных условиях испытаний, тем самым способствуя более высокой эмиссии CO.

1.2 Выводы по Главе 1

Экспериментальная работа по сравнению LPG и ULP в одном и том же двигателе SI была выполнена и тщательно проанализирована в определенных условиях испытаний. По результатам было сделано несколько выводов. Они заключаются в следующем:

1. Сравнительное исследование показывает, что впрыск жидкого СНГ способен создавать лучшее давление в цилиндре, чем ULP при 3000 об / мин. Это связано с несколькими факторами, такими как скорость испарения, теплотворная способность и скорость пламени. Принимая во внимание ROPR и ROHR, было также отмечено, что он лучше, чем ULP, в качестве отправной точки для повышения значения, которое было обнаружено раньше, чем ULP. Это было в основном найдено при увеличении TP.

2. Результаты MFB показали, что процентное содержание сжигаемого топлива LPG и скорость сгорания LPG всегда были выше, чем ULP при любой степени угла поворота коленчатого вала. Это значение также в основном наблюдалось, так как TP увеличивался аналогичным образом в отношении ROPR и ROHR.

3. Анализ изменения давления показал, что впрыск жидкого СНГ способен уменьшить изменение сгорания в цикле двигателя по сравнению с ULP. Также было обнаружено, что стабильность горения улучшилась при использовании впрыска жидкого СНГ на всех ТП, и это было подтверждено анализом COV.

4. Сравнение рабочих характеристик показало, что впрыск жидкого СНГ увеличил крутящий момент двигателя и BMEP по сравнению с ULP. Между тем, для BSFC значительное улучшение наблюдалось при 50% и 75% TP.

5. С учетом выбросов средние выбросы NO_x, HC и CO были выше для жидкого СНГ по сравнению с ULP.

ГЛАВА 2 Описание экспериментального оборудования и структуры модели для расчета характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием

Процесс сгорания является сложным и зачастую стохастичным процессом, имеющим свою неравномерность. При этом получение низкотоксичного процесса сгорания возможно зачастую в узком диапазоне составов смеси и определенных температурах процесса сгорания и температурах охлаждения продуктов горения. Для выполнения поставленной цели требуется четкое поддержание необходимых условий горения. При этом непосредственный мониторинг процесса сгорания осложняется высокими температурами (2500 – 3000 К) и высокими давлениями (5 – 20 МПа) при высокой скорости протекания процесса (10 – 200 м/с), что затрудняет применение многих датчиков для непосредственного контроля за процессом. Одной из определяющих характеристик процесса сгорания является характеристика распространения фронта пламени. Достаточно давно известно, что фронт пламени представляет собой быстропротекающий процесс окисления, схожий по многим свойствам с плазмой [1, 2]. Также известно, что плазма является электропроводящей средой. Поэтому более 80 лет назад начались активные исследования явления электропроводности пламени для выявления возможностей глубже понять физику процесса горения и получить инструмент для диагностики процесса сгорания в энергетических установках [3 - 6]. В настоящее время существуют успешно применяемые образцы устройств контроля за процессом сгорания, основанные на явлении электропроводности пламени [7 - 13]. Они применяются в топках печей для поддержания низкотоксичного режима работы. А также в газотурбинных двигателях по ним контролируют протекания процесса сгорания и возможность форсирования двигателя при

работе на больших высотах [14]. Явлению электропроводности пламени нашло применение и в других сферах, где процесс сгорания является в той или иной мере стационарным или непрерывным. Попытки применения электропроводности пламени для контроля автомобильными двигателями известны давно. Но в ДВС протекание процесса сгорания осложняется перемещением поршня, постоянным изменением скорости тепловыделения по времени, высокой турбулентностью потока и малым временем всего процесса сгорания (от 10 мс при низких частотах вращения до 1 мс при максимальных частотах вращения коленчатого вала). Это приводит к сложностям снятия качественного сигнала характеристики электропроводности пламени, позволяющего иметь постоянно достоверную картину процесса сгорания [15 - 20]. Поэтому в этой статье мы рассмотрим некоторые вопросы конструкции датчиков, их питание и интерпретации получаемых сигналов для контроля и диагностики процесса сгорания поршневых ДВС с искровым зажиганием.

2.1 Экспериментальная установка

Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровой установке УИТ-85 (рисунок 2.1) и на двигателе ВАЗ-2111 (рисунок 2.2). Основная информация о геометрических параметрах двигателя УИТ-85 приведена в таблице 2.1. А основная информация о геометрических параметрах двигателя ВАЗ-2111 приведены в таблице 2.2.

Выбор данных двигателей в качестве экспериментальных установок обоснован их спецификой, так одноцилиндровая установка УИТ-85 способна с высокой точностью воспроизводить полученные результаты, а в двигателе ВАЗ-2111, мы можем наблюдать классическую картину сгорания характерную для большинства двигателей с искровым зажиганием, но при этом головка блока цилиндров этого двигателя имеет большой запас

прочности, что позволяет разместить в ней датчики ионизации без существенного влияния на работоспособность двигателя.

Для выполнения поставленных целей и задач исследования выполнена подготовка стендов и необходимого исследовательского оборудования для проведения экспериментов по выявлению связи электропроводности в пламени с химической активностью смеси и определения характеристики тепловыделения на режимах глубокого дросселирования при высокой забалластированности рабочего тела. В результате выполнено:

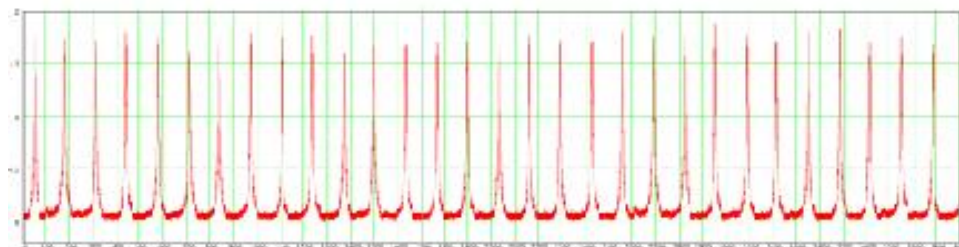
- доработаны конструкции ионизационных датчиков для проведения более точных экспериментов в одноцилиндровой установке УИТ-85 (рисунок 2.1);
- разработаны конструкции ионизационных датчиков для установки их в специальную исследовательскую пластину, что снизило степень сжатия до 7,5 двигателя ВАЗ-2111 (рисунок 2.2);
- разработаны конструкции ионизационных датчиков для установки их в головку блока цилиндра двигателя ВАЗ-11183, без нарушения целостности рубашки охлаждения (рисунок 2.3);
- проведена сборка следующих исследовательских стендов для проведения экспериментальных работ по теме проекта: в одноцилиндровой установке УИТ-85, произведена установка на впуск дроссельного элемента, позволяющего имитировать режимы работы двигателя на глубоком дросселировании, и блока газовых форсунок для подачи природного газа и водорода; в двигателе ВАЗ-11183 установлены датчики ионизации по два в каждый цилиндр, а на выпуске на каждый цилиндр установлены широкополосные лямбда-зонды и термопары; в двигателе ВАЗ-2111 установлена специальная исследовательская пластина с датчиками ионизации.

Выполнена тарировка и проверка работоспособности стендов и исследовательского оборудования, проведена оценка погрешности измерения и поверка измерительного оборудования. Проведены экспериментальные

исследования по выявлению влияния состава рабочего тела газового топлива на характеристики тепловыделения на режимах глубокого дросселирования в УИТ-85 и в двигателях ВАЗ-11183, ВАЗ-2111. Примеры получаемых индикаторных диаграмм приведены на рисунках 2.1б, 2.2б, 2.2в, 2.3б, 2.3в.



а)



б)



в)

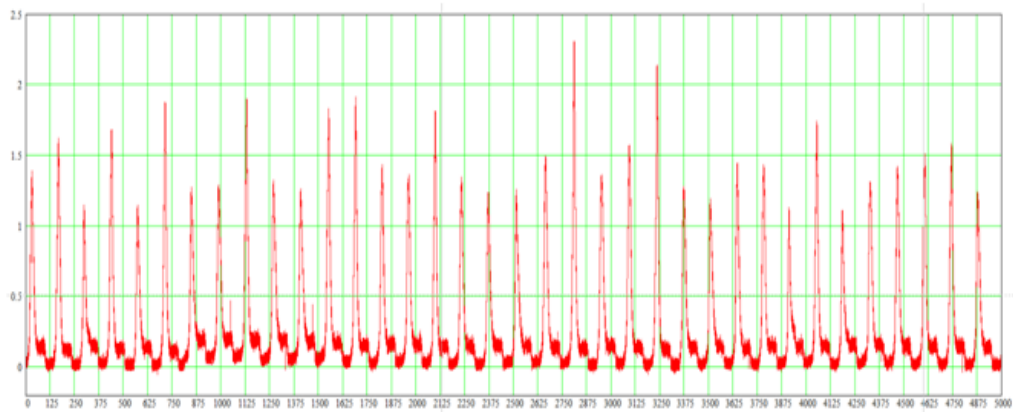
г)

д)

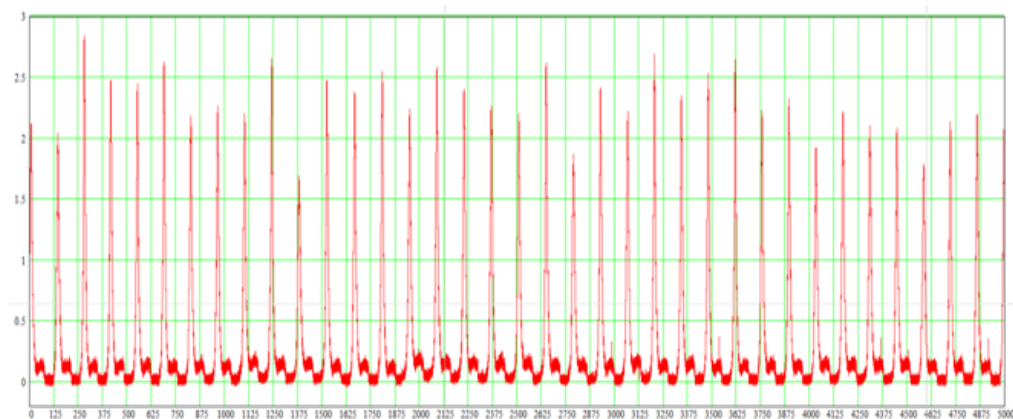
Рисунок 2.1 – Экспериментальное оборудование: (а) одноцилиндровая установка УИТ-85; (б) осциллограмма давления; применяемые ионизационные зонды: (в) 3-х электродный с углубленным центральным электродом; (г) 2-х электродный с датчиком давления, (д) электрод рядом со свечей зажигания



а)



б)

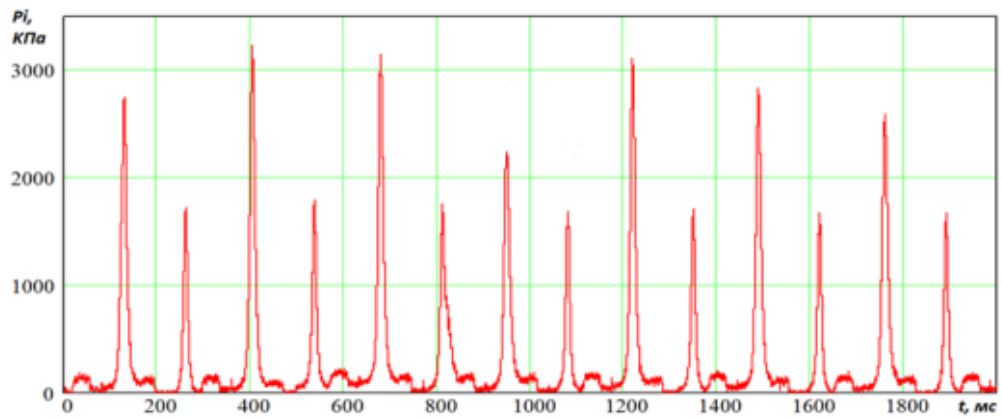


в)

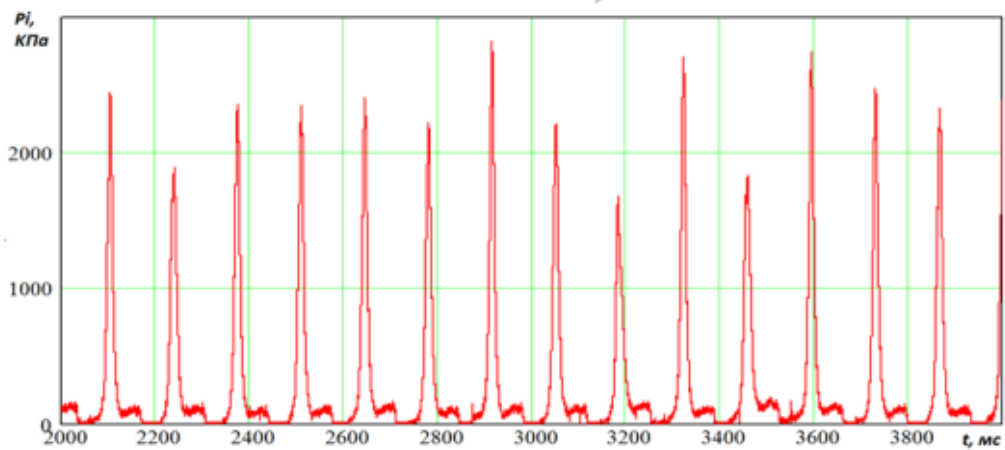
Рисунок 2.2 – Экспериментальное оборудование: (а) двигатель ВАЗ-2111 с распределенным впрыском топлива и исследовательская пластина с датчиками ионизации; осциллограммы давления: (б) для бензина и (в) для бензина с 6% H_2



а)



б)



в)

Рисунок 2.3 – Экспериментальное оборудование: (а) двигатель ВАЗ-11183 с распределенным впрыском топлива и ГБЦ с датчиками ионизации в каждом цилиндре; осциллограммы давления: (б) для бензина и (в) для бензина с 6%

H_2

Таблица 2.1 - Основная информация о геометрических параметрах экспериментальной установки (двигателя) УИТ-85

Тип	УИТ-85
Число цилиндров	1
Рабочий объем, л	0,652
Степень сжатия	4 – 10
Диаметр цилиндра, мм	85
Ход поршня, мм	115
Длина шатуна, мм	266
Частота вращения, мин-1	600 или 900
Подача топлива	Бензин – карбюратор Природный газ – форсункой во впускной коллектор
Зажигание	Свеча зажигания

Таблица 2.2 - Основная информация о геометрических параметрах экспериментальной установки (двигателя) ВАЗ-2111

Тип	ВАЗ-2111
Число цилиндров	4
Рабочий объем, л	1,499
Степень сжатия	9,8
Диаметр цилиндра, мм	82
Ход поршня, мм	71
Длина шатуна, мм	121
Частота вращения, мин-1	800 – 6000
Подача топлива	Бензин – форсункой на клапан Природный газ – форсункой во впускной коллектор
Зажигание	Свеча зажигания

2.2 Датчики, применяемые при исследованиях

В качестве датчиков для исследования электропроводности пламени в УИТ-85 применялись стальные или медные стержни толщиной 1 мм, которые вставлялись в керамический изолятор, схема их расположения приведена на рисунке 2.3. В двигателе ВАЗ-2111 применялись алюминиевые стержни толщиной 1,2 мм с электроизолирующим слоем (применялось микродуговое оксидирование с участием микродобавок SiO_2) [21]. Также применялись стальные стержни толщиной 1 мм, которые вставлялись в керамический изолятор. Общий вид датчиков для исследования электропроводности пламени, применяемых в УИТ-85, представлен на рисунке 2.4, а для двигателя ВАЗ – на рисунке 2.5, 2.6 и 2.7. В качестве топлива в УИТ-85 применяли сжатый природный газ (CNG) и бензин, а также природный газ с добавками водорода и бензин с добавками водорода [22, 23, 24]. А в двигателе ВАЗ-2111 применяли только CNG и бензин [25].

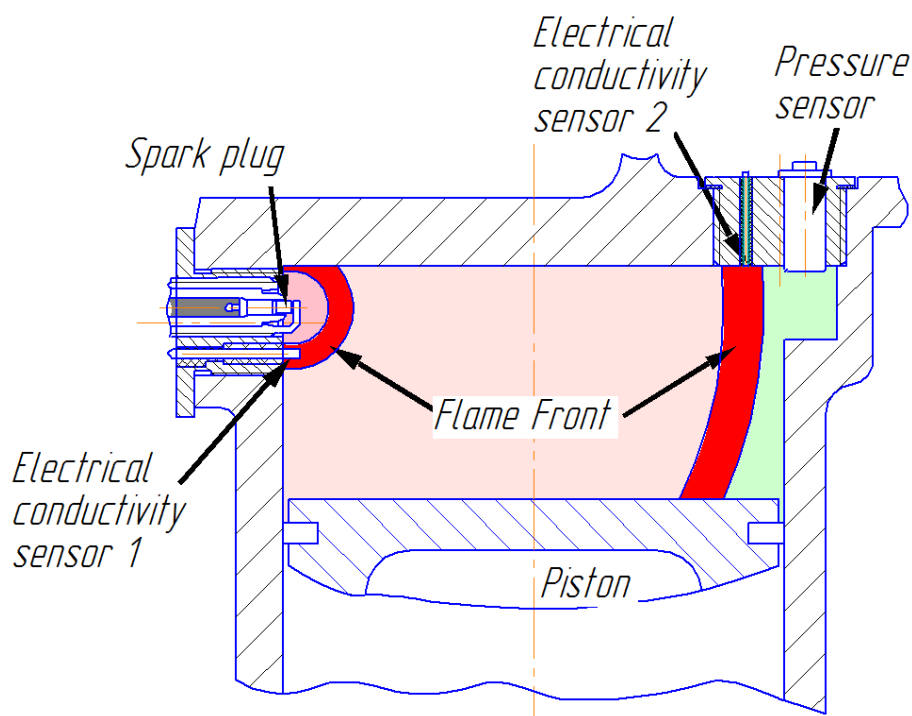


Рисунок 2.3 – Схема расположения датчиков для измерения электропроводности пламени в УИТ-85



а)

б)

в)

Рисунок 2.4 – Общий вид датчиков для исследования электропроводности пламени в УИТ-85: а) медный электрод у свечи зажигания; б) стальной электрод в переходнике с датчиком давления; в) пять стальных электродов в одном корпусе.

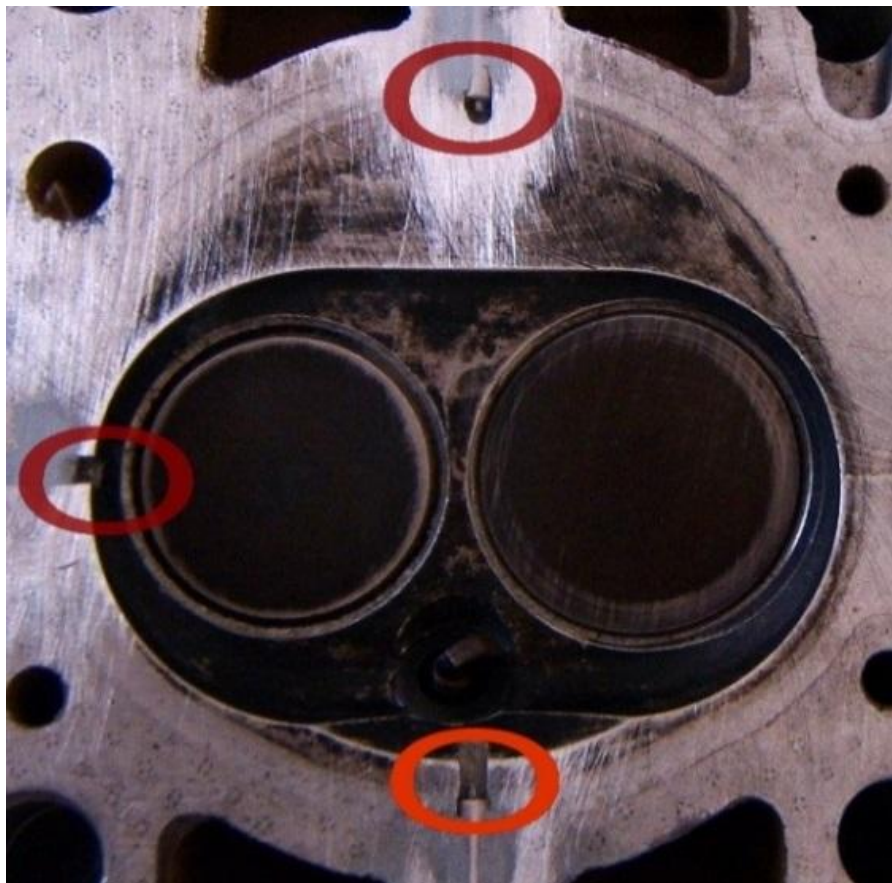


Рисунок 2.5 – Общий вид датчиков для исследования электропроводности пламени, в двигателе ВАЗ-2111: а) стальные датчики в керамической оболочке.

Для исследования влияния малых добавок водорода в ТВС на процесс сгорания автомобильного двигателя обеспечивающего требования по токсичности на уровень выше, чем у существующих и проектируемых вновь двигателей спроектированы модели ионизационных датчиков, устанавливаемых в головку блока двигателя автомобиля. Определены места установки датчиков для получения максимальной информации о протекании процесса сгорания и собраны экспериментальные установки рисунки 2.5, 2.6 и 2.7



Рисунок 2.6 – Общий вид датчиков для исследования электропроводности пламени, в двигателе ВАЗ-2111: алюминиевые датчики в головке блока цилиндров.



Рисунок 2.7 – Общий вид датчиков для исследования электропроводности пламени, в двигателе ВАЗ-2111: алюминиевые датчики в специальной пластине.

Применяемая электрическая схема для измерения электропроводности пламени для установки УИТ-85 с пятиэлектродным датчиком (Рисунок 2.4в) при работе на бензине приведена на рисунке 2.8. Источником питания здесь являлся гальванический элемент +9 V. При работе УИТ-85 с датчиками (рисунок 2.4а и рисунок 2.4б) применялась электрическая схема, изображенная на рисунке 2.9, где в качестве источника питания применялся источник постоянного тока с напряжением 360 V, которые получают путём преобразования переменного тока после стабилизатора напряжения 220 V в постоянный.

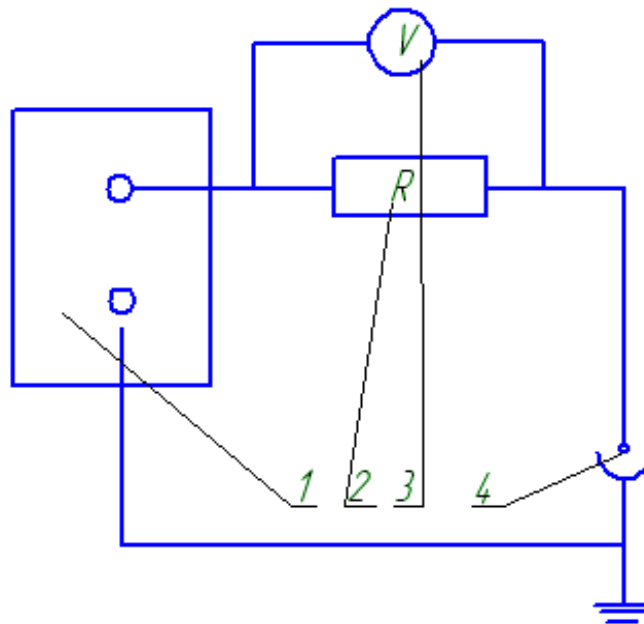


Рисунок 2.8 – Схема измерения электропроводности пламени: 1 – Источник постоянного тока «Крона» 9V; 2 – измерительный резистор; 3 – осциллограф; 4 - датчик электропроводности

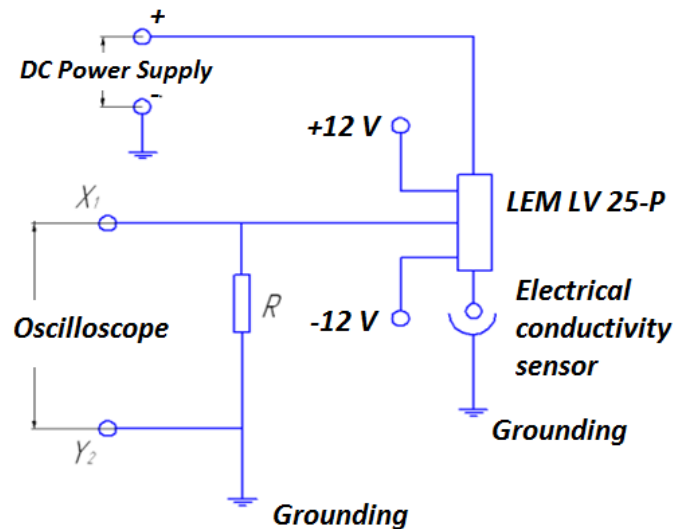


Рисунок 2.9 – Схема измерения электропроводности пламени с гальванической развязкой

Исследования электропроводности пламени в двигателе ВАЗ проводились первоначально с датчиками, изображенными на Рисунке 2.5а и схеме измерения электропроводности пламени (Рисунок 2.9) с гальваническим элементом +9 V. Основные испытания проводились уже с алюминиевыми датчиками, представленными на Рисунке 2.6 и Рисунке 2.7, с

многоканальной схемой измерения электропроводности пламени с гальванической развязкой (Рисунок 2.10) при питании от источника постоянного тока с напряжением 600 V.

Увеличение напряжения на датчиках для измерения электропроводности пламени с 360 до 600 V объясняется большей стабильностью сигнала при увеличении напряжения в зазоре между электродом датчика и корпусом двигателя. Переход со стальных электродов в керамическом изоляторе на алюминиевые, с электроизолирующим оксидным слоем, связано с необходимостью уменьшить воздействие на головку блока цилиндров от установленных в неё датчиков, и с повышением надежности конструкции. Переход на стальные электроды позволил снизить нагрузки от термических напряжений. А оксидирование позволило уменьшить диаметр отверстия с 2,5 до 1,3 мм, что повысило работоспособность данной системы измерения.

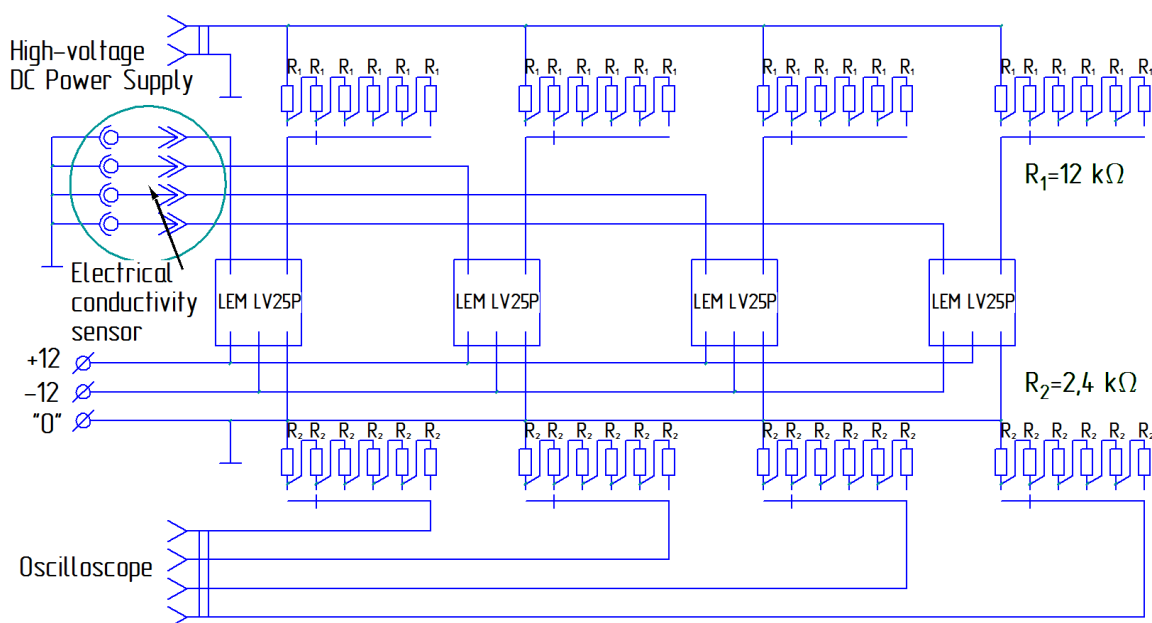


Рисунок 2.10 – Многоканальная схема измерения электропроводности пламени с гальванической развязкой

А в на рисунке 2.11 представлена характеристика цепи ионизационного зонда показывающая линейность соотношения силы тока и напряжения в цепи ионизации.

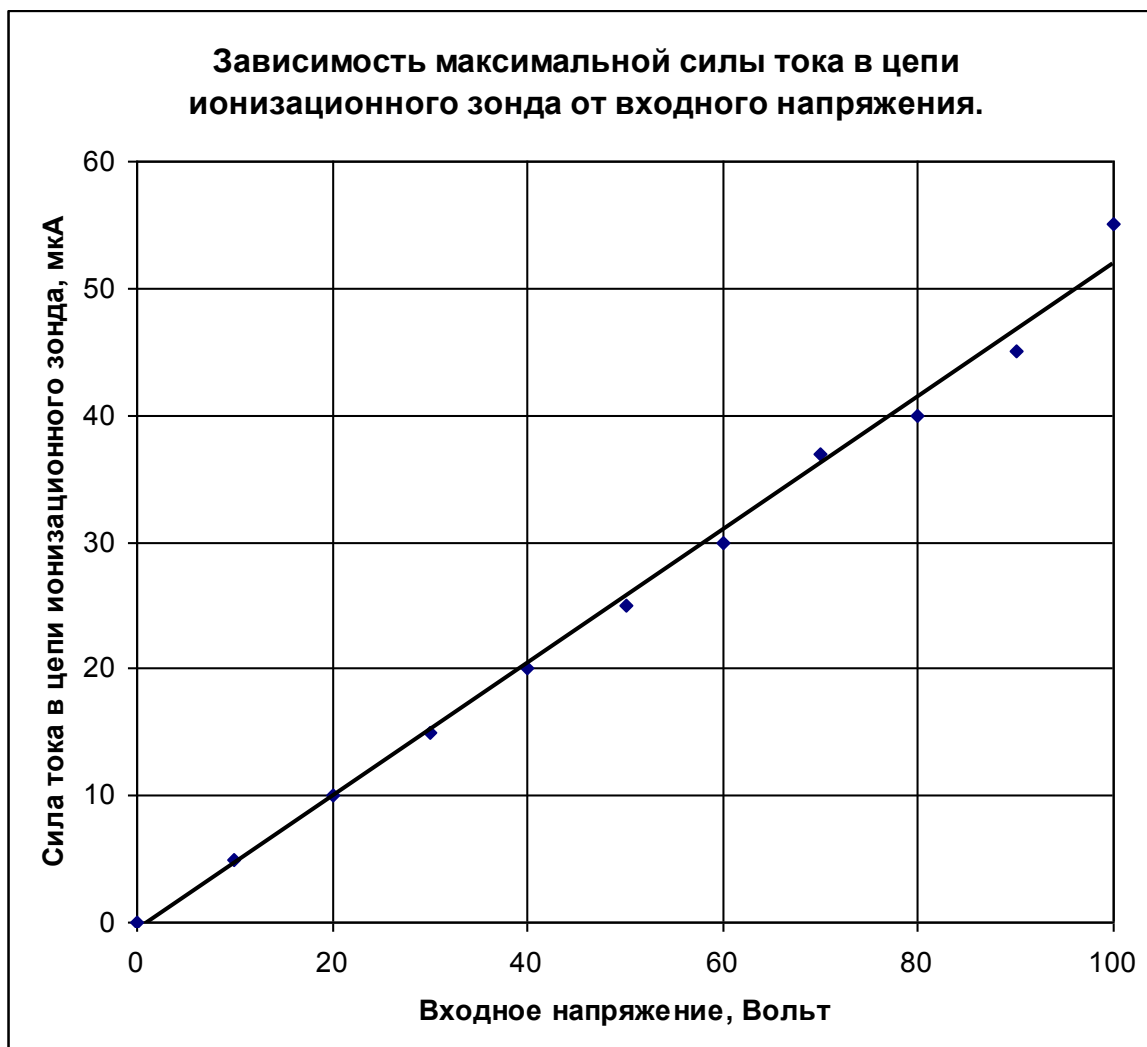


Рисунок 2.11 – Характеристика цепи ионизационного зонда

На рисунке 2.12 показан пример записи исследовательских сигналов на двигателя ВАЗ-2111 на бензине в при частоте вращения 880 мин^{-1} на режиме холостого хода, где 1 – сигнал с датчика давления; 2 – сигнал с датчика свечи зажигания; 3 – электропроводность в 15 мм от свечи зажигания; 4 – электропроводность в 45 мм от свечи зажигания

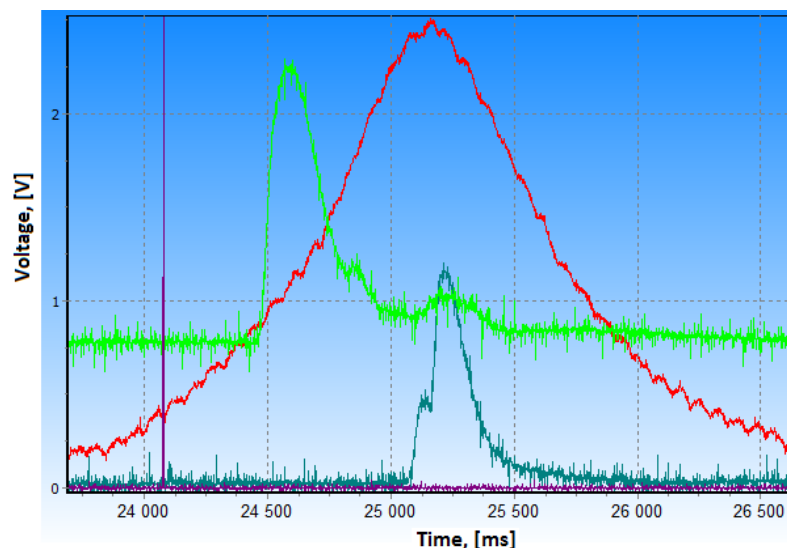


Рисунок 2.12 – Пример записи исследовательских сигналов на двигателе ВАЗ-2111 со степенью сжатия 7.5 на бензине в при частоте вращения 880 мин⁻¹ на режиме холостого хода

А на рисунке 2.13 показан пример записи эксперимента на ВАЗ-2111, где 1 – сигнал с датчика положения коленчатого вала; 2 – сигнал с датчика давления; 3 – участок пропуска зубьев, являющийся мертвой точкой.

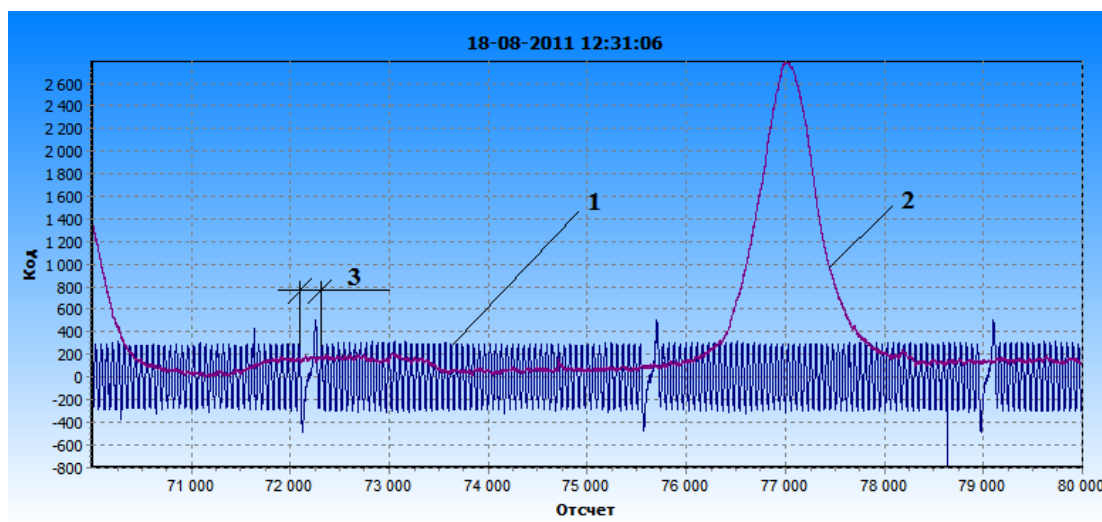


Рисунок 2.13 – Пример записи исследовательских сигналов на двигателе ВАЗ-2111 со степенью сжатия 9.8 на бензине в при частоте вращения 880 мин⁻¹ на режиме холостого хода

2.3 Создание расчетной модели в современном программном комплексе

Исходные данные приведены на рисунке 2.14, где показано соответствие модели с исследовательской установкой УИТ-85

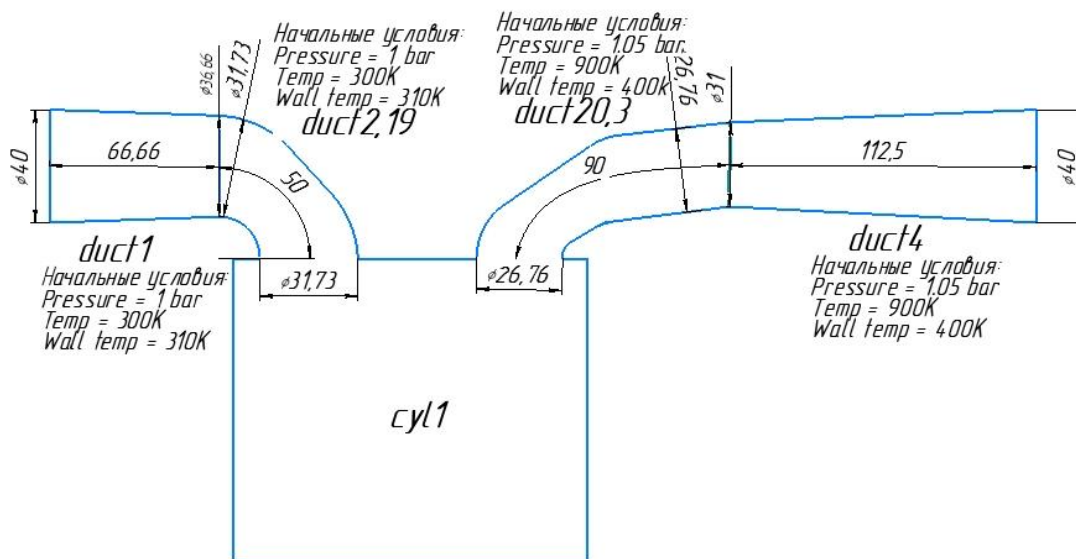


Рисунок 2.14 – Исходные данные для расчета одноцилиндровый двигатель, 4-х тактный, 2-х клапанный..

Геометрия цилиндра: диаметр – 85 мм; ход поршня – 115 мм; длина шатуна – 266 мм

Итоговая модель выглядит, как показана на рисунке 2.15.

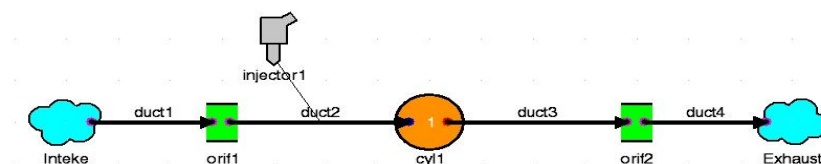


Рисунок 2.15 – Модель для расчета одноцилиндрового двигателя.

Исходные данные для расчета имитационной модели двигателя ВАЗ-2111 приведены на рисунке 2.16, где показано соответствие модели с исследовательской двигателем ВАЗ-2111

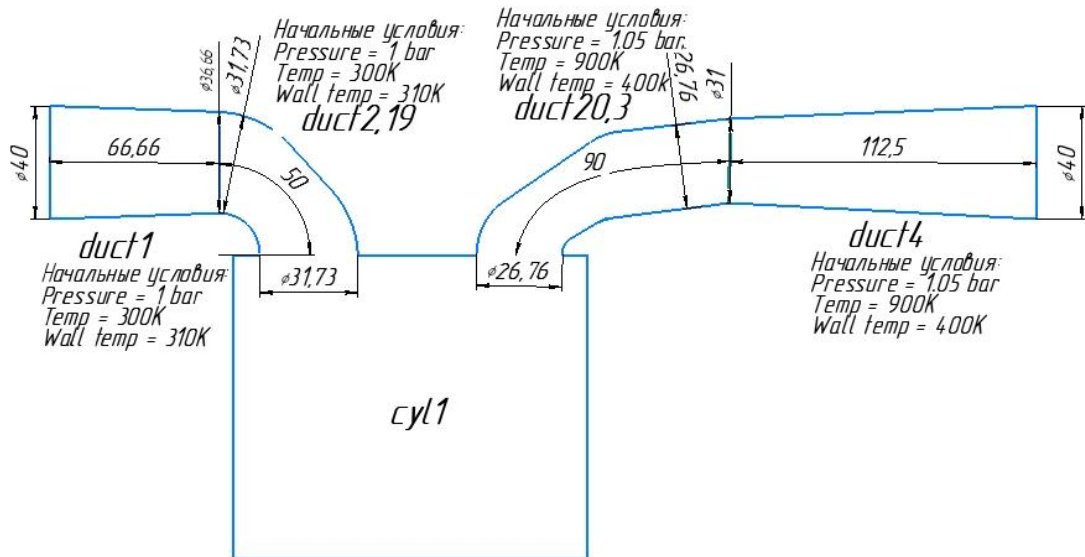


Рисунок 2.16 – Исходные данные для расчета одноцилиндровый двигатель, 4-х тактный, 2-х клапанный..

Геометрия цилиндра: диаметр – 81 мм; ход поршня – 71 мм; длина шатуна – 121 мм

Итоговая модель выглядит, как показана на рисунке 2.17.

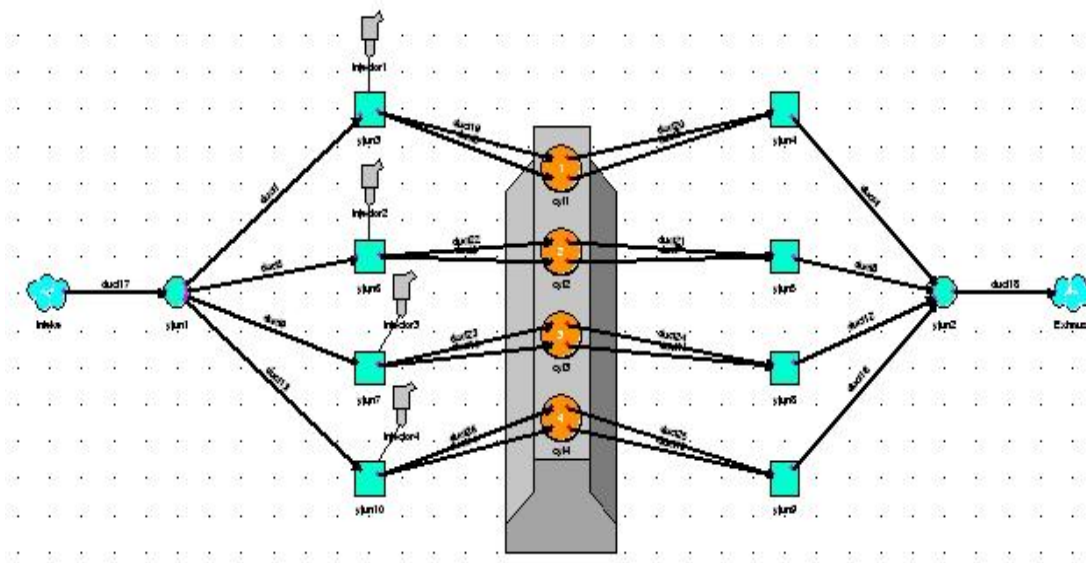


Рисунок 2.17 – Модель для расчета одноцилиндрового двигателя

ГЛАВА 3 Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием

3.1 Результаты экспериментальных исследований

Использование альтернативных видов топлива позволяет снизить токсичность без значительных изменений конструкции ДВС. Водород рассматривается, как альтернативный вид топлива и предназначен в качестве замены топлива из нефтепродуктов. Основной причиной для этого является то, что при сжигании водорода образуется вода, и отсутствуют такие загрязнители, как окись углерода, двуокись углерода, несгоревшие углеводороды, или твердые частицы. Характеристики горения водорода обеспечивают высокую скорость сгорания и минимальную энергию зажигания, что позволяет расширить пределы эффективного обеднения смеси. Также, интерес к водороду связан с тем, что водород может быть получен при электролизе воды. [1,2]

Для анализа влияния на эффективность и токсичность рабочего процесса ДВС тех или иных конструктивных и эксплуатационных факторов, а также химического состава топлива, необходимо знать механизм распространения пламени в камере сгорания [3, 4]. Наиболее часто приводится в исследованиях поверхностный механизм распространения фронта пламени, описанный в трудах [5, 6, 7]. При горении равномерно перемешанной смеси в турбулентном потоке, свежая смесь отделена от продуктов сгорания тонким искривленным фронтом пламени. В камере сгорания поршневого двигателя с внешним смесеобразованием имеет место тот же механизм.

Принятие данного механизма позволяет выделить основные характеристики горения, определяющие распространение пламени в камере сгорания. Наиболее целесообразными характеристиками представляются:

- скорость распространения турбулентного пламени, как интегральный показатель скорости химических реакций и газодинамических и тепловых условий;
- нормальная скорость распространения пламени, как интегральный показатель скорости химических реакций.

Знание этих характеристик позволит оценить динамику сгорания, которая определяет токсичность и эффективность рабочего процесса.

Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровой установке УИТ-85. Геометрические параметры двигателя: рабочий объем цилиндра 0,652 л., диаметр цилиндра 85 мм, ход поршня 115 мм, степень сжатия 5,9 и 7. Электромотор поддерживает обороты постоянными 600 ± 6 и 900 ± 9 мин⁻¹, однородность топливно-воздушной смеси обеспечивается подогревом впускного трубопровода.

Регистрация перемещения фронта пламени внутри цилиндра УИТ-85 (рисунок 3.1а) осуществлялась по датчикам ионизации. Датчики ионизации установлены в специальный переходник (рисунок 3.1б). В переходнике датчики ионизации расположены следующим образом: ближний (датчик 3) установлен на расстоянии 77 мм от свечи зажигания; дальний (датчик 5) в 91.3 мм от свечи зажигания и центральный (датчик 4) в отверстии 4 мм на расстоянии 9.75 мм от плоскости камеры сгорания. Такое расположение датчиков ионизации позволяет оценивать параметры распространения фронта пламени в основной фазе сгорания и в зоне расположения датчиков при разном уровне турбулентности [8].

Ближний датчик ионизации использовался для определения средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе т.е. от свечи зажигания до датчика 3. Центральный датчик ионизации использовался для оценки изменений скорости распространения фронта пламени в 3-й фазе сгорания. Предполагаем, что объем, образованный полостью отверстия, где установлен датчик, обеспечит отсутствие влияния крупномасштабных турбулентных пульсаций на горение в зоне датчика. Это соответствует

условиям сгорания характерным для 3-й фазы сгорания. Турбулентную скорость распространения фронта пламени в зоне установки датчиков ионизации определяли по времени сигнала между ближним и дальним датчиком ионизации. Её можно считать соответствующей средней скорости распространения фронта пламени во 2-й фазе сгорания.

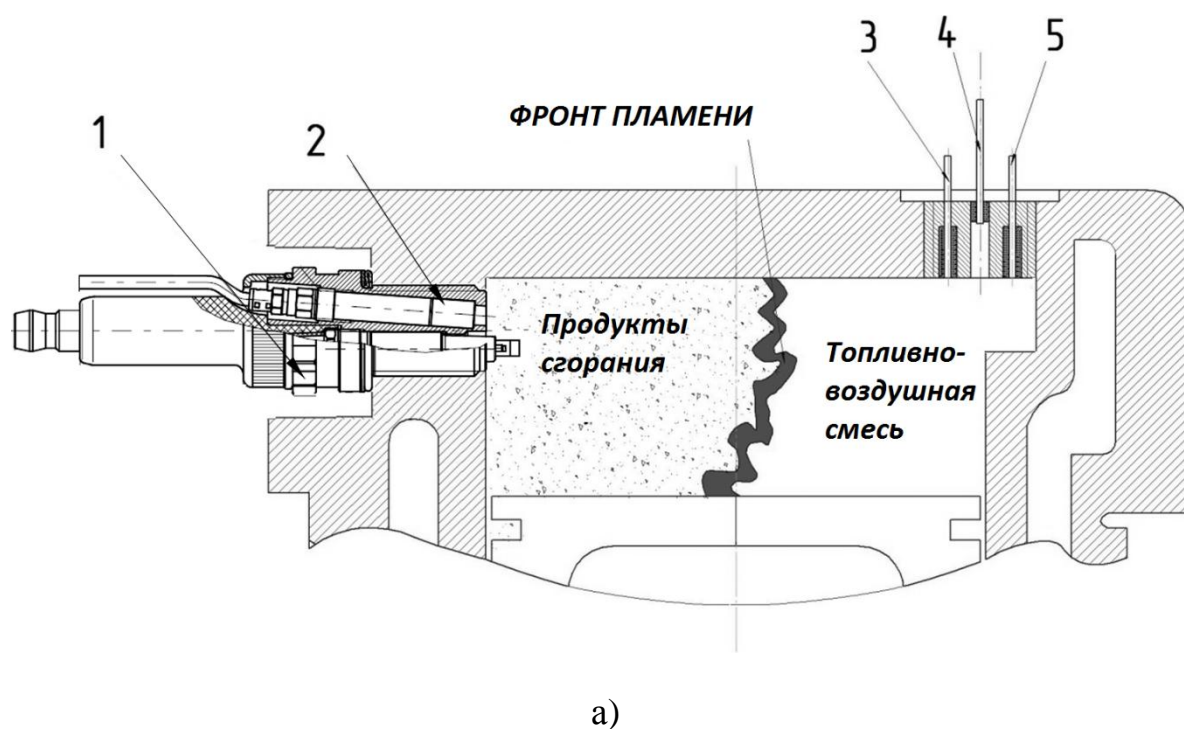


Рисунок 3.1 – Схема камеры сгорания УИТ-85 (а), где 1 – свеча зажигания; 2 – датчик давления Kistler, 3 – ближний датчик ионизации; 4 – центральный датчик ионизации; 5 – дальний датчик ионизации; (б) общий вид переходника с датчиками ионизации

Параметры оценки процесса сгорания:

- средняя скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания (1-я + 2-я фаза):

$$U_{1+2} = \frac{77}{t_3},$$

где t_3 – время от искрового разряда до появления сигнала на ближнем датчике ионизации;

- средняя скорость распространения фронта пламени во 2-й фазе сгорания (между ближним и дальним датчиком ионизации):

$$U_2 = \frac{14.27}{t_5 - t_3},$$

где t_5 – время от искрового разряда до появления сигнала на дальнем датчике ионизации; t_3 – время от искрового разряда до появления сигнала на ближнем датчике ионизации;

- средняя скорость распространения фронта пламени в 3-й фазе сгорания (между ближним и центральным датчиком ионизации):

$$U_3 = \frac{11}{t_4 - t_3}$$

где t_3 – время от искрового разряда до появления сигнала на ближнем датчике ионизации; t_4 – время от искрового разряда до появления сигнала на центральном датчике ионизации.

Исследования проводились при следующих углах опережения зажигания 9, 13, 16, 21, 23 и 29° ПКВ для каждой из частот вращения и для каждой исследуемой степени сжатия. Методика эксперимента заключалась в параллельной записи сигналов многоканальным аналоговым цифровым

преобразователем АЦП РСІ-1712L-АЕ. Сигналы регистрировались со следующих датчиков: ионизации, индукционного датчика искры зажигания, оптического датчика положения коленчатого вала, с точностью 0.27° ПКВ, датчика давления Kistler установленного в переходнике со свечой зажигания, датчика массового расхода воздуха Bosch. Бензин и водород подавались отдельно во впускной коллектор за карбюратор, массовый расход газа определялся по тарированной скважности форсунок.

На рисунке 3.2 представлены результаты экспериментальных исследований средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе сгорания. На рисунках 3.2 и 3.3 приняты следующие обозначения: 5,9 и 7 степени сжатия; 600 и 900 частоты вращения; 16, 21 и 25 ВТДС; 0, 3 и 5 доли добавляемого водорода в процентах от массы топлива. Из рисунка 3.2 можно видеть, что добавка водорода повышает среднюю скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания. Характер влияния добавки водорода зависит от изменения частоты вращения. А влияние степени сжатия компенсируется увеличением угла опережения зажигания, что увеличивает динамику тепловыделения во II фазе сгорания.

На рисунке 3.3а представлено влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на турбулентную скорость распространения фронта пламени во 2-й фазе сгорания. Из рисунка видно, что происходит увеличение средней скорости распространения фронта пламени во 2-й фазе сгорания для всех исследуемых составов смеси и режимов работы двигателя. В тоже время следует отметить, что при увеличении доли водорода снижается зависимость средней скорости распространения фронта пламени во 2-й фазе сгорания от коэффициента избытка воздуха. Это отражает тот факт, что с увеличением нормальной скорости сгорания, фронт пламени стремится стать тоньше и скорость его распространения всё больше зависит от скорости вовлечения свежей смеси, которая определяется турбулентностью потока. Рассматривая рисунок 3а, можно отметить, что добавка 3 и 5% водорода приводит к примерно одинаковому повышению скорости распространения фронта

пламени между датчиками ионизации.

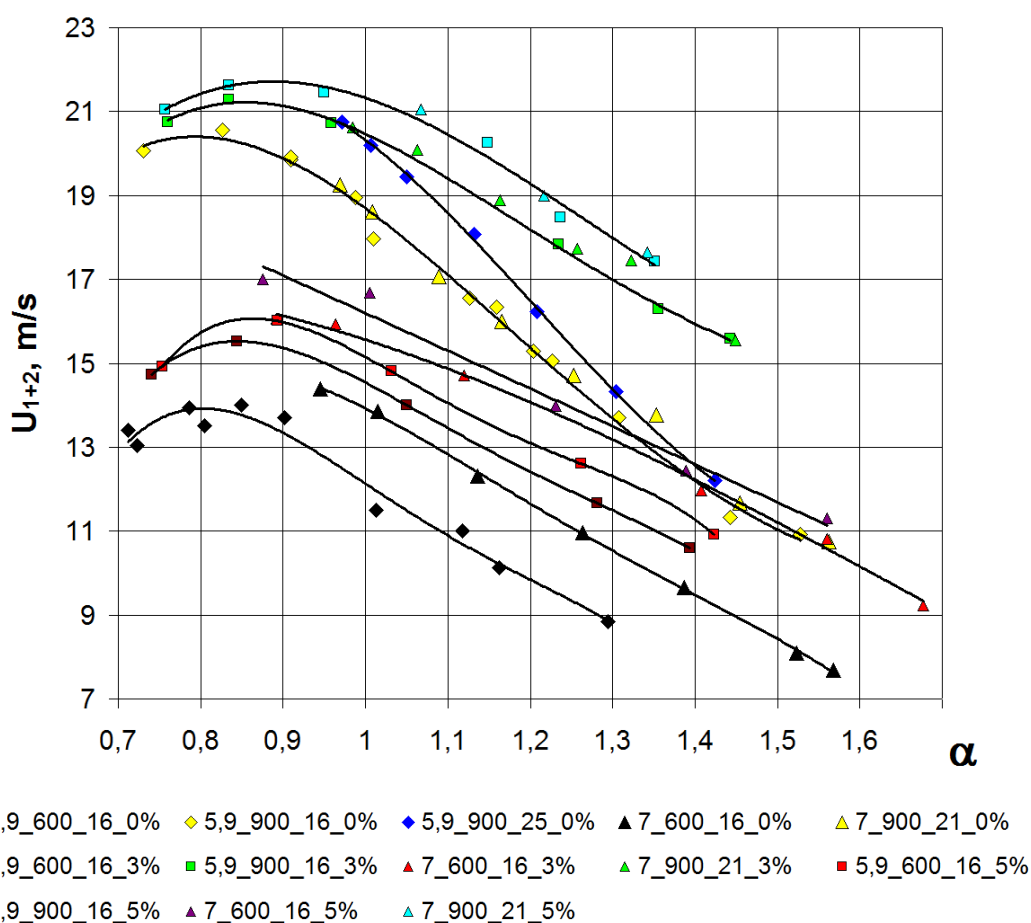
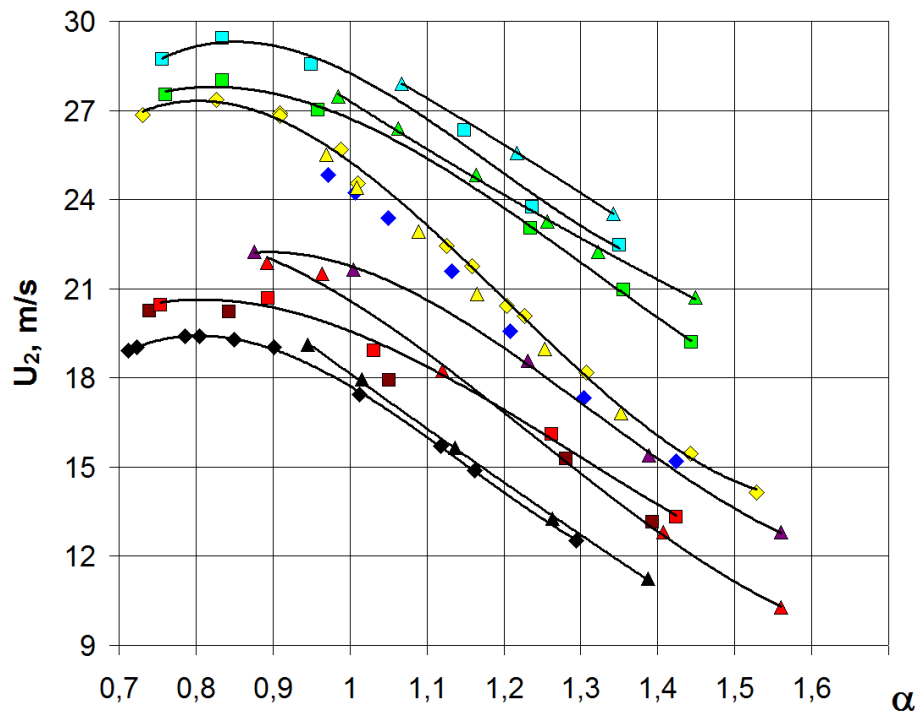
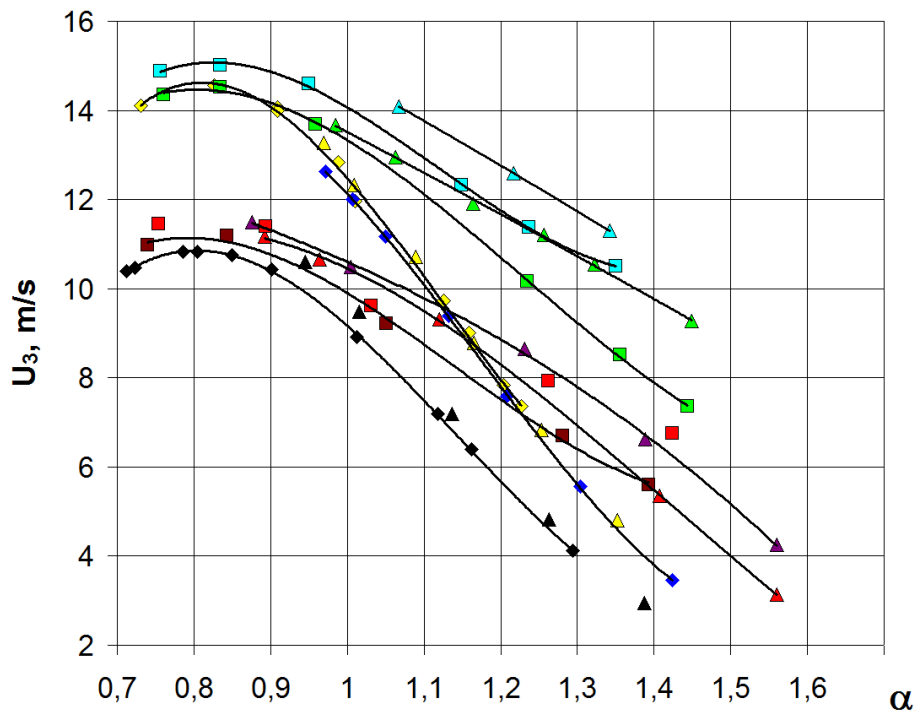


Рисунок 3.2 – Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на среднюю скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания

На рисунке 3.3б представлено влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на скорость распространения фронта пламени в полости отверстия центрального датчика, где характерны меньшие турбулентные пульсации и отсутствие вихревого движения ТВС, что позволяет представить движение фронта пламени на данном участке, как сгорание при мелкомасштабной турбулентности.



a)



б)

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

Рисунок 3.3 – Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на скорость распространения фронта пламени: (а) во 2-й фазе сгорания; (б) в 3-й фазе сгорания

Из рисунка 3.3б видно, что добавка водорода в зоне богатых смесей от α от 0,7 до 0,85 практически не оказывает влияние на скорость сгорания, а начиная от α от 0,9 и беднее влияние добавки водорода становится заметным, причем при обеднении смеси его влияние увеличивается.

Полные результаты экспериментальных исследований характеристик сгорания бензовоздушной смеси в УИТ-85 представлены в таблице 3.1

Таблица 3.1 – Результаты экспериментальных исследований характеристик сгорания бензовоздушной смеси в УИТ-85

Коэффициент избытка воздуха	Массовая доля водорода в топливе, %	Время появления сигнала на 1-ом датчике ионизации, мс	Время появления сигнала на 2-ом датчике ионизации, мс	Время появления сигнала на 3-ом датчике ионизации, мс	Температура в камере сгорания соответствующая максимальному давлению, К	Максимальное давление в камере сгорания, МПа	Угол опережения зажигания, град. П КВ	Степень сжатия	Частота вращения, мин ⁻¹
0,712309	0	4,9	6,03	5,74	2417,841361	5,273107	16,46259	5,9	605,4438
0,786269	0	4,8	5,9	5,65	2411,873814	5,329768	15,4293	5,9	605,1956
0,849475	0	4,7	5,79	5,5	2527,923299	5,519231	16,37843	5,9	605,3788
1,012519	0	5,58	6,95	6,54	2253,917752	4,954083	15,85648	5,9	605,1099
1,117798	0	5,84	7,3	6,78	2180,210418	4,773068	16,16753	5,9	604,906
1,161845	0	6,3	8,14	7,44	2099,891461	4,596316	16,18294	5,9	604,5638
0,722658	0	5,04	6,18	5,94	2320,434143	5,129407	15,40255	5,9	605,0566
0,804883	0	4,76	5,83	5,64	2440,583591	5,376088	15,68373	5,9	605,0016
0,90185	0	4,84	5,94	5,68	2432,566849	5,396855	15,10739	5,9	604,6305
1,294462	0	7	9,4	8,24	1691,953465	3,702311	16,20593	5,9	604,6826
0,74	0,028313	4,54	0,69	5,63	3009,721429	5,373021	16,42662	5,9	605,2105
0,843547	0,029503	4,3	0,66	5,35	3075,089327	5,509633	16,14678	5,9	604,9501
1,050414	0,03112	4,73	0,77	5,83	2899,539629	5,198098	16,10189	5,9	605,1011
1,280718	0,030385	5,62	0,98	6,92	2452,595047	4,438451	15,35461	5,9	603,9966
1,393039	0,030797	6,14	1,13	7,73	2231,429755	4,030357	15,51131	5,9	604,2189
0,753865	0,048992	4,49	0,67	5,58	3010,816835	5,368653	16,51683	5,9	605,1148
0,893231	0,053502	4,19	0,62	5,18	3096,029699	5,51962	16,53037	5,9	605,1446
1,03111	0,04989	4,495	0,705	5,5	2977,012509	5,306753	16,54019	5,9	605,1887
1,261998	0,050575	5,28	0,83	6,51	2526,379795	4,575304	15,29578	5,9	604,0134
1,423457	0,052009	5,9	1,15	7,63	2218,961259	4,020945	15,24774	5,9	603,7886
0,730335	0	3,835849	0,004286	4,285566			15,99954	5,9	908,9166
0,826586	0	3,744906	0,004023	4,022925			16,02303	5,9	908,9082
0,90892	0	3,880566	0,004264	4,264057			15,81455	5,9	908,8087

0,909342	0	3,866635	0,004257	4,256522			15,84499	5,9	908,8477
0,988105	0	4,061531	0,004725	4,725047			15,88743	5,9	908,1668
1,010177	0	4,284972	0,005311	5,310964			15,74079	5,9	908,1977
1,226488	0	5,116129	0,007239	7,239462			15,64015	5,9	907,1622
0,881553	0	4,025926	0,005078	5,077778			15,08822	5,9	908,3463
0,813229	0	3,851231	0,004811	4,811108			15,16724	5,9	908,5381
1,15893	0	4,705632	0,006341	6,340634			15,72851	5,9	907,1987
1,203584	0	4,930933	0,006922	6,921925			16,16329	5,9	907,4079
1,126254	0	4,543008	0,005976	5,976121			16,31943	5,9	908,3255
1,307229	0	5,439125	0,008091	8,090722			16,22218	5,9	907,5877
1,442451	0	6,478779	0,00655	6,55			16,22668	5,9	905,3097
1,528114	0	7,204375	0,01464	14,64			16,10805	5,9	903,6429
1,423932	0	6,457062	0,0195	19,5			23,1973	5,9	904,6784
1,303642	0	5,24646	0,00747	7,469783			23,28645	5,9	907,0924
1,208418	0	4,633113	0,006092	6,092384			23,13439	5,9	907,9366
1,131826	0	4,153084	0,005277	5,277203			23,1868	5,9	908,3146
1,049607	0	3,849009	0,004828	4,828414			23,52274	5,9	908,834
1,006825	0	3,700881	0,004613	4,613436			23,51636	5,9	909,1652
0,971486	0	3,593172	0,004471	4,471256			23,59125	5,9	909,2058
1,387035	0	7,970259	0,011774	11,77392			15,16023	7	604,2395
1,263418	0	7,02407	0,008955	8,954715			15,22239	7	604,8898
1,136495	0	6,256841	0,006959	6,959204			15,21046	7	605,0913
1,015411	0	5,556204	0,00569	5,68995			15,48463	7	605,5201
0,944823	0	5,354467	0,005394	5,393921			15,418	7	605,871
0,891977	0,033802	4,791315	0,004823	4,822953			15,46444	7	605,4925
0,963761	0,033162	4,83209	0,004858	4,858085			15,58598	7	605,2338
1,119762	0,034641	5,236443	0,005468	5,467662			15,63888	7	605,2675
1,407514	0,035928	6,430348	0,008147	8,146766			15,60584	7	604,6537
1,560075	0,036936	7,118705	0,009667	9,667266			15,46631	7	604,2374
0,875977	0,05482	4,527668	0,005114	5,114268			15,9563	7	605,188
1,005273	0,057375	4,616377	0,005235	5,234864			15,88954	7	605,3443
1,231529	0,056046	5,509826	0,006277	6,276617			15,65503	7	604,7347
1,388893	0,057734	6,187407	0,007871	7,870948			15,70069	7	604,4928
1,560537	0,058765	6,816667	0,009075	9,075			15,56841	7	604,2189
1,089149	0	4,509241	0,004851	4,85132			20,46064	7	909,2277
1,165649	0	4,812252	0,005787	5,787307			20,8	7	909
1,008941	0	4,138242	0,004209	4,208681			20,84442	7	910,0976
1,253291	0	5,234276	0,007346	7,34638			20,5755	7	908,4972
1,352875	0	5,594186	0,008313	8,312791			20,7	7	908
0,969483	0	3,997802	0,004006	4,005714			20,81922	7	909,9688
1,454652	0	6,22173	0,017688	17,6875			20,61868	7	906,9199
0,98491	0,034593	3,734251	0,003738	3,738436			20,69402	7	909,802
1,062743	0,033247	3,83304	0,003861	3,861344			20,91944	7	909,0313
1,163925	0,032919	4,077533	0,004261	4,261013			20,77725	7	909,2954
1,256816	0,032052	4,340508	0,004845	4,844812			20,67231	7	908,576

1,323211	0,030126	4,413466	0,005144	5,143709			20,62536	7	908,3478
1,448754	0,030822	4,954054	0,006758	6,757985			20,61764	7	907,7096
0,98491	0,034593	3,734251	0,003738	3,738436			20,69402	7	909,802
1,062743	0,033247	3,83304	0,003861	3,861344			20,91944	7	909,0313
1,163925	0,032919	4,077533	0,004261	4,261013			20,77725	7	909,2954
1,256816	0,032052	4,340508	0,004845	4,844812			20,67231	7	908,576
1,323211	0,030126	4,413466	0,005144	5,143709			20,62536	7	908,3478
1,448754	0,030822	4,954054	0,006758	6,757985			20,61764	7	907,7096
1,217087	0,051911	4,052643	0,004293	4,293392			20,73539	7	908,4972
1,341944	0,053079	4,365487	0,005136	5,135841			20,5	7	908
1,067068	0,055381	3,658811	0,003665	3,665088			20,93626	7	908,7605

Глава 4 Результаты сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием полученные при моделировании

4.1 Результаты сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ВАЗ-2111 с искровым зажиганием полученные при моделировании

Результаты имитационного моделирования основных характеристик процесса сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ВАЗ-2111 показаны на рисунках 4.1 – 4.16.

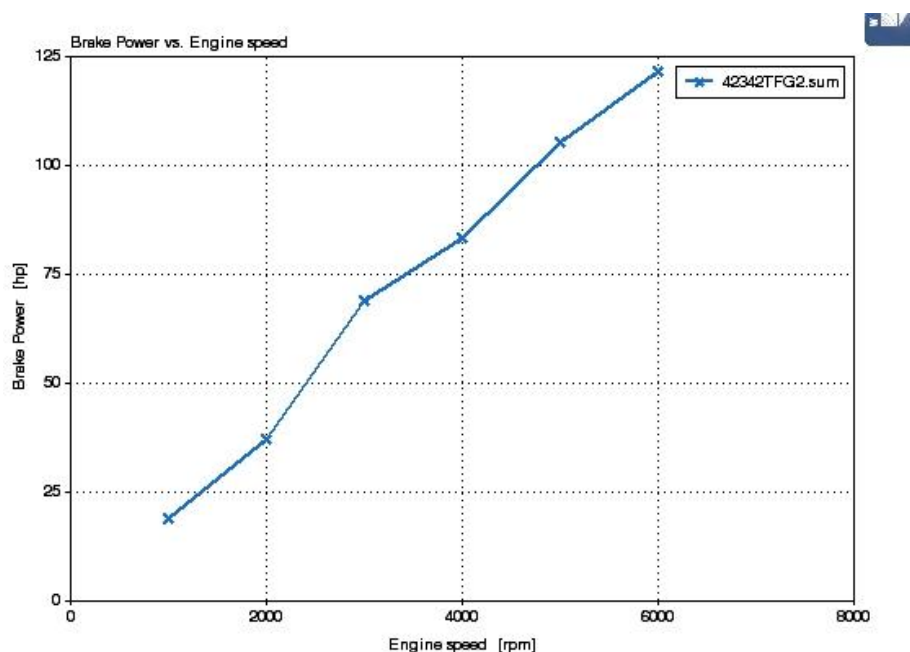


Рисунок 4.1 – Характеристика мощности при изменении частоты вращения для двигателя работающего на бензине

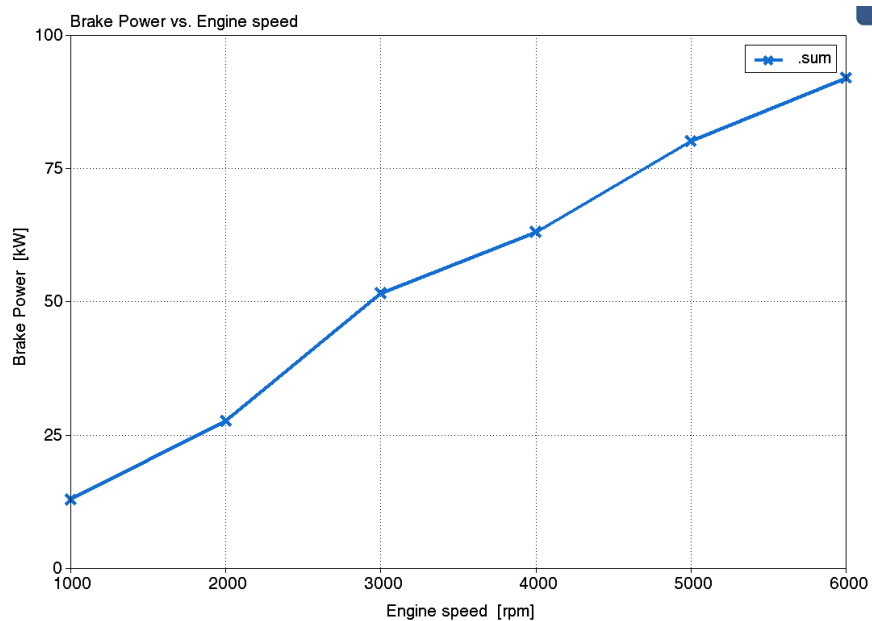


Рисунок 4.2 – Характеристика мощности при изменении частоты вращения для двигателя работающего на пропане

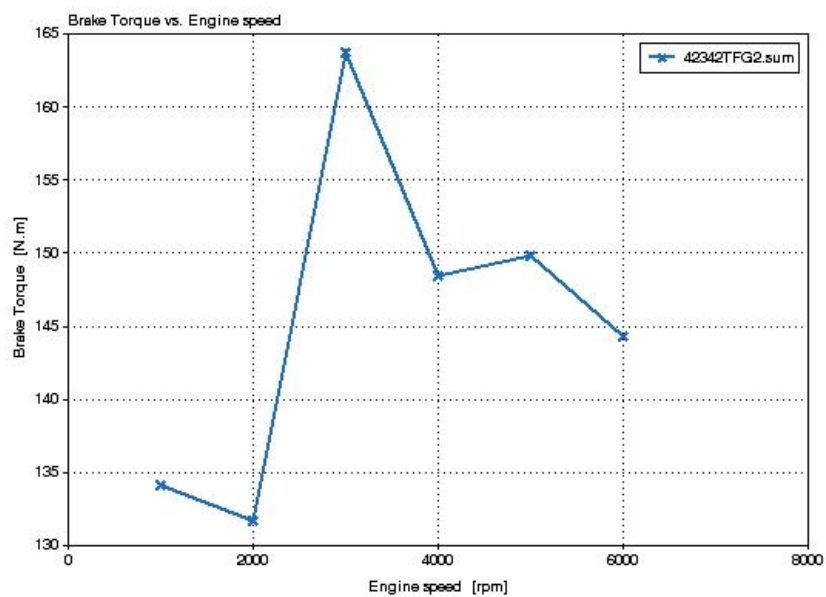


Рисунок 4.3 – Характеристика крутящего момента при изменении частоты вращения для двигателя работающего на бензине

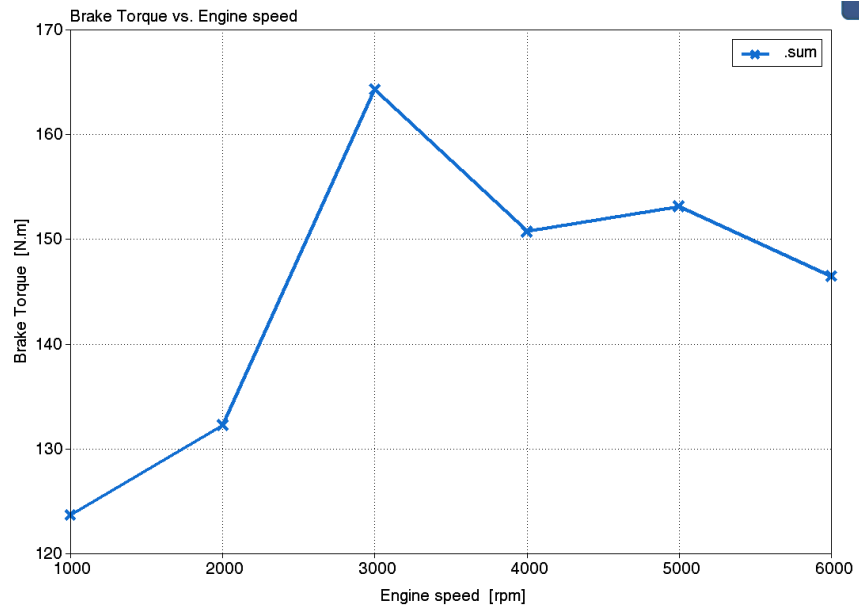


Рисунок 4.4 – Характеристика мощности при изменении частоты вращения для двигателя работающего на пропане

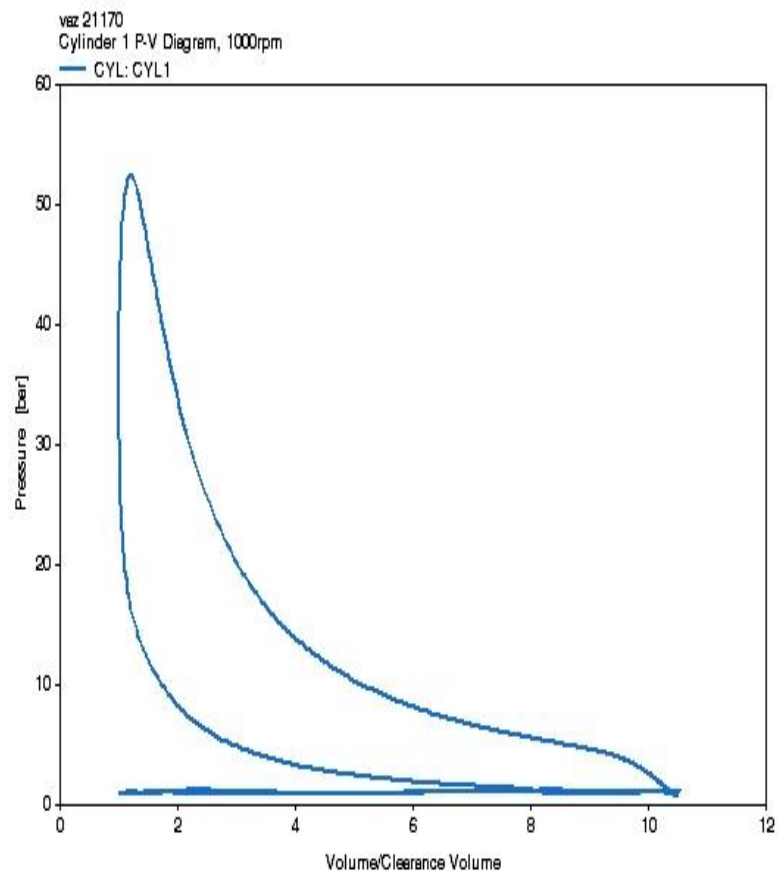


Рисунок 4.5 – Индикаторная диаграмма для двигателя работающего на бензине

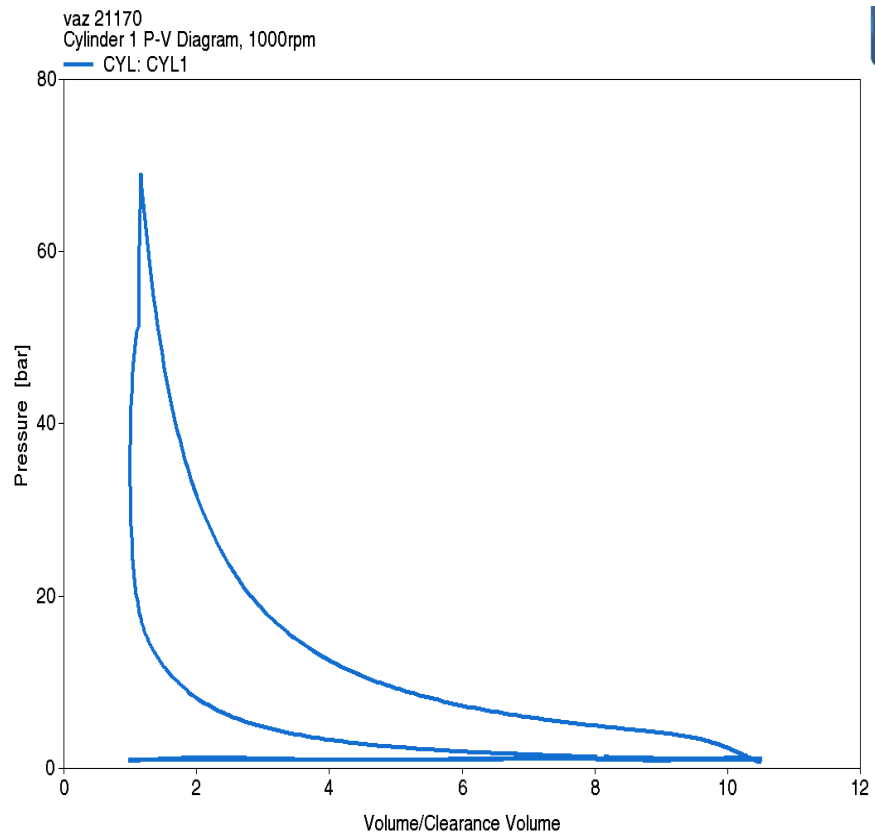


Рисунок 4.6 – Индикаторная диаграмма для двигателя работающего на пропане

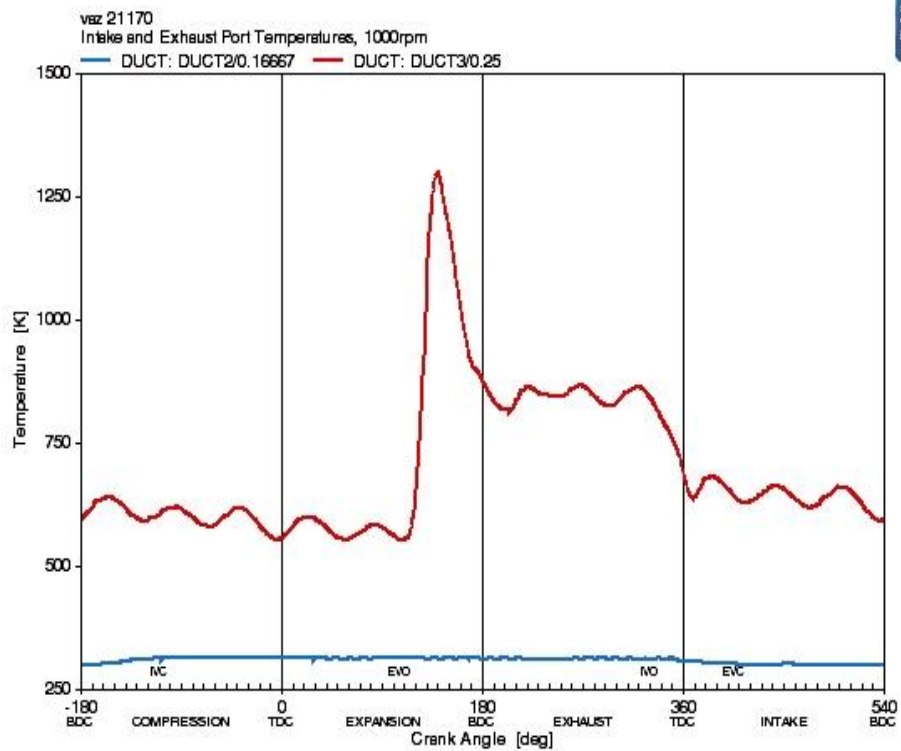


Рисунок 4.7 – Температура газов на впуске и выпуске для двигателя работающего на бензине

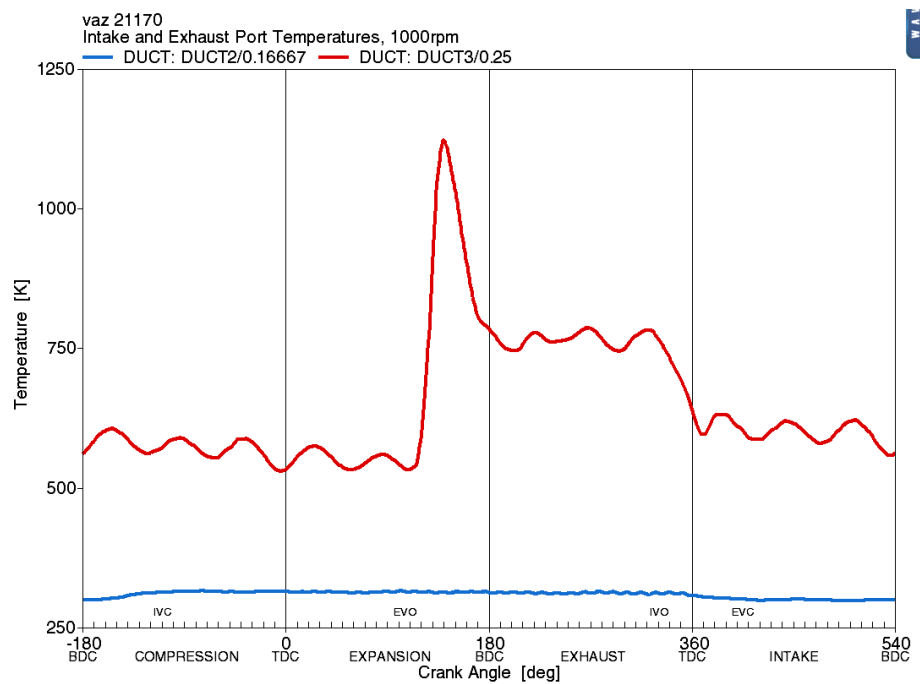


Рисунок 4.8 – Температура газов на впуске и выпуске для двигателя, работающего на пропане

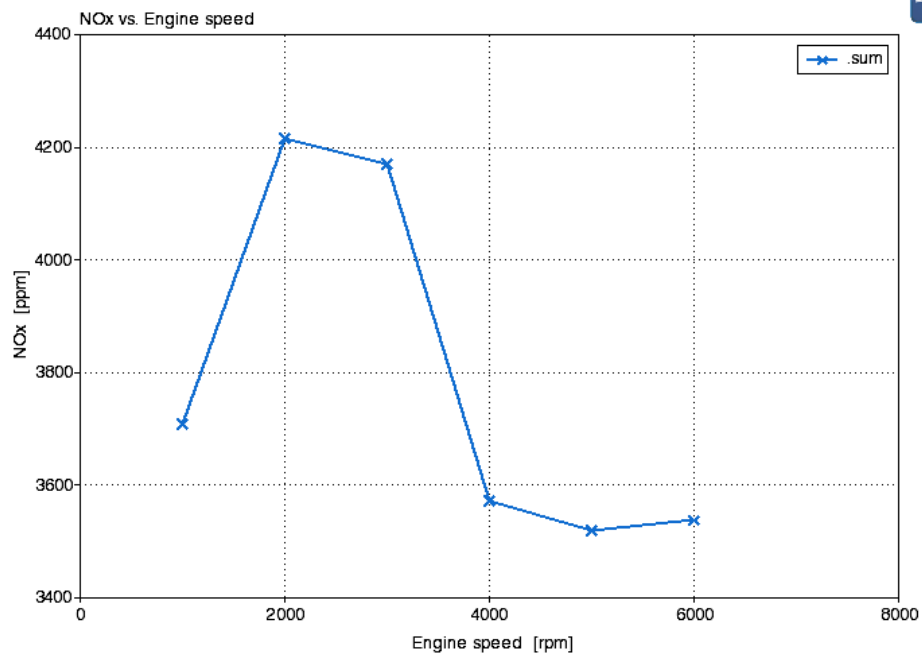


Рисунок 4.9 – Токсичность отработавших газов по оксидам азота NOx для двигателя, работающего на бензине

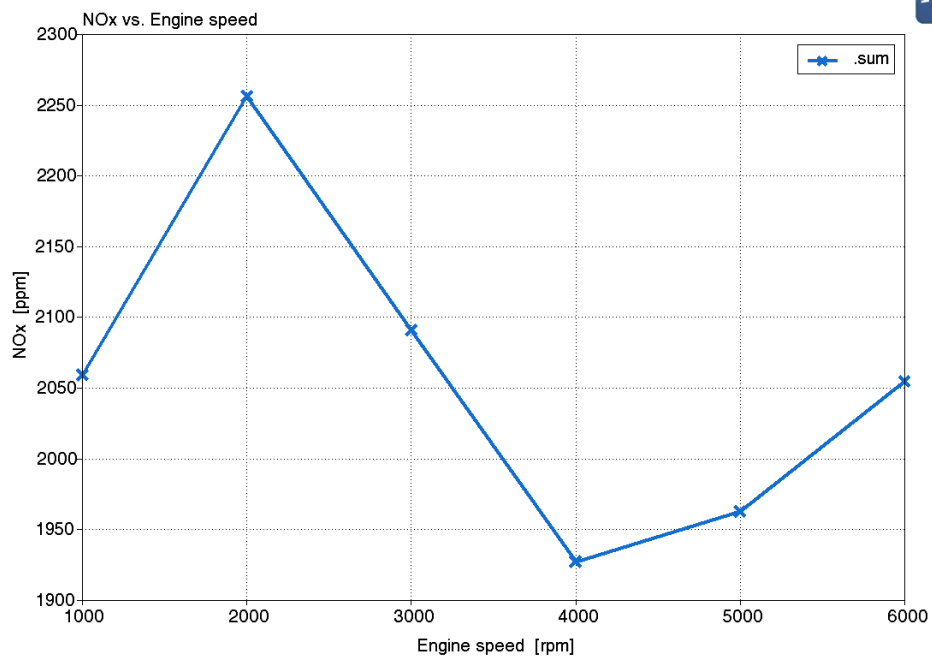


Рисунок 4.10 – Токсичность отработавших газов по оксидам азота NOx для двигателя, работающего на пропане

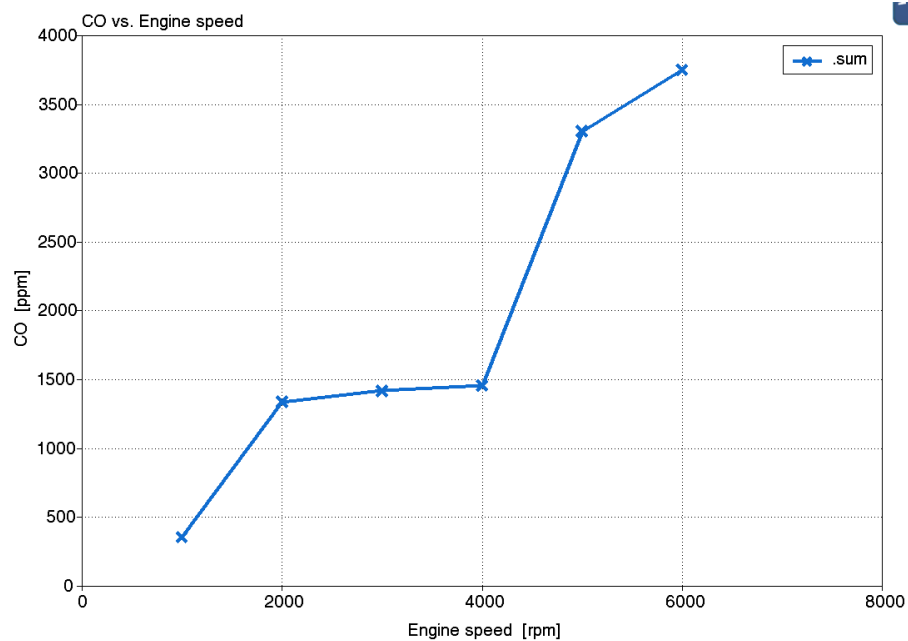


Рисунок 4.11 – Токсичность отработавших газов по оксидам углерода CO для двигателя, работающего на бензине

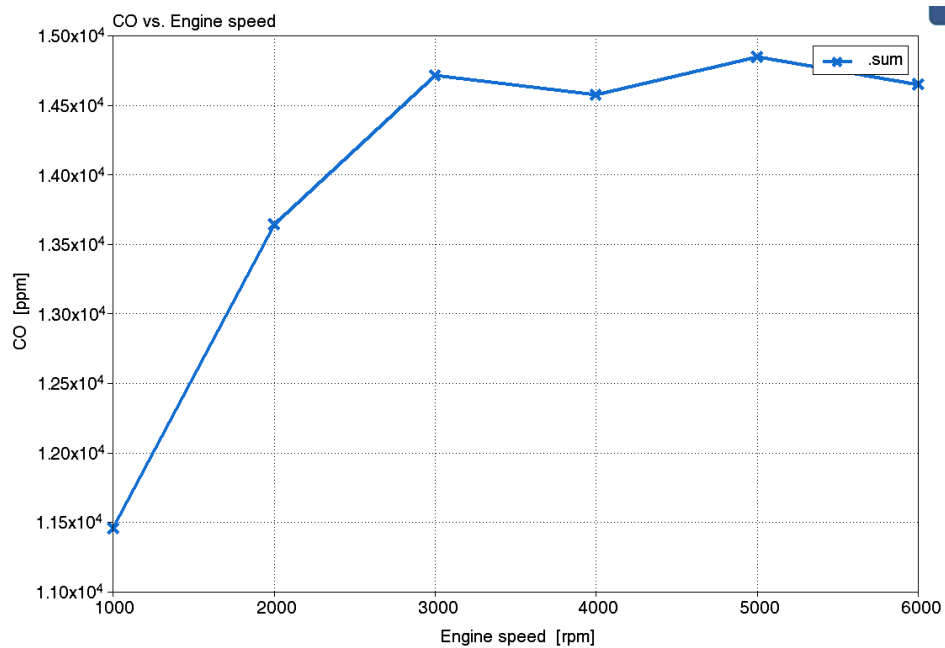


Рисунок 4.12 – Токсичность отработавших газов по оксидам углерода CO для двигателя, работающего на пропане

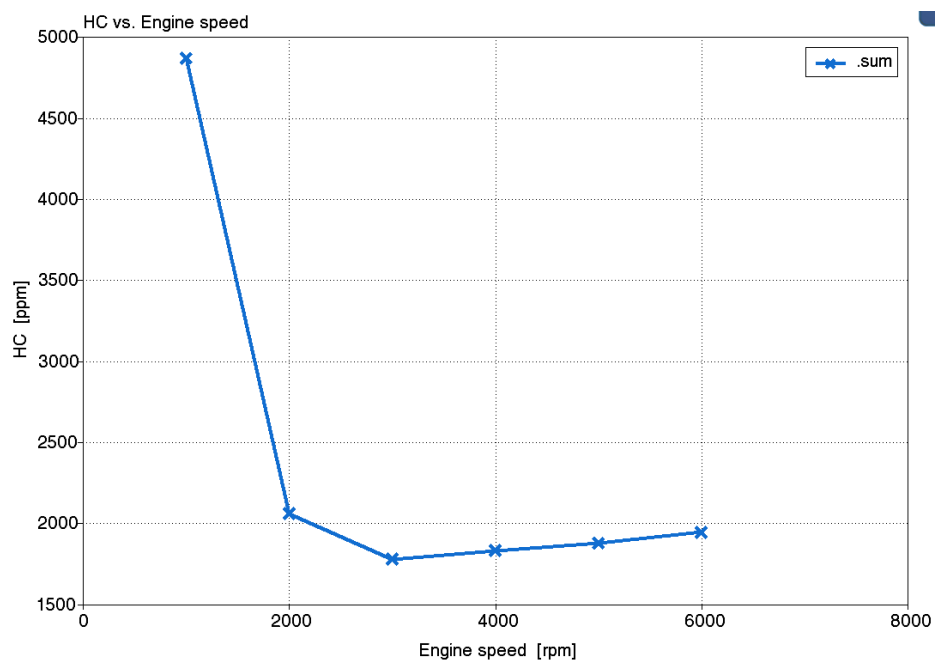


Рисунок 4.13 – Токсичность отработавших газов по несгоревшим углеводородам HC для двигателя, работающего на бензине

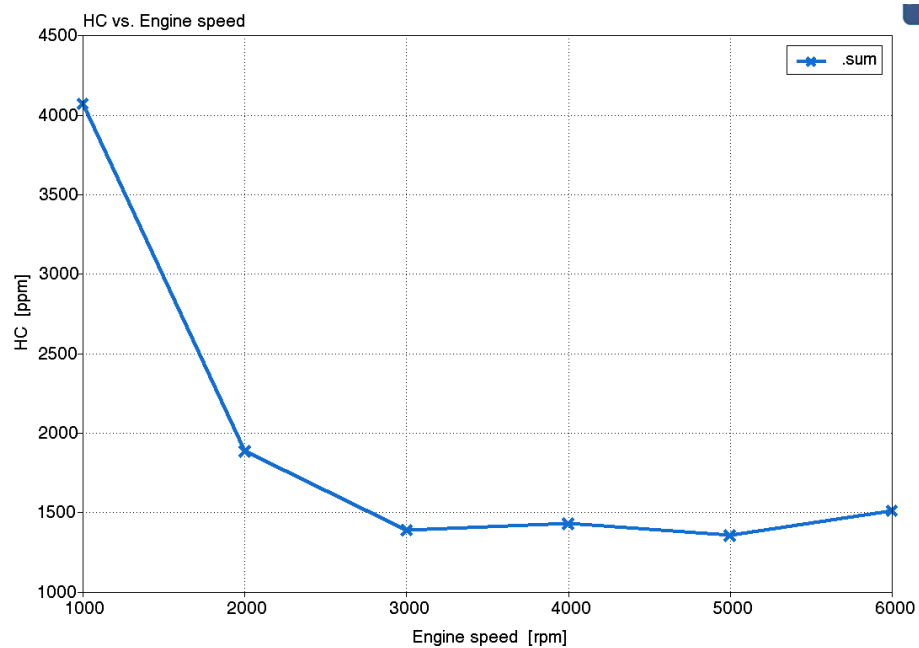


Рисунок 4.14 – Токсичность отработавших газов по несгоревшим углеводородам HC для двигателя, работающего на пропане

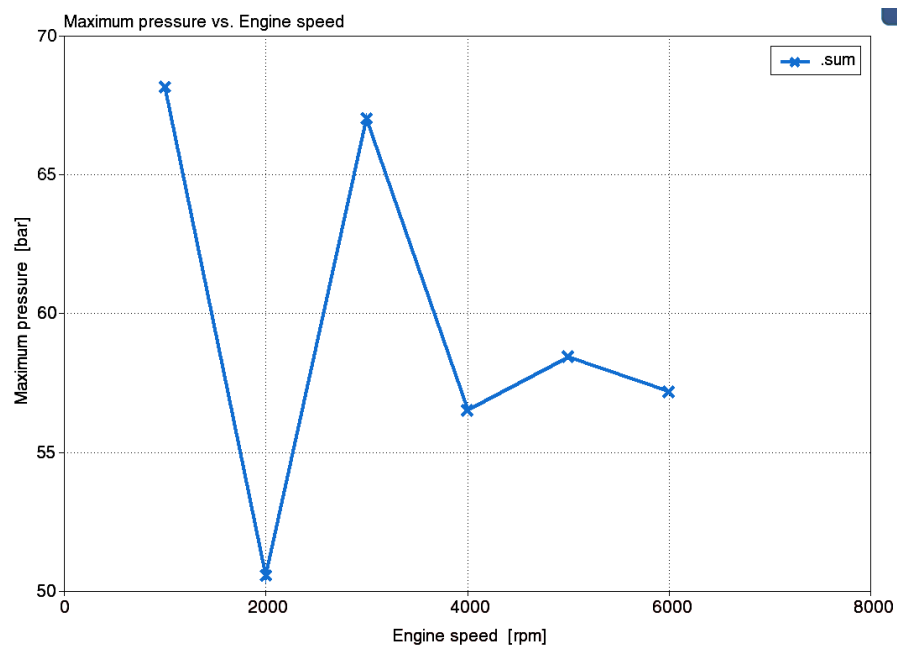


Рисунок 4.15 – Максимальное давление для двигателя, работающего на бензине

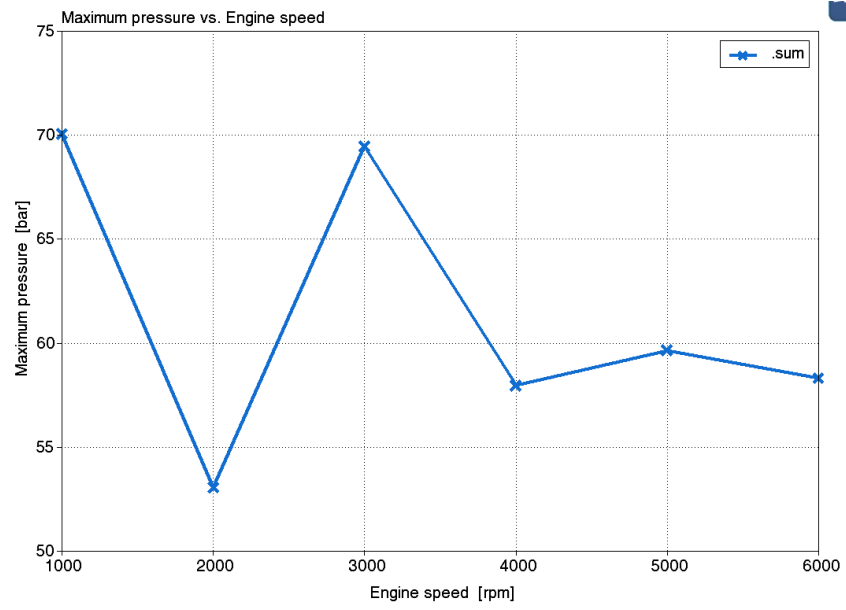


Рисунок 4.16 – Максимальное давление для двигателя, работающего на пропане

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты работы могут быть представлены следующими выводами:

1. Проведено сравнение характеристик сгорания сжиженного нефтяного газа с характеристиками сгорания бензовоздушной смеси в ДВС с искровым зажиганием. Показана возможность анализа характеристик процесса сгорания по результатам имитационного моделирования. Получено что при работе на бензине энергетические характеристики улучшаются, а токсичность по СН и NO ниже наоборот при работе на пропане.
2. Анализ результатов имитационного моделирования показал, что улучшение эффективности процесса сгорания пропана возможно за счет более оптимального угла опережения зажигания. Полностью получить сохранение энергетических показателей при переходе с бензина на пропан возможно при увеличении наполнения цилиндра (компрессора), что при большей детонационной стойкости позволит повысить эффективность сгорания пропана.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Masi, M. Experimental analysis on a spark ignition petrol engine fuelled with LPG (liquefied petroleum gas) [Текст] / M.Masi // Energy, vol. 41, no. 1, May 2012. - pp. 252–260.
2. Raslavičius, L. Liquefied petroleum gas (LPG) as a medium-term option in the transition to sustainable fuels and transport [Текст] / L. Raslavičius, A. Keršys, S. Mockus, N. Keršienė, M. Starevičius // Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 32, pp. 513–525, Apr. 2014.
3. Mustafa, K. F. Liquefied Petroleum Gas (LPG) as an Alternative Fuel in Spark Ignition Engine: Performance and Emission Characteristics, [Текст] / K. F. Mustafa and H. Gitano-Briggs // Proc. ICEE 2009 3rd Int. Conf. Energy Environ., pp. 7–8, 2009.
4. Saraf, R. R. Emission Analysis and Lambda Characterization of LPG Automotive Engines [Текст] / R. R. Saraf, S. S. Thipse, P. K. Saxena // SAE Technical Paper, 2008-01-2753, 2008.
5. Campbell, M. Combustion of LPG in a Spark-Ignition Engine [Текст] / M. Campbell, Ł. P. Wyszynski, R. Stone // SAE Technical Paper, 2004-01-0974, 2004.
6. Cui, H. Air-Fuel-Ratio Control in a Spark-Ignition LPG Engine Using Grey Forecasting Model [Текст] / H. Cui, Y. Liu, Z. Yujian // SAE Technical Paper, 2002-01-1741, 2002.
7. Saraf, R. R. Comparative Assessment on Performance and Emissions of LPG / Gasoline Bi-fuel Passenger Car PFI Engines [Текст] / R. R. Saraf, S. Thipse, P. K. Saxena // SAE Technical Paper, 2009- 01-1665, 2009.
8. Agostinelli, D. Optimization of a Mono-fuel Liquid Phase LPG MPI Fuel System [Текст] / D. Agostinelli, N. Carter, G. Fang, F. Hamori // SAE Technical Paper, 2011-01-0382, 2011.

9. Masi, M. Measure of the volumetric efficiency and evaporator device performance for a liquefied petroleum gas spark ignition engine [Текст] / M. Masi, P. Gobato // *Energy Convers. Manag.* vol. 60, pp. 18–27, Aug. 2012.
10. Kang, K. Performance of an Liquid Phase LPG Injection Engine for Heavy Duty Vehicles [Текст] / K. Kang, D. Lee, S. Oh, C. Kim // *SAE Technical Paper*, 2001-01-1958,, 2001.
11. Watson, H. C. Why Liquid Phase LPG Port Injection has Superior Power and Efficiency to Gas Phase Port Injection [Текст] / H. C. Watson, P. X. Phuong // *SAE Technical Paper*, 2007-01-3552, 2007.
12. Osman, S. A. Characterization of a C. I. Engine Operated using Retrofit Monogas Fuelling Concept [Текст] / S. A. Osman // *PhD Thesis*, Universiti Tun Hussein Onn Malaysia, 2014.
13. Boretti, A. A. Development of a Direct Injection High Efficiency Liquid Phase LPG Spark Ignition Engine [Текст] / A. A. Boretti, H. C. Watson // *SAE Technical Paper*, 2009-01-1881, 2009.
14. Cipollone, R. A/F and Liquid-Phase Control in LPG Injected Spark Ignition ICE [Текст] / R. Cipollone, C. Villante // *SAE Technical Paper*, 2000-01-2974, 2000.
15. Li, X. Q. Effect of LPG Injection Methods on Engine Performance [Текст] / X. Q. Li, L. K. Yang, M. Pang, X. J. Liang // *Adv. Mater. Res.*, vol. 97–101, pp. 2279–2282, 2010.
16. Erkuş, B. A comparative study of carburation and injection fuel supply methods in an LPG-fuelled SI engine [Текст] / B. Erkuş, A. Sürmen, M. İ. Karamangil // *Fuel*, vol. 107, pp. 511–517, May 2013.
17. Gumus, M. Effects of volumetric efficiency on the performance and emissions characteristics of a dual fueled (gasoline and LPG) spark ignition engine [Текст] / M. Gumus // *Fuel Process. Technol.*, vol. 92, no. 10, pp. 1862–1867, Oct. 2011.
18. Pecqueur, M. Emissions Generated from a Suzuki Liane Running on Unleaded Gasoline and LPG under the Same Load Conditions [Текст] / M.

- Pecqueur, K. Ceustermans, P. Huyskens, D. Savvidis // SAE Technical Paper, 2008-01-2637, 2008.
19. Bayraktar H. Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance [Текст] / H. Bayraktar, O. Durgun // Energy Convers. Manag., vol. 46, no. 13–14, pp. 2317–2333, Aug. 2005.
20. Fabbri, G. Development of an innovative LPG system for ICE and Extended Range Electric Vehicles [Текст] / G. Fabbri, F. Serra, M. Paschero, F. M. F. Mascioli // 2013 IEEE Int. Symp. Ind. Electron., pp. 1–6, May 2013.
21. Farrugia, M. Liquid State LPG Conversion of an Older Vehicle [Текст] / M. Farrugia, A. Briffa, M. Farrugia // SAE Technical Paper, 2014-01-2613, 2014.
22. Myung, C.-L. Comparative study of regulated and unregulated toxic emissions characteristics from a spark ignition direct injection light-duty vehicle fueled with gasoline and liquid phase LPG (liquefied petroleum gas) [Текст] / C.-L. Myung, K. Choi, J. Kim, Y. Lim, J. Lee, S. Park // Energy, vol. 44, no. 1, pp. 189–196, Aug. 2012.
23. Kwak, H. Experimental investigation on the time resolved THC emission characteristics of liquid phase LPG injection (LPLi) engine during cold start [Текст] / H. Kwak, C.-L. Myung, S. Park // Fuel, vol. 86, no. 10–11, pp. 1475–1482, Jul. 2007.
24. Park, C. Emission Characteristics of Gasoline and LPG in a Spray-Guided-Type Direct Injection Engine [Текст] / C. Park, Y. Park, S. Oh, Y. Lee, T. Y. Kim, H. Kim, Y. Choi, K.-Y. Kang // SAE Technical Paper, 2013-01-1323, 2013.
25. Rajamani, P. Optimization of Geometry and Parameter Affecting Combustion for Four Stroke LPG Engine using CFD [Текст] / P. Rajamani, S. Palani, S. S. Subramanian // SAE Technical Paper, 2010-32-0009, 2010.
26. Bakshi, S. Boost Port Injection of LPG in a Two – Stroke SI Engine for Reduction in HC Emissions [Текст] / S. Bakshi, A. Ramesh // SAE Technical Paper, 2013-01-0584, 2013.

27. Park, C. Effect of Injection Timing Retard on ISI Strategy in Lean-burning LPG Direct Injection Engines [Текст] / C. Park, Y. Park, S. Oh, Y. Lee, T. Y. Kim // SAE Technical Paper, 2013-01-2636, 2013.
28. Saraf, R.R. Case Study on Endurance Test of LPG Automobile Engine [Текст] / R. R. Saraf, S. S. Thipse, P. K. Saxena // SAE Technical Paper, 2008-01-2756, 2008.
29. Krishnan, S. Gasoline To Gas – Revolution [Текст] / S. Krishnan, D. S. Kulkarni, J. P. Mohite, S. D. Rairikar, K. P. Kavathekar // SAE Technical Paper, 2005-26-033, 2005.
30. Sulaiman, M.Y. Performance of Single Cylinder Spark Ignition Engine Fueled by LPG [Текст] / M. Y. Sulaiman, M. R. Ayob, I. Meran // Procedia Eng., vol. 53, pp. 579–585, Jan. 2013.
31. Baker, P. MPI Air/Fuel Mixing for Gaseous and Liquid LPG Reprinted From: SI Combustion and Direct Injection SI Engine Technology [Текст] / P. Baker, H. Watson // SAE Technical Paper, 2005-01- 0246, 2005.
32. Perusahaan Otomobil Nasional Berhad, Petrol/Diesel Engine Overhaul. Engine Overhaul 2.2 [Текст] SAE Technical Paper 2004.
33. Mizushima, N. Combustion Characteristics and Performance Increase of an LPG-SI Engine with Liquid Fuel Injection System [Текст] / N. Mizushima, S. Sato, Y. Ogawa, T. Yamamoto, U. Sawut, B. Takigawa, G. Konagai // SAE Technical Paper, 2009-01-2785, 2009.
34. Mustaffa, N. Conversion of a Gasoline into an LPG-Fuelled Engine [Текст] / N. Mustaffa, M. M. Tukiman, M. Fawzi, S. A. Osman // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, vol. 11, pp. 8568-8572, July 2016.
35. Alagumalai, A. Combustion characteristics of lemongrass (*Cymbopogon flexuosus*) oil in a partial premixed charge compression ignition engine [Текст] / A. Alagumalai // Alexandria Eng. J., vol. 54, no. 3, pp. 405–413, 2015.
36. Yusri, M. Experimental investigation of combustion, emissions and thermal balance of secondary butyl alcohol-gasoline blends in a spark ignition

- engine [Текст] / M. Yusri, R. Mamat, W. H. Azmi, G. Najafi, N. A. C. Sidik, O. I. Awad // *Energy Convers. Manag.*, vol. 123, pp. 1-14, 2016.
37. Phuong, P. X. Comparison of Liquid and Gaseous Liquefied Petroleum Gas Injection in a Spark Ignition Engine [Текст] / Master Thesis, University of Melbourne, 2006.
38. Shehata, M. S. Cylinder pressure, performance parameters, heat release, specific heats ratio and duration of combustion for spark ignition engine [Текст] / *Energy*, vol. 35, no. 12, pp. 4710–4725, 2010.
39. Djouadi, A. Combustion study of a spark-ignition engine from pressure cycles [Текст] / A. Djouadi, F. Bentahar // *Energy*, 101, 211–217, 2016.
40. Yuan, C. An experimental research on the combustion and heat release characteristics of a free-piston diesel engine generator [Текст] / C. Yuan, H. Feng, Y. He // *Fuel*, vol. 188, pp. 390–400, 2017.
41. Nayak, V. Combustion Characteristics and Cyclic variation of a LPG fuelled MPFI Four cylinder Gasoline Engine [Текст] / V. Nayak, G. S. Rashmi, P. Chitragar, P. Mohanan // *Energy Procedia*, vol. 90, no. December 2015, pp. 470–480, 2016.
42. Ceviz, A. Determination of cycle number for real in-cylinder pressure cycle analysis in internal combustion engines [Текст] / A. Ceviz, B. Çavus, F. Kaya, I. V. Oner // *Energy*, vol. 36, pp. 2465–2472, 2011.
43. Pipitone, E. Performances and Emissions Improvement of an SI Engine Fuelled by LPG / Gasoline Mixtures [Текст] / E. Pipitone, S. Beccari // *SAE Technical Paper*, 2010-01-0615, 2010.
44. Nguyen, D. K. Study on Performance Enhancement and Emission Reduction of Used Fuel-Injected Motorcycles Using Bi-Fuel Gasoline-LPG [Текст] / D. K. Nguyen, V. N. Duy // *Energy for Sustainable Development* 43: 60–67, 2018.
45. Apiwat, S. Comparison the Rate of Energy Consumption between Gasoline95 and LPG in Spark Ignition Engine under Real Driving Conditions [Текст] / *Energy Procedia*, 118: 164–71, 2017.

46. Smolenskaya N.M. and Korneev N.V. Modelling of the combustion velocity in UIT-85 on sustainable alternative gas fuel [Текст] IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 66 (2017) 012016 doi:10.1088/1755-1315/66/1/012016.
47. Вибе И.И., Тепловой расчёт двигателей внутреннего сгорания [Текст] / И.И. Вибе // Челябинск.: Челябинский политехнический институт имени Ленинского комсомола, 1972. - с.282
48. Улыбышев, К.Е. Расчёт влияния постоянного электрического поля на газодинамику и эмиссию окислов азота в ламинарном диффузионном пламени [Текст] / К.Е. Улыбышев // МЖГ. №1, 2000. - С.55-71.
49. Проскурин, В.Ф. Цепно-тепловой взрыв и степень ионизации водородовоздушного пламени [Текст] / 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.
50. Сеначин, П.К. Моделирование процесса горения гомогенной смеси в двигателе с искровым зажиганием [Текст] / 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.
51. Daniels, C. F. The comparison of mass fraction burned obtained from the cylinder pressure signal and spark plug ion signal [Text] / SAE paper № 980140, 1998.
52. Eriksson, L. Requirements for and a systematic method for identifying heat release model parameters. Modeling of SI and Diesel Engines [Text] / SAE Paper № 980626, 1998.
53. Franke, A. Employing an ionization sensor for combustion diagnostics in a lean burn natural gas engine [Text] / A. Franke, P. Einewall, B. Johansson, R. Reinmann // SAE paper № 2001-01-0992, 2001.
54. Grill, M. Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren [Текст] / M.Grill // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2006a.

55. Gülder, Ö. L. Turbulent Premixed Combustion Modelling using Fractal Geometry [Текст] / Ö.L. Gülder // in: 23. Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute. 1990.
56. Herdin, G. Emissionsproblematik bei Biogasmotoren [Текст] / G.Herdin // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007.
57. Heywood, J. B. Fluid Motion Within the Cylinder of Internal Combustion Engines - The 1986 Freeman Scholar Lecture [Текст] / J. B. Heywood // Journal of Fluids Engineering Vol. 109 / 3. 1987.
58. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals [Текст] / J. B. Heywood // New York: McGraw-Hill. 1988.
59. Hiroyasu, H. Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber [Текст] / H. Hiroyasu, T. Kodata // SAE Paper 740715. 1974.
60. Huiming, Z. Investigation on the Combustion Characteristics of the Compression Ignition Divided Chamber Combustion System of the Natural Gas Engine [Текст] / Z. Huiming, Z. Defu, Z. Qingping // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.
61. Jobst, J. Simulation von Zündverzug, Brennrate und NO_x-Bildung für direktgezündete Gasmotoren [Текст] / J. Jobst, F. Chmela, A. Wimmer // in: 1. Tagung Motorprozesssimulation und Aufladung. Berlin. 2005.
62. John, A. Entwicklung und Erprobung eines zweistufigen Impaktors zur Messung alveolengängiger Quarzfeinstaubemissionen und Durchführung von Validierungsmessungen [Текст] / A. John, H. Kaminski, T. Kuhlbusch // Duisburg, IUTA e.V., Bericht. 2004.
63. Liao, S. Y. Determination of laminar burning velocities for natural gas [Текст] / S. Y. Liao, D. M. Jiang, Q. Cheng // Fuel 83 (2004). Elsevier. Science Direct. 2004.