

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»
Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование)

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

Энергетические комплексы и системы управления
(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему Анализ влияния форсирования с применением впрыска
воды или закиси азота на рабочий процесс двигателя легкового автомобиля

Студент

Ш. Т. Аминов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный
руководитель

к.т.н., доцент, В.В. Смоленский

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

Тольятти 2022

Оглавление

Введение.....	3
Глава 1 Изучение литературы для выявления влияния впрыска закиси азота и воды на рабочий процесс бензинового двигателя с искровым зажиганием	6
1.1 Выявления влияния впрыска закиси азота на рабочий процесс бензинового двигателя с искровым зажиганием	6
1.2 Выявления влияния впрыска воды на рабочий процесс бензинового двигателя с искровым зажиганием	17
Глава 2 Описание исследуемых моделей двигателя	39
ГЛАВА 3 Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина с впрыском закиси азота	43
3.1 Результаты моделирования процесса сгорания бензина с впрыском закиси азота на установке УИТ-85	43
3.2 Анализ и обсуждение результаты моделирования процесса сгорания бензина с впрыском закиси азота на установке УИТ-85.....	47
Глава 4 Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина с впрыском воды	55
3.1 Результаты моделирования процесса сгорания бензина с впрыском воды на установке УИТ-85	55
3.2 Анализ и обсуждение результаты моделирования процесса сгорания бензина с впрыском воды на установке УИТ-85.....	59
Заключение.....	66
Список используемых источников.....	69

Введение

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

Двигатель внутреннего сгорания непрерывно продолжают развиваться и поиск решений позволяющих повысить эффективные, мощностные или экологические показатели работы двигателей. В настоящее время, когда нормы токсичности приближаются к ЕВРО-7, опять начинается поиск решения по снижению токсичности и/или повышению мощности. Активно разрабатываются новые циклы имеющие одно общее направление, а именно низкотемпературное сгорание. Но при этом начинают вспоминать давно известные, но в настоящее время не активно применяемые способы форсирования ДВС, а именно впрыск закиси азота или воды. Эти два способа повышения мощности двигателей известны с 30 годов прошлого века, но в настоящее время, в период развития цифровых технологий и электронного управления, многие старые решения становятся опять привлекательными и имеют свой потенциал для внедрения.

Поэтому исследование воздействия впрыска закиси азота или воды на возможности форсирования поршневого ДВС с искровым зажиганием является актуальной темой магистерской диссертации.

Объект исследования.

ДВС с искровым зажиганием.

Предмет исследования.

Влияние впрыска закиси азота или воды на рабочий процесс бензинового ДВС с искровым зажиганием.

Целью работы является изучение влияния впрыска воды или закиси азота на рабочий процесс бензинового ДВС для выявления возможностей форсирования двигателя легкового автомобиля.

Гипотеза исследования состоит в том, что мощность атмосферного ДВС определяется условиями сгорания смеси в цилиндре двигателя.

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

1. провести обзор проблемных источников и наработать материал для изучения влияния впрыска воды или закиси азота на рабочий процесс бензинового ДВС;
2. выявить возможности форсирования двигателя легкового автомобиля за счет впрыска воды или закиси азота.

Методы исследования.

Метод аналитического исследования, метод моделирования рабочего процесса.

Научная новизна исследования заключается в идее повысить мощность двигателя на режимах с пределом детонации, за счет применения впрыска веществ, расширяющих границы детонации, что должно способствовать повышению мощности двигателя

Личное участие автора состоит в том, что автор принимал непосредственное участие в формировании аналитического обзора по направлению исследований, а также в разработке модели для исследования и анализе результатов моделирования данных и полученных на основании их анализа практических рекомендаций и выводов.

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

- на семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» в 2021 и 2022 г.
- международная научно-практическая конференция «Наука, образование, общество», Россия, г. Тамбов, 30 апреля 2022 г.
- опубликована одна научная статья: Аминов, Ш.Т. Анализ токсичности двигателя на сжатом природном газе по результатам моделирования/ Смоленский В.В., Аминов Ш.Т., Финогенов

Н.В., Зайнетдинов И.М., Минаев Е.В., Гончаренко П.А.
//Научный альманах 2021·N 4-2(90). С.49-55

На защиту выносятся:

1. Анализ влияния впрыска воды или закиси азота на рабочий процесс бензинового ДВС;
2. Возможности форсирования двигателя легкового автомобиля за счет впрыска воды или закиси азота

Структура магистерской диссертации.

Диссертации состоит из введения, 4 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 44 рисунка, 15 таблицы, списка использованных источников (41 источник). Основной текст изложен на 72 страницах.

Глава 1 Изучение литературы для выявления влияния впрыска закиси азота и воды на рабочий процесс бензинового двигателя с искровым зажиганием

1.1 Выявления влияния впрыска закиси азота на рабочий процесс бензинового двигателя с искровым зажиганием

Соединение закиси азота, вызывает скачок мощности и крутящего момента двигателя.

Поскольку при сгорании используется кислород, из этого следует, что увеличение количества кислорода и топлива в двигателе будет генерировать больше энергии. Именно в этот момент в дело вступает закись азота. Она обеспечивает двигатель дополнительным количеством кислорода, что, в свою очередь, увеличивает выходную мощность.

Таким образом, закись азота действует точно так же, как хлорат натрия. При воздействии тепла на закись азота она разлагается и высвобождает содержащиеся в ней отдельные элементы.

При попадании в систему двигателя закись азота при нагревании распадается на кислород и азот. Сгорание дополнительного кислорода и большего количества топлива дает больше энергии.

В двигателях, работающих на закиси азота, при разложении закиси азота образуется кислород, используемый в процессе сгорания. Поскольку сгорание происходит со скоростью, превышающей среднюю, выходная мощность увеличивается.

Один моль закиси азота после разложения дает половину моля молекул кислорода (O_2) и один моль молекул азота (N_2). Этот процесс разложения дает концентрацию кислорода 36,36%.

Воздух позволяет снизить пиковый уровень кислорода на 12% по сравнению с закисью азота.

Резервуары хранят закись азота в жидком состоянии. В нормальных атмосферных условиях превращается в газ.

1.1.1 Исследование процесса горения газовых топлив с добавкой закиси азота ($\text{H}_2\text{-N}_2\text{O}$ –воздух и $\text{CH}_4\text{-N}_2\text{O-O}_2\text{-N}_2$)

Имеется много информации о процессе горения смесей топлива и окислителя с использованием воздуха или кислорода в качестве окислителей, но мало информации об использовании закиси азота в качестве окислителя или в качестве одного из компонентов смеси горючих газов. В ранних исследованиях было замечено, что поведение N_2O при горении сильно различается [1]. В зависимости от состава смеси, энергии воспламенения и температуры взрыва закись азота может вести себя как разбавитель или окислитель, или она может экзотермически диссоциировать, действуя как взрывчатое вещество. Стандартная теплота реакции $\Delta R\text{H}^\circ$ диссоциации закиси азота:



составляет -82,1 кДж/моль.

Горючесть отдельных топлив (водород и метан) на воздухе хорошо охарактеризована [14]. Имеющиеся данные по предельным значениям приведены в таблице 1. Однако существуют некоторые особенности этих комбинаций топлива и окислителя, особенно смесей, содержащих N_2O . Закись азота медленно разлагается при низких температурах, но чрезвычайно экзотермична. N_2O может вести себя как взрывчатое вещество, если стимул воспламенения достаточно велик и присутствует достаточное количество атомов Н для катализа разложения [15]. Однако при очень низкотемпературном пламени N_2O вообще не вступает в реакцию. Воспламеняемость топлив в N_2O характеризуется не так хорошо, как в воздухе. В то время, когда мы начали это исследование, не было никакой информации о пределах CH_4 . Наши современные данные о пределах приведены в таблице 2.

Таблица 1 – Пределы воспламеняемости топливно-воздушных смесей на НТП. Количества даны в объемных %.

Топливо	UPL	LFL	DPL	ST	UFL	Инертный (N ₂)
CH ₄	4	-	8	29,6	75	70
H ₂	-	5	-	9,5	15	37

UPL – предел распространения вверх

LFL – нижний предел воспламеняемости,

DPL – предел распространения вниз,

ST – объемное стехиометрическое соотношение воздух топлив,

UFL – верхний предел воспламеняемости

Таблица 2: Пределы воспламеняемости смесей топливо-N₂O. Количества даны в объемных %.

Топливо	UPL	LFL	DPL	UFL	Инертный (N ₂)
CH ₄	3	-	6	84	60
H ₂		5		50	70

Стандартный подход к расчету нагрузки давлением при сгорании этих смесей заключается в использовании оценок взрыва постоянного объема (АИСС - адиабатическое, изохорное, полное сгорание), основанных на идеях химического равновесия. Хотя этот подход достаточно надежен, есть некоторые предостережения относительно использования этих значений в оценках безопасности:

- Неполное сгорание происходит вблизи нижнего предела воспламенения для H₂.
- Имеются клеточные неустойчивости и сильный эффект числа Льюиса для H₂.
- В бедных смесях N₂O частично или совсем не реагирует.
- Энергия воспламенения очень высока для больших количеств N₂O и малых количеств топлива.

В целом установлено, что в поведении смесей преобладает компонент H₂.

Путем анализа состава газа до и после сжигания был измерен расход закиси азота при сгорании топливно-закисно-воздушных смесей. Исследуемые смеси представляли собой водород-закись азота-воздух и метан-закись азота-воздух. Для всех испытаний на потребление закиси азота общее давление перед сжиганием составляло 100 кПа, а начальное парциальное давление газа закиси азота было номинально 10 кПа.

1.1.1.1 Смеси водород-закись азота-воздух

Для этих исследований начальное парциальное давление газа водорода варьировалось от 5,7 до 13,9 кПа, тогда как номинальное начальное парциальное давление закиси азота составляло 10 кПа.

На рисунке 1 представлены результаты расхода закиси азота при сжигании водородно-закисно-воздушной смеси. При начальном давлении H_2 5,7 кПа закись азота практически не расходуется.

Конечное давление закиси азота составляет 9,15 кПа, а конечное давление водорода составляет 1,4 кПа. С увеличением количества исходного водорода конечное количество водорода колеблется от 0,2 до 0,6 кПа, а конечное количество закиси азота уменьшается.

При исходном водороде выше 10 кПа конечное количество закиси азота ниже 1 кПа, а при исходном водороде 13,9 кПа закись азота расходуется почти полностью (0,15 кПа).

Результаты, показанные на рисунке 1, являются первой количественной оценкой эффектов участия N_2O . Эти эффекты были отмечены Cashdollar et al. [5], но они не смогли провести количественные измерения из-за проблем с системой отбора проб газа. Росс и Шеферд [3] не имели оборудования для отбора проб газа и исследовали изменения конечного давления, чтобы попытаться определить предел участия для смесей $H_2-N_2O-NH_3$. Значение 13% топлива было оценено как критическое количество, необходимое для полной реакции N_2O .

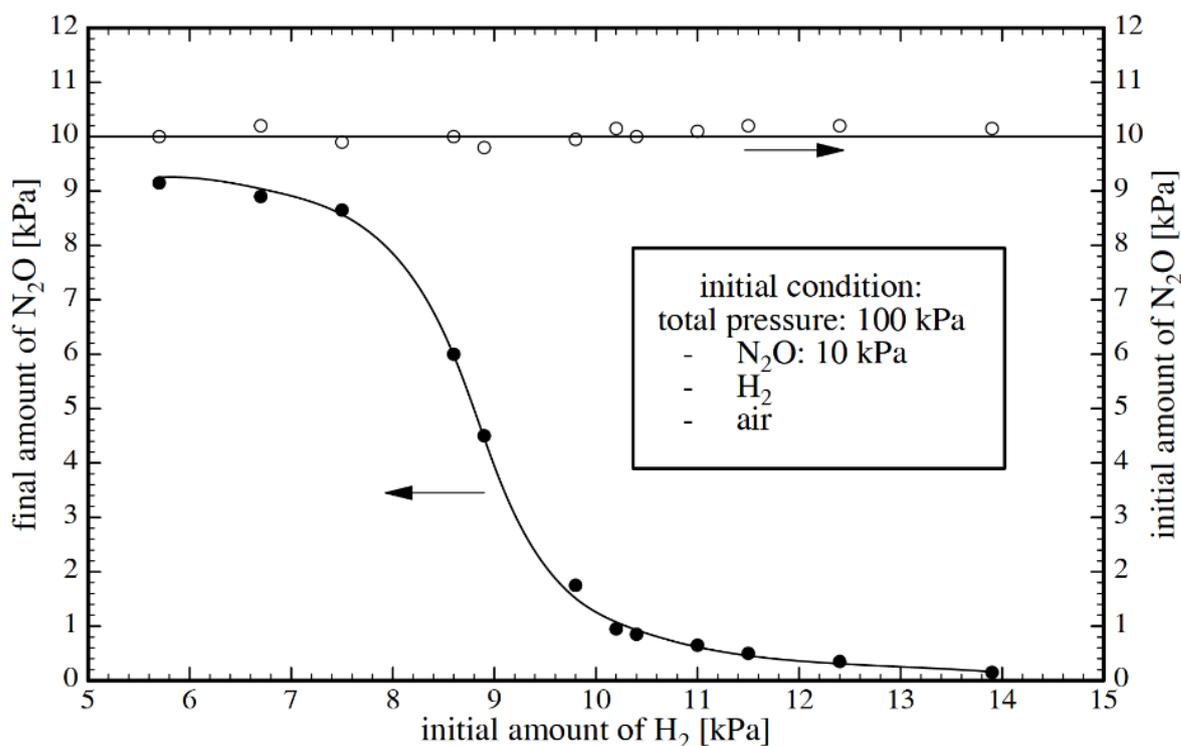
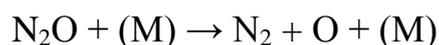


Рисунок 1 – Расход закиси азота при сгорании обедненной смеси водорода с закисью азота и воздухом.

Настоящие результаты показывают, что значение 10% является более подходящим, когда топливом является H₂, и, как обсуждается далее, требуется всего 5%, когда топливом является CH₄.

1.1.1.2 Метан-закись азота-воздушные смеси

На рисунке 2 представлены результаты расхода закиси азота при сжигании смеси метан-закись-воздух. Результаты сильно отличаются от результатов для смесей водорода, закиси азота и воздуха, представленных выше. Если смесь воспламеняется, закись азота почти полностью расходуется. Для начального количества метана выше 4,8 кПа конечное количество закиси азота колеблется между 0,25 и 0,35 кПа, а конечное количество метана ниже 0,4 кПа. При исходном давлении метана 4,5 кПа смесь не воспламеняется, и поэтому метан или закись азота не расходуются. По сравнению со смесями H₂-N₂O-воздух теплота сгорания смесей CH₄-N₂O-воздух выше. Поэтому температура пламени на границе воспламенения для CH₄ будет намного выше, чем для H₂. Отсюда следует, что скорость термического разложения N₂O:



с энергией активации по Аррениусу около 60 ккал/моль [6] будет достаточно высокой при LFL CH_4 и всегда будет происходить разложение.

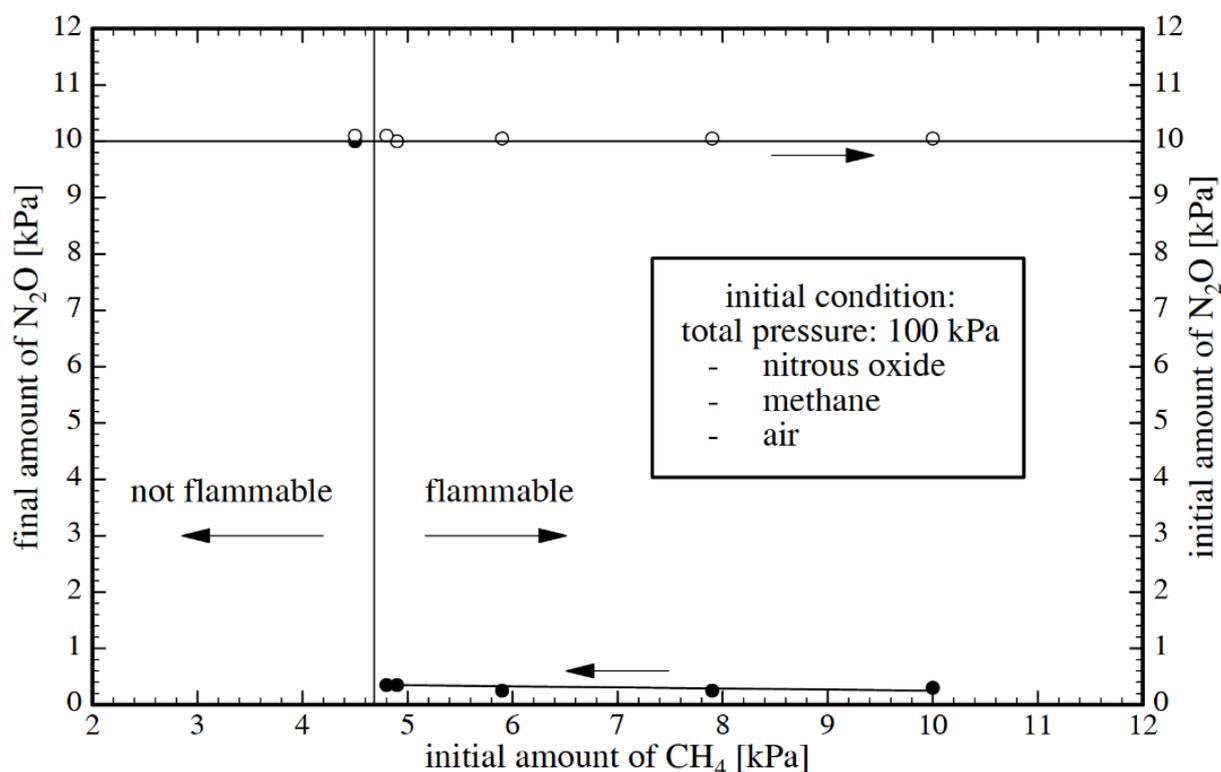


Рисунок 2 – Расход закиси азота при сжигании метан-закись-воздух.

1.1.2 Предел воспламеняемости

1.1.2.1 Смеси водорода, закиси азота и азота

Многочисленные исследования воспламеняемости были проведены с водородом. Некоторые из этих исследований проводились с N_2O в качестве окислителя [7, 8, 9, 10]. Имеющиеся данные показаны на рисунке 3 вместе с пределами воспламенения водородно-кислородных [11] и водородно-воздушно-азотных смесей.

1.1.2.2 Смеси метан-закись азота-азот

Для определения пределов воспламеняемости и энергии воспламенения были проведены измерения со смесями метан-закись-азот-азот. Были проведены дополнительные испытания со смесями метан-закись азота-кислород-азот для изучения влияния малых количеств кислорода на предел воспламеняемости.

Определены пределы воспламеняемости смесей $\text{CH}_4\text{-N}_2\text{O-N}_2$ при общем начальном давлении 100 кПа. Источником воспламенения служила конденсаторная разрядная установка, имеющая максимальную электрическую энергию около 8 Дж.

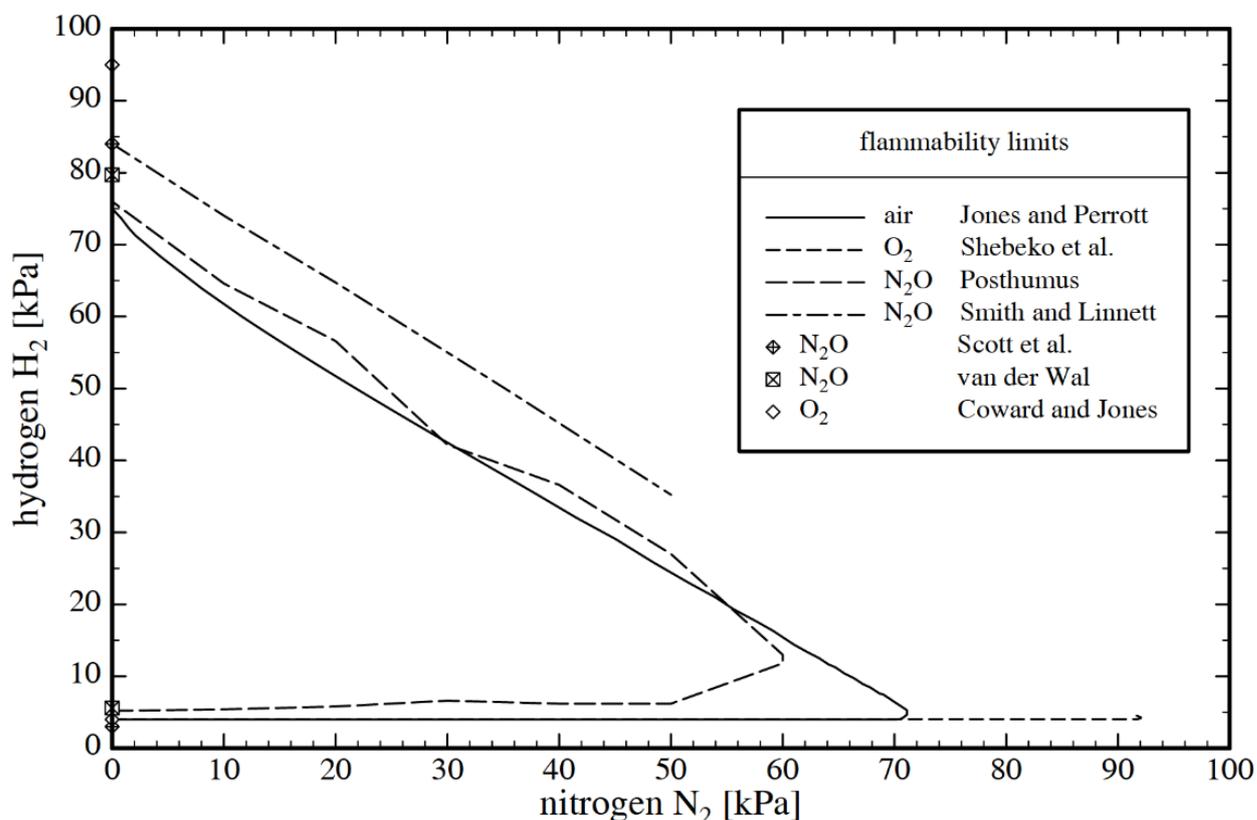


Рисунок 3 – Пределы воспламеняемости смесей водород-воздух-азот, водород-закись азота-азот и водород-кислород-азот.

Настоящие результаты показаны на рисунке 4 и сравниваются с предыдущими результатами из литературы [12] для смесей $\text{CH}_4\text{-O}_2\text{-N}_2$. Предыдущие результаты для смесей $\text{CH}_4\text{-N}_2\text{O}$ или $\text{CH}_4\text{-N}_2\text{O-N}_2$ в литературе отсутствуют. Без разбавления смеси метан-закись азота воспламеняются при парциальном давлении метана от 2,7 до 43-50 кПа. Смеси с разбавлением азотом выше 70,5 кПа негорючи (инертны). Соответствующее парциальное давление метана составляет 6,3 кПа.

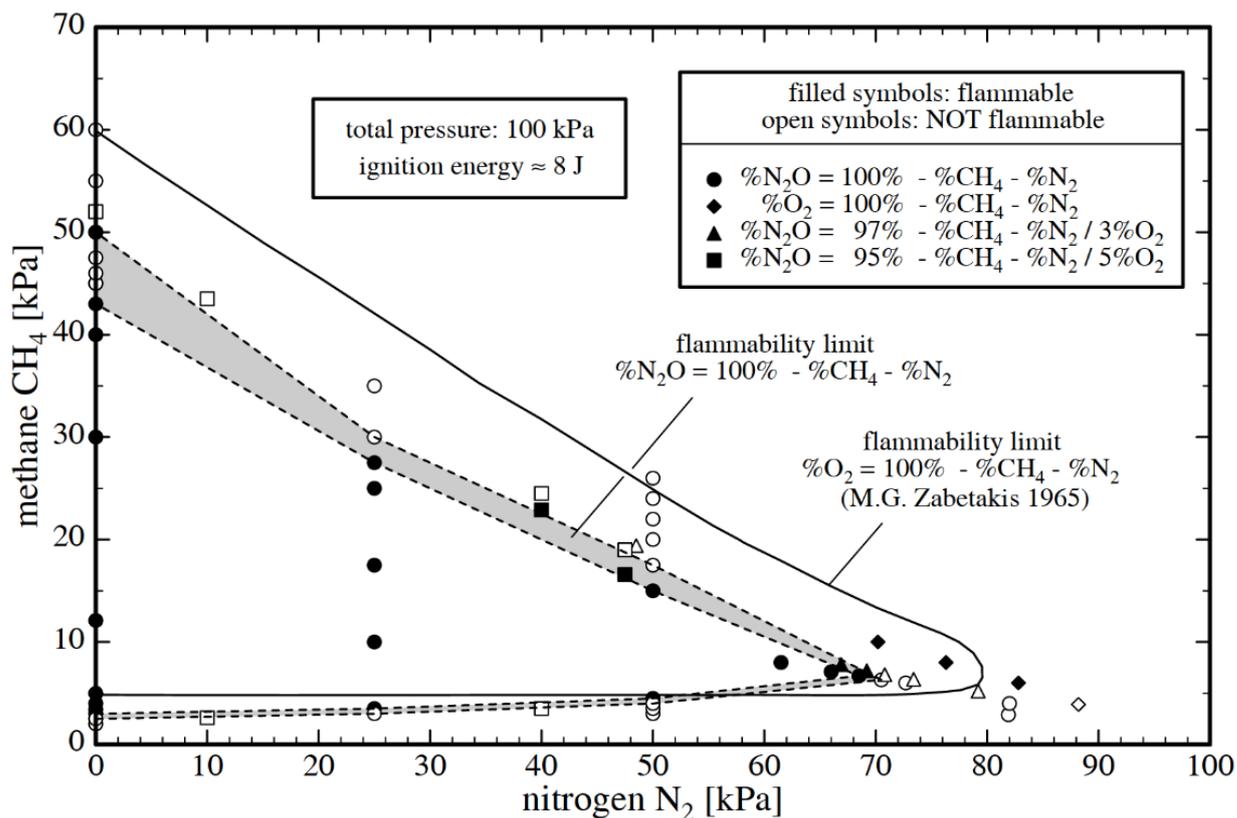


Рисунок 4 – Пределы воспламеняемости смесей метан-закись азота-азот, метан-кислород-азот и метан-закись азота-кислород-азот.

1.1.2.3 Влияние малых количеств кислорода (3-5%) на предел воспламеняемости

На рисунках 4 и 5 не видно выраженной зависимости пределов воспламенения смесей метан-закись-азот от малых количеств кислорода. Добавление кислорода 5 кПа при разбавлении азотом 0, 10, 40 и 47,5 кПа существенно не изменяет предел воспламеняемости (см. рисунок 4).

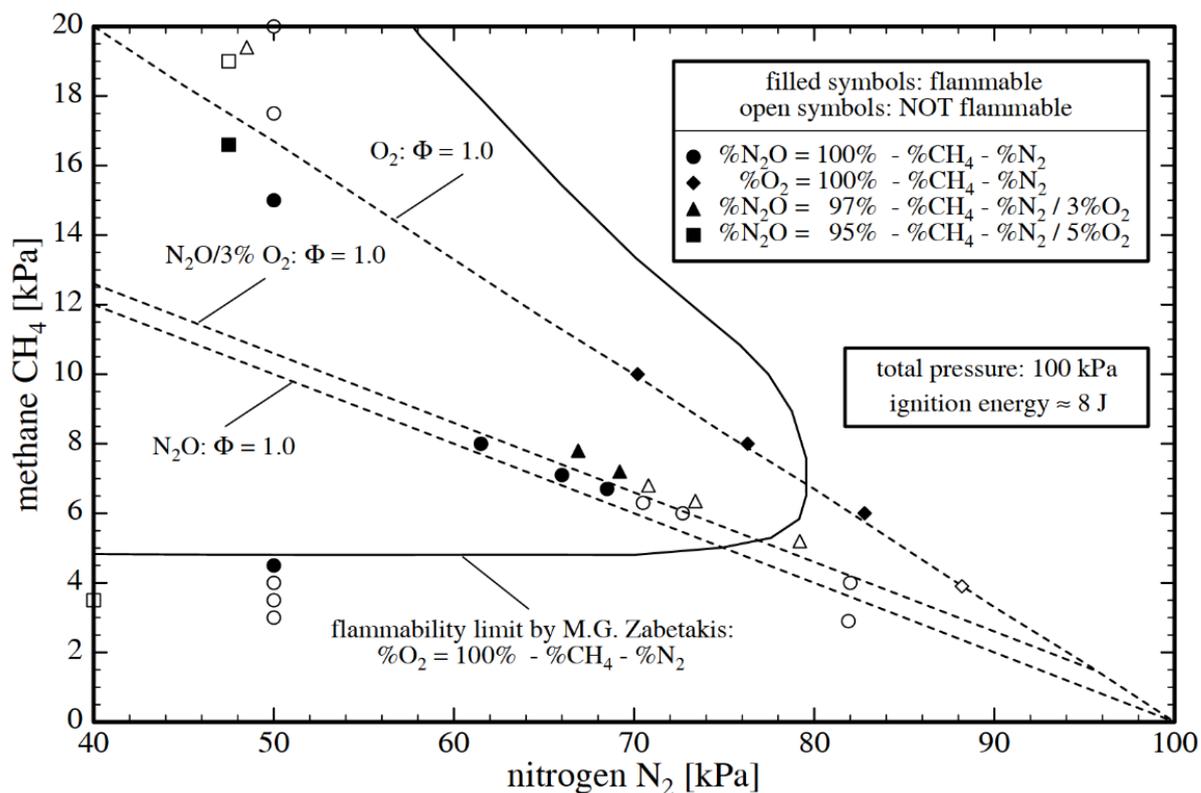


Рисунок 5 – Влияние небольших количеств кислорода на предел воспламеняемости смесей метан-закись азота-азот.

1.1.2.4 Влияние энергии воспламенения на предел воспламеняемости

Результаты этих прогонов представлены на рисунках 6 и 7. На рисунке 6 показаны пиковые давления по сравнению с пиковыми давлениями. При минимальной концентрации легковоспламеняющихся веществ (2,7% CH_4) пиковое давление составляет около 12 бар, что близко к значению, полученному только при разложении N_2O (11,8 бар). Это поведение похоже на поведение, наблюдаемое Cashdollar и др. [5] для смесей H_2 – N_2O , которые обнаружили, что при достаточной энергии воспламенителя (5000 Дж) можно воспламенить смеси с содержанием H_2 всего 1%. Их предельная концентрация топлива с искрой 58 Дж составляла около 6% H_2 для распространения вниз.

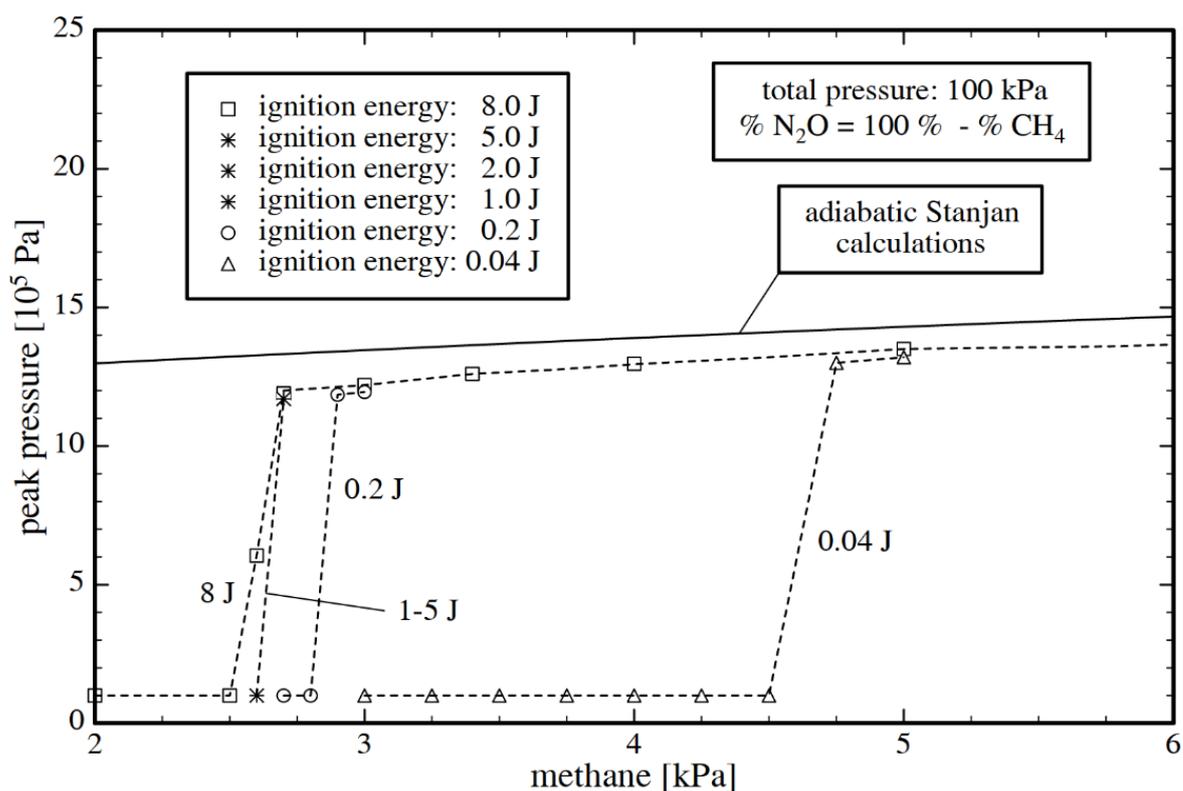


Рисунок 6 – Пиковое давление в зависимости от концентрации метана для различных энергий воспламенения.

Hertzberg и Zlochower [15] предполагают, что атомы Н катализируют разложение N_2O , а такие соединения, как H_2 , CH_4 и NH_3 , в небольших количествах (1-2%) ускоряют реакцию разложения в достаточной степени, чтобы стабилизировать распространение пламени разложения.

Существенное разложение N_2O и связанные с этим высокие давления наблюдались для H_2 , CH_4 и NH_3 , последнее обсуждалось Джонсом и Керром [16]. Обратите внимание, что пиковые значения давления близки к значению 12 бар, что является результатом разложения N_2O . Эти значения казались высокими предыдущим исследователям, привыкшим к умеренному давлению для почти предельного сгорания смесей углеводородов с воздухом. Было (и остается) обычной практикой исследовать пределы воспламенения углеводородно-воздушных смесей с помощью стеклянного прибора. Уничтожение этих экспериментов при исследовании N_2O встревожило этих исследователей, но, оглядываясь назад, это естественное следствие работы с большими количествами N_2O .

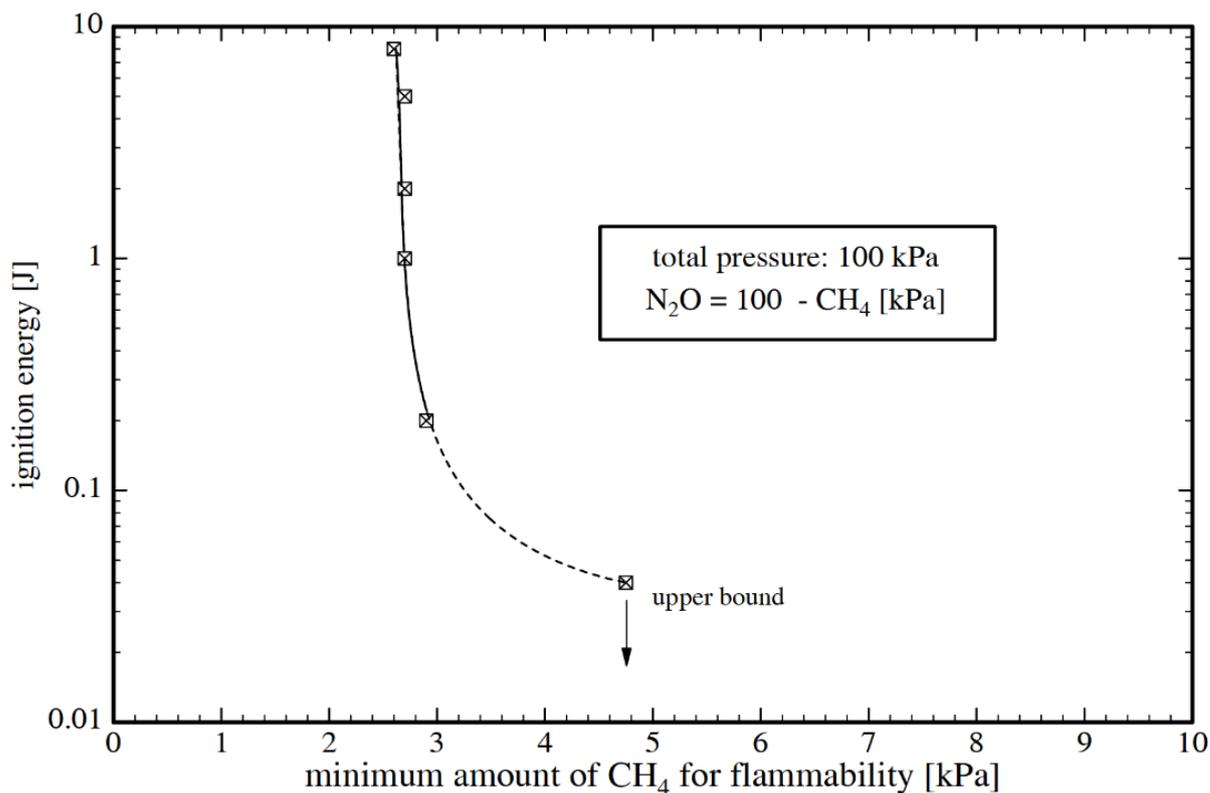


Рисунок 7 – Минимальная энергия воспламенения в зависимости от концентрации метана.

На рисунке 7 показана зависимость минимальной энергии воспламенения от концентрации метана вблизи предела воспламенения. Эти результаты показывают, что для энергий воспламенения выше примерно 1,0 Дж предел воспламеняемости не зависит от энергии воспламенения. Увеличение энергии воспламенения с 40 мДж до 8 Дж снижает предел воспламенения с 2,8 до 4,8% CH₄. Аналогичные снижения НКПР H₂ были получены [5] в смесях H₂-N₂O-воздух. Однако эксперименты [5] с использованием пиротехнических воспламенителей и смесей H₂-N₂O показали, что при увеличении энергоёмкости воспламенителя на несколько порядков (до 5000-10000 Дж) пламя разложения может возникать даже [15] в отсутствие топлива!

Для высокоэнергетического режима реакции разложения могут инициироваться независимо от количества топлива, если энергия высвобождается достаточно быстро. Точные детали химического и

физического механизма в настоящее время изучены недостаточно, но для целей большинства оценок безопасности, вероятно, достаточно охарактеризовать поведение в режиме низкой и умеренной энергии. В науке о горении остается интригующей проблемой определение деталей возникновения и распространения пламени в очень бедных смесях топлива с N_2O .

1.2 Выявления влияния впрыска воды на рабочий процесс бензинового двигателя с искровым зажиганием

1.2.1 Обзор работы «Эффекты и модели впрыска воды в двигатель SI»

Испытания проводились на Volvo Engine Architecture (VEA) поколения 1. VEA — это 4-цилиндровый бензиновый двигатель объемом 2 л с турбонаддувом и непосредственным впрыском топлива.

Впрыск воды осуществляется через порт с помощью модуля, который изначально не является частью двигателя. Водяные форсунки представляют собой четыре топливных форсунки BOSCH EV6, соединенные с водяным насосом, в который подается вода, см. рисунок 8. Вода впрыскивается один раз в каждом цикле под определенным углом.

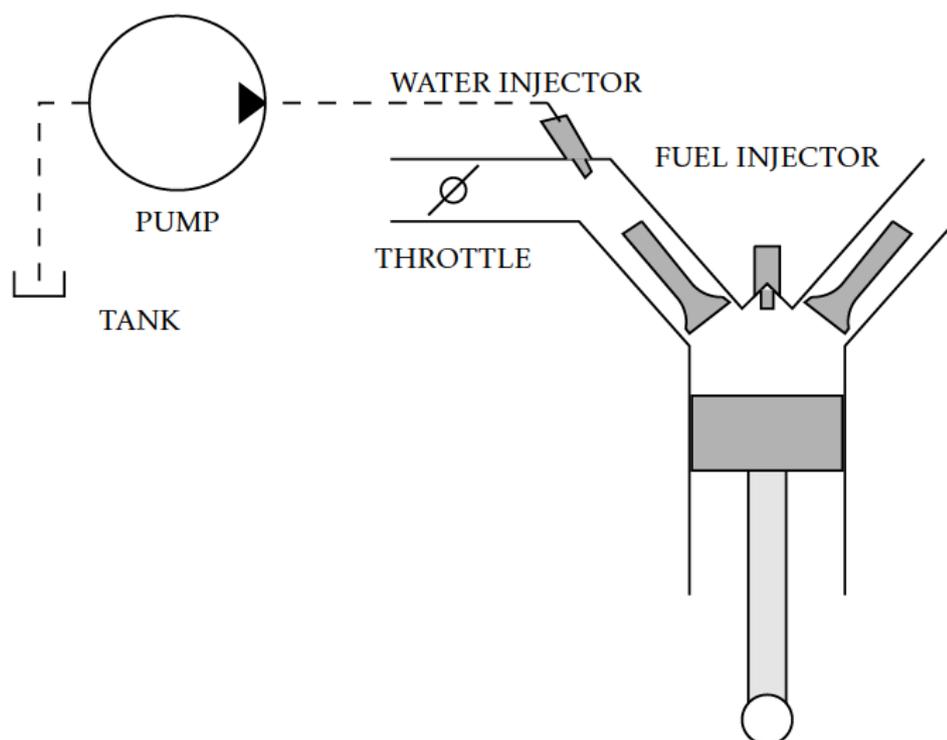


Рисунок 8 – Иллюстрация системы впрыска воды. Инжектор питается водой от насоса, подключенного к баку.

Общая стратегия заключается в впрыскивании воды при открытом впускном клапане. Впускной клапан всегда открыт в интервале 227 градусов. Чем выше обороты двигателя, тем меньше становится окно впрыска. Таким образом, число различных моментов впрыска и количество впрыскиваемой воды уменьшаются при более высоких оборотах двигателя.

На рисунках 9-12 показано, как изменяется давление в цилиндре 1 при различных соотношениях воды и топлива без опережения зажигания в четырех различных рабочих точках.

Кривые давления представляют собой средние значения нескольких циклов, полученные в результате измерений. Пик давления падает по мере увеличения водотопливного отношения, что позволяет опережать зажигание, поскольку теперь двигатель работает дальше от предела детонации. Однако в некоторых точках давление увеличивается с увеличением количества воды. Почему это происходит, не совсем понятно, но это может произойти из-за какой-то погрешности измерения.

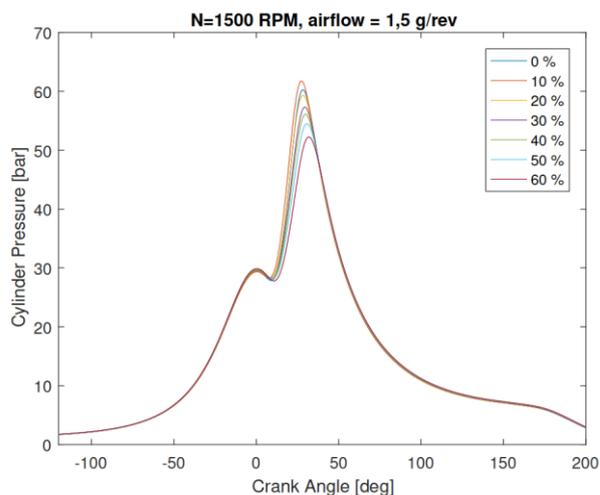


Рисунок 9 – Частота вращения двигателя $n = 1500$ об/мин, нагрузка по массовому расходу воздуха = 1,5 г/об

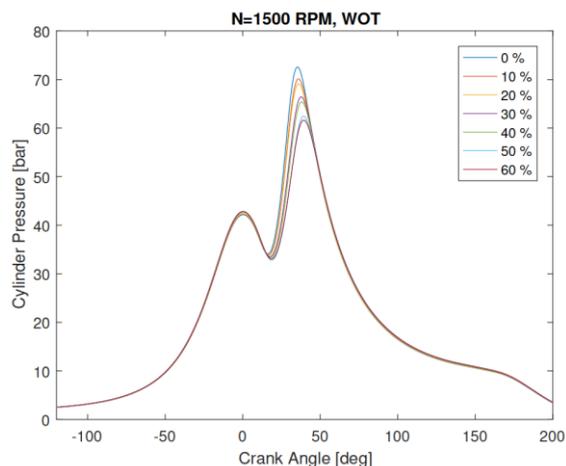


Рисунок 10 – Частота вращения двигателя $n = 1500$ об/мин, полная нагрузка

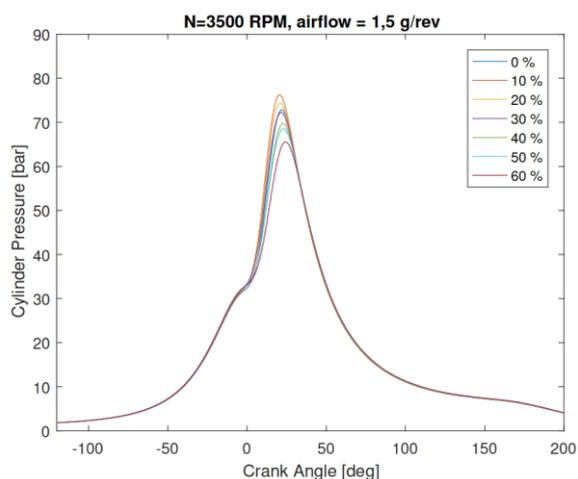


Рисунок 11 – Частота вращения двигателя $n = 3500$ об/мин, нагрузка по массовому расходу воздуха = 1,5 г/об

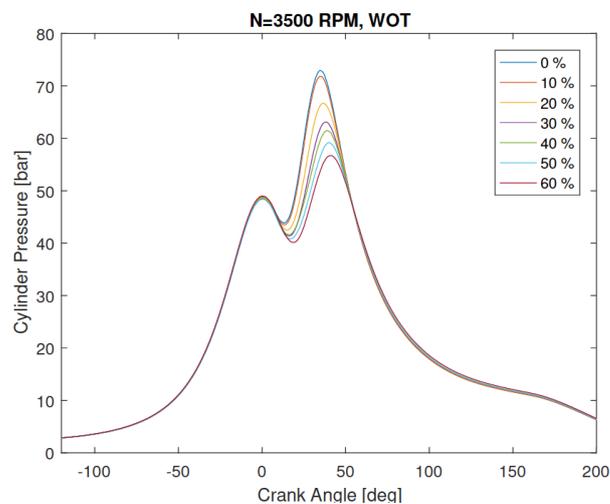


Рисунок 12 – Частота вращения двигателя $n = 3500$ об/мин, полная нагрузка

На рисунке 13 показана массовая доля сгоревшего вещества, полученная в результате термодинамического анализа тепловыделения. Поскольку угол зажигания постоянен (в данном случае 0°), график ясно

показывает, что процесс горения замедляется при увеличении количества впрыскиваемой воды. Более того, MFB50, угол поворота коленчатого вала, при котором сгорает 50 % топлива, при впрыске воды отодвигается от своего оптимального значения.

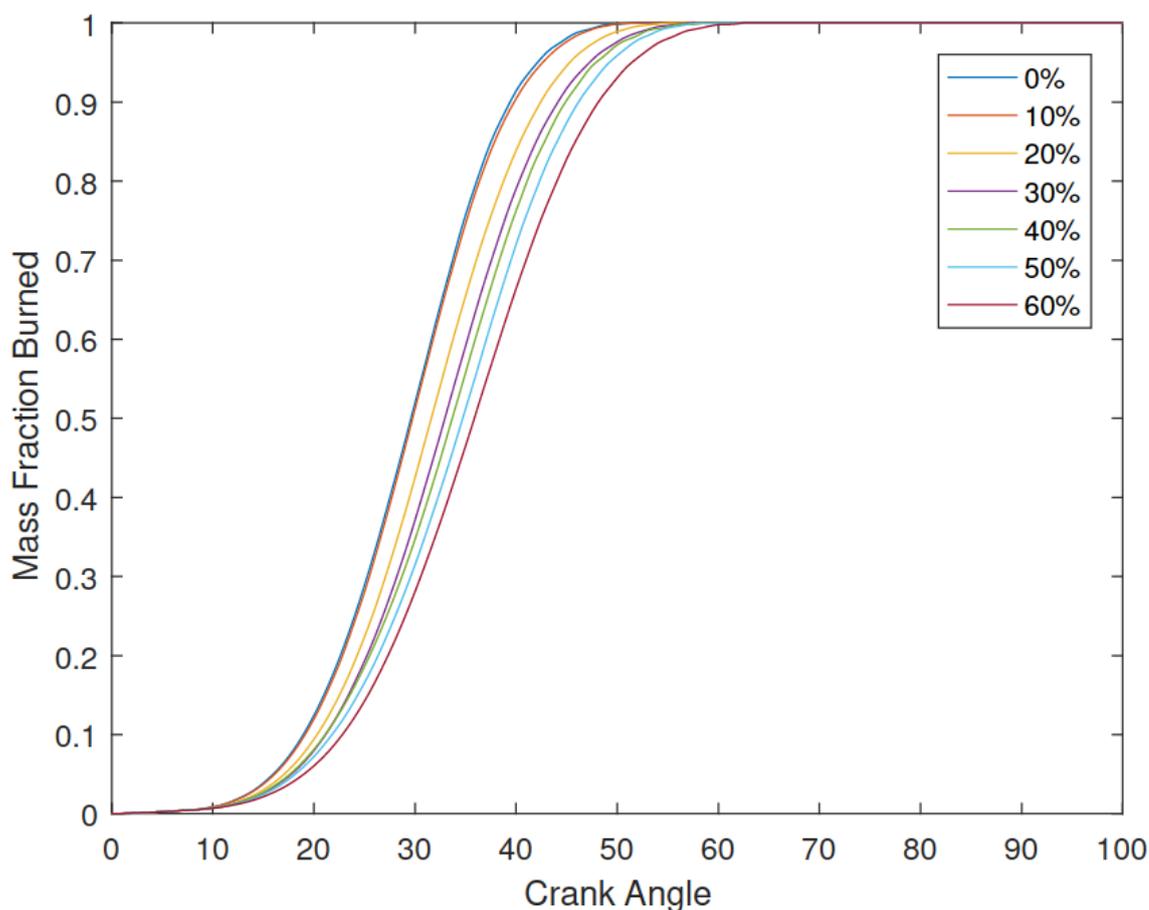


Рисунок 12 – Частота вращения двигателя $N = 3500$ об/мин, полная нагрузка

Это означает, что просто впрыск воды без каких-либо других изменений в настройках двигателя не повысит эффективность двигателя. Однако, поскольку перепад давления позволяет опережать искру, это также делается при анализе MFB50. Изменение MFB50 в зависимости от смещения зажигания показано на рисунке 13а-г. С большим количеством воды MFB50 приближается к оптимальному MFB50, который обычно находится на уровне около 8-10 ATDC.

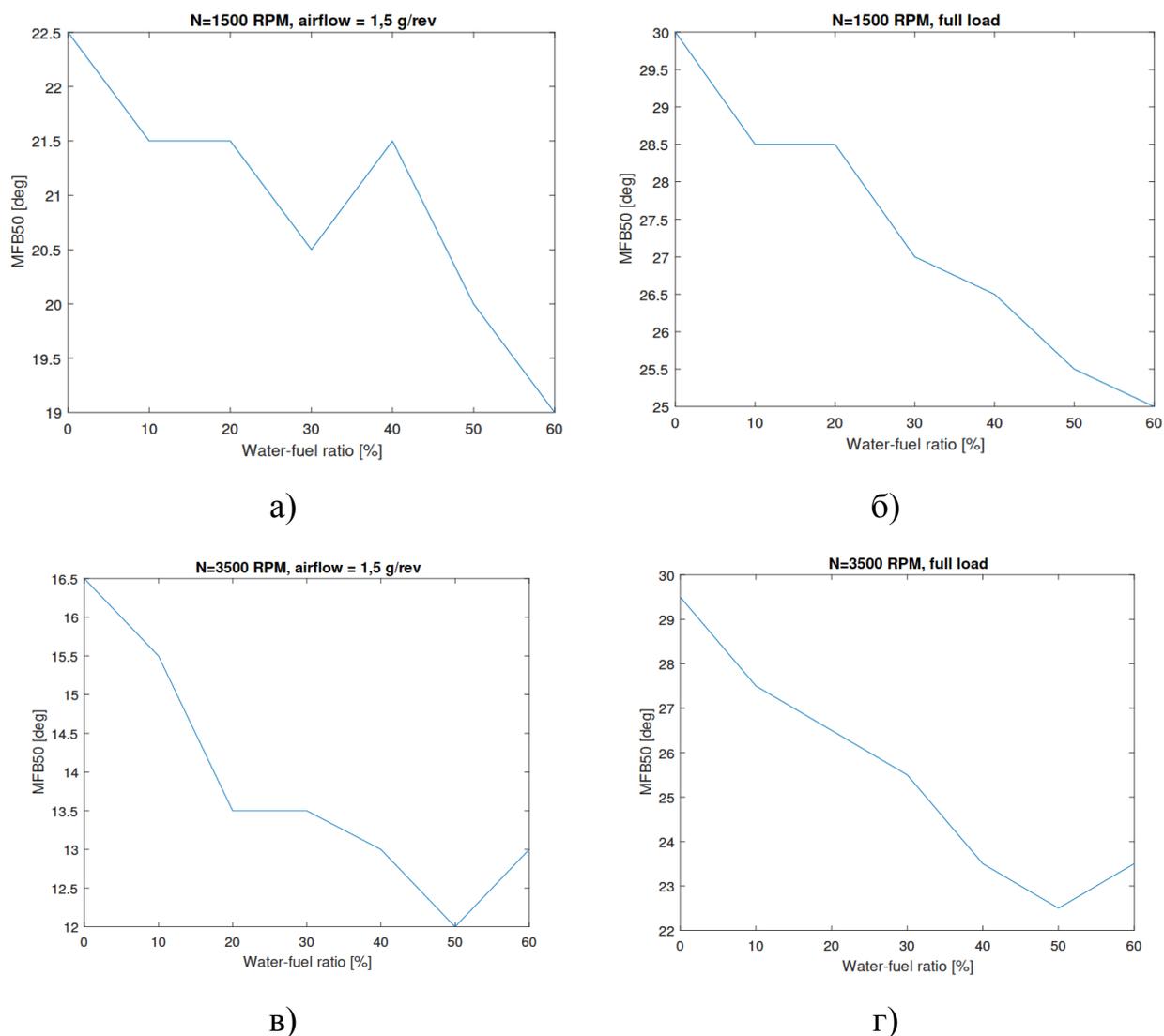
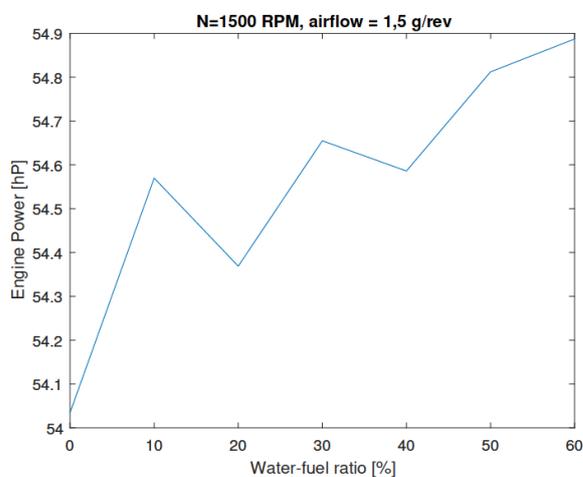


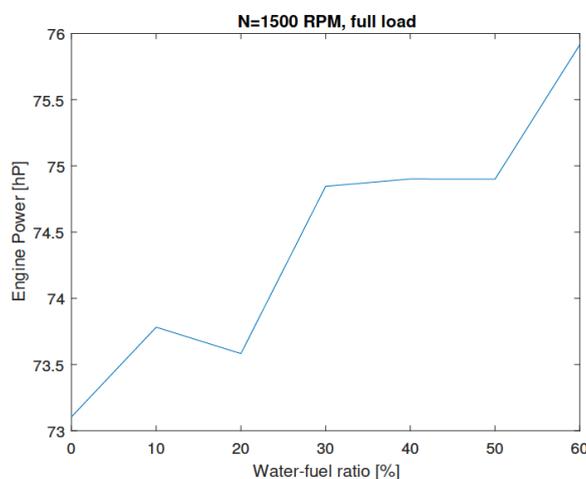
Рисунок 13 – MFB50 при различном количестве воды в разных рабочих точках: (а) $n = 1500$ об/мин, нагрузка по массовому расходу воздуха = 1,5 г/об; (б) $n = 1500$ об/мин, полная нагрузка; (в) $n = 3500$ об/мин, нагрузка по массовому расходу воздуха = 1,5 г/об; (г) $n = 3500$ об/мин, полная нагрузка

На рисунке 14а-г показана мощность двигателя в лошадиных силах для различных водотопливных отношений при максимально возможном смещении зажигания. Мощность, как показано на рисунках, увеличивается с увеличением количества воды. Сравнение графиков MFB50 и мощности в каждой рабочей точке показывает, что больше мощности достигается, когда MFB50 более совершенен, как и ожидалось. При опережении зажигания снова достигается более высокий пик давления. Увеличение мощности происходит из-за того, что увеличение площади pV -диаграммы больше по

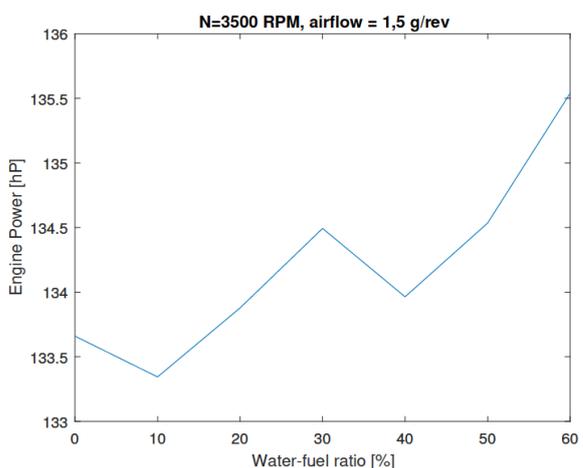
сравнению с уменьшением pV -диаграммы из-за более медленного процесса сгорания.



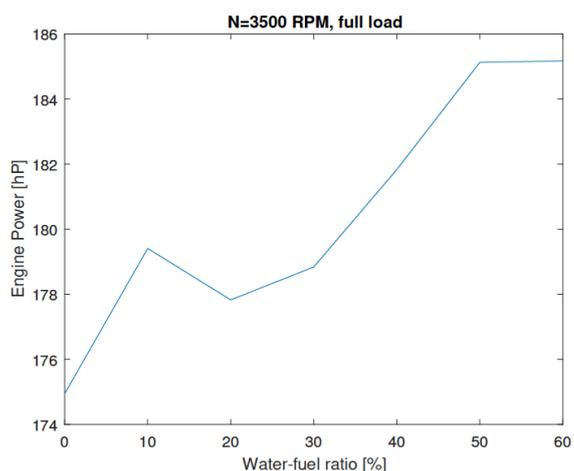
а)



б)



в)



г)

Рисунок 14 – Мощность двигателя для различных водотопливных отношений со смещением зажигания: (а) $n = 1500$ об/мин, нагрузка по массовому расходу воздуха = 1,5 г/об; (б) $n = 1500$ об/мин, полная нагрузка; (в) $n = 3500$ об/мин, нагрузка по массовому расходу воздуха = 1,5 г/об; (г) $n = 3500$ об/мин, полная нагрузка

Тем не менее, в некоторых случаях во время процесса тестирования Active Knock Control спонтанно активировалась во время сбора данных. Следовательно, искра задерживалась, что объясняет, почему мощность уменьшается, а MFB50 увеличивается между несколькими процентами воды.

На рисунке 15 показано, что активный контроль детонации активируется при впрыске воды в количестве = 40 % при 3500 об/мин и 1,5 г/об.

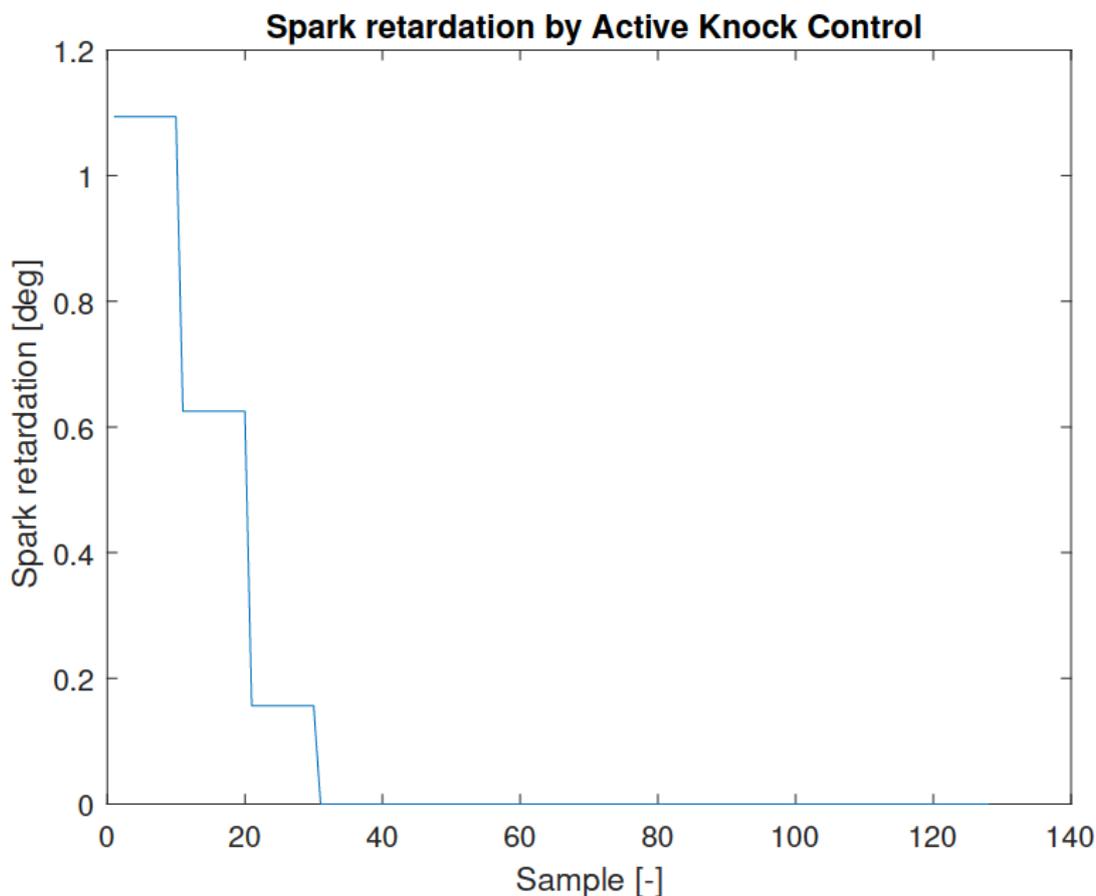
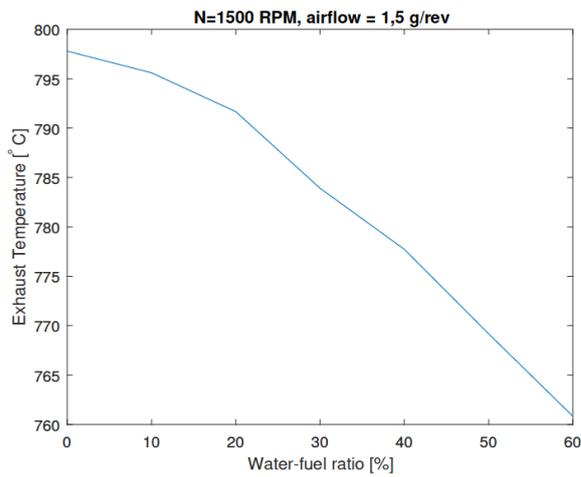
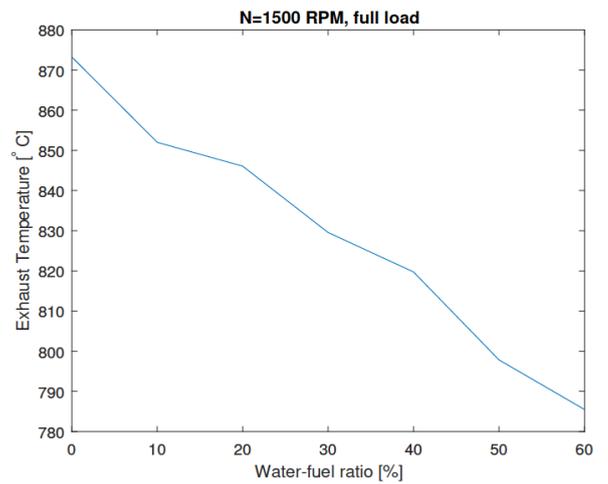


Рисунок 15 – Запаздывание искры системой Active Knock Control при 1500 об/мин, 1,5 г/об и = 40 %. Искра подается на более позднем СА с помощью Active Knock Control.

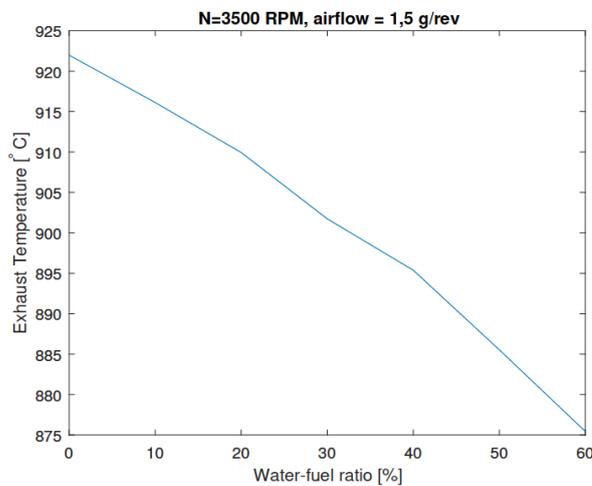
Для анализа температуры выхлопных газов измеряется температура непосредственно перед турбиной. На рисунках 16а-г показано снижение температуры выхлопных газов. Это выгодно с нескольких точек зрения. Более низкая температура выхлопных газов снижает износ турбокомпрессора. В двигателях с системой рециркуляции выхлопных газов (EGR) требуется меньше энергии для охлаждения рециркулирующих газов, что выгодно с точки зрения эффективности. Кроме того, уменьшаются потери тепла. Более низкая температура выхлопных газов приведет к более низкой температуре после компрессора из-за того, что через турбоагнетатель передается меньше тепла.



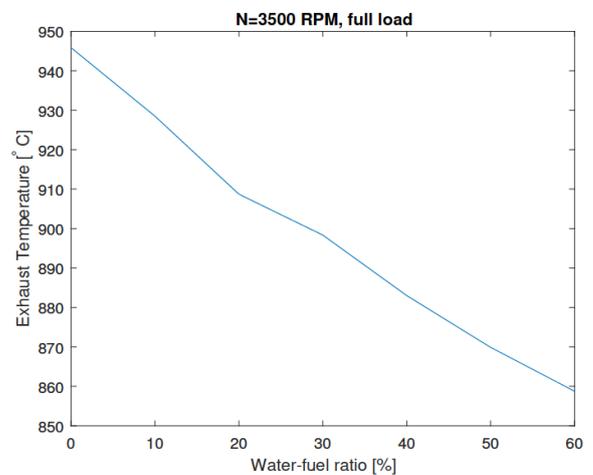
а)



б)



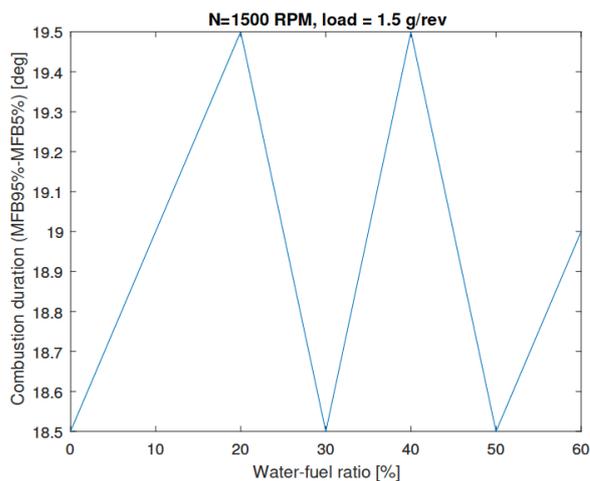
в)



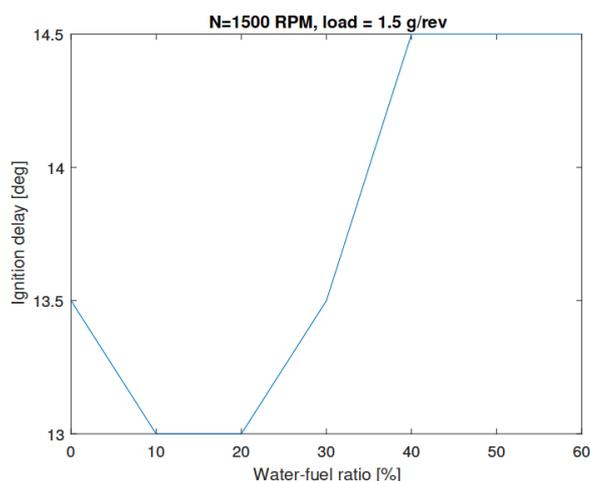
г)

Рисунок 16 – Температура перед турбиной для разных водотопливных отношений: (а) $n = 1500$ об/мин, нагрузка по массовому расходу воздуха = 1,5 г/об; (б) $n = 1500$ об/мин, полная нагрузка; (в) $n = 3500$ об/мин, нагрузка по массовому расходу воздуха = 1,5 г/об; (г) $n = 3500$ об/мин, полная нагрузка

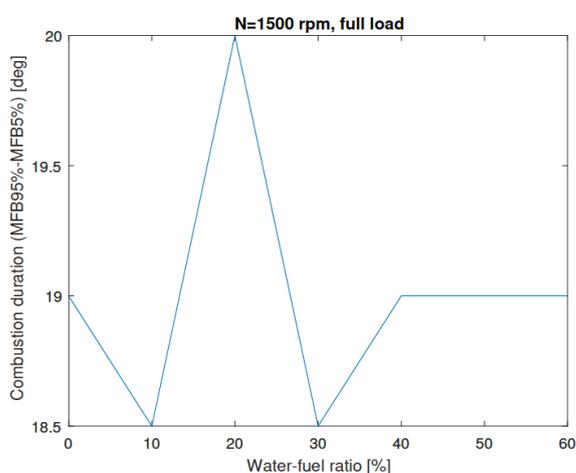
На рисунках 17а-г и 18а-г продолжительность сгорания, определяемая как число градусов угла поворота коленчатого вала между 5% MFB и 95% MFB, рассчитывается на основе термодинамического анализа тепловыделения. Большее количество воды не оказывает существенного влияния на продолжительность горения, если искра опережает. Однако, принимая задержку воспламенения как задержку от воспламенения до 5% MFB, рисунки показывают, что этот параметр увеличивается с водой, особенно при 3500 об/мин.



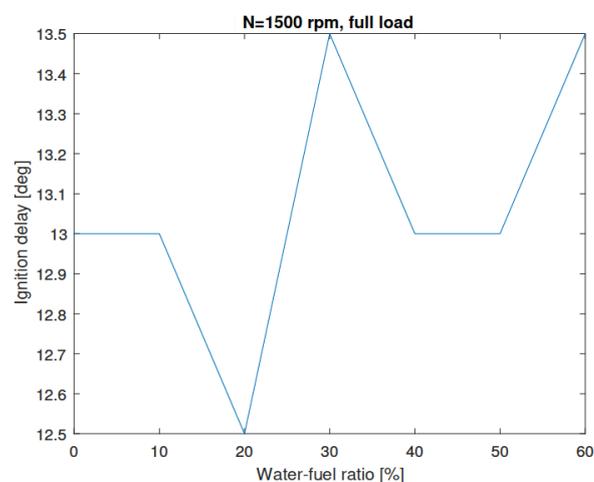
а)



б)



в)



г)

Рисунок 16 – Продолжительность горения и задержка воспламенения при впрыске разного количества воды при $n = 1500$ об/мин: (а) Продолжительность горения при нагрузке = 1,5 г/об.; (б) Задержка зажигания при нагрузке = 1,5 г/об.; (в) Продолжительность горения при полной нагрузке; (г) Задержка зажигания при полной нагрузке

Тесты показывают, что давление в цилиндре падает при более раннем впрыске. Это должно привести к лучшему уменьшению детонации и обеспечить еще более раннее зажигание. Тем не менее, испытания показывают, что зажигание не может быть перемещено раньше при более раннем впрыске. Это, вместе с более низким пиковым давлением, приводит к более низкой выходной мощности, чем при впрыске воды в IVO,

следовательно, вода впрыснуть на IVO — лучшая стратегия из трех. Однако тест не принимает во внимание изменения в выхлопе.

Обратите внимание, что испытание впрыска на IVO проводилось с другим турбокомпрессором (поскольку двигатель использовался совместно с другими проектами), следовательно, в других условиях, и его нельзя напрямую сравнивать с испытаниями с более ранним впрыском с точки зрения давления.

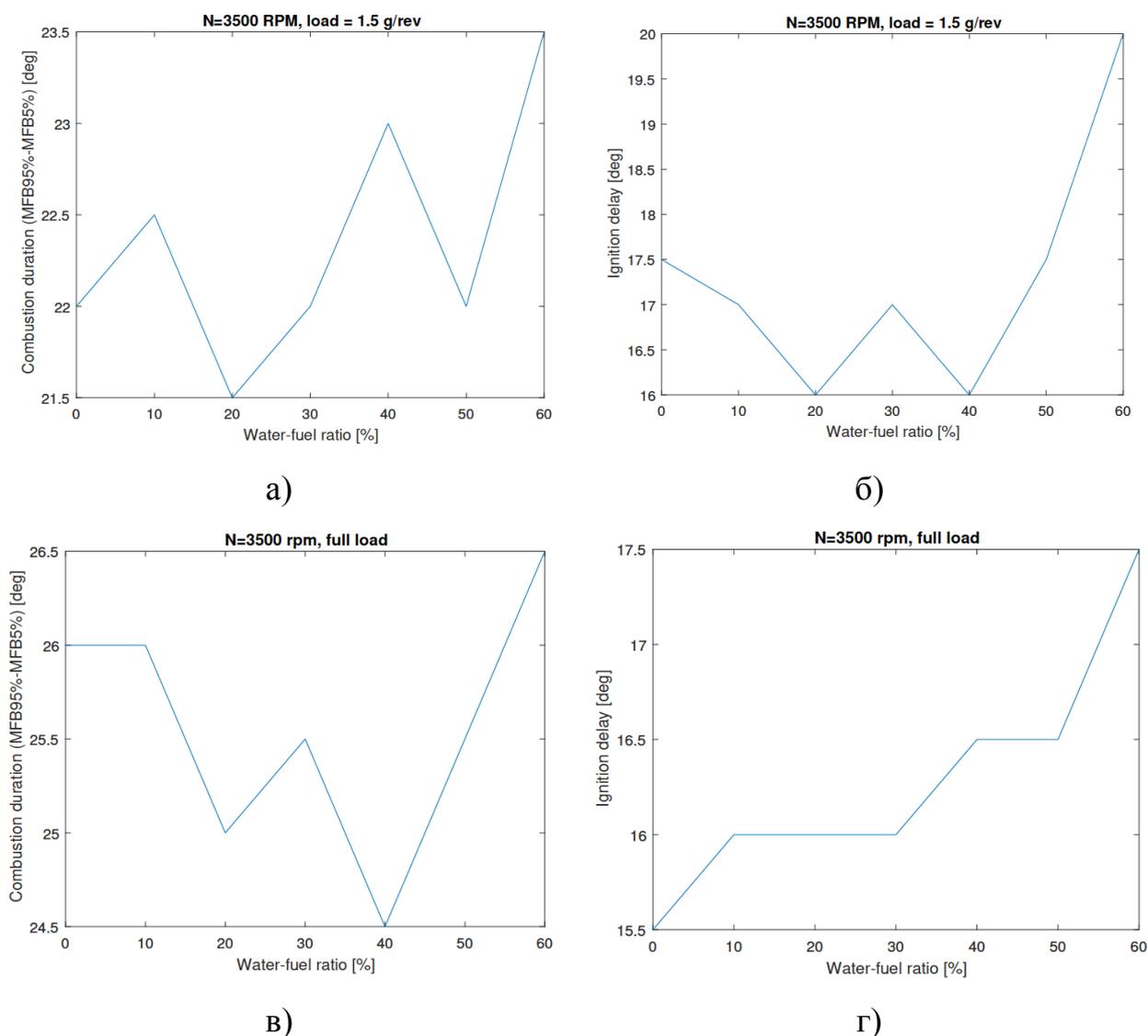


Рисунок 17 – Продолжительность горения и задержка воспламенения при впрыске разного количества воды при $n = 3500$ об/мин: (а) Продолжительность горения при нагрузке = 1,5 г/об.; (б) Задержка зажигания при нагрузке = 1,5 г/об.; (в) Продолжительность горения при полной нагрузке; (г) Задержка зажигания при полной нагрузке

Впрыск воды показал себя как эффективный метод охлаждения двигателя и снижения риска его детонации. Как видно из результатов на рисунках 9-12, пик давления падает с увеличением количества воды. Это приводит к уменьшению детонации и снижению выходной мощности двигателя. Однако уменьшение детонации позволяет более раннее зажигание. Видно, что на каждые 10 % увеличения количества воды зажигание можно переместить примерно на 1°ПКВ. Более агрессивное опережение зажигания приводит к более высокому пиковому давлению и более высокой выходной мощности. Выходная мощность увеличивается больше в точках с высокой нагрузкой, что можно объяснить более осторожной стратегией зажигания в этих точках.

Как видно на рисунке 16, температура перед турбиной снижается примерно на 100°С за счет воды. Более низкая температура полезна для турбины и катализатора, так как с повышением температуры увеличивается износ. Существует также возможность охлаждать цилиндр водой вместо охлаждения топливом, что может улучшить экономию топлива. Это также подтверждается тестами.

Модель угла горения Вибе, созданная из функции Вибе для описания горения без смещения зажигания, хорошо согласуется с моделью. Он показывает увеличение как угла быстрого горения, так и угла развития пламени при увеличении количества воды. В то же время анализ тепловыделения не показывает корреляции между продолжительностью горения (от 5 % MFB до 95 % MFB) при опережающей искре.

Это указывает на то, что увеличение угла опережения зажигания ускоряет процесс сгорания.

Задержка воспламенения увеличивается как со смещением зажигания, так и без него.

Это кажется разумным, так как способность двигателя к воспламенению не должна зависеть от угла опережения зажигания.

Есть небольшая погрешность в количестве закачанной воды во время испытаний, которую необходимо учитывать при анализе данных. Водяной насос создавал постоянное неконтролируемое давление, а справочная таблица в системе управления форсунками была создана с использованием единственной фиксированной разницы давления насоса в 3,5 бар. При более высоких нагрузках разность давлений несколько увеличивалась, что предположительно приводило к ошибкам во времени впрыска в этих рабочих точках. Обычное значение перепада давления составляет 4 бара, что дает разницу в 0,5 бара.

1.2.2 Обзор работы «Оценка впрыска воды в двигатель SI с использованием быстродействующей подробной модели сгорания, основанной на химическом анализе»

Результаты калибровки и проверки QD SRM для давления в цилиндре, скорости тепловыделения и выбросов выхлопных газов по сравнению с 3D CFD показаны на рисунке 18. Случай калибровки (a) показывает хорошее совпадение с результатами 3D CFD. Для первого проверочного случая (b) с соотношением массы и массы 20 % время зажигания было сдвинуто к более ранним углам поворота коленчатого вала в 3D CFD, поэтому максимальное давление в цилиндре такое же высокое, как и для базового случая. Для случаев валидации (c) с соотношением вода/топливо 50 % и (d) с соотношением вода/топливо 80 % максимальное давление в цилиндре снижается из-за увеличения продолжительности сгорания в QD SRM и 3D CFD. В целом, QD SRM точно соответствует результатам 3D CFD, и доказана применимость подхода к моделированию времени смешивания.

Присутствие воды способствует одновременному снижению расхода топлива и вероятности детонации. Оптимальное соотношение в/м в диапазоне от 25% до 30% определяется из моделирования QD SRM.

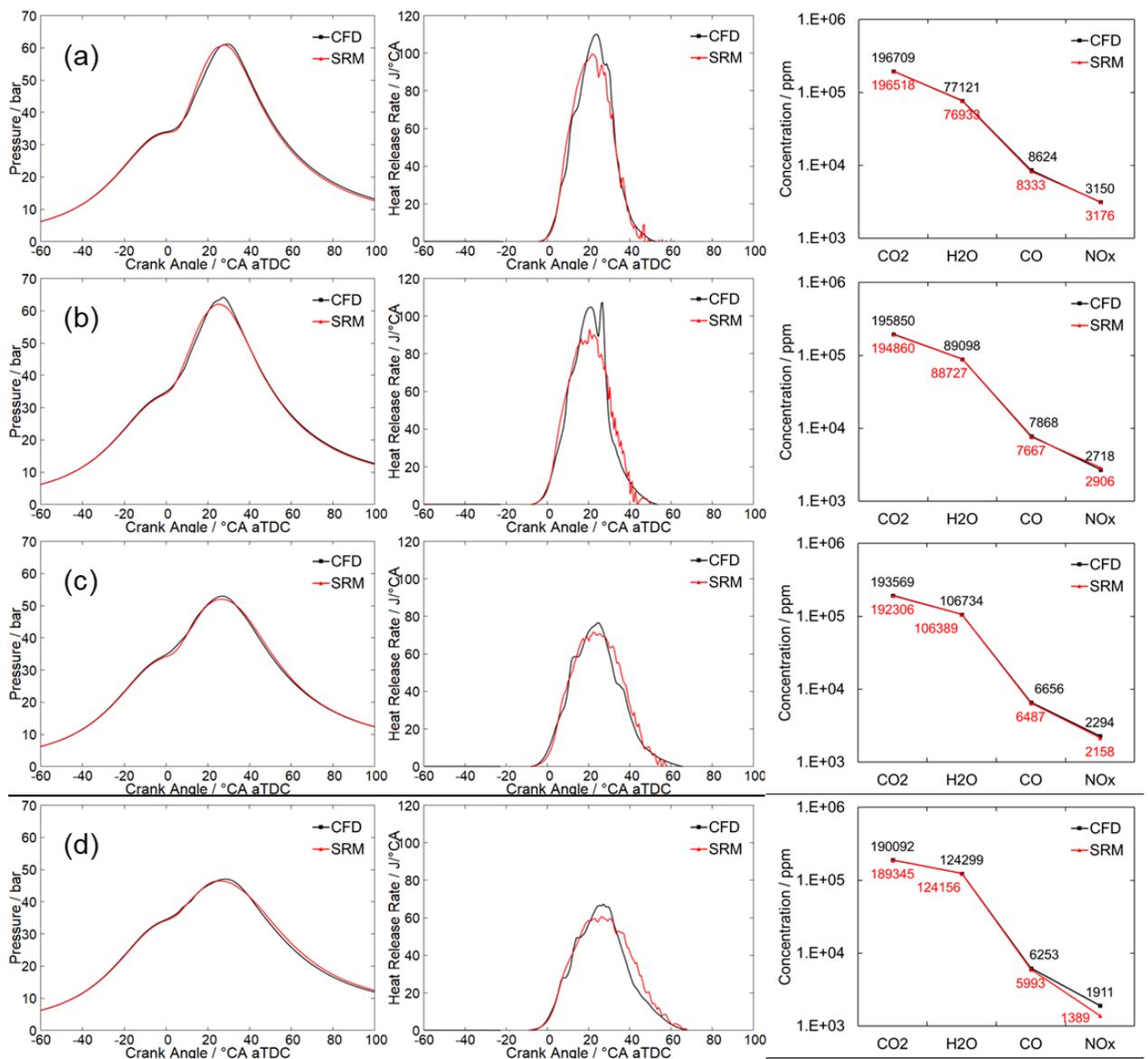


Рисунок 18 – 3D CFD и QD SRM с подробным химическим анализом — результаты калибровки для случая (а) с соотношением массы к 0 % и IMEP 16,2 бар, а также результаты проверки для случаев (b) с соотношением массы к 20 % и 16,2 бар IMEP, (c) с соотношением вода/топливо 50% и IMEP 15 бар и (d) с соотношением масса/масса 80% и IMEP 14,1 бар.

1.2.3 Обзор работы «Использование метода впрыска воды для повышения эффективности сгорания в двигателе с искровым зажиганием»

Модель четырехцилиндрового двигателя с искровым зажиганием с непосредственным впрыском представлена на рисунке 19. Бензин впрыскивался непосредственно в цилиндр с массовым расходом $0,65 \text{ г} \cdot \text{с}^{-1}$,

0,56 г·с⁻¹ и 0,49 г·с⁻¹. для получения соотношения воздух/топливо (AFR) 12,5, 14,5 и 16,5 соответственно для сухого бензинового сгорания. Во впускной коллектор подавалась вода с массовым расходом от 0,5 до 1,5 г·с⁻¹ и температурой 300 К.

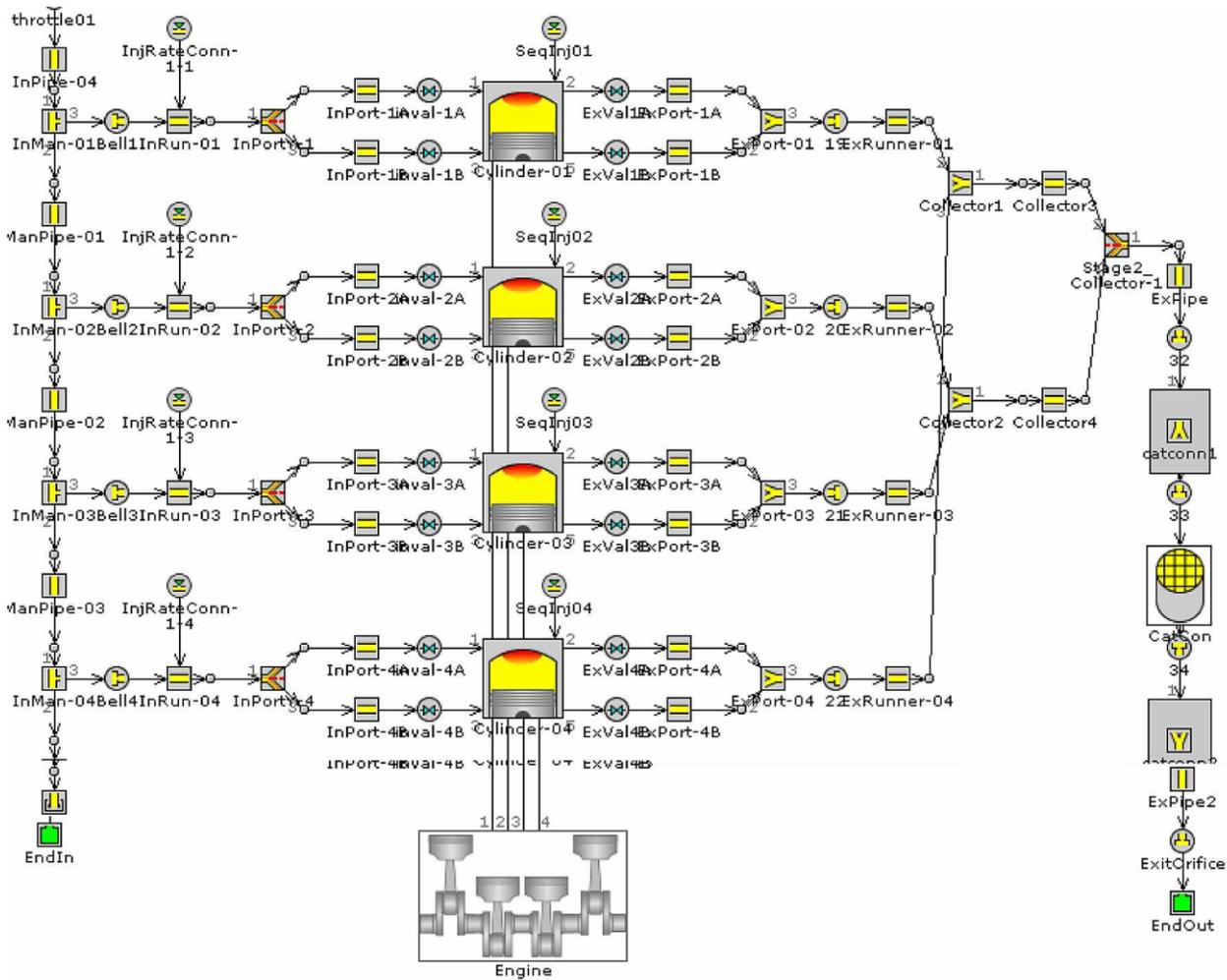


Рисунок 19 – Модель четырехцилиндрового двигателя

На рисунках 20 и 21 показано влияние впрыска воды и AFR на удельный расход топлива моторного тормоза и мощность двигателя. Расход топлива двигателем уменьшался по мере увеличения массы впрыскиваемой воды, как показано на рис. 20. Это связано с уменьшением температуры выхлопных газов и сдвигом в сторону стехиометрического сгорания.

Мощность двигателя также увеличилась, когда масса воды увеличилась, как показано на рисунке 21.

Это связано с увеличением AFR, а также с увеличенным количеством впрыскиваемого топлива и улучшенным тепловым КПД. Кроме того, если в цилиндр попадут маленькие капли воды, они могут поглотить тепло и снизить давление в цилиндре во время такта сжатия, что приведет к уменьшению работы сжатия. Другой причиной увеличения мощности двигателя может быть сгорание смеси в стехиометрических условиях, вызванное снижением температуры выхлопных газов за счет впрыскиваемой воды. Аналогичные результаты были получены Боретти [20].

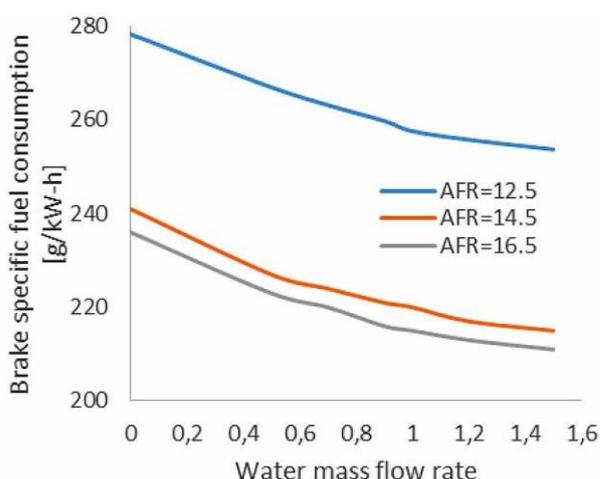


Рисунок 20 – Влияние впрыска воды на расход топлива для различных AFR

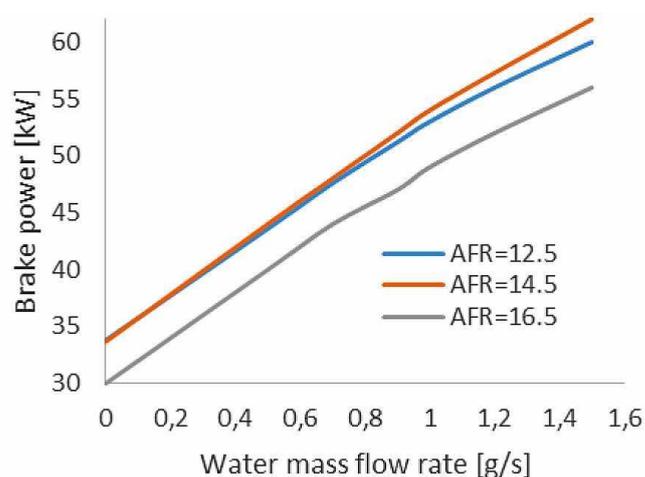


Рисунок 21 – Влияние впрыска воды на эффективную мощность двигателем для различных AFR

Масса впрыскиваемой воды положительно влияет на среднее эффективное давление и тепловую эффективность тормоза по сравнению с чистым бензиновым топливом, как видно на рисунках 22 и 23. Термическая эффективность увеличивается вместе с массой потока воды из-за увеличения массы рабочей жидкости, вызванного каплями воды. испарения, которые превращаются в пар высокого давления. Кроме того, при массовом расходе впрыскиваемой воды $1,5 \text{ г} \cdot \text{с}^{-1}$ снижение температуры выхлопных газов составляет около $120 \text{ }^\circ\text{C}$, что приводит к увеличению теплового КПД

примерно на 10 % для стехиометрических и бедных смесей. Аналогичные результаты были представлены Lumsden и др. [19].

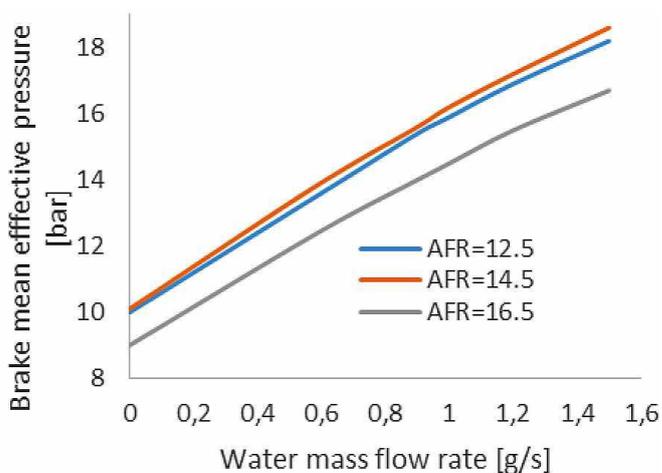


Рисунок 22 – Влияние впрыска воды на давление в двигателе

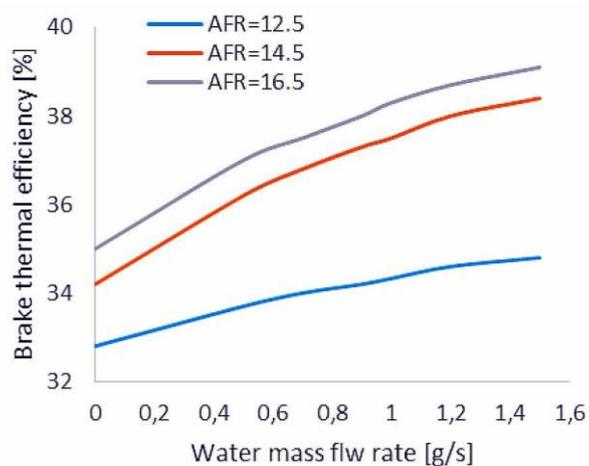


Рисунок 23 – Влияние впрыска воды на тепловой КПД двигателя

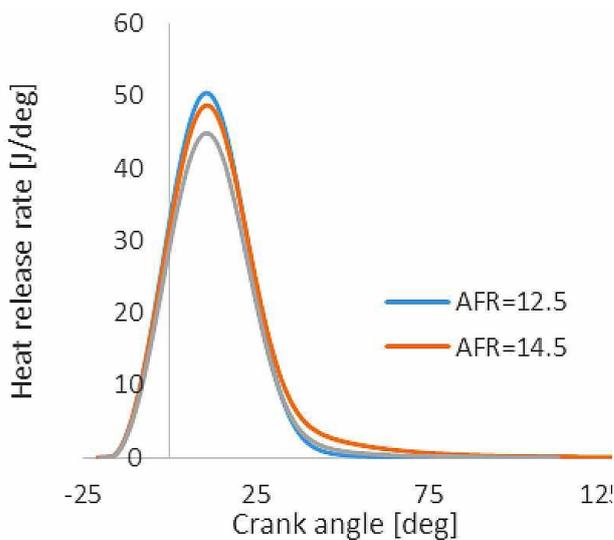


Рисунок 22 – Скорость тепловыделения в зависимости от AFR

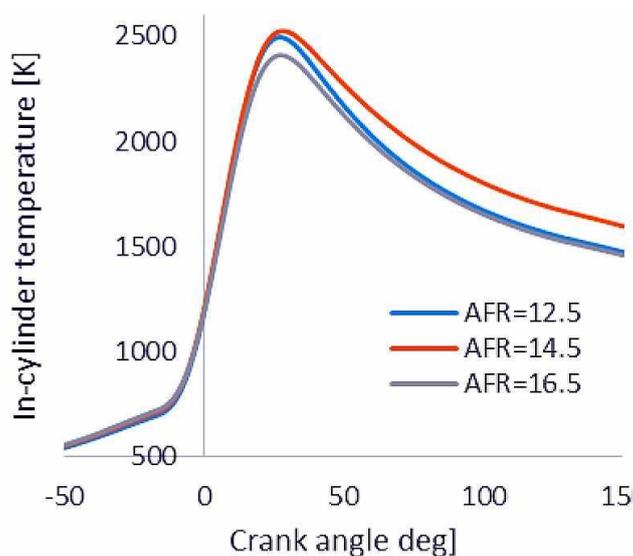


Рисунок 23 – Температура в цилиндре для разных AFR

Среднее эффективное давление зависит от момента зажигания. Когда масса воды увеличивается, опережение также должно быть увеличено, и, следовательно, должно быть улучшено эффективное давление двигателя. Более того, среднее эффективное давление будет увеличиваться вместе с массой воды из-за уменьшения детонации, вызванной введенной водой.

Кроме того, впрыскиваемая вода вызывает замедление сгорания, что приводит к более тесному сгоранию постоянного объема, что приводит к увеличению среднего эффективного давления. Это хорошо согласуется с Kim и др. [20]. В целом, производительность двигателя улучшилась при впрыске воды для различных AFR (рисунки 24 и 25).

1.2.4 Обзор работы «Впрыск воды в двигателях с искровым зажиганием — влияние на цикл двигателя»

Как показано в предыдущей публикации [14], впрыск воды в двигателях внутреннего сгорания задерживает воспламенение топливовоздушной смеси и увеличивает время горения в цилиндре. Поскольку двигатели внутреннего сгорания имеют максимальный КПД на пределе детонации, было решено установить опережение зажигания на пределе детонации, поскольку впрыск воды влияет на скорость горения.

После проведения нескольких испытаний с впрыском воды и без него было замечено, что объемный КПД двигателя (масса всасываемого воздуха по отношению к рабочему объему двигателя за один цикл) снижается при впрыске воды во впускной коллектор. Эти испытания проводились при фиксированном положении дроссельной заслонки. По этой причине необходимо было уменьшить количество впрыскиваемого топлива, чтобы сохранить стехиометрическую смесь. Поэтому было решено оставить количество потребляемой энергии постоянным (количество топлива) для сравнения различных испытаний. Это включало изменение положения дроссельной заслонки, чтобы сохранить как впрыск топлива, так и стехиометрию.

На рисунке 24 показано изменение давления внутри цилиндра при изменении объема в течение одного цикла двигателя. Испытания проводились без подачи воды и при различном количестве впрыскиваемой воды. Отношение вода/топливо (соотношение W/F, по массе) варьировалось от 0,21 до 1,0. Опережение зажигания постоянно регулируется до предела детонации. Как видно, максимальное давление имело место при отсутствии

подачи воды (без WI), и максимальное давление снижалось по мере увеличения W/F от 0,25 до 1,0.

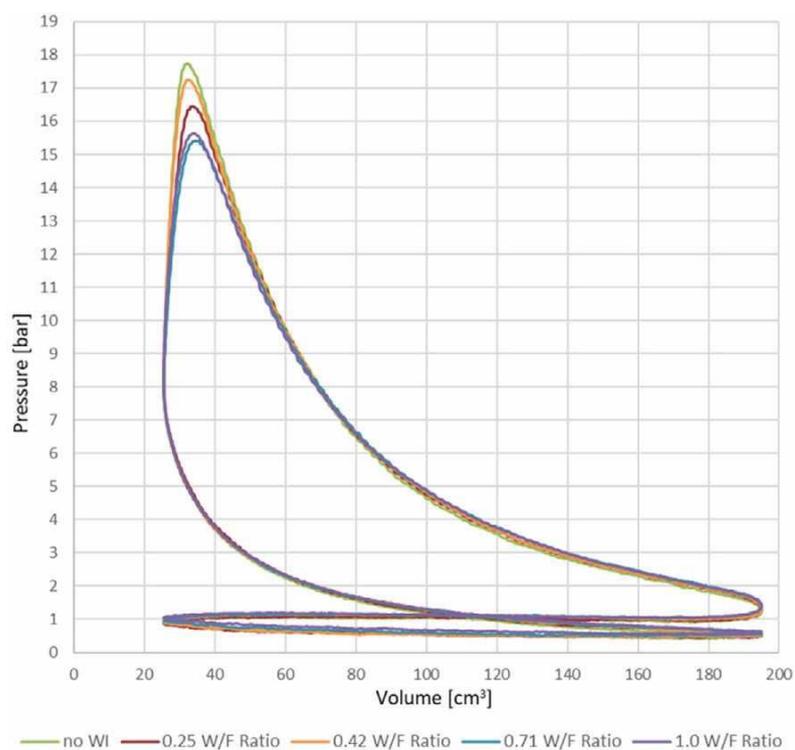


Рисунок 24 – Диаграмма давление-объем

На рисунке 25 показано количество механической работы, затрачиваемой на перекачку (всасывание) в зависимости от энергии впрыскиваемого топлива. Можно заметить, что потребляемая механическая работа увеличивается с увеличением доли закачиваемой воды (чем меньше, тем лучше). Это было следствием дополнительного объема водяного пара, который в случае $W/F = 1,0$ составляет более 30% по сравнению со случаем «без WI». Кроме того, для отношений W/F ниже 0,42 разница с «без WI» незначительна.

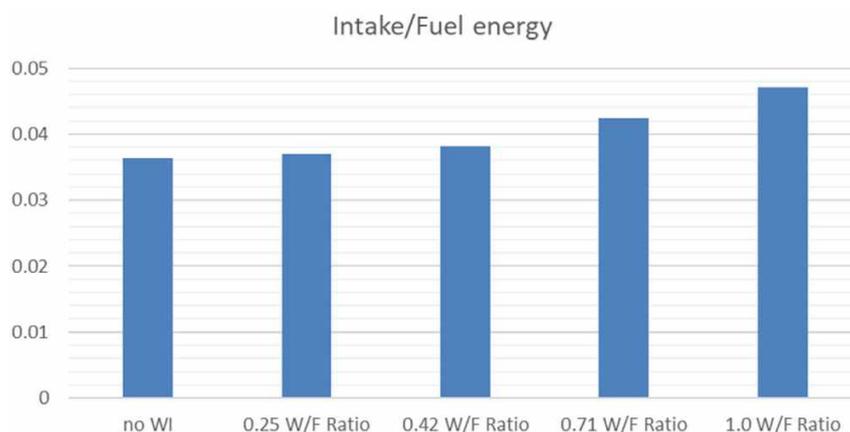


Рисунок 25 – Отношение количества механической работы, затрачиваемой на перекачку топлива-водной смеси [Дж] к энергии топлива [Дж]

Механическая работа, затраченная на сжатие топливовоздушной смеси (такт сжатия), в зависимости от количества впрыскиваемого топлива, показана на рисунке 26. Можно заметить, что механическая работа, необходимая для сжатия, увеличивается с впрыском воды и составляет 14 % выше в случае соотношения W/F 1,0.

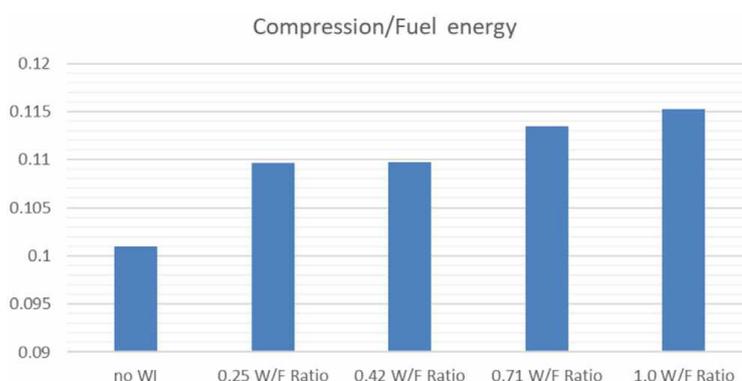


Рисунок 26 – Отношение работы сжатия [Дж] к энергии топлива [Дж].

Такт мощности — это единственный раз, когда двигатель производит чистую работу, так как для других тактов двигателя двигатель потребляет механическую работу. Согласно рисунку 27, максимальное значение фиксируется для отношений W/F 0,71 и 1,0 и уменьшается от этого уровня до случая «отсутствие WI» (чем выше, тем лучше). Они регистрируют рост всего на 4%. Как показано в предыдущей работе [15], при впрыске воды

уровень выбросов CO снижается, а уровень производимого CO₂ увеличивается в результате лучшего сгорания.

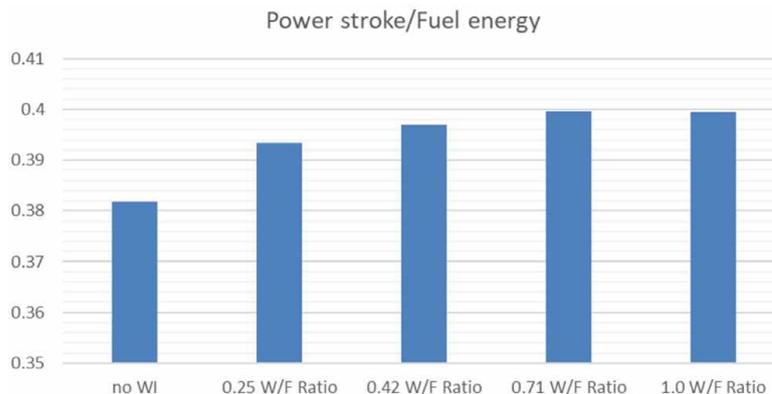


Рисунок 27 – Отношение работы на такте расширения [Дж] к энергии топлива [Дж]

Механическая работа для выпуска отработавших газов из цилиндра показана на рисунок 28. По мере увеличения количества воды, впрыскиваемой в цилиндр, механическая работа, необходимая для выпуска газов из цилиндра, возрастает из-за расширения пара, образующегося в камере сгорания. Увеличение требуемой работы составляет более 18% для случая WI=1,0.

При сравнении механической работы, производимой в течение всего указанного цикла, по отношению к энергии впрыскиваемого топлива (рис. 29), можно заметить, что наибольшее отношение имеет цикл без впрыска воды. При использовании отношения W/F 0,25 или 0,42 производительность снижается на 1,5%. Когда использовалось соотношение W/F = 1,0, снижение увеличивалось до 14%, что является очень высоким значением. Однако это можно было бы свести к минимуму за счет оптимизации фаз газораспределения, но в данном исследовании этого сделано не было. Также, как видно на рисунке 24, максимальное давление уменьшается по мере увеличения скорости закачки воды.

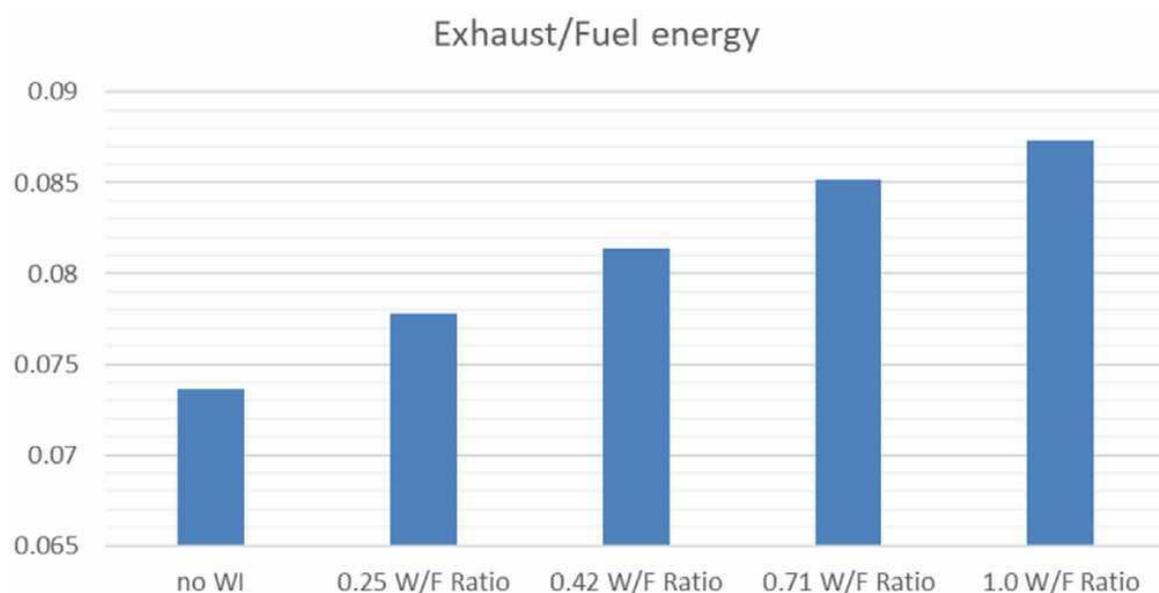


Рисунок 28 – Отношение механической работы выпуска [Дж] к энергии топлива [Дж].

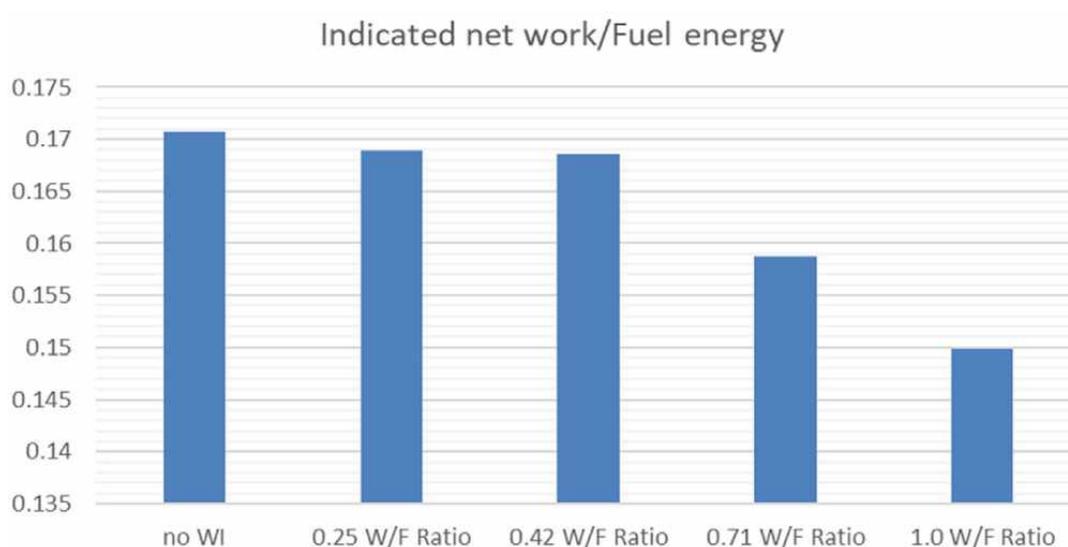


Рисунок 29 – Отношение средней индикаторной работы [Дж] к энергии топлива [Дж].

Выводы по главе изучение литературы для выявления влияния впрыска закиси азота и воды на рабочий процесс бензинового двигателя с искровым зажиганием

Обзор научных работ показал, что закись азота имеет неоднозначное влияние на процесс сгорания топлива:

- закись азота под действием высоких температур в камере сгорания расщепляется на азот и кислород, но при этом если интенсивность сгорания не велика, как на пример у сильно обеднённых или обогащенных смесей то его степень участия в процессе сгорания значительно снижается а у границ горения топлива он практически перестает расходоваться, то есть становится инертным соединением;
- также применение закиси азота на холодном двигателе становится не эффективна, закись азота необходимо применять только на режимах максимальной нагрузки;
- закись азота способствует охлаждению свежей смеси и за счет содержащегося кислорода снижает стехиометрическое число топлива, что улучшает наполнение, но закись азота — это газ (плотность 1,977) который при впрыске во впускной коллектор вытесняет кислород (плотность 1,293), так что принципиального увеличения наполнения не наблюдается;
- закись азота за счет сокращения содержания свободного кислорода в воздухе расширяет границы без детонационного горения, это и является главной причиной позволяющей говорить об эффективности применения закиси азота для форсирования двигателя.

Анализ добавки воды показал, тоже не столь однозначные результаты по эффективному улучшению процесса сгорания, рассмотрим выявленные особенности:

- впрыск воды снижает общую температуру смеси и продуктов сгорания, в том числе и за счет высокой теплоемкости;
- снижение температуры поступающего воздуха улучшает наполнение, но в тоже время вода при впрыске во впускной коллектор испаряется и вытесняет воздух, и как показал обзор, добавка уже 10% воды от суммарной массы топлива и воды, уже не показывает улучшение наполнения цилиндров, а 20% и более отмечено ухудшение наполнения;

- повышение детонационной стойкости при добавке воды происходит за счет высокой стабильности молекул воды и повышением теплоемкости смеси, это позволяет говорить об эффективности применения впрыска воды именно в двигатели с наддувом, так как там нет проблем с наполнением цилиндров, а расширение пределов детонации значительно повышает эффективность работы таких двигателей.

Обобщая выше сказанное, можно отметить, что для безнаддувного двигателя с ограниченными пропускными возможностями впускных каналов, эффективными следует рассматривать добавки воды и закиси азота до 10% от суммарной массы топлива и добавки. Для закиси азота отмечается, что для стехиометрических смесей метана наибольший прирост эффективности горения наблюдается при добавке 2,5%, а для водорода 5%.

Глава 2 Описание исследуемых моделей двигателя

Моделирование влияния впрыска закиси азота и воды на повышение эффективности процесса сгорания проводились на одноцилиндровой установке УИТ-85 (рисунок 30).



Рисунок 30 – Внешний вид установки УИТ-85

Моделирование осуществлялось в программном продукте Дизель-РК версия 4.3.0.189. Основные параметры моделирования приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Основная информация о геометрических параметрах исследуемого двигателя УИТ-85

Параметры для расчета	УИТ-85
Цилиндро-поршневая группа	
Число цилиндров	1
Рабочий объем, л	0,652
Степень сжатия	10
Диаметр цилиндра, мм	85
Ход поршня, мм	115
Длина шатуна, мм	266
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	900
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	0,216
Материал крышки цилиндра	Чугун
Материал поршня	Чугун
Эффективная площадь для расчета утечек через кольца, мм ²	0,2
Количество колец в головке поршня	5
Температура жидкости в системе охлаждения, К	373,15
Тип системы охлаждения	Жидкостная
Уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи и соответствующий масштабный коэффициент	Классическая формула Вошни, масштабный коэффициент - 100
Средняя температура верхней части втулки цилиндра, К	413
Топливная аппаратура, камера сгорания	
Продолжительность сгорания, град. ПКВ	55
Показатель сгорания	3,5
Подача топлива	Бензин – карбюратор Вода и закись азота – форсункой во впускной коллектор
Зажигание	Свеча зажигания
Режим работы	
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	900
Клэффицент избытка воздуха при сгорании	1
Угол опережения зажигания, град. до ВМТ	13
Давление окружающей среды, бар	1
Температура окружающей среды, К	325
Коэффициент восстановления дывления во впускном устройстве	0,99
Коэффициент восстановления дывления в выпускном устройстве	0,96

Основные параметры исследуемых топлив при моделировании приведены в таблице 4 и 5.

В таблице 4 дается информация о химических и физических свойствах отдельно для закиси азота и бензина, а потом для их смешанных вариантов.

В таблице 5 дается информация о химических и физических свойствах отдельно для воды и бензина, а потом для их смешанных вариантов.

Данные о составе топлив и его свойствах рассчитывались самостоятельно по известной справочной литературе.

Таблица 4 – Основная информация о параметрах исследуемого топлива, смесей бензина и закиси азота

Топливо	Бензин с впрыском закиси азота				
	Закись азота 100%	Бензин 100%	Бензин 98% закись азота 2%	Бензин 95% закись азота 5%	Бензин 90% закись азота 10%
Химический состав					
Массовая доля углерода	0	0,855	0,8379	0,81225	0,7695
Массовая доля водорода	0	0,145	0,1421	0,13775	0,1305
Массовая доля кислорода	0,3635	0	0,00727	0,018176	0,036351
Массовая доля азота	0,6365	0	0,01273	0,031824	0,063649
Массовая доля серы	0	0	0	0	0
Физические свойства					
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	-	44	43	41,5	39,1
Плотность топлива при T = 323 К, кг/м ³	1,977	735	720	698	661,7
Удельная теплота парообразования, кДж/кг	231	230	230	230	230
Теплоемкость топлива при температуре форсунки, Дж/(кг К)	1699	2500	2484	2460	2420
Молярная масса	44	115	113,6	111,45	107,9
Температура топлива, К	380	380	380	380	380

Исследование на одноцилиндровой установке позволит убрать ненужные сопутствующие неточности, которые обязательно возникнут при расчете четырех цилиндрового двигателя, это позволит повысить точность

расчетов и выявить закономерности влияния закиси азота на процесс сгорания при прочих равных условиях.

Таблица 5 – Основная информация о параметрах исследуемого топлива, смесей бензина и воды

Топливо	Бензин с впрыском воды				
	Вода 100%	Бензин 100%	Бензин 98% вода 2%	Бензин 95% вода 5%	Бензин 90% вода 10%
Химический состав					
Массовая доля углерода	0	0,855	0,8379	0,81225	0,7695
Массовая доля водорода	0,112	0,145	0,1443	0,14335	0,1417
Массовая доля кислорода	0,888	0	0,0178	0,0444	0,0888
Массовая доля азота	0	0	0	0	0
Массовая доля серы	0	0	0	0	0
Физические свойства					
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	-	44	42,86	41,21	38,57
Плотность топлива при T = 323 К, кг/м ³	1000	735	740,3	748,25	761,5
Удельная теплота парообразования, кДж/кг	2300	230	271,4	333,5	437
Теплоемкость топлива при температуре форсунки, Дж/(кг К)	4200	2500	2534	2585	2670
Молярная масса	18	115	113	110,15	105,3
Температура топлива, К	380	380	380	380	380

Выводы по главе 2 «Описание исследуемых моделей двигателя»

Показано что модель на базе исследовательской установки УИТ-85 соответствует задачам проводимых исследований. Приведены основные данные для расчета и обоснование необходимости выбора предложенных параметров.

Глава 3 Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина с впрыском закиси азота

3.1 Результаты моделирования процесса сгорания бензина с впрыском закиси азота на установке УИТ-85

Расчет проводился отдельно для каждого варианта впрыска закиси азота в топливо. По результатам расчетов в программном продукте Дизель-РК версия 4.3.0.189 получены результаты, сведенные в таблицы 6-10.

Таблица 6 – Мощностные и эффективные показатели установки УИТ-85 с впрыском закиси азота

Параметры для расчета	Бензин 100%	Бензин 98% N ₂ O 2%	Бензин 95% N ₂ O 5%	Бензин 90% N ₂ O 10%
Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]	900	900	900	900
Мощность, [кВт]	4.2328	4.2425	4.2484	4.2360
Среднее эффективное давление, [бар]	8.6486	8.6682	8.6805	8.6550
Крутящий момент, [Нм]	44.915	45.017	45.081	44.948
Цикловая подача топлива, [г]	0.03998	0.04096	0.04246	0.04489
Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]	0.25505	0.26069	0.26983	0.28612
Удельный эффект. расх. топлива по ISO, [кг/(кВт*ч)]	0.23511	0.23485	0.23460	0.23461
Эффективный КПД	0.32079	0.32115	0.32149	0.32147
Среднее индикаторное давление, [бар]	9.8406	9.8588	9.8716	9.8450
Индикаторный КПД	0.36500	0.36526	0.36560	0.36567
Средняя скорость поршня, [м/с]	3.4500	3.4500	3.4500	3.4500
Давление трения, [бар]	0.90656	0.90736	0.90829	0.90743
Механический КПД	0.90512	0.90524	0.90528	0.90510
Параметры окружающей среды				
Давление заторм. потока, [бар]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Температура заторможенного потока, [К]	325.00	325.00	325.00	325.00
Статическое давление за турбиной, [бар]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Давление заторм. потока за фильтром, [бар]	0.99000	0.99000	0.99000	0.99000

Таблица 7 – Показатели установки УИТ-85 с впрыском закиси азота

Параметры для расчета	Бензин 100%	Бензин 98% N ₂ O 2%	Бензин 95% N ₂ O 5%	Бензин 90% N ₂ O 10%
НАДДУВ И ГАЗООБМЕН				
Давление перед впускным коллектором, [бар]	0.99000	0.99000	0.99000	0.99000
Температура перед впускным коллектором, [К]	325.00	325.00	325.00	325.00
Расход воздуха (+EGR) через цилиндры двигателя, [кг/с]	0.00450	0.00450	0.00450	0.00450
Расход О.Г. через цилиндры двигателя, [кг/с]	0.00475	0.00476	0.00478	0.00478
Коэффициент избытка воздуха суммарный	1.0000	0.99997	0.99721	1.0015
Среднее давление насосных ходов, [бар]	-0.28547	-0.28324	-0.28284	-0.28258
Коэффициент наполнения	0.89046	0.89307	0.89407	0.89727
Коэффициент наполнения, рассчитанный по параметрам окружающей среды	0.88156	0.88414	0.88513	0.88830
Коэффициент остаточных газов	0.04258	0.04251	0.04255	0.04244
Коэффициент продувки	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
% заброса О.Г. во впускной коллектор	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
% утечек через поршневые кольца	1.0587	1.0580	1.0605	1.0558

Таблица 8 – Показатели установки УИТ-85 с впрыском закиси азота

Параметры для расчета	Бензин 100%	Бензин 98% N ₂ O 2%	Бензин 95% N ₂ O 5%	Бензин 90% N ₂ O 10%
ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР				
Среднее давление во впускном коллекторе, [бар]	0.98937	0.98932	0.98956	0.98987
Средняя температура во впускном коллекторе, [К]	351.19	349.51	348.32	347.35
Средняя скорость воздуха, [м/с]	2.0164	2.0104	1.9994	1.9933
Средняя температура стенки впускного коллектора, [К]	401.19	399.36	399.10	399.27
Коэффициент теплоотдачи во впускном коллекторе, [Вт/(м ² К)]	83.922	84.521	84.696	84.891
Коэффициент теплоотдачи в клапанном канале, [Вт/(м ² К)]	98.846	99.199	98.803	99.843
Максимальная скорость в среднем сечении впускного канала, [м/с]	57.396	57.214	56.380	56.264
Суммарное эффективное сечение горла клапанных каналов, [см ²]	6.3848	6.3848	6.3848	6.3848

Продолжение таблицы 8

ВЫПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР				
Среднее статическое давление О.Г., [бар]	1.0416	1.0412	1.0417	1.0414
Средняя статическая температура О.Г., [K]	696.24	695.75	693.24	693.12
Средняя скорость газа, [м/с]	2.7857	2.7895	2.7932	2.7903
Число Струхалия: $Sh=a*\tau/L$ ($Sh > 8$)	107.86	107.82	107.63	107.62
Средняя температура стенки выпускного коллектора, [K]	618.13	617.78	615.70	615.48
Коэффициент теплоотдачи в выпускном коллекторе, [Вт/(м ² K)]	90.000	90.000	90.000	90.000
Коэффициент теплоотдачи в клапанном канале, [Вт/(м ² K)]	348.30	348.94	348.96	348.99
Максимальная скорость в среднем сечении выпускного канала, [м/с]	135.11	135.22	135.12	134.99
Суммарное эффективное сечение горла клапанных каналов, [см ²]	5.4188	5.4188	5.4188	5.4188

Таблица 9 – Показатели установки УИТ-85 с впрыском закиси азота

Параметры для расчета	Бензин 100%	Бензин 98% N ₂ O 2%	Бензин 95% N ₂ O 5%	Бензин 90% N ₂ O 10%
СГОРАНИЕ				
Коэффициент избытка воздуха при сгорании	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Максимальное давление цикла, [бар]	45.444	45.537	45.63	45.537
Максимальная температура цикла, [K]	2596.6	2592.2	2584.6	2580.7
Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]	22.000	22.000	22.000	22.000
Угол максимальной температуры, [град. за ВМТ.]	29.000	29.000	29.000	29.000
Максимальная скорость нарастания давления, [бар/град]	0.91742	0.92140	0.92552	0.92236
Интенсивность детонации / звуковое воздействие, [МВт/м ²]	0.04979	0.05007	0.05034	0.05007
Макс. усилие на поршне от газовых сил, [кг]	2612.2	2617.6	2623.0	2617.6
Опережение зажигания, [град. до ВМТ]	13.000	13.000	13.000	13.000
Период задержки воспламенения в цилиндре, [град]	0.04616	0.04616	0.04616	0.04616
Начало сгорания, [град. до ВМТ]	12.954	12.954	12.954	12.954
Продолжительность сгорания, [град. ПКВ]	48.000	48.000	48.000	48.000
Показатель сгорания в цилиндре по Вибе	3.3288	3.3192	3.3065	3.3082
Минимальное октановое число топлива – граница детонации	105.20	105.27	105.28	105.10

Таблица 10 – Показатели установки УИТ-85 с впрыском заиси азота

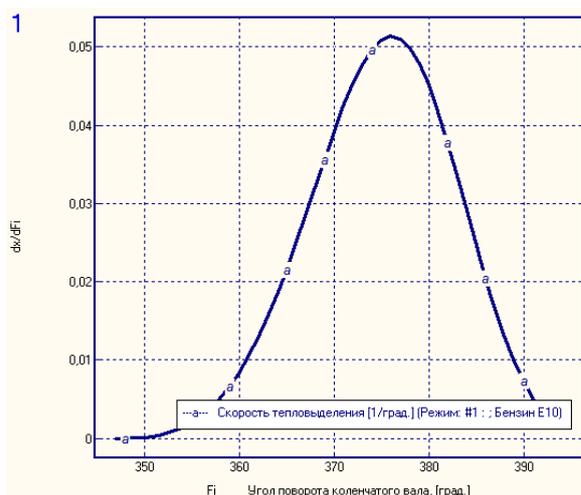
Параметры для расчета	Бензин 100%	Бензин 98% N ₂ O 2%	Бензин 95% N ₂ O 5%	Бензин 90% N ₂ O 10%
ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ				
Давление начала сжатия, [бар]	1.0813	1.0814	1.0820	1.0817
Температура начала сжатия, [К]	397.04	395.94	394.65	394.72
Давление конца сжатия, [бар]	20.642	20.660	20.688	20.681
Температура конца сжатия, [К]	810.52	808.89	806.90	807.01
Давление начала выпуска, [бар]	4.4187	4.4247	4.4287	4.4198
Температура начала выпуска, [К]	1518.9	1516.5	1512.1	1509.8
ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА ЦИЛИНДРА				
Средняя эквивалентная температура цикла, [К]	1458.0	1455.9	1452.2	1449.1
Средний коэффициент теплоотдачи от газа к стенке, [Вт/м ² /К]	136.78	137.02	137.29	137.17
Средняя температура огневого днища поршня, [К]	437.53	437.52	437.46	437.40
Средняя температура огневой поверхности втулки, [К]	413.00	413.00	413.00	413.00
Средняя температура огневой поверхности. крышки, [К]	405.12	405.11	405.06	404.94
Средняя температура со стороны охлаждения крышки цилиндра, [К]	384.07	384.60	384.19	384.19
Температура кипения в системе жидкостного охлаждения, [К]	386.65	386.65	386.65	386.65
Средний коэффициент теплоотдачи [Вт/(м ² *К)] от стенки крышки цилиндра к охлаждающей среде	12235.	12235.	12235.	12235.
Тепловой поток в крышку цилиндра, [Дж/с]	817.24	817.00	815.78	812.75
Тепловой поток в поршень, [Дж/с]	792.06	791.78	790.52	787.46
Тепловой поток во втулку цилиндра, [Дж/с]	1003.3	1001.7	999.04	995.14
ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС				
Степень сжатия	10	10	10	10
Начало выпуска, [град. до НМТ]	40	40	40	40
Конец выпуска, [град. за хМТ]	15	15	15	15
Начало впуска, [град. до хМТ]	-10	-10	-10	-10
Конец впуска, [град. за НМТ]	34	34	34	34
ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ				
Концентр. влажных NO _x , [1/млн, (ppm)]	5223.0	5199.7	5154.1	5129.5
Эмиссия NO _x приведенная к NO по Зельдовичу, [г/(кВт ч)]	23.317	23.226	23.076	23.017
Эмиссия SO ₂ , [г/кВт ч]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Как мы видим из таблиц 6 – 10 эффективные показатели работы не увеличились при добавке закиси азота. Но следует внести одно замечание, для работы на такой установке и на предложенных режимах работы, согласно расчетам, требуется топливо с октановым числом 105, а впрыск закиси азота как раз расширяет пределы без детонационного сгорания, и уже с добавкой 5% от массы топлива, рассматриваемые режимы работы будут доступны. Это и является главной причиной повышения мощности двигателя при впрыске закиси азота.

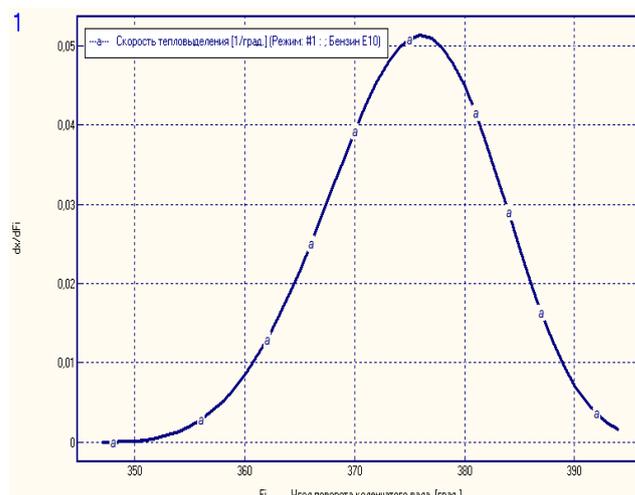
3.2 Анализ и обсуждение результаты моделирования процесса сгорания бензина с впрыском закиси азота на установке УИТ-85

Рассмотрим основные результаты моделирования внутрицилиндровых процессов при сгорании бензина с впрыском закиси азота на установке УИТ-85. На рисунках 31 – 37 представлены основные результаты, показывающие динамику воздействия закиси азота на рабочий процесс.

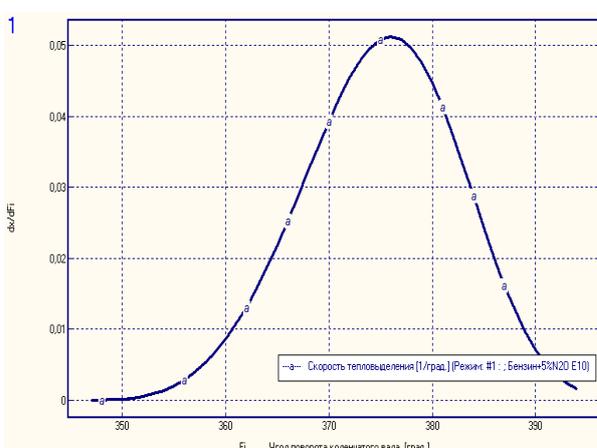
На рисунке 31 представлена скорость тепловыделения при работе на бензине и при впрыске 2% N_2O , 5% N_2O и 10% N_2O , соответственно. Мы видим, что несмотря на снижение низшей теплотворной способности топлива при добавке закиси азота скорость тепловыделения практически не изменилась, что говорит о более высоких скоростях сгорания при добавке закиси азота.



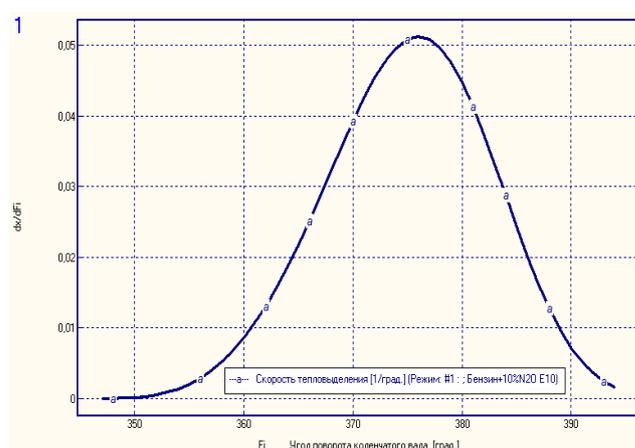
а)



б)



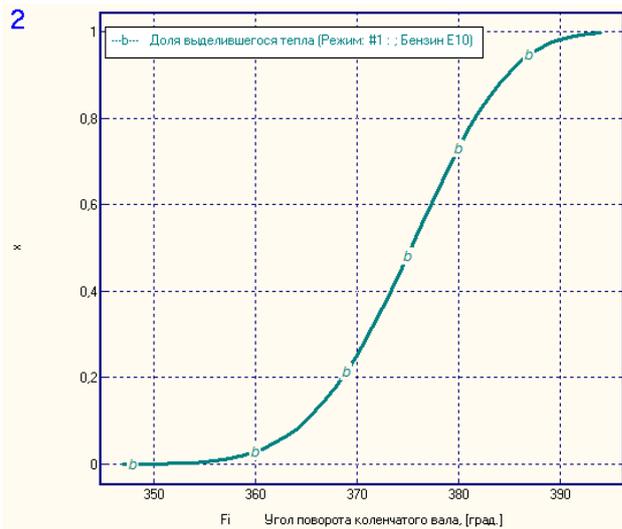
в)



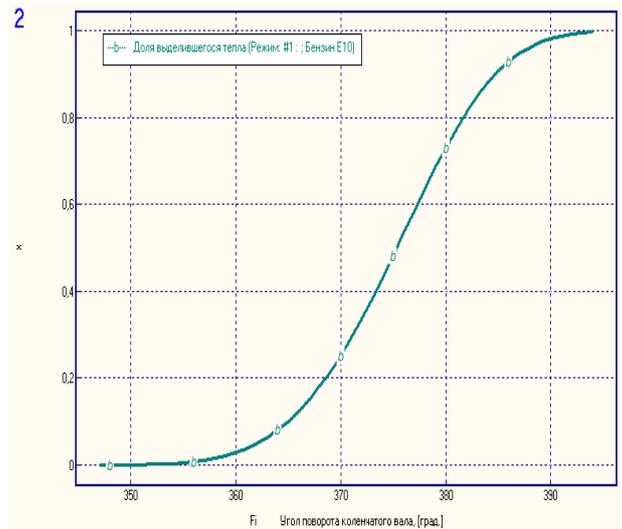
г)

Рисунок 31 – Скорость тепловыделения при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% N_2O ; (в) бензине 95% и впрыске 5% N_2O ; (г) бензине 90% и впрыске 10% N_2O

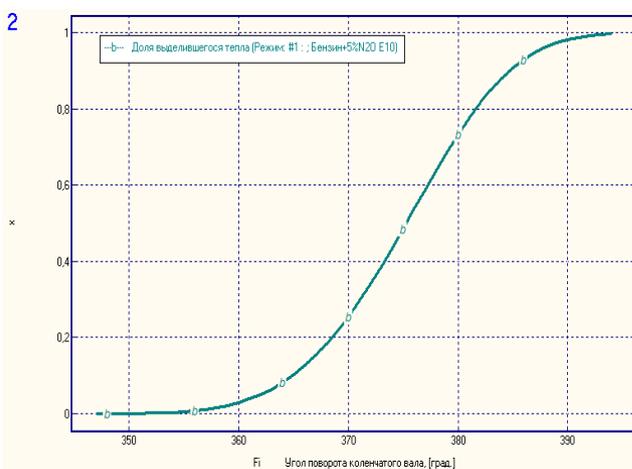
На рисунке 32 представлена характеристика тепловыделения при работе на бензине и при впрыске 2% N_2O , 5% N_2O и 10% N_2O , соответственно. Мы видим, что впрыск закиси азота несколько улучшает характеристику тепловыделения.



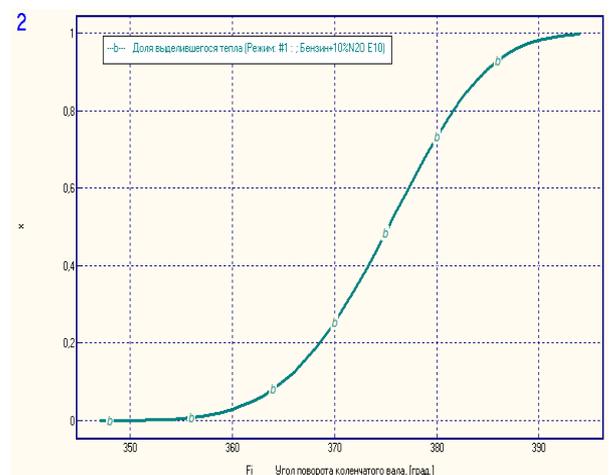
а)



б)



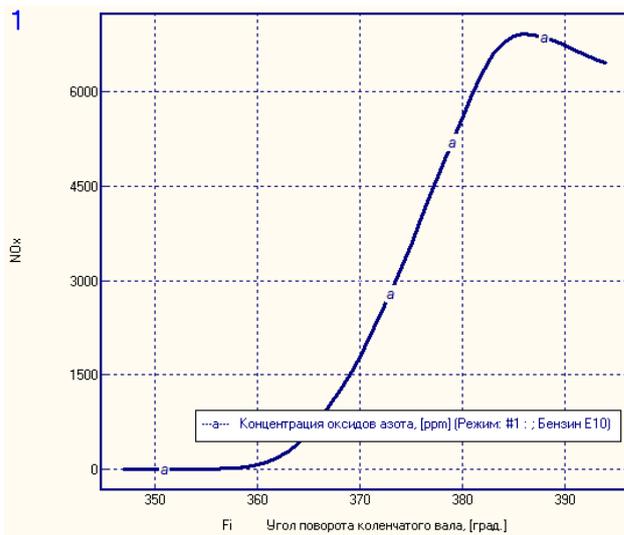
в)



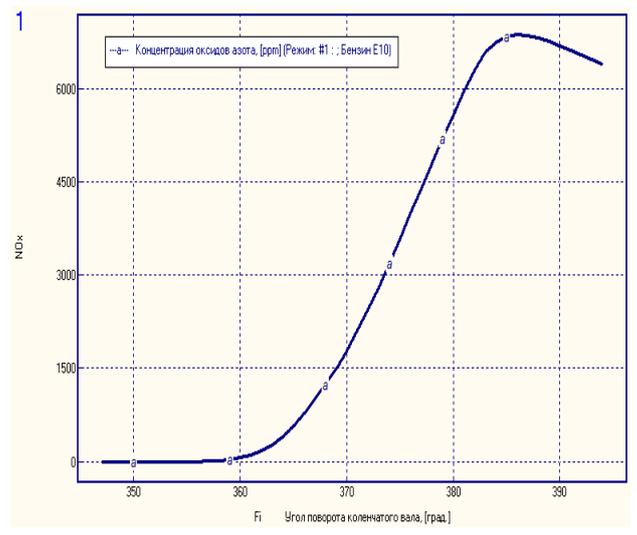
г)

Рисунок 32 – Доля выделившегося тепла (характеристика тепловыделения) при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% N_2O ; (в) бензине 95% и впрыске 5% N_2O ; (г) бензине 90% и впрыске 10% N_2O

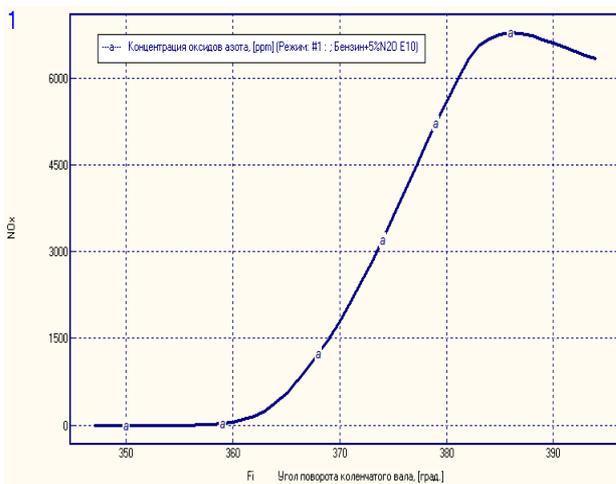
На рисунке 33 представлена концентрация оксидов азота при работе на бензине и при впрыске 2% N_2O , 5% N_2O и 10% N_2O , соответственно. Мы видим, что закись азота практически не оказывает воздействия на образование термических оксидов азота. Так как интенсивность тепловыделения при впрыске закиси азота остается на прежнем уровне.



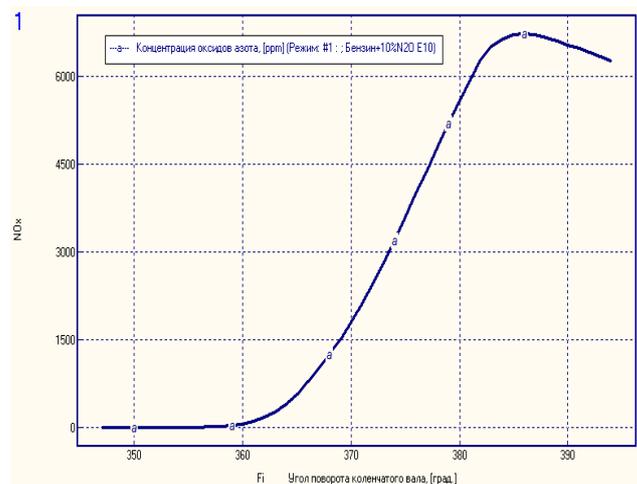
а)



б)



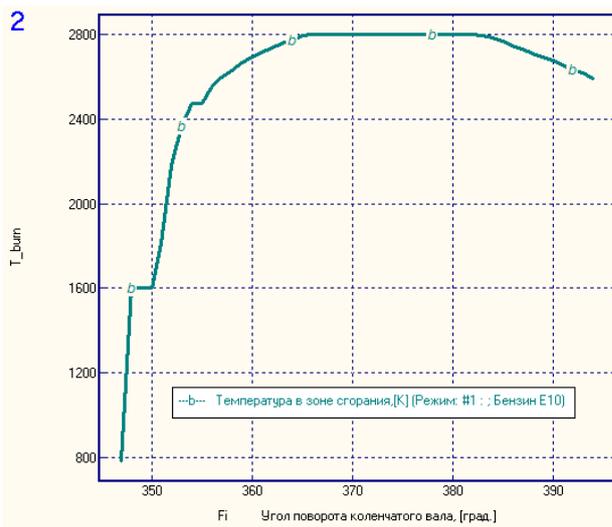
в)



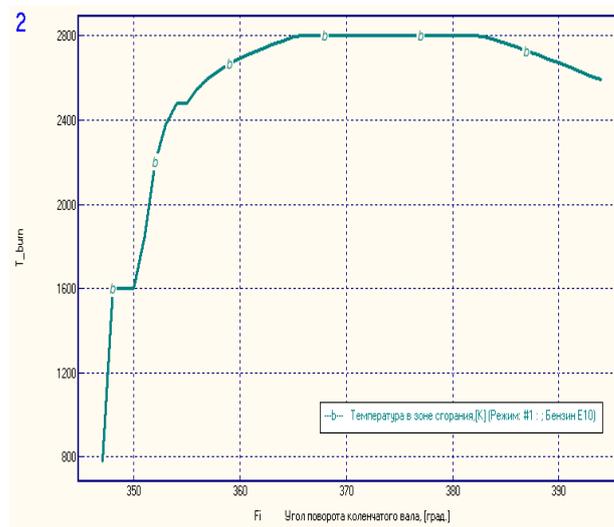
г)

Рисунок 33 – Концентрация оксидов азота при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% N_2O ; (в) бензине 95% и впрыске 5% N_2O ; (г) бензине 90% и впрыске 10% N_2O

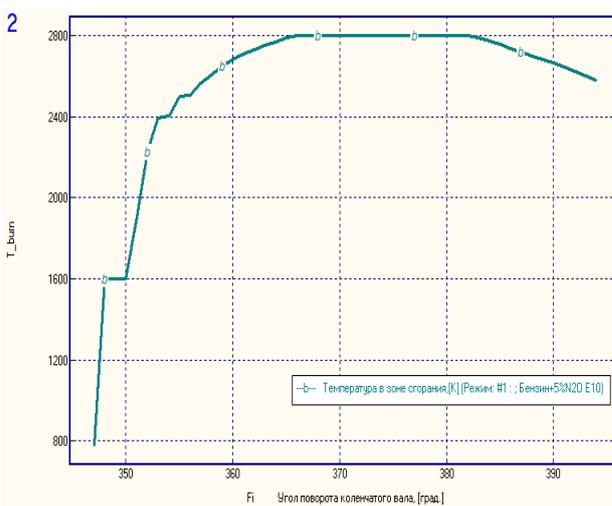
На рисунке 34 представлена температура в зоне сгорания при работе на бензине и при впрыске 2% N_2O , 5% N_2O и 10% N_2O , соответственно. Мы видим, что как уже отмечалось, впрыск закиси азота принципиально не меняет температурное состояние в цилиндре двигателя.



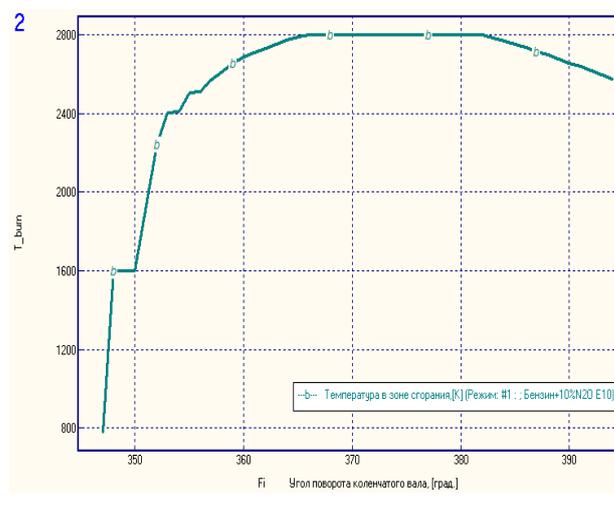
а)



б)



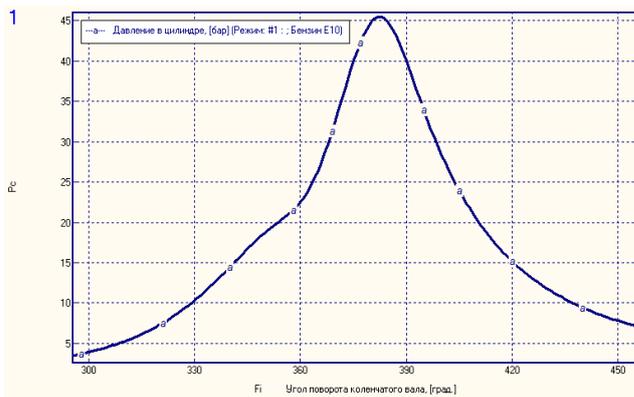
в)



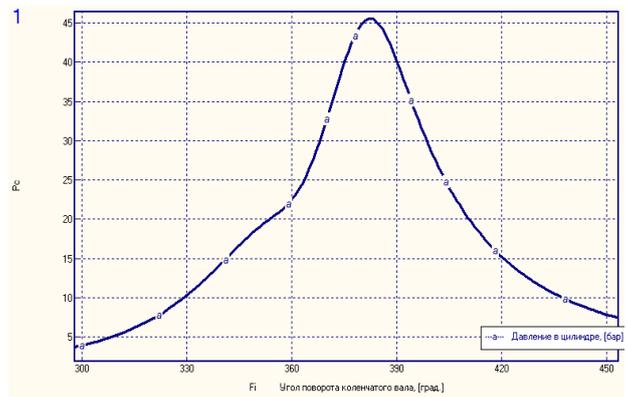
г)

Рисунок 34 – Температура в зоне сгорания при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% N_2O ; (в) бензине 95% и впрыске 5% N_2O ; (г) бензине 90% и впрыске 10% N_2O

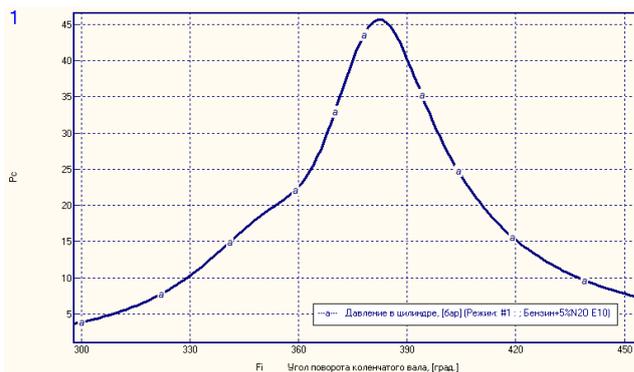
На рисунке 35 представлена индикаторная диаграмма изменения давления в цилиндре при работе на бензине и при впрыске 2% N_2O , 5% N_2O и 10% N_2O , соответственно. Мы видим, что впрыск закиси азота при неизменных начальных регулировочных параметрах не оказывает влияние на изменение индикаторного давления.



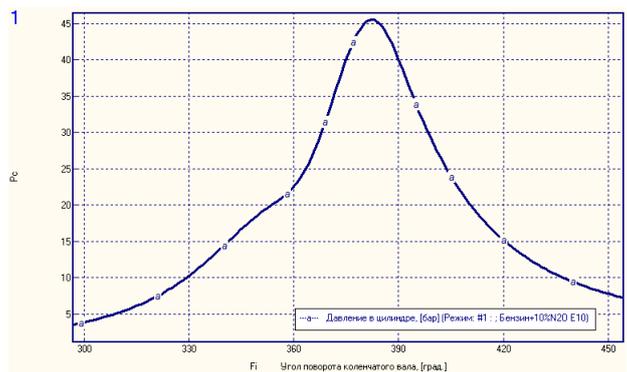
а)



б)



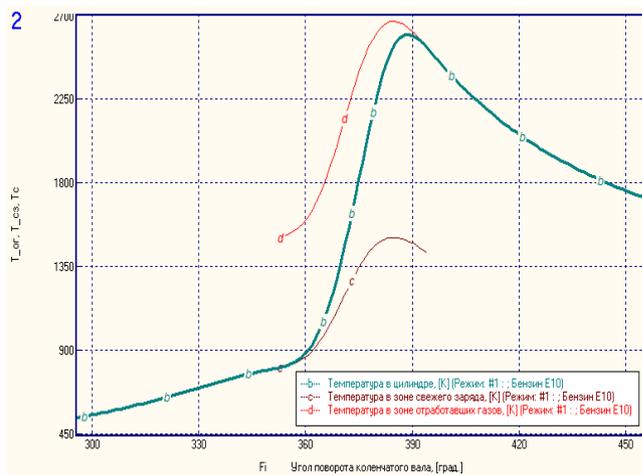
в)



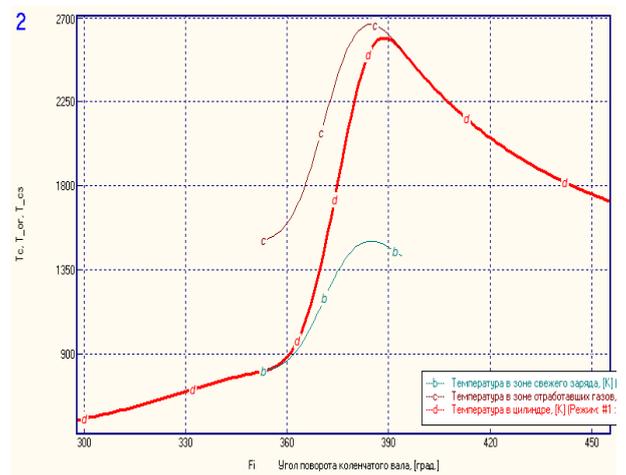
г)

Рисунок 35 – Давление в цилиндре при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% N₂O; (в) бензине 95% и впрыске 5% N₂O; (г) бензине 90% и впрыске 10% N₂O

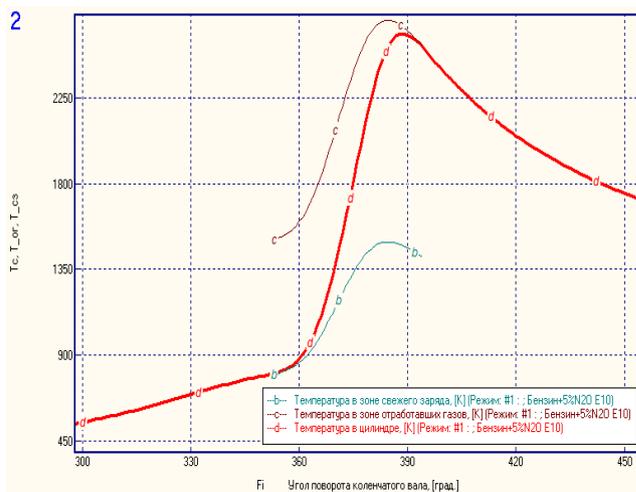
На рисунке 35 представлена температура в цилиндре, свежей смеси, продуктов сгорания и средняя при работе на бензине и при впрыске 2% N₂O, 5% N₂O и 10% N₂O, соответственно. Мы видим, что впрыск закиси азота постоянном угле опережения зажигания не оказывает влияние на изменение температуры в цилиндре двигателя.



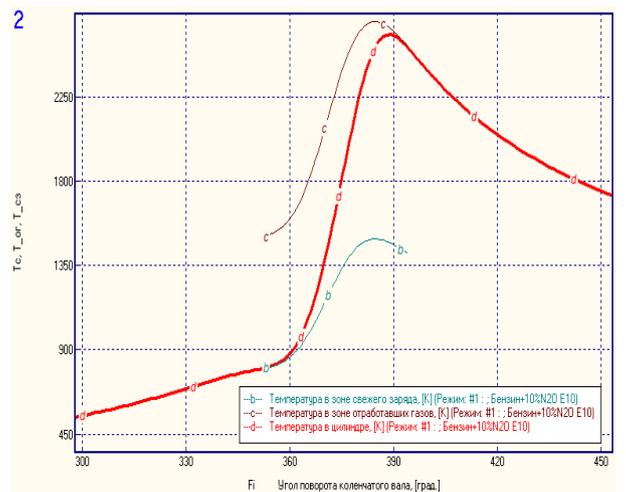
а)



б)



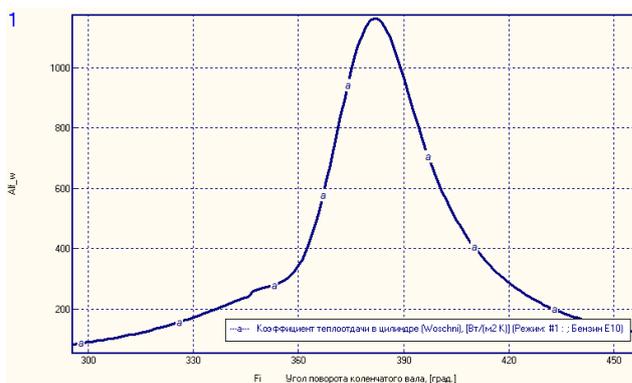
в)



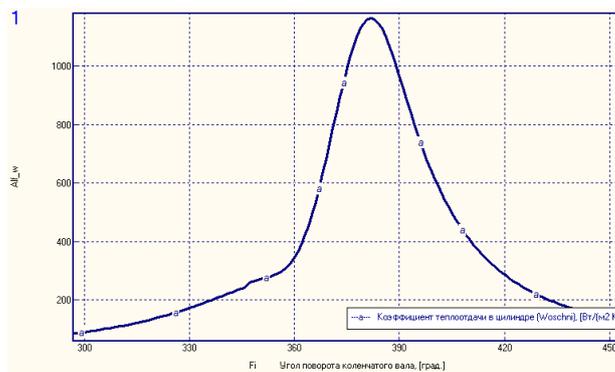
г)

Рисунок 36 – Температура в цилиндре, свежей смеси, продуктов сгорания и средняя при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% N_2O ; (в) бензине 95% и впрыске 5% N_2O ; (г) бензине 90% и впрыске 10% N_2O

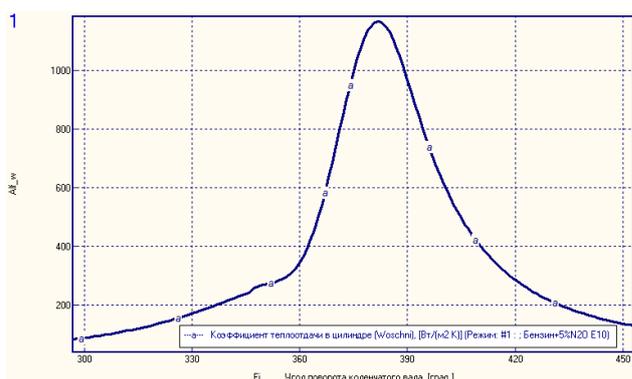
На рисунке 37 представлен коэффициент теплоотдачи Вошни при работе на бензине и при впрыске 2% N_2O , 5% N_2O и 10% N_2O , соответственно. Мы видим, что параметры теплоотдачи также не изменились.



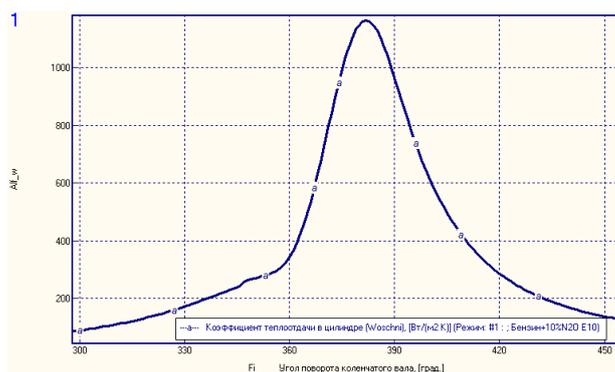
а)



б)



в)



г)

Рисунок 37 – Коэффициент теплоотдачи Вошни при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% N_2O ; (в) бензине 95% и впрыске 5% N_2O ; (г) бензине 90% и впрыске 10% N_2O

Выводы по главе 3 «Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина с впрыском закиси азота»

Анализ результатов представленных результатов моделирования процесса сгорания бензина с впрыском закиси азота, показал, что впрыск закиси азота не приводит к изменению характера сгорания в цилиндре двигателя. Основным механизмом повышения мощности при добавке закиси азота является повышение антидетонационной стойкости, что позволяет работать на более выгодных углах опережения зажигания, что и вызывает прирост мощности и эффективности двигателя.

Глава 4 Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина с впрыском воды

4.1 Результаты моделирования процесса сгорания бензина с впрыском воды на установке УИТ-85

Расчет проводился отдельно для каждого варианта впрыска закиси азота в топливо. По результатам расчетов в программном продукте Дизель-РК версия 4.3.0.189 получены результаты, сведенные в таблицы 11-15.

Таблица 11 – Мощностные и эффективные показатели установки УИТ-85 с впрыском воды

Параметры для расчета	Бензин 100%	Бензин 98% H ₂ O 2%	Бензин 95% H ₂ O 5%	Бензин 90% H ₂ O 10%
Частота вращения коленчатого вала, [1/мин]	900	900	900	900
Мощность, [кВт]	4.2328	4.2468	4.2598	4.4350
Среднее эффективное давление, [бар]	8.6486	8.6770	8.7037	9.0616
Крутящий момент, [Нм]	44.915	45.063	45.202	47.060
Цикловая подача топлива, [г]	0.03998	0.04107	0.04270	0.04589
Удельный эффект. расход топлива, [кг/(кВт*ч)]	0.25505	0.26110	0.27063	0.27936
Удельный эффект. расход топлива по ISO, [кг/(кВт*ч)]	0.23511	0.23445	0.23389	0.23252
Эффективный КПД	0.32079	0.32170	0.32248	0.32444
Среднее индикаторное давление, [бар]	9.8406	9.8637	9.8955	10.253
Индикаторный КПД	0.36500	0.36569	0.36663	0.36710
Средняя скорость поршня, [м/с]	3.4500	3.4500	3.4500	3.4500
Давление трения, [бар]	0.90656	0.90831	0.91012	0.92256
Механический КПД	0.90512	0.90524	0.90533	0.90760
Параметры окружающей среды				
Давление заторможенного потока, [бар]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Температура заторможенного потока, [К]	325.00	325.00	325.00	325.00
Статическое давление за турбиной, [бар]	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Давление заторможенного потока за фильтром, [бар]	0.99000	0.99000	0.99000	0.99000

Таблица 12 – Показатели установки УИТ-85 с впрыском закиси азота

Параметры для расчета	Бензин 100%	Бензин 98% Н ₂ O 2%	Бензин 95% Н ₂ O 5%	Бензин 90% Н ₂ O 10%
НАДДУВ И ГАЗООБМЕН				
Давление перед впускным коллектором, [бар]	0.99000	0.99000	0.99000	0.99000
Температура перед впускным коллектором, [К]	325.00	325.00	325.00	325.00
Расход воздуха (+EGR) через цилиндры двигателя, [кг/с]	0.00450	0.00453	0.00456	0.00465
Расход О.Г. через цилиндры двигателя, [кг/с]	0.00475	0.00478	0.00483	0.00494
Коэффициент избытка воздуха суммарный	1.0000	0.99994	0.99983	1.0000
Среднее давление насосных ходов, [бар]	-0.28547	-0.27833	-0.28165	-0.26900
Коэффициент наполнения	0.89046	0.89731	0.90615	0.92609
Коэффициент наполнения, рассчитанный по параметрам окружающей среды	0.88156	0.88834	0.89709	0.91683
Коэффициент остаточных газов	0.04258	0.04246	0.04237	0.04153
Коэффициент продувки	1.0000	1.0000	0.99999	1.0000
% заброса О.Г. во впускной коллектор	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
% утечек через поршневые кольца	1.0587	1.0596	1.0522	1.0513

Таблица 13 – Показатели установки УИТ-85 с впрыском закиси азота

Параметры для расчета	Бензин 100%	Бензин 98% Н ₂ O 2%	Бензин 95% Н ₂ O 5%	Бензин 90% Н ₂ O 10%
ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР				
Среднее давление во впускном коллекторе, [бар]	0.98937	0.99000	0.98955	0.98952
Средняя температура во впускном коллекторе, [К]	351.19	350.56	345.31	337.57
Средняя скорость воздуха, [м/с]	2.0164	2.0244	2.0106	2.0015
Средняя температура стенки впускного коллектора, [К]	401.19	400.52	395.47	387.56
Коэффициент теплоотдачи во впускном коллекторе, [Вт/(м ² К)]	83.922	84.518	86.296	89.561
Коэффициент теплоотдачи в клапанном канале, [Вт/(м ² К)]	98.846	99.111	99.457	101.40
Максимальная скорость в среднем сечении впускного канала, [м/с]	57.396	55.168	56.848	55.467
Суммарное эффективное сечение горла клапанных каналов, [см ²]	6.3848	6.3848	6.3848	6.3848

Продолжение таблицы 13

ВЫПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР				
Среднее статическое давление О.Г., [бар]	1.0416	1.0414	1.0412	1.0413
Средняя статическая температура О.Г., [К]	696.24	692.55	690.08	691.00
Средняя скорость газа, [м/с]	2.7857	2.7923	2.8113	2.8714
Число Струхалия: $Sh=a*\tau/L$ ($Sh > 8$)	107.86	107.57	107.38	107.45
Средняя температура стенки выпускного коллектора, [К]	618.13	614.63	613.18	614.18
Коэффициент теплоотдачи в выпускном коллекторе, [Вт/(м ² К)]	90.000	90.000	90.000	90.000
Коэффициент теплоотдачи в клапанном канале, [Вт/(м ² К)]	348.30	349.28	351.26	356.46
Максимальная скорость в среднем сечении выпускного канала, [м/с]	135.11	135.06	135.25	137.61
Суммарное эффективное сечение горла клапанных каналов, [см ²]	5.4188	5.4188	5.4188	5.4188

Таблица 14 – Показатели установки УИТ-85 с впрыском закиси азота

Параметры для расчета	Бензин 100%	Бензин 98% Н ₂ О 2%	Бензин 95% Н ₂ О 5%	Бензин 90% Н ₂ О 10%
СГОРАНИЕ				
Коэффициент избытка воздуха при сгорании	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
Максимальное давление цикла, [бар]	45.444	45.62	45.843	47.282
Максимальная температура цикла, [К]	2596.6	2580.8	2560.7	2574.9
Угол максимального давления, [град. за ВМТ.]	22.000	22.000	22.000	22.000
Угол максимальной температуры, [град. за ВМТ.]	29.000	29.000	29.000	28.000
Максимальная скорость нарастания давления, [бар/град]	0.91742	0.92541	0.93578	0.99282
Интенсивность детонации / звуковое воздействие, [МВт/м ²]	0.04979	0.05031	0.05099	0.05580
Макс. усилие на поршне от газовых сил, [кг]	2612.2	2622.4	2635.2	2717.9
Опережение зажигания, [град. до ВМТ]	13.000	13.000	13.000	13.000
Период задержки воспламенения в цилиндре, [град]	0.04616	0.04616	0.04616	0.04618
Начало сгорания, [град. до ВМТ]	12.954	12.954	12.954	12.954
Продолжительность сгорания, [град. ПКВ]	48.000	48.000	48.000	48.000
Показатель сгорания в цилиндре по Вибе	3.3288	3.3035	3.2714	3.2043
Мин. октановое число топлива -грань детонации	105.20	105.21	105.22	107.34

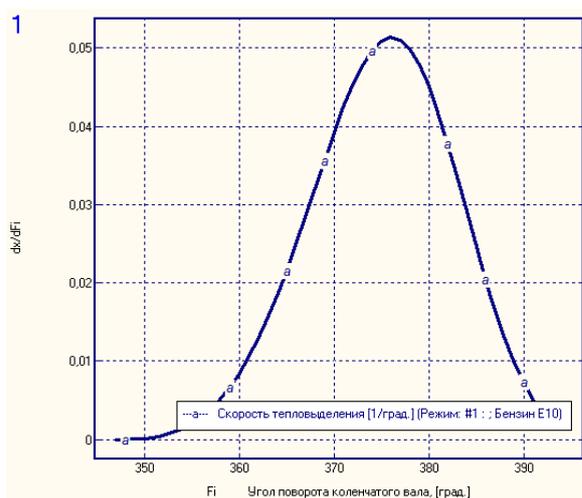
Таблица 15 – Показатели установки УИТ-85 с впрыском закиси азота

Параметры для расчета	Бензин 100%	Бензин 98% Н ₂ О 2%	Бензин 95% Н ₂ О 5%	Бензин 90% Н ₂ О 10%
ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ				
Давление начала сжатия, [бар]	1.0813	1.0822	1.0827	1.0838
Температура начала сжатия, [К]	397.04	394.33	390.72	383.11
Давление конца сжатия, [бар]	20.642	20.695	20.755	20.881
Температура конца сжатия, [К]	810.52	806.40	800.88	789.23
Давление начала выпуска, [бар]	4.4187	4.4261	4.4358	4.5489
Температура начала выпуска, [К]	1518.9	1509.7	1498.3	1505.0
ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛООБМЕНА ЦИЛИНДРА				
Средняя эквивалентная температура цикла, [К]	1458.0	1449.3	1439.4	1450.5
Средний коэффициент теплоотдачи от газа к стенке, [Вт/м ² /К]	136.78	137.38	137.98	141.01
Средняя температура огневого днища поршня, [К]	437.53	437.42	437.22	438.32
Средняя температура огневой поверхности втулки, [К]	413.00	413.00	413.00	413.00
Средняя температура огневой поверхности. крышки, [К]	405.12	404.99	404.83	405.84
Средняя температура со стороны охлаждения крышки цилиндра, [К]	384.07	384.27	384.32	384.25
Температура кипения в системе жидкостного охлаждения, [К]	386.65	386.65	386.65	386.65
Средний коэффициент теплоотдачи [Вт/(м ² *К)] от стенки крышки цилиндра к охлаждающей среде	12235.	12235.	12235.	12235.
Тепловой поток в крышку цилиндра, [Дж/с]	817.24	814.12	810.03	835.86
Тепловой поток в поршень, [Дж/с]	792.06	788.82	784.64	809.85
Тепловой поток во втулку цилиндра, [Дж/с]	1003.3	996.41	987.18	1006.7
ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС				
Степень сжатия	10	10	10	10
Начало выпуска, [град. до НМТ]	40	40	40	40
Конец выпуска, [град. за хМТ]	15	15	15	15
Начало впуска, [град. до хМТ]	-10	-10	-10	-10
Конец впуска, [град. за НМТ]	34	34	34	34
ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ				
Концентр. влажных NO _x , [1/млн, (ppm)]	5223.0	5157.4	5060.7	5126.0
Эмиссия NO _x приведенная к NO по Зельдовичу, [г/(кВт ч)]	23.317	23.111	22.807	22.612
Эмиссия SO ₂ , [г/кВт ч]	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

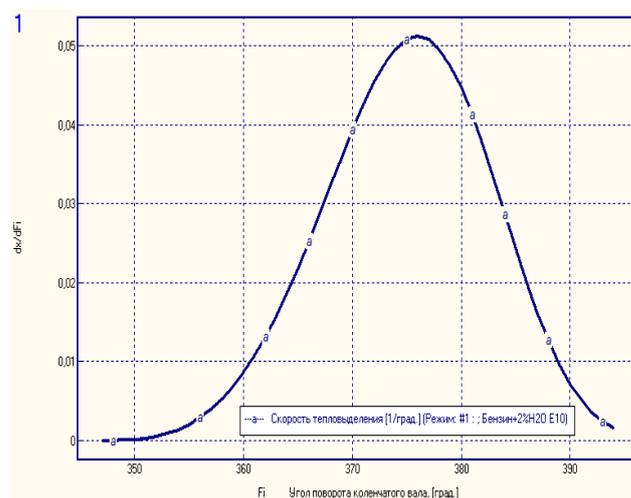
4.2 Анализ и обсуждение результаты моделирования процесса сгорания бензина с впрыском воды на установке УИТ-85

Рассмотрим основные результаты моделирования внутрицилиндровых процессов при сгорании бензина с впрыском воды на установке УИТ-85. На рисунках 38 – 44 представлены основные результаты, показывающие динамику воздействия воды на рабочий процесс.

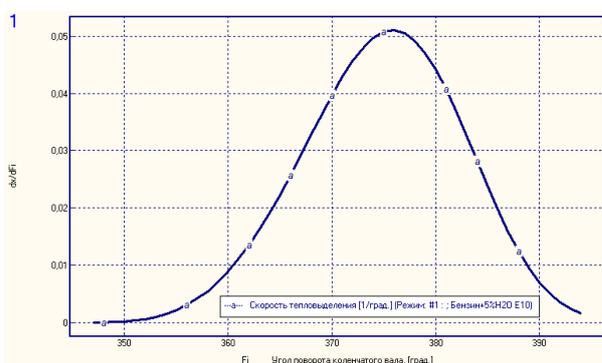
На рисунке 38 представлена скорость тепловыделения при работе на бензине и при впрыске 2% H_2O , 5% H_2O и 10% H_2O , соответственно. Мы видим, что с увеличением доли воды скорость тепловыделения снижается.



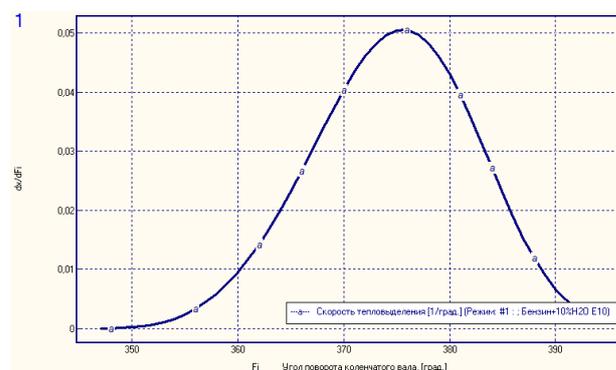
а)



б)



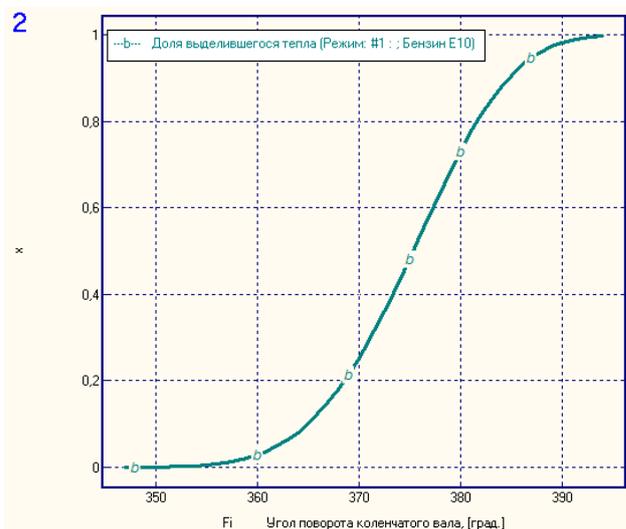
в)



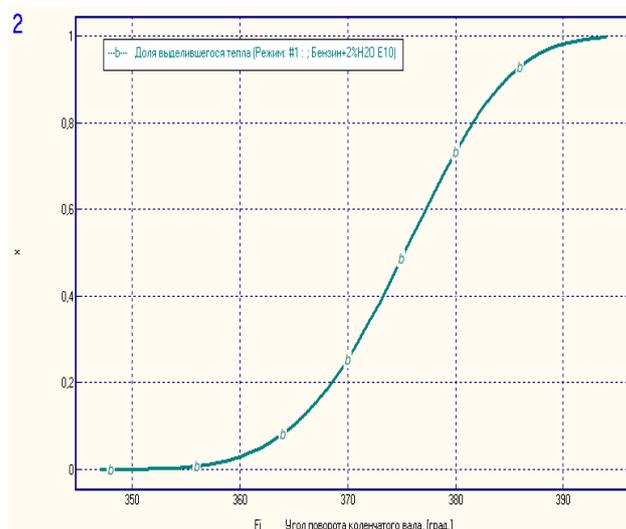
г)

Рисунок 38 – Скорость тепловыделения при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% H_2O ; (в) бензине 95% и впрыске 5% H_2O ; (г) бензине 90% и впрыске 10% H_2O

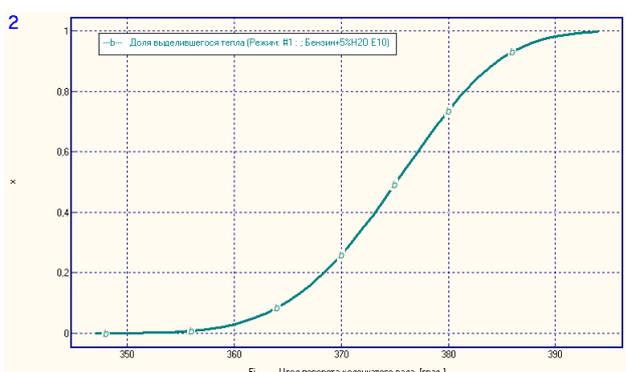
На рисунке 39 представлена характеристика тепловыделения при работе на бензине и при впрыске 2% H_2O , 5% H_2O и 10% H_2O , соответственно. Мы видим, что с увеличением доли воды кривая тепловыделения становится более полой.



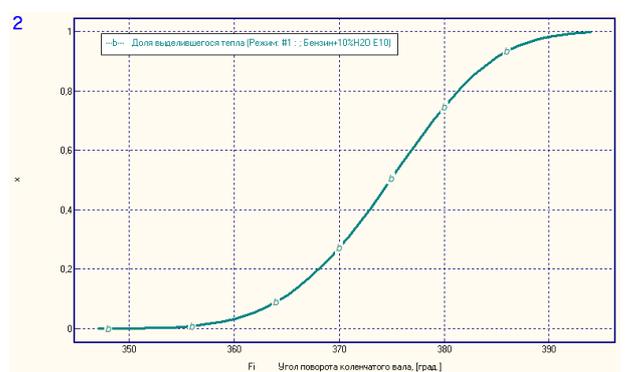
а)



б)



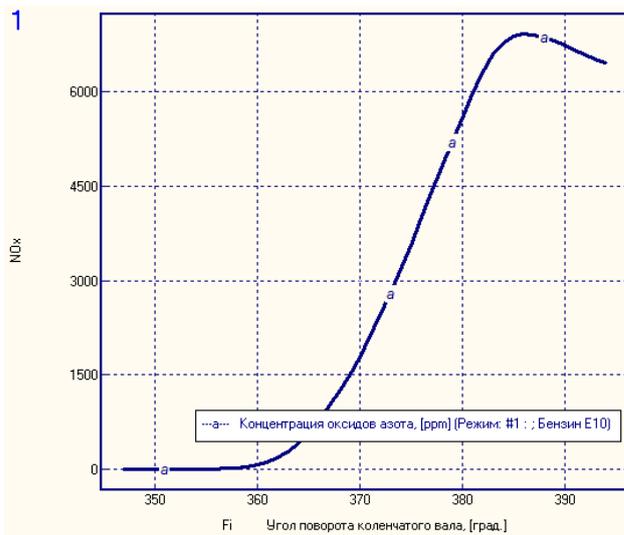
в)



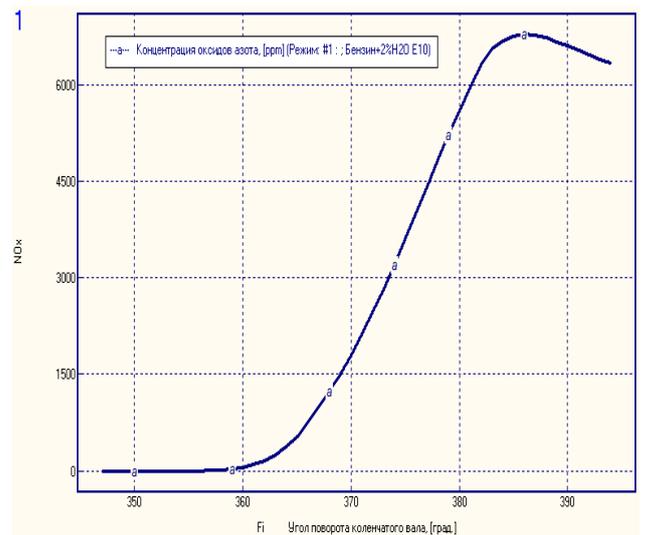
г)

Рисунок 39 – Доля выделенного тепла (характеристика тепловыделения) при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% H_2O ; (в) бензине 95% и впрыске 5% H_2O ; (г) бензине 90% и впрыске 10% H_2O

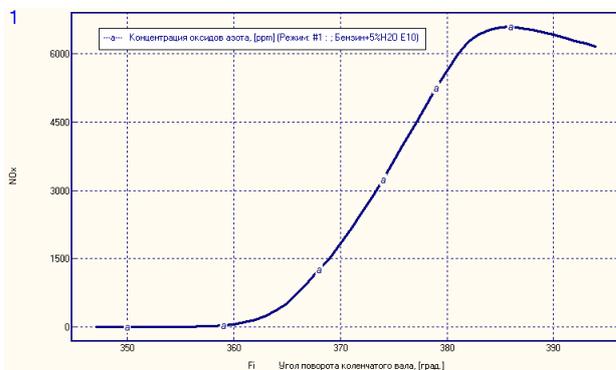
На рисунке 40 представлена концентрация оксидов азота при работе на бензине и при впрыске 2% H_2O , 5% H_2O и 10% H_2O , соответственно. Мы видим, что с увеличением доли впрыскиваемой воды концентрация термических оксидов азота незначительно снижается, что связано с меньшей температурой процесса сгорания.



а)



б)



в)



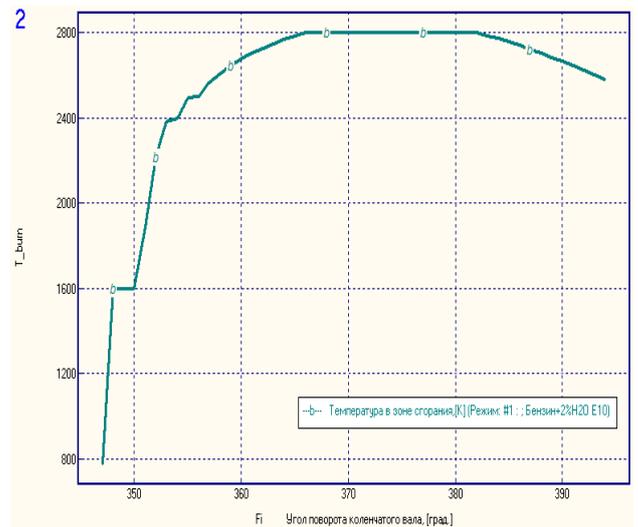
г)

Рисунок 40 – Концентрация оксидов азота при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% H₂O; (в) бензине 95% и впрыске 5% H₂O; (г) бензине 90% и впрыске 10% H₂O

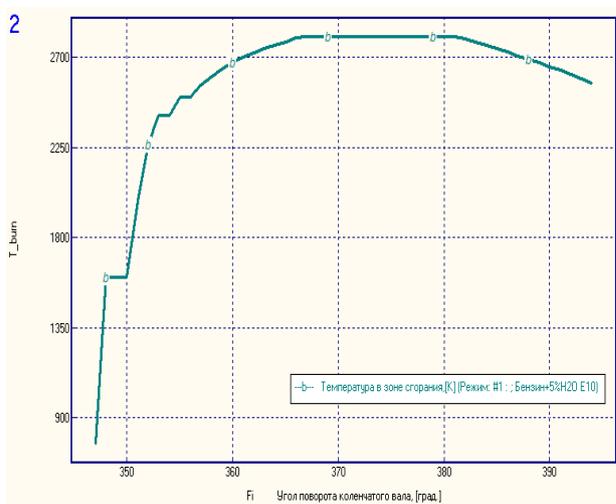
На рисунке 41 представлена температура в зоне сгорания при работе на бензине и при впрыске 2% H₂O, 5% H₂O и 10% H₂O, соответственно. Мы видим, что с увеличением доли впрыскиваемой воды температура в зоне горения незначительно снижается, что связано с большей теплоемкостью при добавке воды.



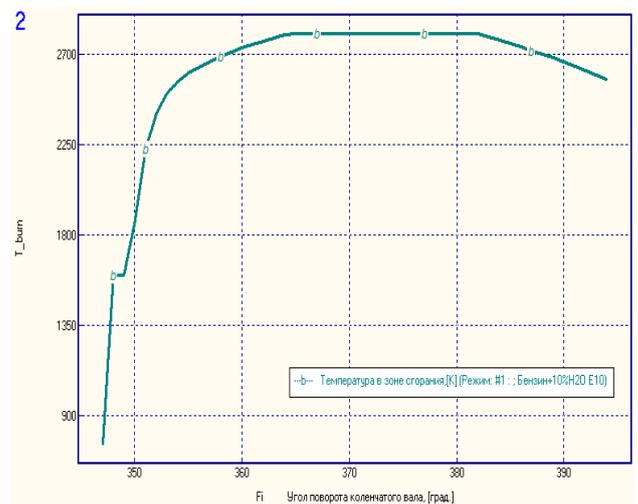
а)



б)



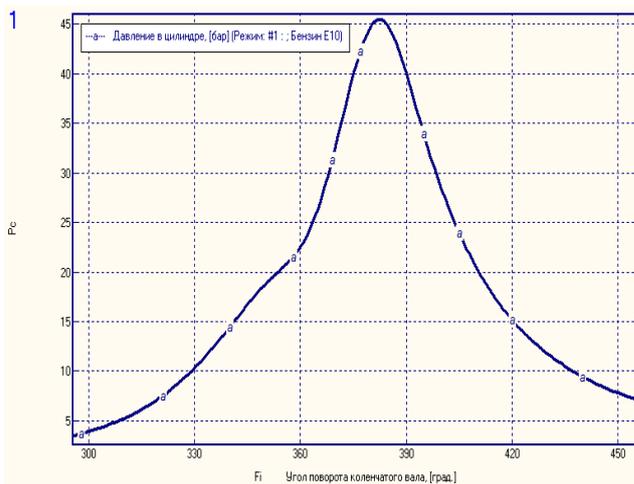
в)



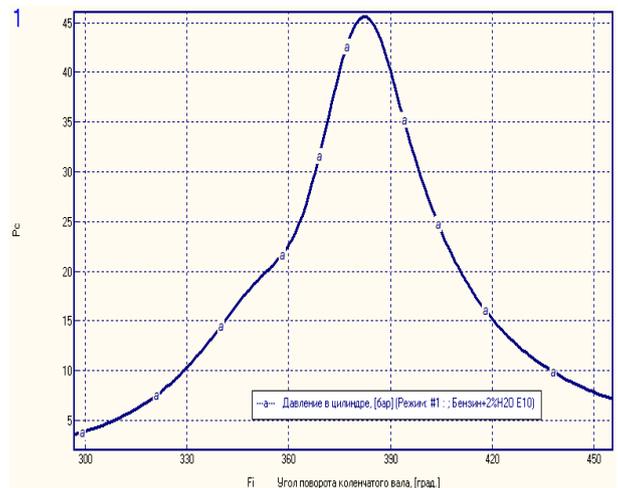
г)

Рисунок 41 – Температура в зоне сгорания при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% H_2O ; (в) бензине 95% и впрыске 5% H_2O ; (г) бензине 90% и впрыске 10% H_2O

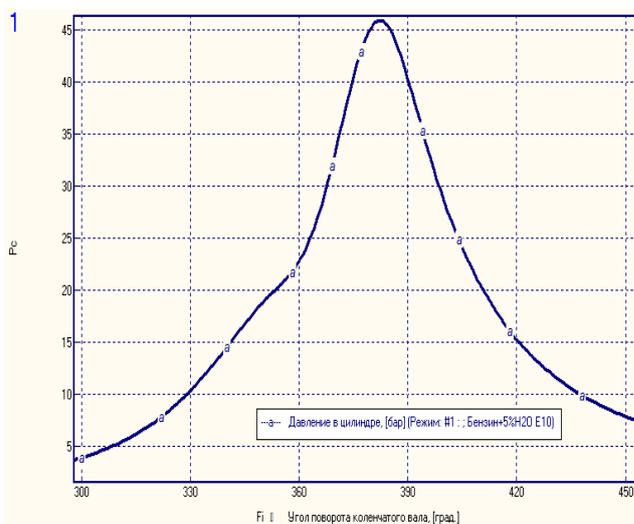
На рисунке 42 представлена индикаторное давление в цилиндре двигателя при работе на бензине и при впрыске 2% H_2O , 5% H_2O и 10% H_2O , соответственно. Мы видим, что с увеличением доли впрыскиваемой воды максимальное давление несколько снижается.



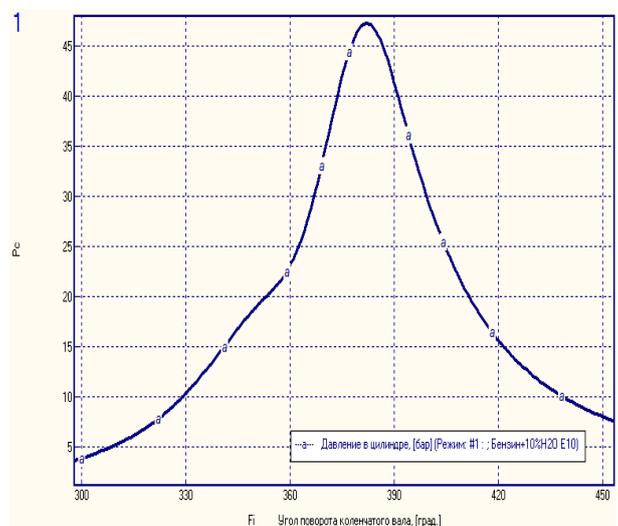
а)



б)



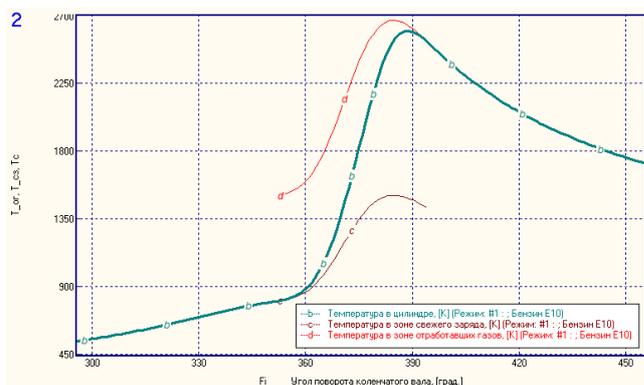
в)



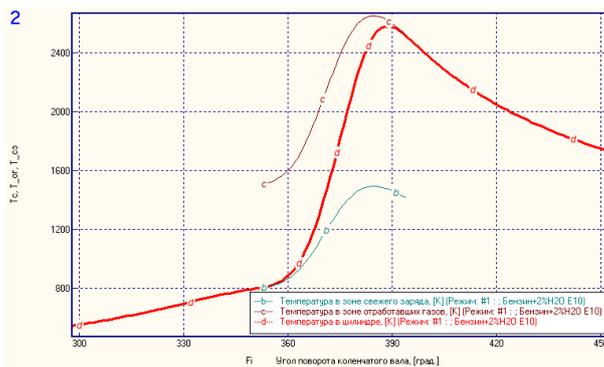
г)

Рисунок 42 – Давление в цилиндре при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% H_2O ; (в) бензине 95% и впрыске 5% H_2O ; (г) бензине 90% и впрыске 10% H_2O

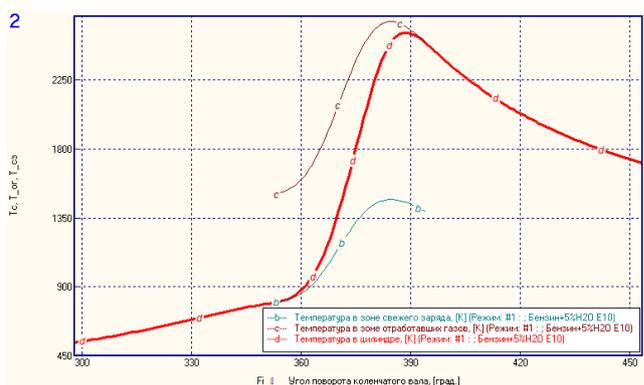
На рисунке 43 представлена температура в цилиндре, свежей смеси, продуктов сгорания и средняя при работе на бензине и при впрыске 2% H_2O , 5% H_2O и 10% H_2O , соответственно. Мы видим, что с увеличением доли впрыскиваемой воды происходит снижение температуры, как в свежей смеси, так и продуктов сгорания.



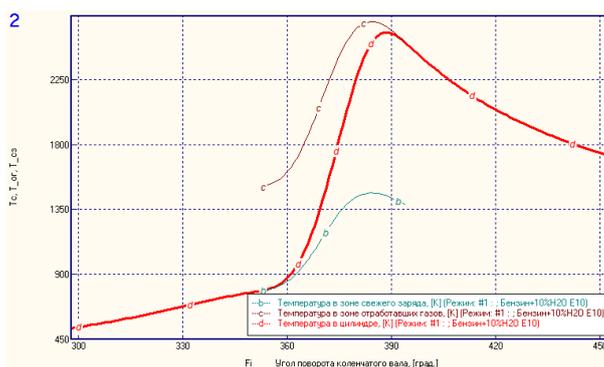
а)



б)



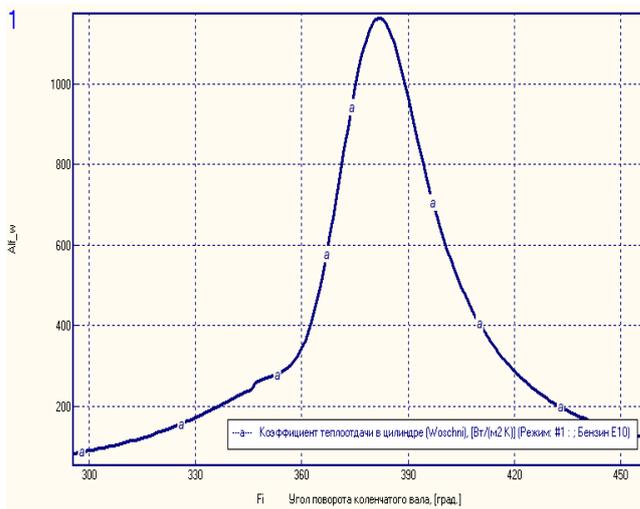
в)



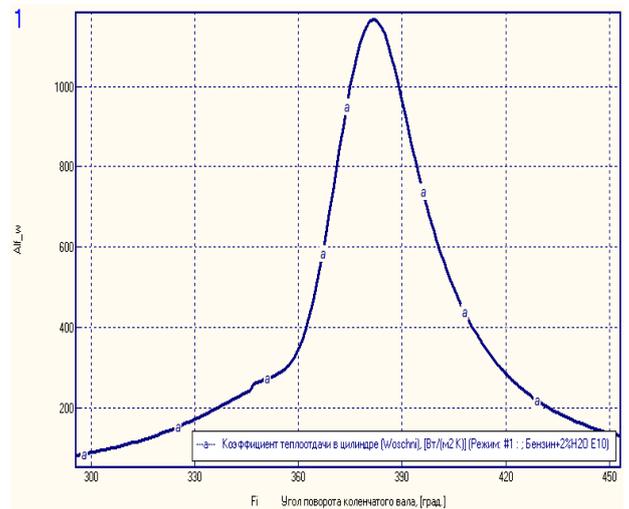
г)

Рисунок 43 – Температура в цилиндре, свежей смеси, продуктов сгорания и средняя при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% H_2O ; (в) бензине 95% и впрыске 5% H_2O ; (г) бензине 90% и впрыске 10% H_2O

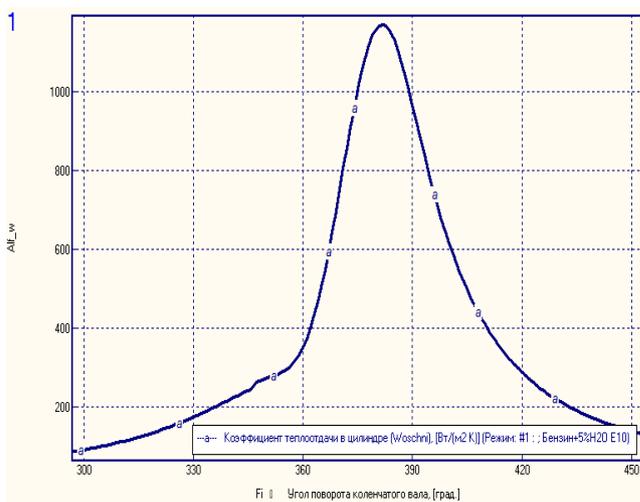
На рисунке 44 представлен Коэффициент теплоотдачи Вошни при работе на бензине и при впрыске 2% H_2O , 5% H_2O и 10% H_2O , соответственно. Мы видим, что с увеличением доли впрыскиваемой воды происходит повышения коэффициента теплопередачи вследствие большей теплоемкости смеси, а следовательно, большему тепловому потоку в стенку.



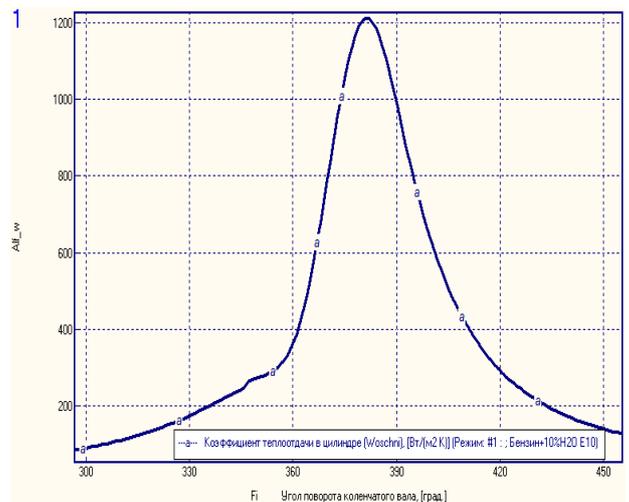
а)



б)



в)



г)

Рисунок 44 – Коэффициент теплоотдачи Вошни при работе на: (а) бензине; (б) бензине 98% и впрыске 2% H_2O ; (в) бензине 95% и впрыске 5% H_2O ; (г) бензине 90% и впрыске 10% H_2O

Выводы по главе 4 «Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина с впрыском воды»

Анализ результатов моделирования процесса сгорания бензина с впрыском воды показал наличие повышения плотности и теплоемкости рабочего тела в цилиндре двигателя, что привело к снижению температуры и расширению границ детонации. Это позволяет либо снижать токсичность по оксидам азота, если работать без изменения угла опережения зажигания или повысить эффективность за счет перехода в более выгодные углы опережения зажигания.

Заключение

Выполнен анализ влияния форсирования с применением впрыска воды или закиси азота на рабочий процесс двигателя легкового автомобиля.

Получены следующие основные выводы, а именно:

- Впрыск закиси азота при постоянных регулировочных параметрах двигателя не изменяет условия и характеристики процесса сгорания.
- Впрыск воды несколько снижает температуру и давление в процесс сгорания, но за счет повышения теплоемкости имеются лучшие показания последующего расширения, что приводит к некоторому росту эффективной работы цикла.
- В обоих случаях и при впрыске закиси азота и при впрыске воды расширяются границы детонации, что позволяет повысить мощность за счет работы в более выгодных углах опережения зажигания.

Выводы по главе 1

Обзор научных работ показал, что закись азота имеет неоднозначное влияние на процесс сгорания топлива:

- закись азота под действием высоких температур в камере сгорания расщепляется на азот и кислород, но при этом если интенсивность сгорания не велика, как на пример у сильно обеднённых или обогащенных смесей то его степень участия в процессе сгорания значительно снижается а у границ горения топлива он практически перестает расходоваться, то есть становится инертным соединением;
- также применение закиси азота на холодном двигателе становится не эффективна, закись азота необходимо применять только на режимах максимальной нагрузки;

- закись азота способствует охлаждению свежей смеси и за счет содержащегося кислорода снижает стехиометрическое число топлива, что улучшает наполнение, но закись азота — это газ (плотность 1,977) который при впрыске во впускной коллектор вытесняет кислород (плотность 1,293), так что принципиального увеличения наполнения не наблюдается;
- закись азота за счет сокращения содержания свободного кислорода в воздухе расширяет границы без детонационного горения, это и является главной причиной позволяющей говорить об эффективности применения закиси азота для форсирования двигателя.

Анализ добавки воды показал, тоже не столь однозначные результаты по эффективному улучшению процесса сгорания, рассмотрим выявленные особенности:

- впрыск воды снижает общую температуру смеси и продуктов сгорания, в том числе и за счет высокой теплоемкости;
- снижение температуры поступающего воздуха улучшает наполнение, но в тоже время вода при впрыске во впускной коллектор испаряется и вытесняет воздух, и как показал обзор, добавка уже 10% воды от суммарной массы топлива и воды, уже не показывает улучшение наполнения цилиндров, а 20% и более отмечено ухудшение наполнения;
- повышение детонационной стойкости при добавке воды происходит за счет высокой стабильности молекул воды и повышением теплоемкости смеси, это позволяет говорить об эффективности применения впрыска воды именно в двигателях с наддувом, так как там нет проблем с наполнением цилиндров, а расширение пределов детонации значительно повышает эффективность работы таких двигателей.

Обобщая выше сказанное, можно отметить, что для безнаддувного двигателя с ограниченными пропускными возможностями впускных каналов, эффективными следует рассматривать добавки воды и закиси азота до 10% от суммарной массы топлива и добавки. Для закиси азота отмечается, что для стехиометрических смесей метана наибольший прирост эффективности горения наблюдается при добавке 2,5%, а для водорода 5%.

Выводы по главе 2 «Описание исследуемых моделей двигателя»

Показано что модель на базе исследовательской установки УИТ-85 соответствует задачам проводимых исследований. Приведены основные данные для расчета и обоснование необходимости выбора предложенных параметров.

Выводы по главе 3 «Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина с впрыском закиси азота»

Анализ результатов представленных результатов моделирования процесса сгорания бензина с впрыском закиси азота, показал, что впрыск закиси азота не приводит к изменению характера сгорания в цилиндре двигателя. Основным механизмом повышения мощности при добавке закиси азота является повышение антидетонационной стойкости, что позволяет работать на более выгодных углах опережения зажигания, что и вызывает прирост мощности и эффективности двигателя.

Выводы по главе 4 «Обзор результатов моделирования процесса сгорания бензина с впрыском воды»

Анализ результатов моделирования процесса сгорания бензина с впрыском воды показал наличие повышения плотности и теплоемкости рабочего тела в цилиндре двигателя, что привело к снижению температуры и расширению границ детонации. Это позволяет либо снижать токсичность по оксидам азота, если работать без изменения угла опережения зажигания или повысить эффективность за счет перехода в более выгодные углы опережения зажигания.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. 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
2. L. Yüksek, O. Özener, H. Kaleli Determination of Optimum Compression Ratio: A Tribological Aspect / Tribology in Industry. Vol. 35, No. 4 (2013) 270-275
3. LAKE, T., STOKES, J., MURPHY, R., OSBORNE, R. and SCHAMEL, A., 'Turbocharging Concepts for Downsized DI Gasoline Engines', SAE paper 200401-0036. (2004)
4. LECOINTE, B. and MONNIER, G., 'Downsizing a Gasoline Engine Using Turbocharging with Direct Injection', SAE paper 2003-01-0542. (2003)
5. 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)
6. ATTARD, W.P., 'Exploring the Limits of Spark Ignited Small Engines', Current Ph.D. Thesis, Mech. Eng. Dept., Univ. of Melbourne. (2007)
7. 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)
8. DONGHEE, H., SEUNG, K.H. and BONG-HOON, H., 'Development of 2.0L Turbocharged DISI Engine for Downsizing Application', SAE paper 2007-010259. (2007)
9. HEYWOOD, J., 'Internal Combustion Engine Fundamentals', ISBN 007028637X. (1988)
10. TAYLOR, C.F., 'The Internal Combustion Engine in Theory and Practice', Vol. 1 and 2, ISBN 0262700271.(1977)

11. 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)
12. EDISON, M.H. and TAYLOR, C.F., 'The Limits of Engine Performance-Comparison of Actual and Theoretical Cycles', vol. 7, pp.65-81. (1964)
13. 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. Черногловка: РАН, 2000.-ч.3. - с.155-157.
14. Daniels, C. F. The comparison of mass fraction burned obtained from the cylinder pressure signal and spark plug ion signal / SAE paper № 980140, 1998.
15. Eriksson, L. Requirements for and a systematic method for identifying heat release model parameters. Modeling of SI and Diesel Engines / SAE Paper № 980626, 1998.
16. Franke, A. Employing an ionization sensor for combustion diagnostics in a learn burn natural gas engine / A. Franke, P. Einewall, B. Johansson, R. Reinmann // SAE paper № 2001-01-0992, 2001.
17. Frenklach, M. GRI-Mech / M. Frenklach, T. Bowman, G. Smith, B. Gardiner // entnommen am 18.06.2009. 2009.
18. Grill, M. Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren / M.Grill // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2006a.
19. Gülder, Ö. L. Turbulent Premixed Combustion Modelling using Fractal Geometry / Ö.L. Gülder // in: 23. Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute. 1990.
20. Herdin, G. Emissionsproblematik bei Biogasmotoren / G.Herdin // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007.
21. 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.

22. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. B. Heywood // New York: McGraw-Hill. 1988.
23. Hiroyasu, H. Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber / H. Hiroyasu, T. Kodata // SAE Paper 740715. 1974.
24. 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.
25. 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.
26. 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.
27. Kettner, M. Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Optimierung der Entflammung von mageren Gemischen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung / M. Kettner // Karlsruhe, Universität, Dissertation. 2006.
28. Klimstra, J. The road to obtain the ultimate performance of gas engines - opportunities and challenges / J. Klimstra // in: 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau. 2007.
29. Koch, T. Numerischer Beitrag zur Charakterisierung und Vorausberechnung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkt einspritzenden, strahlgeführten Ottomotor / T. Koch // Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation. 2002.
30. Kogler, G. Potential of HCCI for large natural gas fueled engines / G. Kogler, A. Wimmer // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.
31. Aleiferis, P., G., Serras-Pereira, J., Romunde, Z., Caine, J., Wirth, M., 2010: Mechanisms of spray formation and combustion from a multi-hole injector with E85 and gasoline. Combustion and Flame 157: 735–756.

32. Czech Association of Petroleum Industry and Trade (ČAPPO), 2010: Zhodnocení používání biopaliv v dopravě v České republice k 31. 5. 2010 (Evaluation of biofuels consumption in the transportation industry in the Czech Republic to the date of 31 May 2010, in Czech), available at the address: <http://www.cappo.cz/res/data/000039.pdf>.
33. Demirbas, A., 2009: Biofuels, Green Energy and Technology. London: Springer 2009, 336 pp. ISBN 978-1-84882-010-4
34. Directive 2003/30/EC of the European Parliament and of the Council on the promotion of the use biofuels or other renewable fuels for transport. Brusel 2003.
35. Koc, M., Sekmen, Y., Topgül, T., Yücesu S. H., 2009: The effects of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine. *Renewable Energy* 34: 2101–2106.
36. Matějovský, V., 2005: Automobilová paliva (Automobile fuels, in Czech). 1st ed. Praha: Grada Publishing, a. s., 224 pp. ISBN 80-247-0350-5.
37. Miler, P., Hromádko, J., Hromádko, J., Hönig, V., Schwarzkopf, M., 2009: Zhodnocení ekologického potenciálu paliva E85 (Evaluation of the ecologic potential of E85 biofuel, in Czech). *Listy cukrovarnické a řepařské* 125, 5–6: 180–184.
38. Park, S. H., Kim, J. K., Suh, H. K., Lee, CH. S., 2009: Atomization and spray characteristics of bioethanol and bioethanol blended gasoline fuel injected through a direct injection gasoline injector. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 30, 1183–1192.
39. Chifter, I., Diaz, L., Rodriguez, R., Gómez, J., P., Gonzales, U., 2011: Combustion and emissions behavior for ethanol-gasoline blends in a single cylinder engine. *Fuel* 90: 3586–3592.
40. Trnavský, J., 2011: Motorová biopaliva bez přesudků (Engine biofuels without prejudices, in Czech). *Energie* 21, 4/2011: 30–31.
41. Vlk, F., 2006: Paliva a maziva motorových vozidel (Fuels and lubricants of motor vehicle). 1st ed. Brno: František Vlk, 376 pp. ISBN 80-239-6461-5.