

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»
Институт машиностроения
(наименование института полностью)
Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование кафедры)
13.04.03 Энергетическое машиностроение
(код и наименование направления подготовки)
Энергетические комплексы и системы управления
(направленность (профиль))

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему Улучшение экономических показателей поршневого двигателя
с искровым зажиганием за счет применения добавок водорода

Студент А.Н. Афанасьев (И.О. Фамилия) (личная подпись)

Научный руководитель Д.А. Павлов (И.О. Фамилия) (личная подпись)

Руководитель программы к.т.н., доцент Д.А. Павлов (ученая степень, звание, И.О. Фамилия) (личная подпись)

« _____ » _____ 2019 г.

Допустить к защите
Заведующий кафедрой к.т.н., доцент Д.А. Павлов (ученая степень, звание, И.О. Фамилия) (личная подпись)

« _____ » _____ 2019 г.

Тольятти 2019

Содержание

	Введение	5
1	Состояние вопроса и задача исследования	12
1.1	Тепловой баланс поршневого двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием на режимах городского цикла	12
1.2	Показатели оценки процесса сгорания и эффективности рабочего процесса поршневого двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием	15
1.2.1	Оценка процесса сгорания	15
1.2.2	Оценка эффективности рабочего процесса	17
1.3	Причины ухудшения рабочего процесса поршневого двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием на режимах частичных нагрузок	20
1.3.1	Факторы, влияющие на эффективность рабочего процесса в период развития пламени	20
1.3.2	Факторы, влияющие на эффективность рабочего процесса в период быстрого сгорания	24
1.3.2.1	Влияние факторов на эффективность сгорания	26
1.3.2.2	Влияние факторов на термодинамическую эффективность	36
1.4	Межцикловая неравномерность рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием	42
1.4.1	Причины межцикловой неравномерности	47
1.4.2	Факторы, влияющие на уровень межцикловой неравномерности	50
1.5	Направления совершенствования рабочего процесса с целью улучшения показателей и мероприятия по уменьшению межцикловой неравномерности	51
1.5.1	Совершенствование системы зажигания	52

1.5.2	Повышение турбулентности заряда	54
1.5.3	Подогрев заряда на впуске	57
1.5.4	Применение клапанного механизма с изменяемым подъемом и фазами открытия клапана	58
1.5.5	Рециркуляция отработавших газов	58
1.5.6	Применение топлив с высокой ламинарной скоростью сгорания	59
1.6	Выводы по разделу 1	67
1.7	Задачи исследования	69
2	Снижение межциклового неравномерности как фактор повышения эффективности рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием	71
2.1	Взаимосвязь показателя оценки межциклового неравномерности с параметрами эффективности рабочего процесса ПДВС	75
2.1.1	Корреляционные модели показателя межциклового неравномерности от ключевых параметров эффективного рабочего процесса	75
2.1.2	Взаимосвязь показателя межциклового неравномерности с положением центральной линии сгорания	79
2.1.3	Взаимосвязь показателя межциклового неравномерности с продолжительностью периода быстрого сгорания	80
2.2	Параметры рабочего процесса ПДВС и показателя межциклового неравномерности на режимах частичных нагрузок	81
2.2.1	Режимы средних нагрузок	81
2.2.2	Режим холостого хода, как характерный режим малых нагрузок	84
2.3	Выводы по разделу 2	92
3	Анализ влияния добавок водорода к бензину на режи-	

	мах низкой эффективности рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием	94
3.1	Концептуальное представление влияния водорода на эффективность рабочего процесса в ПДВС с искровым зажиганием	94
3.2	Механизм влияния водорода на период развития пла- мени	97
3.3	Механизм влияние водорода на период быстрого сго- рания	101
3.4	Влияние добавок водорода к бензину на рабочий про- цесс ПДВС с искровым зажиганием на режиме холо- стого хода	104
3.5	Выводы по разделу 3	110
	Заключение	112
	Список сокращений и условных обозначений	114
	Список используемых источников	118

Введение

За последние 115 лет (1901–2016 гг.) повышение температуры приземного воздуха на континентах и океанах составило примерно один градус. Этот исторический период является самым теплым в истории современной цивилизации, например, в Северном полушарии последние 30 лет, вероятно, были самыми теплыми за 1400 лет [1].

За последние 30 лет человеческая активность, с вероятностью ближе к 100%, стала причиной превышения примерно на один градус среднего уровня повышения температуры на планете, фиксировавшегося в доиндустриальный период 1850–1900 г.г. В последние несколько лет также были зафиксированы рекордные, связанные с климатом, экстремальные погодные явления, а 2013–2016 года были самыми теплыми за всю историю наблюдений для земного шара. Помимо потепления, тысячи исследований, проведенных по всему миру, зафиксировали изменения температуры поверхности, атмосферы и океана; тающие ледники; уменьшение снежного покрова; сокращение морского льда; повышение уровня моря; подкисление океана; увеличение атмосферного водяного пара [2–4].

На основании многочисленных данных, что весьма вероятно, человеческая деятельность, особенно связанная с выбросами парниковых газов, являются главной причиной наблюдаемого потепления.

Масштабы изменения климата в ближайшие несколько десятилетий будут зависеть главным образом от количества парниковых газов (особенно углекислого газа), выбрасываемых во всем мире. При этом, с наибольшей вероятностью, повышение средней температуры на планете достигнет $1,5^{\circ}\text{C}$ за период 2032–2050 годы [5].

Без значительного сокращения выбросов повышение среднегодовой глобальной температуры по сравнению с доиндустриальным временем может достичь 5°C или более градусов к концу этого столетия. При проти-

воположном сценарии регулирования выбросов увеличение среднегодовой глобальной температуры может быть ограничено 2°C или менее.

Транспортная отрасль является основным потребителем нефтяных топлив (более 50% добываемой нефти), источником выбросов углекислого газа и загрязнения окружающей среды вредными веществами.

По данным Международного энергетического агентства в 2009 году на транспортный сектор приходилось примерно одна пятая мирового потребления первичной энергии и около 25% (в США – до 33% [6]) выбросов углекислого газа (CO₂), связанных с ее преобразованием. Эти процентные соотношения немного уменьшились в 2010 году и, по прогнозам специалистов, стабилизируются на этих уровнях в ближайшие десятилетия, если не будут предприняты значительные усилия к их снижению. Транспортный сектор использует энергию нефтяных топлив более чем в 93% (по итогам 2017 года в США – 91,8% [6]) преобразуемой энергии и ожидается, что нефть останется основным источником для транспортных топлив в обозримом будущем [7].

В настоящее время поршневой двигатель внутреннего сгорания (ПДВС) является одним из основных источников механической энергии. Общая мощность ПДВС составляет 80–85% мощности всех энергетических установок в мировой энергетике. Доминирующее положение ПДВС занимают на транспорте, так, например, на долю поршневой авиации приходится – около 70% техники, на автомобильном транспорте – более 95%.

Мировой парк автомобильной техники превысил 1 млрд. единиц в 2010 году, при этом на автомобили, находящиеся в частной собственности, приходилось немногим менее 800 млн. единиц техники [8]. В то же самое время, продажи новой автомобильной техники с каждым годом продолжают возрастать, так на 2012 год продажи легковых и легких коммерческих автомобилей составляли около 75 млн. единиц, а в 2017 году уже немногим меньше 95 млн. единиц.

Бензин является основным топливом для легкового транспорта. При этом бензиновые двигатели с искровым зажиганием, используемые на легковом транспорте, определяют около 65% выбросов CO₂ всего транспортного сектора [9], и, следовательно, около 16–25% выбросов от преобразования первичной энергии.

Дальнейшее развитие человечества, по признанию большинства экспертов и политиков, напрямую должно быть связано с повышением эффективности мировой энергетики и транспорта, в частности, в первую очередь снижением использования углеводородного топлива с высоким содержанием углерода в химической формуле при производстве энергии [10, 11].

Повышение эффективности использования энергии с одной стороны обеспечит в будущем энергетическую безопасность страны и мира в целом, с другой – является самым дешевым, быстрым и экологичным способом решения проблем, связанных с нехваткой энергии. Меры по повышению эффективности использования жидких видов топлива могут позволить сэкономить объем топлива, равный половине мирового потребления нефти в настоящий момент (по состоянию на 2006 год). Это обеспечит компенсацию около 56% роста потребления нефти в базовом (прогнозируемом) сценарии развития мировой экономики [10].

Возможные изменения в национальных транспортных системах – т.е. как будет путешествовать население, какими транспортными средствами, какое топливо при этом будет использоваться – предполагают дополнительный значительный потенциал для существенного сокращения выбросов парниковых газов [12].

По прогнозам авторитетной на автомобильном рынке американской компании «Delphi», представленным на рисунке В.1, структура выпускаемых новых автомобилей будет меняться по типу используемого топлива, применяемым энергетическим установкам, принципам их регулирования и т.д. [13].

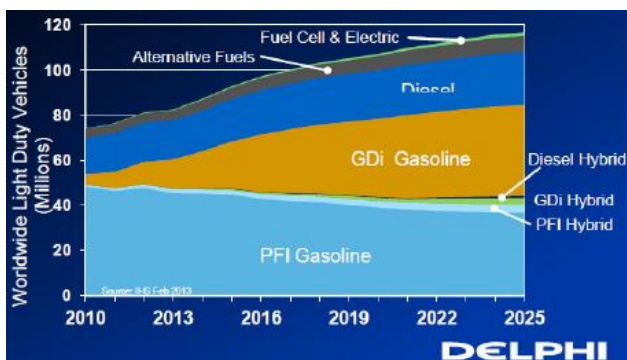


Рисунок В.1 – Прогноз выпуска новых легковых автомобилей по видам технологий

Российская Федерация участвует в реализации мировым сообществом плана по повышению энергоэффективности экономики и, в конечном счете, в достижении цели по снижению выбросов парниковых газов. Указом Президента Российской Федерации от 1 декабря 2016 г. №

642 "О Стратегии научно–технологического развития Российской Федерации" утвержден перечень стратегических направлений научно–технологического развития Российской Федерации и в их число вошло направление: «переход к экологически чистой и ресурсосберегающей энергетике, повышение эффективности добычи и глубокой переработки углеводородного сырья, формирование новых источников, способов транспортировки и хранения энергии».

По состоянию на 2015 г. транспортный сектор России ежегодно потреблял порядка 65 млн. тонн н. э. энергии, из них 99% приходилось на нефтяные топлива (сжиженные углеводородные газы, бензин, дизельное топливо), 60% которых в свою очередь составляли автомобильные бензины [14, 15].

По состоянию на 1 января 2018 г. в России было зарегистрировано 59,7 млн. транспортных средств. Ежегодный прирост парка транспортных средств составляет – 1–1,5 млн. единиц и к 2040 году российский парк автомобилей приблизится к 100 млн. единиц и, как можно видеть из рисунка В.2, он в основном будет состоять из легковых автомобилей. В общем парке транспортных средств на 1 января 2018 года доля легковых автомобилей составляла – 78,4%, среди которых автомобили старше 10 лет – 47,5%, старше 5 лет – 24%. Такое соотношение по возрастной категории транспортных средств фактически не изменилось за последнее десятилетие,

например, для 2010 года доля автомобилей старше 10 лет составляла – 48,2%, и, с учетом экономического кризиса, мало изменится и в будущие 7–10 лет.

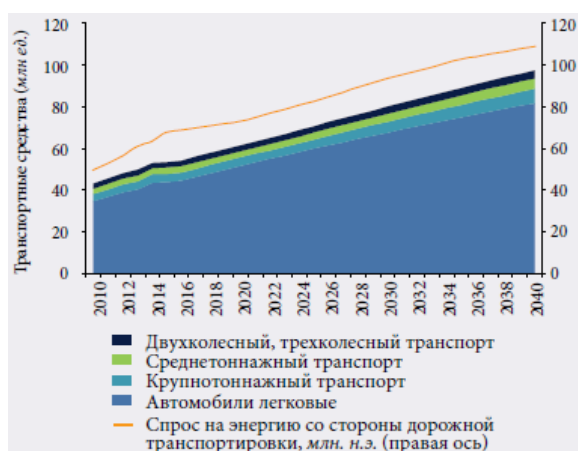


Рисунок В.2 – Прогноз парка транспортных средств России [14]

является значимой научно–технической задачей в свете обозначенного руководством страны стратегического направления научно–технологического развития.

Распоряжением Правительства РФ от 22 ноября 2008 г. N 1734–р утверждена Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года. В данном документе особа роль отведена приоритету развития транспортного сектора – формированию и реализации экологической политики в сфере транспорта, который выражается в цели стратегии «Снижение негативного воздействия транспортной системы на окружающую среду».

Индикатором первого уровня для оценки успешности развития транспортного сектора определен – объем выбросов углекислого газа на один приведенный тонно–километр по видам транспорта.

К индикаторам второго уровня, наряду с другими, также относятся:

– доля альтернативных видов топлива в общем топливопотреблении автотранспортных средств;

– доля парка транспортных средств с гибридными, электрическими двигателями и двигателями на альтернативных видах топлива в общей численности парка транспортных средств;

– средний удельный расход топлива (электроэнергии) на единицу транспортной работы, выполненной транспортными средствами по видам транспорта (к уровню 2010 года).

Можно также отметить, что в настоящее время в структурах Правительства РФ проходит согласование подпрограмма развития использования газомоторного топлива на транспорте государственной программы Российской Федерации "Энергоэффективность и развитие энергетики". Данная подпрограмма направлена на стимулирование развития рынка газомоторного топлива в России. В планах Правительства РФ к 2030 году реализация строительства 2300 газозаправочных комплексов для транспорта на природном газе в соответствии с данной инициативой.

Расширение использования природного газа в транспортном секторе является первым шагом к развитию водородной энергетики на транспорте и быту. Драйвером в этом движении уже сейчас в мире становятся топливные элементы, так, по заключению консалтинговой компании Navigant Research, количество транспортных средств с водородными топливными элементами по всему миру вырастет к 2030 году — до 1,5 млн. единиц [16, 17]. В Японии действует целая государственная программа ENE-FARM создания бытовых автономных водородных когенерационных установок — в настоящий момент в стране их уже несколько тысяч.

На рисунках В.3, В.4 представлены концептуальные элементы модели будущей безуглеродной водородной энергетики: транспортировка водорода по трубопроводам совместно с метаном и водородные (метано-водородные) заправки транспортных средств.

В планах корпорации ПАО «Газпром» разработка инновационного блочно-комплектного исполнения оборудования по производству метано-водородного топлива (его унификация) для серийного производства и по-

следующего его использования в первую очередь на собственных газоперекачивающих агрегатах, а затем и в других областях энергетики [19].

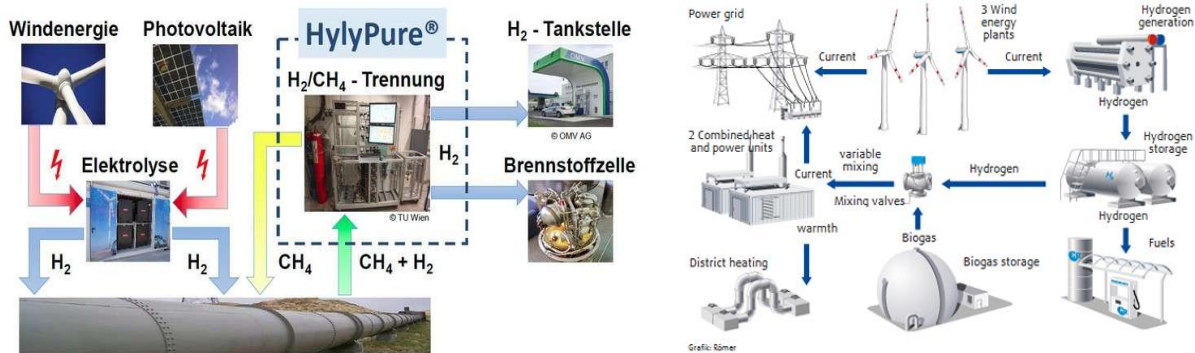


Рисунок В.3 – Схемы комплексного использования метана с водородом

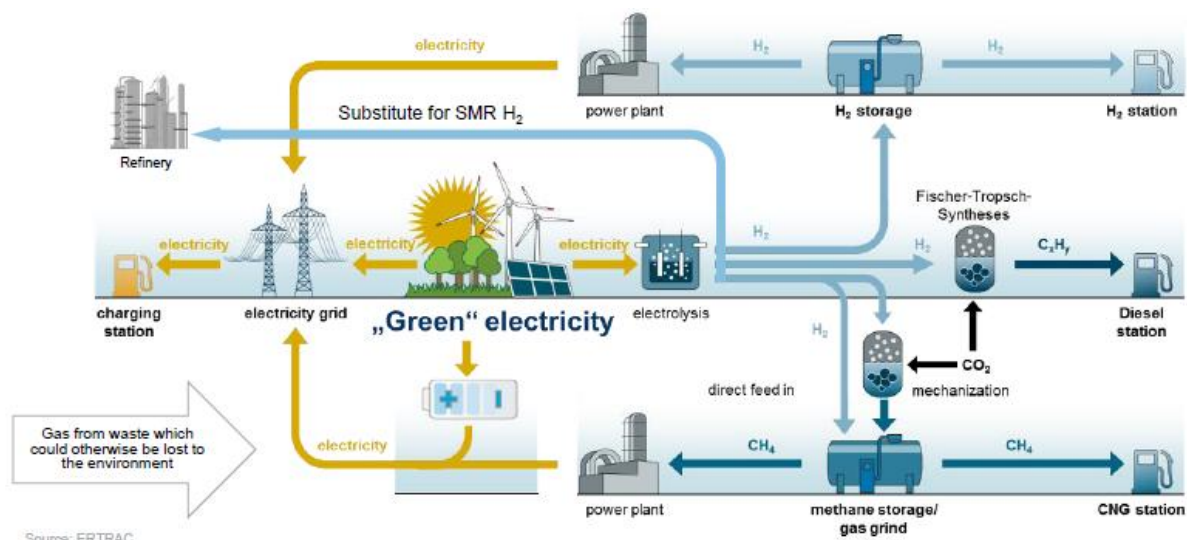


Рисунок В.4 – Концепция будущих заправочных станций [18]

Прослеживаемые тенденции в векторе развития отечественной энергетической отрасли страны, а именно, в направлении формирования энергоэффективной малоуглеродной энергетики, глобальное потепление на планете, в значительной степени связанное с выбросами углекислого газа, определяет целесообразность проведения глубоких научно-исследовательских работ в этой области. Данный факт определил цель настоящих исследований в рамках выполнения магистерской работы – исследование путей и возможностей повышения экономических показателей поршневых двигателей внутреннего сгорания на режимах частичных нагрузок применением бензоводородовоздушных смесей.

1 Состояние вопроса и задача исследования

Повышением энергоэффективных показателей поршневых двигателей внутреннего сгорания на режимах частичных нагрузок занимались видные отечественные ученые Е.А. Чудаков, Б.С. Стечкин, В.В. Махалдиани, Н.Х. Дьяченко, К.И. Генкин, И.М. Ленин, А.В. Дмитриевский, К.А. Морозов, Б.Я. Черняк, Н.А. Иващенко, Г.Н. Злотин и др., среди зарубежных можно отметить J.V. Heywood, C.F. Taylor, D.N. Assanis и т.д.

Проведенные ими исследования показывают, что улучшение топливных и экологических показателей работы ПДВС с искровым зажиганием возможно путем интенсификации процесса сгорания в цилиндре и организации устойчивого воспламенения рабочей смеси.

На основе анализа публикаций выделены основные способы интенсификации и увеличения стабильности горения топливовоздушных смесей. К ним относятся: увеличение турбулизации потока в цилиндре двигателя, повышение энергии искрового разряда, расслоение смеси в камере сгорания, форкамерно-факельное зажигание, добавление к топливу химически активного вещества с высоким коэффициентом диффузии – водорода и др.

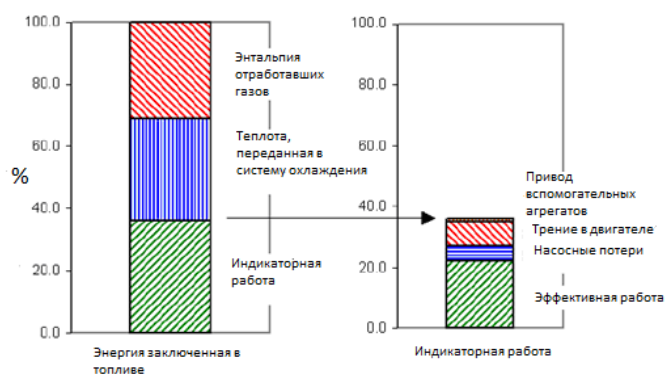
В области теоретических и экспериментальных исследований рабочего процесса в ПДВС с искровым зажиганием, в т.ч. при применении водорода, накоплен большой опыт, однако, сформировавшиеся за последние десятилетия тенденция к увеличению требований к энергоэффективности двигателя и постоянно ужесточающиеся нормы национальных стандартов к его экологическим параметрам, требуют дальнейшего развития исследований в этом направлении.

1.1 Тепловой баланс поршневого двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием на режимах городского цикла

На рисунке 1.1 приведен график с иллюстрацией теплового баланса бензинового двигателя с искровым зажиганием, работающего в условиях, характерных для ездового цикла, моделирующего условия движения современного легкового автомобиля в городских условиях. Данное представление полезно для определения потенциальных путей по снижению расхода топлива на режимах частичных нагрузок двигателя.

Проведенный анализ теплового баланса ПДВС при движении автомобиля по ездовому циклу показывает [20]:

– Приблизительно одна треть энергии топлива теряется в виде тепла с отработавшими газами, а еще одна треть теряется в виде тепла, отводимого с охлаждающей жидкостью. Потери на трение обычно проявляются в виде дополнительного тепла, передаваемого теплоносителю или маслу.



– Эффективная работа почти на 40 процентов ниже, чем индикаторная работа из-за потерь на газообмен, потерь на трение и привод вспомогательных агрегатов.

Рисунок 1.1 – Тепловой баланс ПДВС при движении автомобиля по ездовому циклу

– Улучшения в термодинамической эффективности увеличат долю энергии топлива, которая перейдет в эффективную работу.

– Потери на газообмен составляют примерно 5% от общей энергии топлива. При снижении потерь на газообмен на 20 процентов или 1 процент от энергии топлива, расход топлива может быть уменьшен на 2,8 процента (с условия сохранения термического КПД на уровне 36 процентов).

– За счет увеличения индикаторной работы вследствие повышения термодинамической эффективности на 1 процентный пункт, с 36 до 37 процентов, расход топлива можно уменьшить на 2,7 процента.

– Потери на трение составляют примерно 8 процентов от общей энергии топлива. Если потери на трение будут уменьшены на 25 процентов, или на 2 процента энергии топлива, расход топлива может быть уменьшен на 5,6 процента (при условии сохранения термического КПД на уровне 36 процентов).

– На привод вспомогательных агрегатов (масляный насос, водяной насос, вентилятор и генератор переменного тока) затрачивается приблизительно 1 процент энергии топлива. В случае снижения на 50 процентов этих затрат, или на 0,5 процента от энергии топлива, расход топлива может быть уменьшен на 1,4 процента (тепловой КПД на уровне 36 процентов).

– ПДВС с искровым зажиганием имеет средний эффективный КПД при движении автомобиля по ездовому циклу примерно равным 22%, за счет совершенствования организации рабочего процесса потенциально ПДВС может иметь эффективность выше 30%.

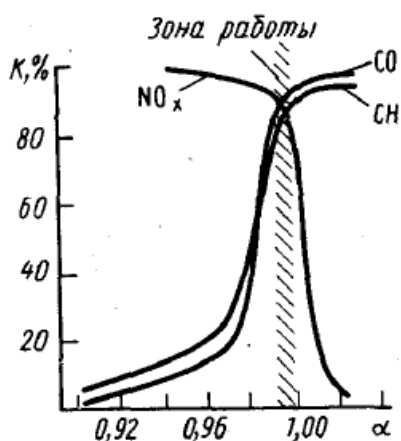


Рисунок 1.2 – Область работы трехкомпонентного нейтрализатора по коэффициенту избытка воздуха [21]

Следует отметить, что совершенствование рабочего процесса ПДВС и внедрение мероприятий по снижению расхода топлива, ввиду отсутствия к настоящему времени коммерциализируемой альтернативы применяемой системе обезвреживания вредных веществ в отработавших газах, должно осуществляться при существующих ограничениях по составу топливовоздушной смеси, а именно, при работе двигателя на составе близком к стехиометрическому (по условиям наибольшей эффективности трехкомпонентного нейтрализатора, как показано на рисунке 1.2.) и на богатых смесях, в условиях пуска и прогрева.

Значительная часть приведенных направлений в повышении эффективности работы ПДВС на режимах городского цикла связана с совершен-

ствованием рабочего процесса. Для оценки совершенства рабочего процесса в теории ПДВС введены показатели, расширенное рассмотрение которых приведено в последующих разделах.

1.2 Показатели оценки процесса сгорания и эффективности рабочего процесса поршневого двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием

1.2.1 Оценка процесса сгорания

В отечественной практике процесс сгорания в двигателях с искровым зажиганием принято разделять на три фазы:

Первая фаза (Начальная фаза сгорания) или фаза формирования фронта пламени – от момента проскакивания электрической искры до того момента, когда давление в цилиндре становится выше, чем при сжатии смеси до ВМТ без сгорания. Это продолжительность сгорания 0,3–1 мс характеризуется превращением начального очага (ядра пламени) в развитый фронт турбулентного пламени. Доля сгораемого топлива составляет 2...5%.

Вторая фаза или основная фаза сгорания – продолжительность определяется от момента завершения первой фазы сгорания до момента достижения максимального давления в цикле. Доля сгораемого топлива к моменту завершения этой фазы составляет 80...85%.

Третья фаза или фаза догорания, происходит после достижения максимального давления в цикле. Горючая смесь в основном горит в пристеночных областях, отдельные объемы смеси догорают за фронтом пламени, в значительной части, когда широкая зона турбулентного сгорания.

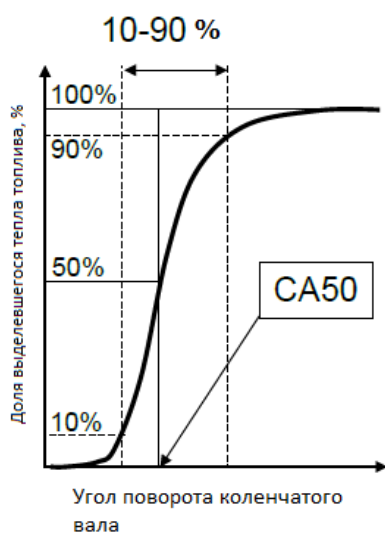


Рисунок 1.3 – Ключевые параметры при характеристике процесса сгорания

Процесс сгорания для большего понимания в литературе [21, 22] обычно описывается долей сгоревшей массы топлива в зависимости от угла поворота коленчатого вала, как показано на рисунке 1.3. Как показано на рисунке, в иностранной практике существует несколько характерных точек характеризующих процесс сгорания, которые представляют интерес в научном и практическом плане, но точка CA50 (положение в углах поворота коленчатого вала 50% массы сгоревшего топлива) представляет первостепенный интерес для анализа и контроля фаз сгорания.

Общая продолжительность сгорания от момента зажигания (0%) до окончания процесса сгорания (100% сгоревшего топлива) определяется углом θ_b и классифицируется, как «продолжительность сгорания».

Продолжительность сгорания первых 10% топлива ($\theta_{b(0-10)}$) в практике называется «периодом развития пламени», а фаза сгорания от 10% до 90% массы топлива ($\theta_{b(10-90)}$) – «периодом быстрого сгорания». Сгорание 90...100% смеси относится к «периоду догорания» и в основном эту фазу связывают с выбросом вредных веществ с отработавшими газами.

Из опыта исследований и разработок двигателей [21 – 24, 26, 56 и др.] хорошо известно, что для эффективного сгорания гомогенной топливовоздушной смеси положение CA50 должно находиться в диапазоне от 6 до 10 градусов угла п.к.в. после верхней мертвой точки.

CA50 можно определить как «центральную линию» процесса сгорания. Управляя моментом зажигания, процесс сгорания может быть смещен в соответствии с поставленной целью, например, для снижения выбросов оксидов азота, ускоренного прогрева нейтрализатора и т.п.

1.2.2 Оценка эффективности рабочего процесса

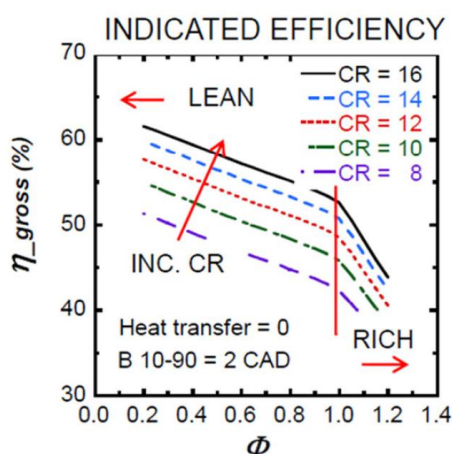


Рисунок 1.4 – Термический КПД ПДВС с искровым зажиганием в зависимости от степени сжатия и состава смеси [24]

Расчетная термическая эффективность (η_t) двигателя с искровым зажиганием с типичной для этих двигателей степенью сжатия ($\varepsilon = 9-12$) для идеального воздушного цикла Отто составляет приблизительно 60–63%. Этот КПД является функцией геометрической степени сжатия (ε), показателя отношения теплоемкостей ($\gamma = \kappa = 1,4$ для воздуха) и определяется по следующей формуле [25]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}},$$

где: ε – геометрическая степень сжатия (расширения) двигателя; γ – показатель политропы сжатия (расширения).

Из-за принятых допущений идеального воздушного цикла Отто, эта расчетная эффективность значительно выше, чем фактическая эффективность в реальных двигателях. При учете реальных свойств рабочей смеси идеальный воздушный цикл Отто при постоянном объеме называется идеальным топливно-воздушным циклом Отто. Расчетная термическая эффективность этого цикла при стехиометрическом составе смеси и степени сжатия равной $\varepsilon=12$ составляет приблизительно 50%, рисунок 1.4.

Эта эффективность зависит от степени сжатия и соотношения воздух/отработавшие газы/топливо. Эффективность реального рабочего цикла примерно на 20% еще меньше, чем идеальный топливно-воздушный цикл Отто. Это различие, как указано выше, обусловлено потерями тепла в систему охлаждения, продолжительностью сгорания, насосными потерями, утечками и неполным сгоранием топлива в реальном процессе, которые оцениваются через ряд различных КПД: $\eta_{СГОР}$, $\eta_{ТЕРМОД}$, $\eta_{ГАЗООБМЕН}$, $\eta_{ТР}$ [22, 26].

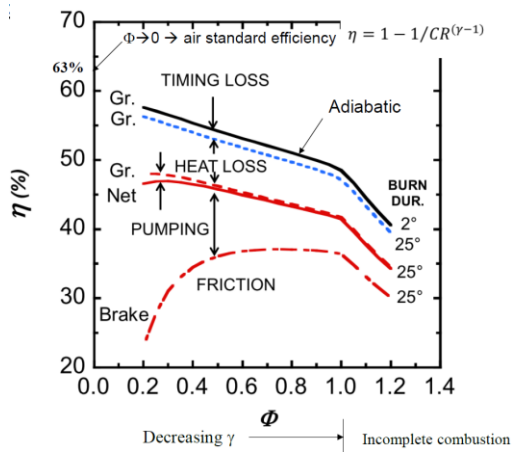


Рисунок 1.5 – Эффективность реального рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием

Потери на трение при полной нагрузке составляют около 10%

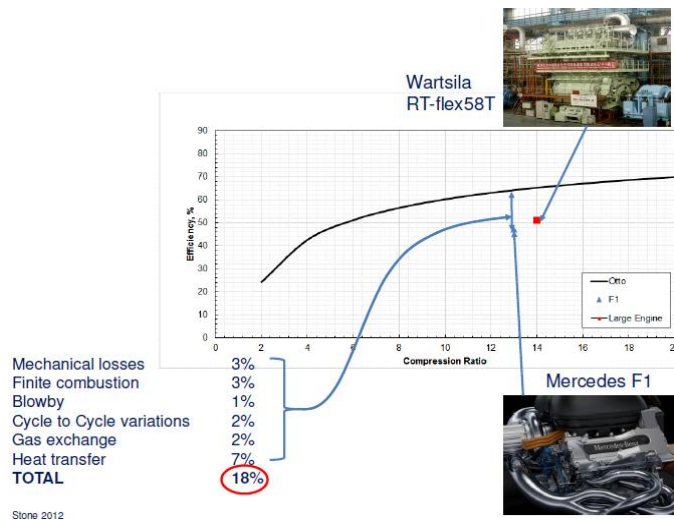


Рисунок 1.6 – Максимальная достигнута эффективность современных двигателей в сравнении с теоретическим термическим КПД [28]

преобразования теплоты топлива в эффективную работу, а также составляющих тепловых потерь в теории ПДВС через соответствующие коэффициенты эффективности, будет определяться:

$$\eta_e = \eta_i * \eta_m ;$$

Следовательно, в реальном двигателе со степенью сжатия ϵ равной 12 максимальный индикаторный КПД (η_i) составляет около 40–42% на режиме полной нагрузки при полностью открытой дроссельной заслонке [22, 24, 26, 27], как показано на рисунке 1.5.

Для определения фактической эффективности, то есть эффективного КПД (η_e) на выходном валу двигателя, следует также принимать во внимание потери на

трение. Потери на трение при полной нагрузке составляют около 10% ($\eta_m = 0,9$) от указанной работы. В результате эффективный КПД рабочего цикла ПДВС современного легкового автомобиля при полной нагрузке составляет приблизительно 30–35%, что значительно отличается от достигнутого уровня эффективности для спортивных и большого литража двигателей, рисунок 1.6.

Оценка эффективности

$$\eta_e = \eta_{СГОР} * \eta_{ТЕРМОД} * \eta_{ГАЗООБМЕН} * \eta_{ТР};$$

$$\eta_i = \eta_{СГОР} * \eta_{ТЕРМОД}$$

$$\eta_m = \eta_{ГАЗООБМЕН} * \eta_{ТР},$$

где: η_e – эффективный КПД ПДВС; η_i – индикаторный КПД ПДВС; η_m – механический КПД ПДВС; $\eta_{СГОР}$ – эффективность процесса сгорания; $\eta_{ТЕРМОД}$ – термодинамический КПД рабочего цикла; $\eta_{ГАЗООБМЕН}$ – эффективность газообмена (доля насосных потерь); $\eta_{ТР}$ – затраты на трение в двигателе и паразитные потери (привод вспомогательных агрегатов: генератор, жидкостный насос и т.п.).

В работе [29] вводится понятие относительного КПД рабочего цикла:

$$\eta_g = \eta_i / \eta_t,$$

величина которого оценивается для действительного цикла $\eta_g = 0,7 \dots 0,9$.

С учетом ранее приведенных зависимостей, получим:

$$\eta_g = \eta_{СГОР} * \eta_{ТЕРМОД} / \eta_t.$$

Режимы частичной нагрузки отличаются от режима полной нагрузки большими потерями тепла в систему охлаждения, иной продолжительностью сгорания и т.д. В практике представления индикаторного КПД по результатам испытаний двигателей, например, полученного в результате обработки индикаторных диаграмм, как правило, авторами в редких случаях проводится анализ влияющих на его величину составляющих: эффективности сгорания и термодинамической эффективности.

Оценка индикаторного КПД в виде функции двух переменных $\eta_i = f(\eta_{СГОР}, \eta_{ТЕРМОД})$ позволяет лучше оценить причины ухудшения показателей рабочего процесса и их подробное рассмотрение проводится в следующих разделах.

1.3 Причины ухудшения рабочего процесса поршневого двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием на режимах частичных нагрузок

Уменьшение количества заряда дросселированием при частичных нагрузках приводит к снижению индикаторного КПД (η_i) и увеличению механических потерь.

На снижение η_i рабочего цикла при дросселировании оказывают следующие факторы: коэффициент избытка воздуха, длительность процесса сгорания, положение участка сгорания относительно ВМТ, определяемого положением точки CA50, характеристика тепловыделения, доля теплоты, отведенной стенками цилиндра и доля теплоты, выделившаяся после основной фазы сгорания [30].

Для анализа влияния дросселирования на индикаторный КПД $\eta_i = f(\eta_{СГОР}, \eta_{ТЕРМОД})$ необходимо сначала провести рассмотрение факторов сопутствующих дросселированию и, в первую очередь, оказывающих влияние на начальную фазу сгорания.

1.3.1 Факторы, влияющие на эффективность рабочего процесса в период развития пламени

Доля тепла, выделяемого в начальной фазе сгорания, практически не влияет на эффективность рабочего процесса ввиду своей малости.

Однако влияние продолжительности периода развития пламени на весь процесс сгорания очень значительно и связано главным образом с определением положения момента CA50. На момент начала фазы, который определяется устанавливаемым углом опережения зажигания, кроме

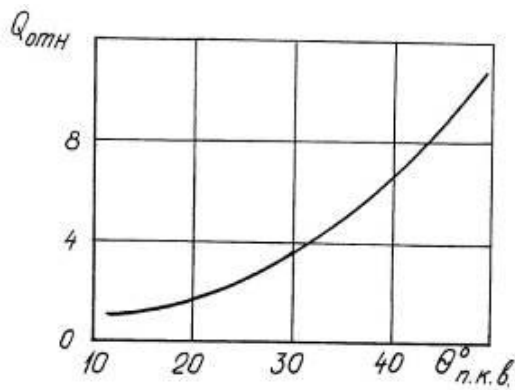


Рисунок 1.7 – Относительное количество тепла для воспламенения горючей смеси в зависимости от УОЗ [31]

условия оптимального положения момента CA50, влияют условия, которые определяют вероятность зажигания горючей смеси. Установка оптимального угла опережения зажигания на режимах глубокого дросселирования может ограничиваться низкой плотностью и температурой заряда, которые определяют необходимость в повышенной энергии для его воспламенения, как показано на рисунке 1.7, а также влиянием на величину этой энергии количества остаточных газов.

В работе [32] рассматривается влияние на предел эффективного обеднения по коэффициенту избытка воздуха, ($\lambda_{пред}$), предельной концентрации топлива в заряде и относительного количества остаточных газов и приводится зависимость следующего вида:

$$\lambda_{пред} = \frac{1}{l_0} \left[\frac{1}{c_{пред} (1 + \gamma_r / \beta_0)} - 1 \right],$$

где: γ_r – мольный коэффициент остаточных газов;

β_0 – коэффициент молекулярного изменения;

l_0 – теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг бензина;

$c_{пред} = f(p_k)$ – предельная концентрация топлива, которая определяется характеристической степенью невоспроизводимости последовательных циклов, т.е. граничной нестабильностью воспламенения заряда искрой, и зависит от свойств двигателя, его системы зажигания и режимов его работы.

Пояснение влияния возрастания предельной концентрации топлива и количества остаточных газов на обогащение смеси ($\lambda_{пред}$) по мере дроссе-

лирования, и, соответственно, на индикаторный КПД, приведено на рисунке 1.8.

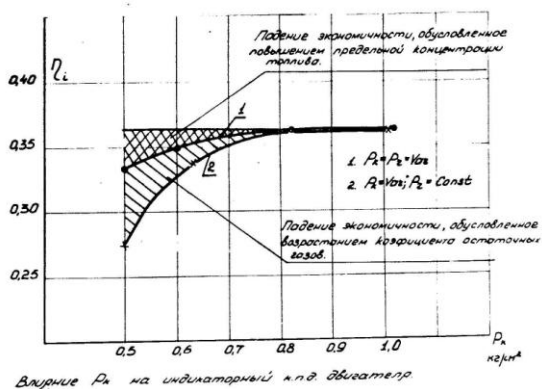


Рисунок 1.8 – Причины снижения эффективности с уменьшением нагрузки [32]

Причиной возрастания концентрационного предела эффективного обеднения по мере дросселирования автор объясняет, исходя из теории Я.Б. Зельдовича и В.В. Воеводского, возрастанием количества необходимого для воспламенения заряда тепла исходя из зависимости:

$$Q \sim \frac{1}{S_L^3 p^2},$$

где: Q – потребное для воспламенения заряда тепло;

S_L – нормальная ламинарная скорость пламени при условиях в момент проскока искры;

p – давление в цилиндре в момент проскока искры.

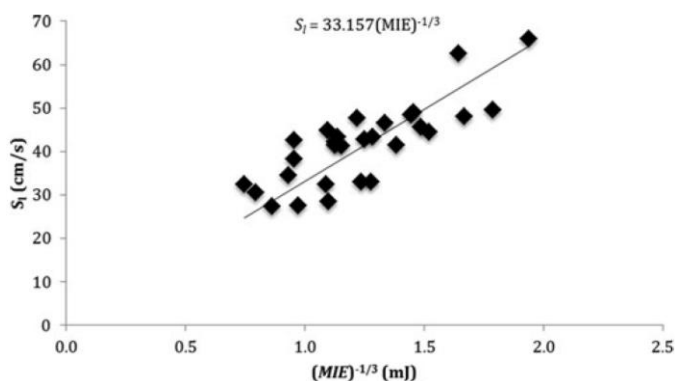


Рисунок 1.9 – Взаимосвязь минимальной энергии зажигания смеси с ламинарной скоростью горения

Взаимосвязь минимальной энергии зажигания (E_{\min}), что эквивалентно необходимому количеству тепла для воспламенения заряда горючей смеси, с ламинарной скоростью топлива на основании экспериментальных исследования также можно найти в [33], как показано на рисунке

1.9.

Данные по изменению концентрационного предела бензина в зависимости от концентрации различных инертных добавок представлены на рисунке 1.10.

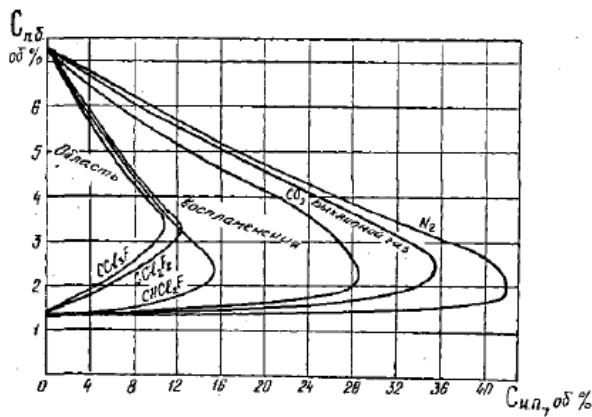


Рисунок 1.10 – Изменение концентрационных пределов бензина в зависимости от концентрации инертной добавки

Результаты по определению допустимых значений предела эффективного обеднения по коэффициенту избытка воздуха, ($\lambda_{пред}$), исходя из располагаемой минимальной энергии зажигания ($E_{мин}$) и количества остаточных газов в горючей смеси, представлены на рисунке 1.14, которые заимствованы из работы [34].

Из этой работы также заимствованы некоторые зависимости по изменению минимальной энергии зажигания от различных других факторов, представленные на рисунках 1.11–1.13.

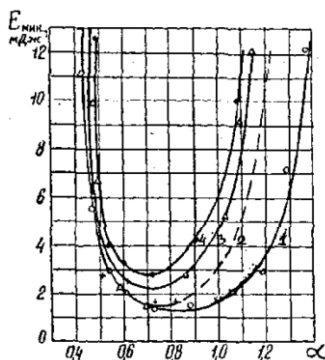


Рисунок 1.11 – Минимальная энергия зажигания в зависимости от состава смеси и скорости движения бензино-воздушной смеси (1– 10 м/с; 2– 25 м/с; 3– 40 м/с; 4– 50 м/с)

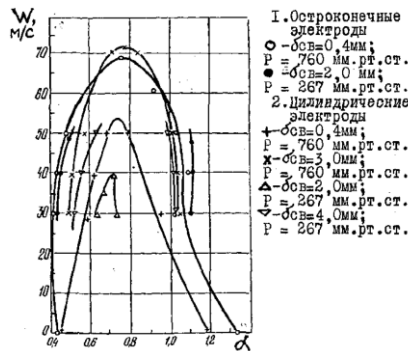


Рисунок 1.12 – Концентрационные пределы искрового зажигания в зависимости от скорости потока смеси и конструкции электрода

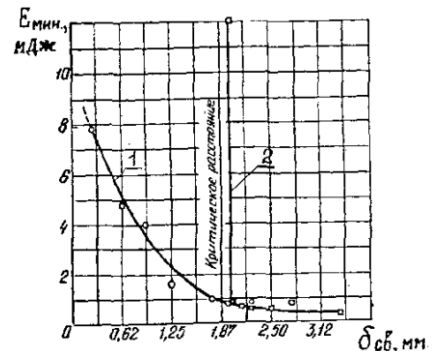


Рисунок 1.13 – Зависимость $E_{мин}$ от величины искрового промежутка и диаметра центрального электрода (2– стеклянная пластина поверх электрода – 25 мм)

Эксперименты, проведенные на разных типах двигателей при различных составах смеси и уровнях рециркуляции отработавших газов показывают, что с увеличением степени разбавления смеси возрастает продолжительность периода развития пламени и периода быстрого сгорания, как показано, например, на рисунке 1.15.

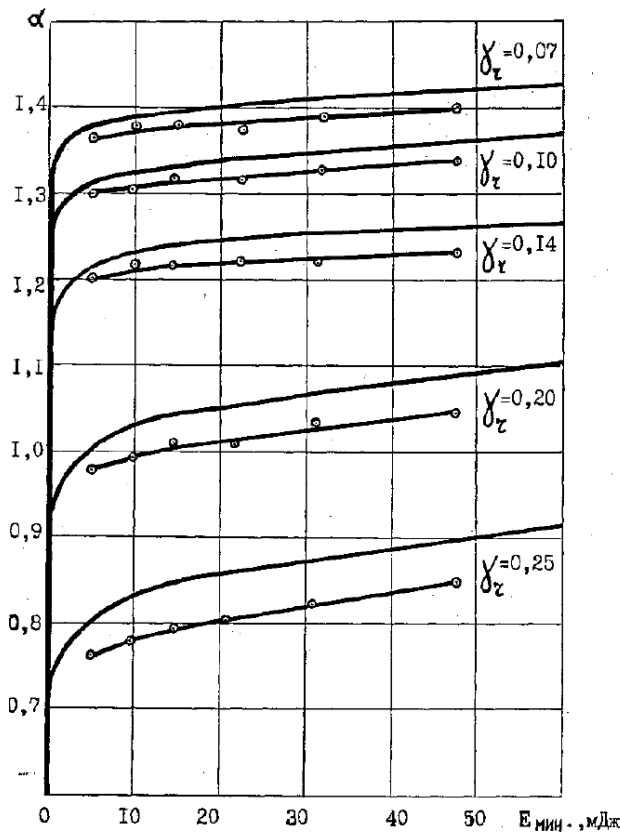


Рисунок 1.14 – Предел эффективного обеднения смеси в зависимости от содержания отработавших газов и минимальной энергии зажигания [34]

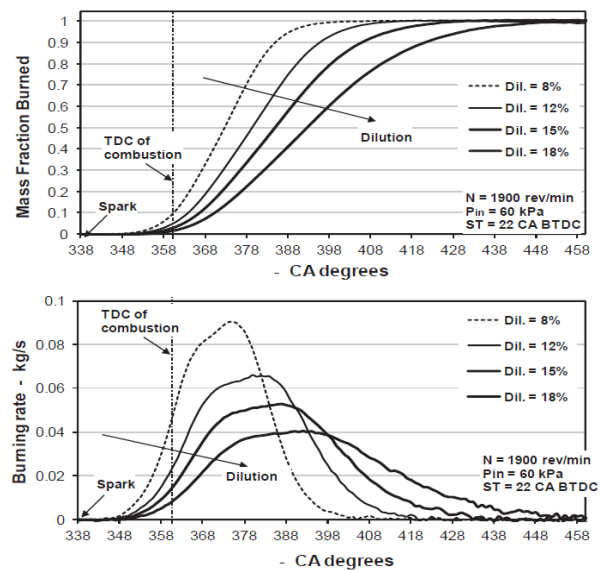


Рисунок 1.15 – Влияние разбавления смеси на процесс сгорания [35]

1.3.2 Факторы, влияющие на эффективность рабочего процесса в период быстрого сгорания

На снижение $\eta_i = f(\eta_{СГОР}, \eta_{ТЕРМОД})$ рабочего цикла при дросселировании оказывают ряд факторов. Однако, целесообразным будет рассмотрение влияния факторов на эффективность сгорания $\eta_{СГОР}$ и на термодинамиче-

скую эффективность $\eta_{\text{ТЕРМОД}}$, объединив некоторые из них и дополнив рассмотрением влияния отработавших газов.

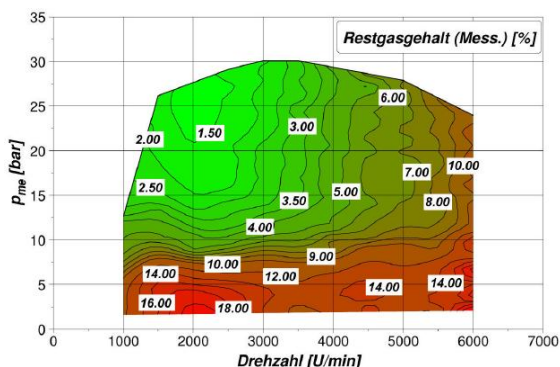


Рисунок 1.16 – Массовое содержание отработавших газов от оборотов и нагрузки [37]

Содержание отработавших газов в горючей смеси может значительно влиять на эффективность термодинамическую и сгорания. Количество отработавших газов в цилиндре двигателя изменяется с оборотами двигателя и нагрузкой, как показано на рисунке 1.16, а также может дополнительно повышаться путем применения рециркуляции отработавших газов на впуске двигателя.

Для повышения экономичности на определенных режимах двигателя уровень допустимой рециркуляции отработавших газов ограничен 20–25%, однако, при применении специальных улучшений зажигания горючей смеси, он может быть увеличен до 40–50% [38], а также свыше 50% путем использования водорода [39].

Для оценки количественного влияния отработавших газов в сопоставлении с избыточным окислителем – воздухом при бедных смесях введено эквивалентное соотношение, которое определяется по следующей формуле:

$$\varphi' \equiv \frac{G_T / (G_B + G_{OG})}{(G_T / G_B)_{CT}} = \frac{\varphi(1 - \zeta)}{[1 + \varphi\zeta (G_T / G_B)_{CT}]} \cong \varphi(1 - \zeta),$$

где: G_T, G_B, G_{OG} – соответственно, масса топлива, воздуха и отработавших газов в рабочем цикле, $(G_T / G_B)_{CT}$ – стехиометрическое соотношение топливо/воздух, φ – эквивалентное соотношение топливо/воздух, ζ – массовая доля отработавших газов в рабочей смеси.

1.3.2.1 Влияние факторов на эффективность сгорания

Влияние состава топливоздушной смеси и отработавших газов.

На рисунке 1.17 показано изменение эффективности сгорания ($\eta_{сгор}$) в зависимости от состава смеси для ПДВС. Для современных двигателей с искровым зажиганием в области бедных составов топливоздушной смеси, эффективность сгорания в среднем равна $\eta_{сгор} = 0,95 \div 0,98$, однако, как можно заметить, для отдельных циклов она может быть значительно ниже.

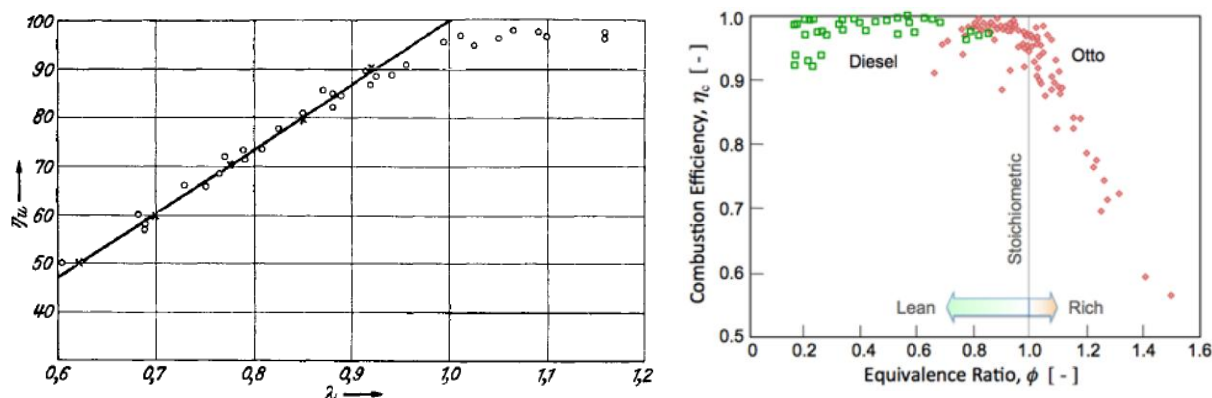


Рисунок 1.17 – Изменение эффективности сгорания: линейная зависимость в области богатых составов смеси (а) [40] и в зависимости от состава смеси (ϕ –эквивалентное соотношение) и типа двигателя (б) [22]

В богатой области топливоздушных смесей ($\phi > 1$, $\lambda < 1$) ввиду отсутствия избыточного кислорода для полного окисления углерода и водорода топлива, эффективность сгорания монотонно убывает по мере обогащения, в области стехиометрического состава смеси эффективность сгорания варьируется $\eta_{сгор} = 0,88 \div 0,98$.

В работе [41] для двигателей с искровым зажиганием при работе на бедных составах смесей было установлено резкое падение эффективности сгорания, которое определяется следующей зависимостью от состава смеси, представленной на рисунке 1.18:

$$C(\phi) = \frac{C_{\max}}{\phi}, \text{ для } \phi > 1;$$

$$C(\varphi) = \frac{C_{\max}}{1 + 100 \frac{\varphi - \varphi_m}{\varphi_u - \varphi_l}}, \text{ для } \varphi > 1,$$

где: C_{\max} – максимальная эффективность сгорания при стехиометрическом составе смеси; φ_u , φ_l – эквивалентное соотношение, при котором достигнута эффективность сгорания, соответственно, 90% и 10%; $\varphi_m = (\varphi_u + \varphi_l)/2$ – критическое эквивалентное соотношение.

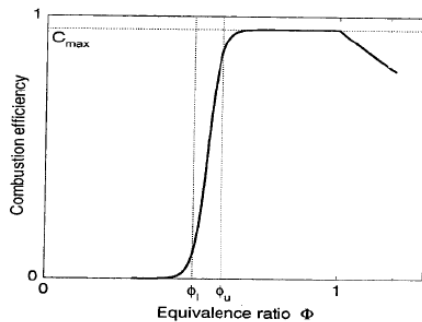


Рисунок 1.18 – Эффективность сгорания с зависимостью от эквивалентного соотношения

Аналогичный эффект в достижении критического случая, заключающегося в резком падении эффективности сгорания, был получен в работе [42] путем разбавления рабочей смеси инертным газом – азотом. При испытаниях одноцилиндрового четырехклапанного двигателя ($\tau=4$) со степенью сжатия $\varepsilon=9,5$, диаметром цилиндра $D=88$ мм, ходом поршня $S=82$ мм, на режиме $n=2000$ об/мин, нагрузке $p_i=0,407$ МПа и стехиометрическом

составе бензовоздушной смеси ($\varphi=1$), при разбавлении смеси дополнительным азотом, объемное содержание которого в воздухе варьировалось $\beta=0; 0,1; 0,2; 0,295$ были получены, соответствующие значения эффективности сгорания $\eta_{гор} = 0,968; 0,965; 0,961; 0,888$. Падение эффективности сгорания за счет добавления азота, соответственно, при этом составило – 0,3%; 0,41%; 7,6% (общее – 8,3%).

Падение эффективности сгорания при увеличении степени рециркуляции отработавших газов также рассматривается в работе [43]. Из представленного рисунка 1.19, видно, что с увеличением количества отработавших газов эффективность сгорания уменьшается, а при их массовом содержании в горючей смеси свыше $\zeta > 25\%$ происходит резкое ее падение.

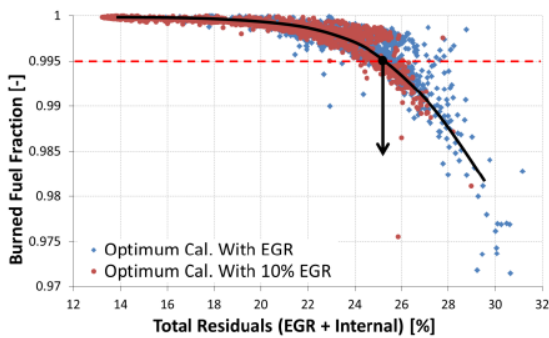


Рисунок 1.19 Изменение доли сгоревшего топлива в зависимости от общего содержания отработавших газов

определяемого CA50 относительно ВМТ.

Как уже отмечалось, эффективность сгорания изменяется от цикла к циклу в зависимости от полноты сгорания топлива в рабочем процессе, а в отдельных рабочих циклах может снижаться до нуля в случае пропуска зажигания.

В работах [42, 43], в которых отображается зависимость эффективности сгорания от продолжительности сгорания, в первом случае эффективность горения бедных смесей выражена в степени приближения процесса сгорания к теоретическому изохорному процессу подвода теплоты, рисунок 1.20, в другом случае – эффективность сгорания при рециркуляции отработавших газов, выражается в массе сгоревшего топлива в рабочем цикле от продолжительности периода быстрого сгорания, рисунок 1.21.

Из графиков Рисунка 1.20 видно, что эффективность сгорания в отдельных медленных циклах сгорания достигла величины менее 80% при зафиксированном максимальном значении средней эффективности около 98%.

Результаты данных исследований показывают, что разбавление рабочей смеси отработавшими (инертными) газами, вызывая снижение скорости пламени в процессе сгорания, смещает критическое эквивалентное соотношение φ_m в сторону богатых смесей.

Влияние продолжительности процесса сгорания и его положения,

1600rpm, A/F=23, IMEP=457kPa, COV of IMEP=5.2%

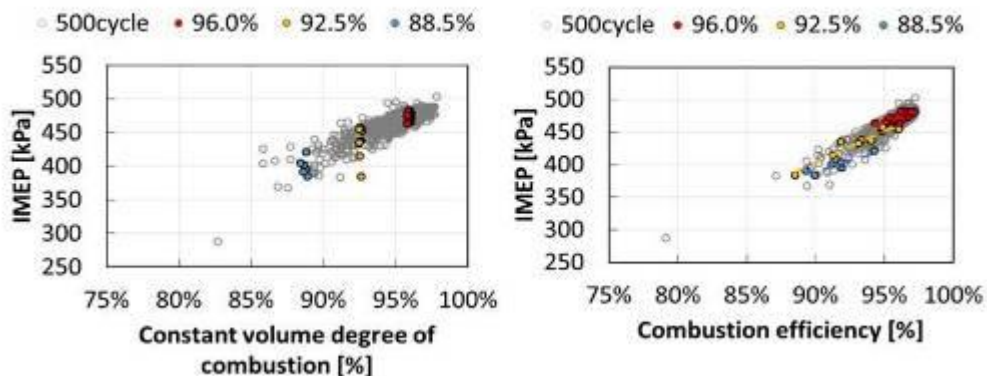


Рисунок 1.20 – Зависимость эффективности сгорания от степени приближения процесса сгорания к теоретическому изо- хорному процессу подвода теплоты [44]

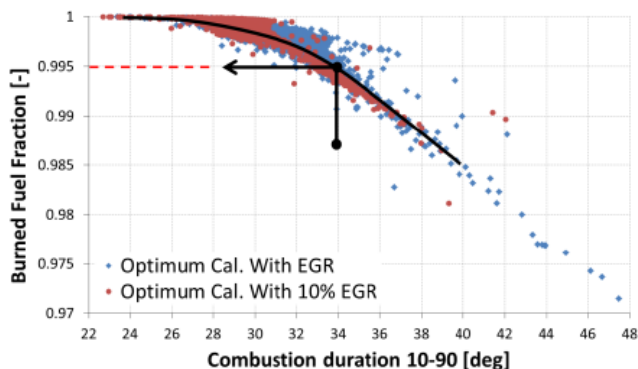


Рисунок 1.21 – Масса сгораемого топлива в зависимости от продолжительности фазы быстрого сгорания [43]

Влияние только положения процесса сгорания, определяемого CA50 относительно ВМТ, на эффективность сложно оценить, так как при изменении положения CA50 будет изменяться и сама продолжительность сгорания, а в данном случае будет наблюдаться совокупный эффект от двух факторов.

По существу Рисунок 1.20 отражает влияние продолжительности и положения сгорания, определяемого CA50, на эффективность сгорания.

В фундаментальных работах в области ПДВС [22, 23] отмечается, что с увеличением продолжительности сгорания, увеличивается вероятность гашения пламени в процессе его распространения по камере сгорания и наблюдается рост выброса несгоревших углеводородов с отработавшими газами в этой связи. Поэтому можно предположить, что в случае смещения сгорания на такт расширения будет проявляться увеличение

продолжительности сгорания, выбросов несгоревшего топлива на выпуске и, как следствие, снижение $\eta_{сгор}$.

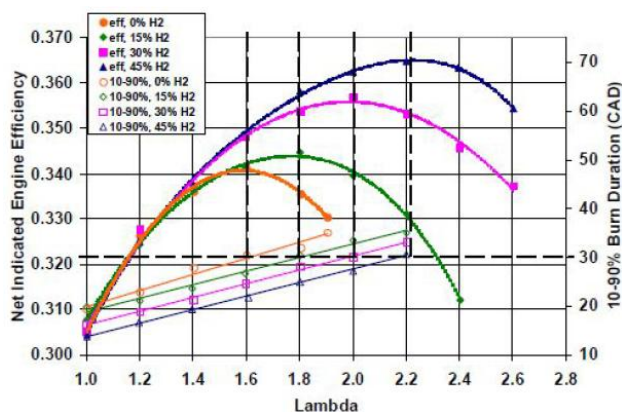


Рисунок 1.22 – Зависимости индикаторного КПД и продолжительности периода быстрого сгорания от коэффициента избытка воздуха при различных добавках водорода в индолин–водород–воздушную смесь

результаты, по возникновению предела сгорания, который определялся достижением максимального значения индикаторного КПД при обеднении смеси, были получены в работе [46]. Процесс сгорания при добавках водорода в индолин (Phillips Chevron UTG–96) исследовался на двигателе Ricardo Hydra МК III, результаты представлены на Рисунке 1.22.

Данный исследовательский двигатель представлял собой одноцилиндровый двигатель ($\tau = 4$) с четырехклапанной головкой Volvo с базовой степенью сжатия $\varepsilon = 9,8$, диаметром цилиндра $D=83$ мм, ходом поршня $S=90$ мм. Испытания проводились на режиме $n=1500$ об/мин, нагрузке $p_i=0,35$ МПа при базовой степени сжатия и дополнительно при $\varepsilon = 13,4$, различных уровнях турбулентности и массовых долях водорода в топливо–воздушной смеси. Во всех случаях предел сгорания наступил при продолжительности периода быстрого сгорания $\theta_{b(10-90\%)}$ равной 30 градусов угла П.К.В.

В работе [45] представлены результаты испытаний 2,0–х литрового двигателя GM Ecotec LNF с непосредственным впрыском различных топлив: бензина, этанола и изооктана. Отмечается, что существует некоторый предел стабильности сгорания, который возникает при критической продолжительности процесса сгорания, которая, в свою очередь, не зависит от вида топлива и его ламинарной скорости. Аналогичные

На рисунке 1.23 представлены результаты испытаний двигателя при использовании специальной системы зажигания, основанной на воспламенении основной части горючей смеси пламенем в виде струи, сформированном в специальной камере при сгорании водорода в количестве от примерно 0,2% до 5% от общего количества энергии (Рисунок 1.23б), заключенной во всем топливе. Такой принцип воспламенения получил название hydrogen assisted jet ignition (HAJI), так как в качестве топлива в основной камере использовался бензин.

Исследовательский двигатель ASTM–CFR (производства Waukesha Engine Co) представлял собой одноцилиндровый двигатель ($\tau=4$) с возможностью изменения степени сжатия в диапазоне $\varepsilon = 8,0–15,0$, диаметром цилиндра $D=82,6$ мм, ходом поршня $S=114,3$ мм.

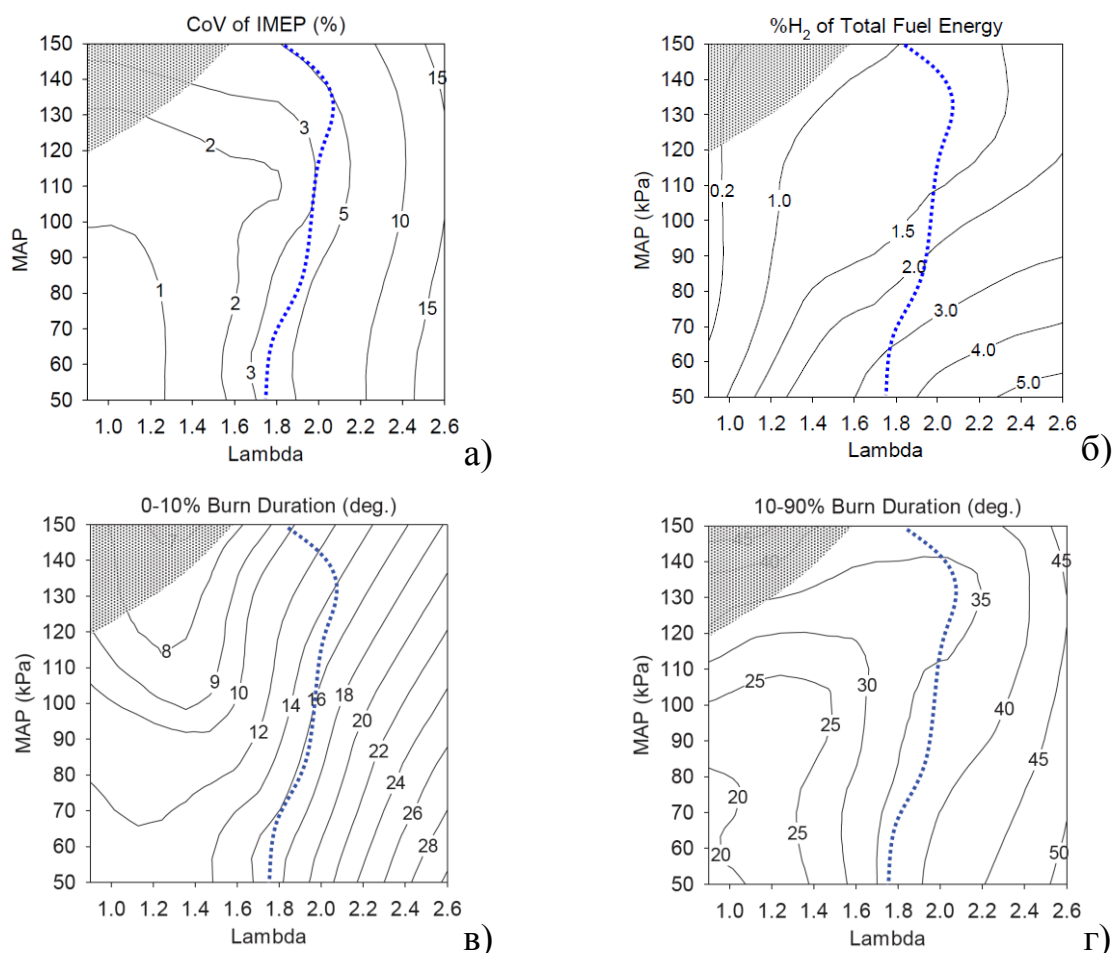


Рисунок 1.23 – Результаты испытаний на режиме HAJI–бензин, $\varepsilon = 11$, $n=1800$ об/мин [47]

Испытания проводились на режиме $n=1800$ об/мин (отдельный режим – 1200 об/мин), в широком диапазоне изменения нагрузки и коэффициента избытка воздуха λ .

Из рисунка 1.23в–г видно, что период развития пламени $\theta_{b(0-10\%)}$ имеет значение около 30 градусов угла п.к.в., период быстрого сгорания $\theta_{b(10-90\%)}$ около 50 градусов угла п.к.в. при максимальном коэффициенте избытка воздуха $\lambda=2,6$, в то же самое время, сопоставляя рисунок 1.23а и 1.23г, можно видеть, что в изолиниях уровней показателя COV_{p_i} и продолжительности горения 10–90% масс топлива $\theta_{b(10-90\%)}$ прослеживается схожая тенденция и почти идентичность зависимости изолиний разных показателей в одних и тех же координатах для показателя COV_{p_i} равного 2% и для продолжительности $\theta_{b(10-90\%)}$ равной 30 градусов угла п.к.в. (более точное совпадение зависимости соответствует изменению продолжительности $\theta_{b(10-90\%)}$ от 30 до 35 градусов угла п.к.в., большее значение соответствует высоким нагрузкам).

Можно также заметить, что с увеличением продолжительности $\theta_{b(10-90\%)}$ свыше данного значения происходит значительный рост величины показателя COV_{p_i} . Поэтому показатель COV_{p_i} равный 2% можно классифицировать как граничное значение, при соответствующей продолжительности $\theta_{b(10-90\%)}$.

Для проведения сравнительного анализа получаемого эффекта от способа воспламенения и вида топлива в указанной работе также приведены результаты экспериментов при использовании стандартной системы зажигания и НАП воспламенения с подачей водородовоздушной топливной смеси в основную камеру сгорания, результаты испытаний представлены на рисунке 1.24.

В случае использования в качестве основного топлива водорода не проявляется явной границы в устойчивости сгорания, так, для такого же

уровня COV_{pi} равного 2% , значения продолжительности периода быстрого сгорания $\theta_{b(10-90\%)}$ изменяются от примерно 22,5 градусов угла п.к.в. при низких нагрузках до примерно 35,5 градусов угла п.к.в. при высоких нагрузках, как показано на рисунке 1.24б. С увеличением продолжительности $\theta_{b(10-90\%)}$ от указанных значений происходит значительный рост величин показателя COV_{pi} .

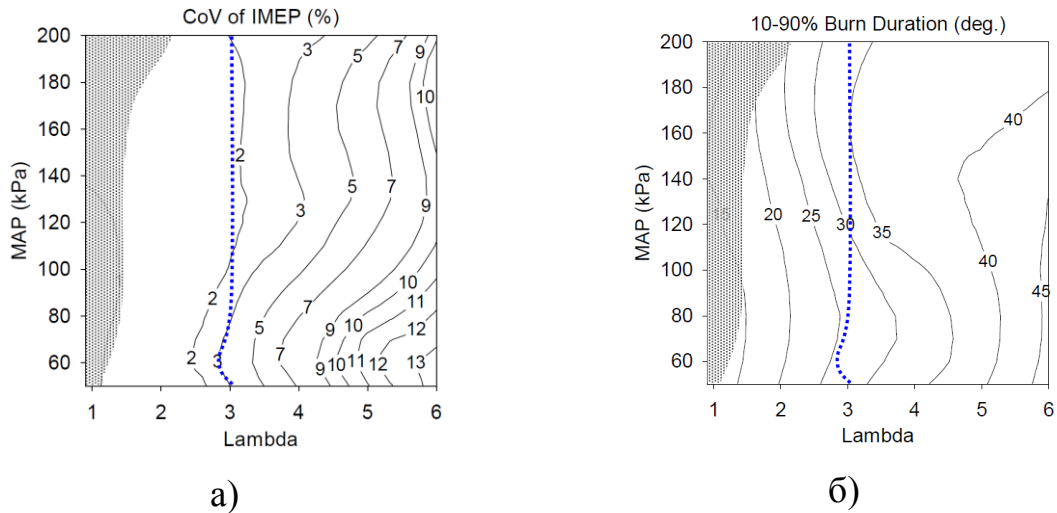


Рисунок 1.24. Результаты испытаний на режиме НАЛ–водород, $\varepsilon = 11$,
 $n=1800$ об/мин

Влияние оборотов и нагрузки.

Эффективность сгорания возрастает с увеличением нагрузки на двигатель и имеет сложный характер зависимости от оборотов и уровня нагрузки, как можно видеть из рисунков 1.25–1.26.

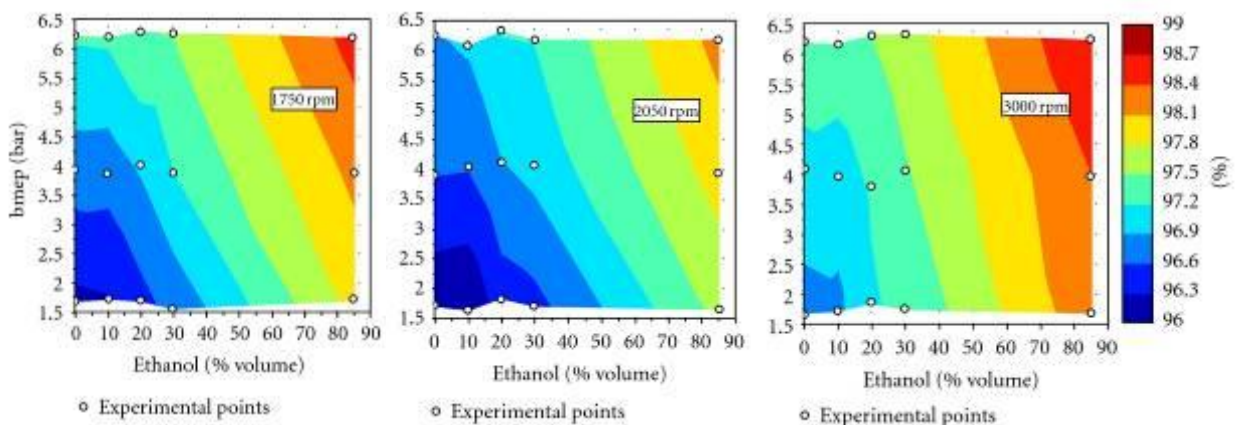


Рисунок 1.25 – Эффективность сгорания при работе двигателя на бензо-этанольно-воздушных смесях на различных оборотах и нагрузке [48]

На рисунке 1.25 представлены результаты экспериментальных исследований четырехцилиндрового с четырьмя клапанами на цилиндр двигателя ($\tau=4$) со степенью сжатия ε равной 10,5, диаметром цилиндра $D=80,5$ мм, ходом поршня $S=78,4$ мм, на режимах $n=1750-3000$ об/мин, нагрузке $p_e=0,15-0,65$ МПа и стехиометрическом составе топливовоздушной смеси ($\varphi=1$). При исследовании процесса сгорания двигателя в бензовоздушную смесь добавлялся этанол.

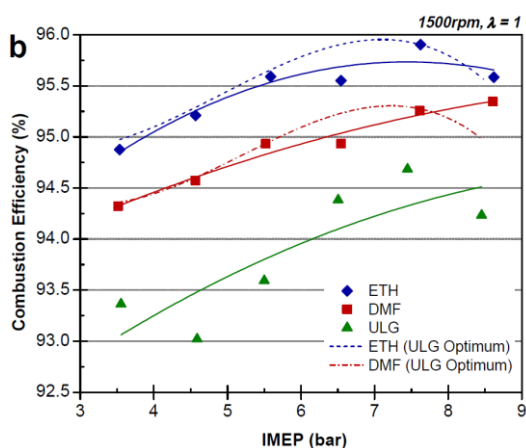


Рисунок 1.26 – Эффективность сгорания при работе двигателя на бензине, 2,5-ди-метилфуране и этаноле ($n=1500$ об/мин, p_i -var) [49]

процесса сгорания в двигателе использовались различные топлива: бензин, 2,5-ди-метилфуран и этанол.

В обоих случаях исследования, топлива с большей ламинарной скоростью имели наивысшую эффективность сгорания, при этом чистый бензин проигрывал во всем диапазоне нагрузок и оборотов.

Еще в 50-х годах 20-го века американские ученые J.Wentworth и W. Daniel на обозрение научного сообщества представили так называемую диаграмму Даниэля и Вентворта, которая представлена на рисунке 1.27.

С помощью кинорегистраций распространения пламени по камере сгорания двигателя на режимах дросселирования была проведена классификация качества протекания процесса сгорания на три типа и выделены

На рисунке 1.26 представлены результаты исследования четырехцилиндрового с четырьмя клапанами на цилиндр двигателя ($\tau=4$) с непосредственным впрыском топлива и степенью сжатия ε равной 11,5, диаметром цилиндра $D=90,0$ мм, ходом поршня $S=88,9$ мм, на режиме $n=1500$ об/мин, нагрузке $p_i=0,35-0,85$ МПа и стехиометрическом составе топливовоздушной смеси ($\varphi=1$). При исследовании

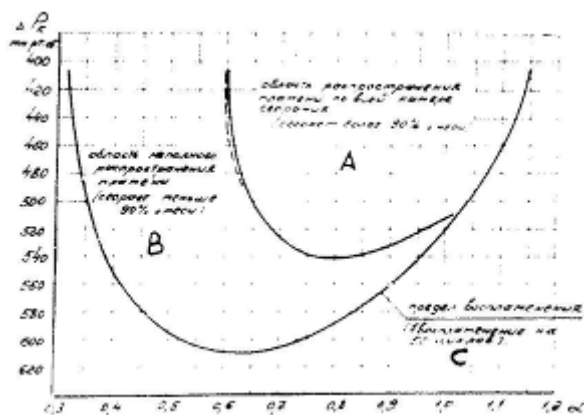


Рисунок 1.27 – Зоны качества протекания рабочего процесса [50, 51]

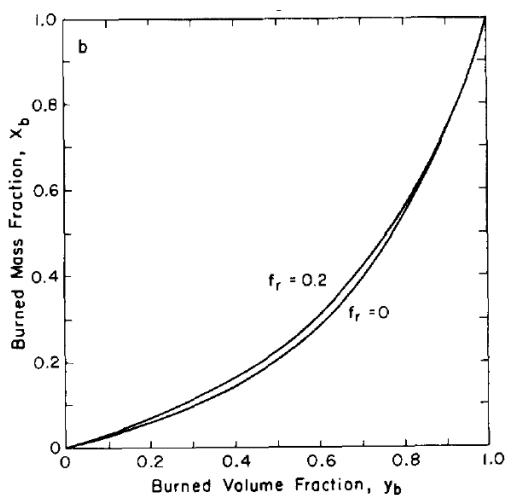


Рисунок 1.28 – Взаимосвязь объемной и массовой доли сгораемого топлива

Для режима холостого хода, с разряжением приблизительно 493 мм рт. ст. на впуске и стехиометрическом составе, граница между областью А и С (90 и 10% объемом сгоревшей смеси) подходит очень близко, поэтому на таком режиме следует ожидать ситуации не полного сгорания топлива для отдельных рабочих циклов и, соответственно, снижение эффективности сгорания.

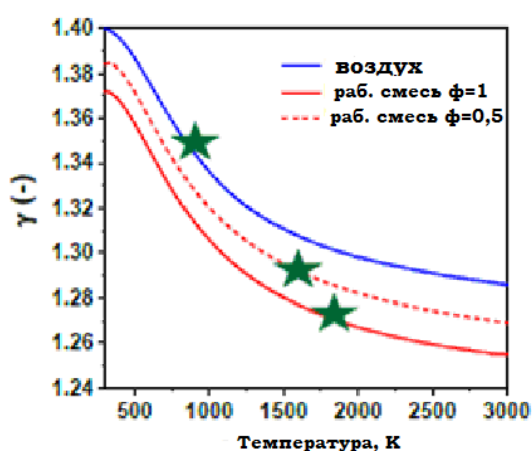
три зоны: зона А – область распространения пламени по всей камере сгорания с охватом пламени более 90% смеси; зона В – область не полного распространения пламени с охватом пламени менее 90% смеси и зона С – область с охватом пламенем менее 10 % смеси.

Как известно, видимое распространение пламени по камере сгорания определяет объемное выгорание топливоздушной смеси, которое значительно отличается от массового, так 90% объема сгоревшей смеси будет соответствовать примерно 70% сгоревшей массы смеси, как видно из рисунка 1.28 заимствованного из работы [51].

Для режима холостого хода, с разряжением приблизительно 493 мм рт. ст. на впуске и стехиометри-

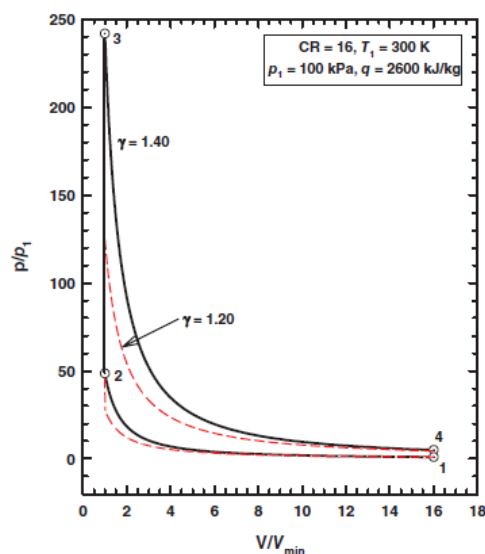
1.3.2.2 Влияние факторов на термодинамическую эффективность

Вопросу оценки факторов, влияющих на термодинамическую эффективность рабочего процесса ПДВС ($\eta_{\text{ТЕРМОД}}$), уделено большое количество теоретических и практических исследовательских работ [21 – 23, 26, 27, 29, 40, 51, 53–65 и др.], в частности, хотелось бы остановиться на результатах моделирования, представленных в работах [27, 54, 56] и на их основе построить анализ таких факторов.



а)

Рисунок 1.29 – Зависимость показателя политропы от температуры и состава рабочей смеси



б)

Рисунок 1.30 – Вид индикаторной диаграммы в зависимости от показателя политропы [56]

Преимуществом использования данного моделирования является возможность оценить и понять влияние каждого фактора при определенном постоянном значении других переменных факторов (при рассматриваемом моделировании уровень эффективности сгорания и продолжительность сгорания принимались на постоянном значении, соответственно, в диапазоне 0,98...1,0 и 25...30 градусов угла п.к.в. в зависимости от авторов исследований).

Влияние состава топливоздушнoй смеси и oтработавших газов.

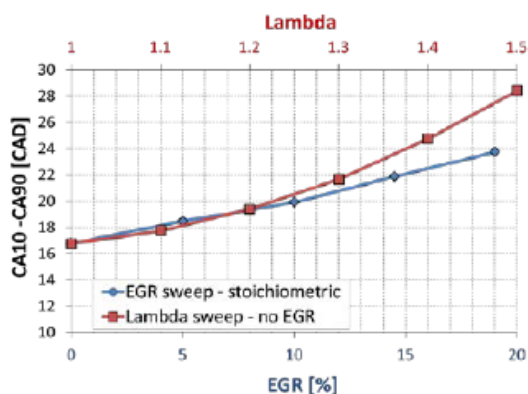


Рисунок 1.31 – Продолжительность периода быстрого сгорания в зависимости от состава смеси и степени рециркуляции отработавших газов [43]

работавших газов в цилиндр двигателя, которые влияют на температуру рабочей смеси.

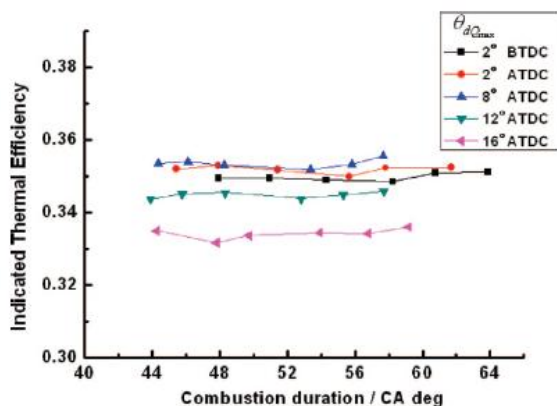
Увеличение содержания отработавших газов в рабочей смеси, также как и обеднение смеси, изменяет продолжительность сгорания, что подтверждается результатами экспериментальных исследований и представлено на рисунке 1.31.

Влияние на термодинамическую эффективность продолжительности рабочего процесса рассмотрено в следующем разделе.

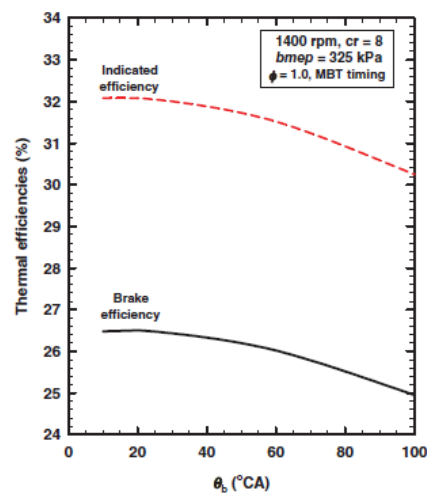
Влияние продолжительности процесса сгорания и его положения, определяемого CA50 относительно ВМТ.

Существует большое количество теоретических работ отечественных и зарубежных авторов [27, 54, 55, 56, 58, 164 и др.], посвященных оценке термодинамической эффективности рабочего процесса в зависимости от продолжительности процесса сгорания и его положения, определяемого CA50.

Влияние состава смеси на термодинамическую эффективность в основном связано с изменением удельной теплоемкости горючей смеси, что в свою очередь изменяет работу сжатия и расширения рабочего цикла двигателя, как показано на рисунках 1.29–1.30. Однако, такое изменение в удельной теплоемкости оказывает наибольшее влияние на эффективность рабочего цикла для бедных смесей и в случае применения рециркуляции отработавших газов в цилиндр двигателя, которые влияют на температуру рабочей смеси.



а)



б)

Рисунок 1.32 – Зависимость эффективности рабочего процесса от продолжительности сгорания, б– [56], и положения CA50, а– [54]

По мнению большинства авторов этих работ, продолжительность процесса сгорания, равная $\theta_b = 60 \div 65$ градусов угла п.к.в., что соответствует $\theta_{b(10-90)} = 25 \div 30$ градусов угла п.к.в. существенно (уменьшение менее 1%) не влияет на термодинамический КПД рабочего процесса при характерных для двигателей с искровым зажиганием положении CA50 равном 6–10 градусов угла п.к.в. после ВМТ, что отражено на рисунке 1.32.

С увеличением продолжительности сгорания свыше данных значений происходит уже значительное снижение $\eta_{\text{ТЕРМОД}}$ и по результатам расчета такое снижение может составить около 2% при значениях продолжительности процесса сгорания θ_b равной 100 градусов угла п.к.в., что соответствует продолжительности $\theta_{b(10-90)}$ равной 48 градусов угла п.к.в..

В то же самое время, результаты моделирований показывают значительное влияние положения процесса сгорания, определяемого CA50 относительно ВМТ, на термодинамическую эффективность. Так при смещении CA50 свыше 10 градусов угла п.к.в. от ВМТ на линию расширения происходит возрастание падения эффективности по мере увеличения смещения CA50 от ВМТ, как показано на рисунке 1.33.

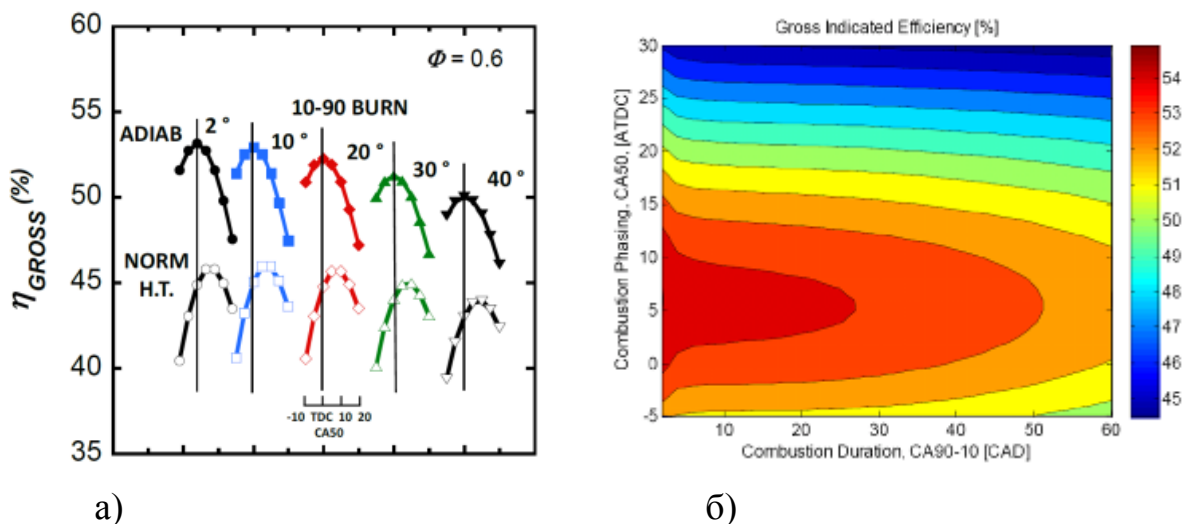


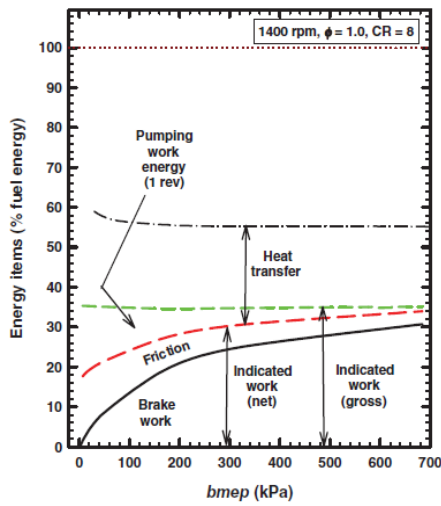
Рисунок 1.33 – Зависимость эффективности рабочего процесса от продолжительности периода быстрого сгорания и положения CA50, а – при постоянной продолжительности $\theta_{b(10-90)}$ равной 25 градусов угла п.к.в. [24] и б – при различных значениях продолжительности $\theta_{b(10-90)}$ [57]

Влияние оборотов и нагрузки.

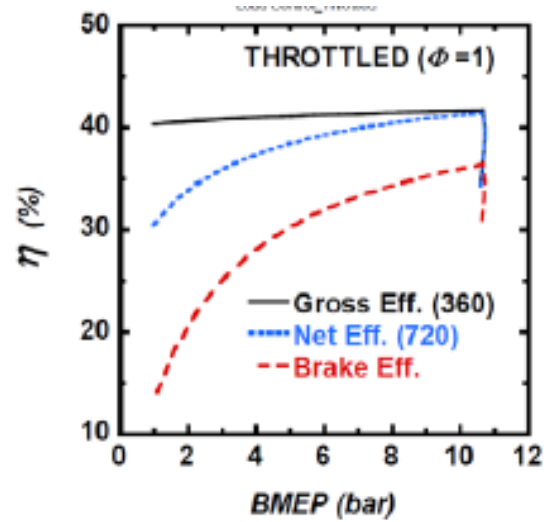
На рисунках 1.34–1.35 представлены результаты моделирования рабочего процесса ПДВС из отобранных источников [24, 56]. Из рисунка 1.34а и 1.34б видно, что индикаторный КПД η_i ПДВС с искровым зажиганием почти не зависит от нагрузки, а $\eta_{i,NET}$ и эффективный КПД η_e уменьшаются с ее уменьшением в связи с возрастанием потерь на газообмен и снижением механического КПД η_m .

Из рисунка 1.35а и 1.35б видно, что индикаторный КПД (η_i) ПДВС с искровым зажиганием при постоянной нагрузке на двигатель возрастает с увеличением оборотов, а эффективный КПД (η_e) имеет сложную зависимость в зависимости от оборотов.

В области малых оборотов эффективный КПД сначала возрастает до некоторого пикового значения в связи с уменьшением уровня тепловых потерь в систему охлаждения, а затем начинает уменьшаться ввиду возрастания механических потерь с увеличением оборотов.



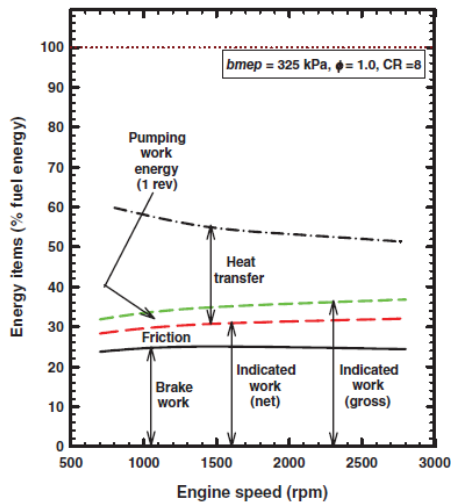
а)



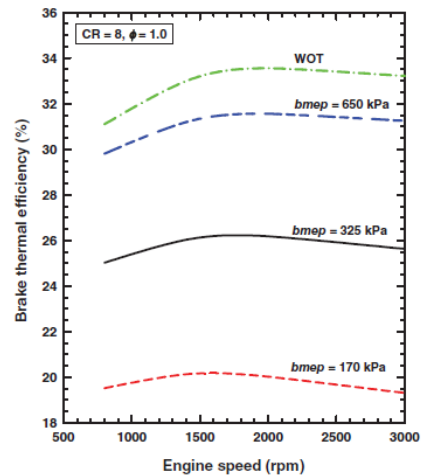
б)

Рисунок 1.34 – Зависимость эффективности рабочего процесса от нагрузки
а– [56] и б– [24]

С увеличением нагрузки на двигатель абсолютный уровень эффективного КПД возрастает, однако, на различных ее уровнях характер функциональной зависимости КПД изменяется.



а)



б)

Рисунок 1.35 – Зависимость эффективности рабочего процесса от оборотов при а – постоянной нагрузке и б– при различных ее значениях [56]

Рассмотрение факторов, с учетом их влияния на составляющие индикаторного КПД рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием, а

именно, эффективность сгорания и термодинамическую эффективность показывает, что:

- термодинамическая эффективность рабочего цикла ПДВС увеличивается с приближением процесса подвода теплоты к изохорному закону, однако, организация рабочего процесса с продолжительностью периода быстрого сгорания в пределах 25...30 градусов угла п.к.в. будет приемлемой с точки зрения затраты-эффективность;

- на термодинамическую эффективность рабочего цикла ПДВС значительно влияет положение центральной линии сгорания CA50 и регулировка сгорания путем установки УОЗ на оптимальное положение этой линии приведет к достижению термодинамической эффективности;

- термодинамическая эффективность рабочего цикла ПДВС фактически не зависит от нагрузки на двигатель и возрастает с увеличением его оборотов;

- эффективность сгорания имеет максимум при стехиометрическом составе смеси и снижается при ее обогащении;

- начало резкого снижения эффективности сгорания соответствует продолжительности периода быстрого сгорания около 25...35 градусов угла п.к.в. в зависимости от нагрузки на двигатель, меньшие значения соответствуют низкой нагрузке;

- с увеличением количества отработавших газов в рабочей смеси, содержание которых возрастает с дросселированием, при определенной их концентрации, наступает резкое падение эффективности сгорания;

- специальные мероприятия по повышению вероятности зажигания рабочей смеси, размера начального очага горения, достигаемые увеличением энергии вводимой в ядро начального очага системой зажигания, применением специальных конструкций систем зажигания, использованием водорода в качестве топлива и др. позволяют расширить пределы разбавления смесей.

В данном разделе рассмотрена эффективность единичного рабочего цикла ПДВС с искровым зажиганием, в то же самое время, работа двигателя состоит из непрерывных последовательных рабочих циклов. Последовательным рабочим циклам свойственно такое явление, как неравномерность, рассмотрение, влияние которого на энергоэффективность проведем в следующих разделах.

1.4 Межцикловая неравномерность рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием

Для всех поршневых двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием характерно цикловое изменение в процессе сгорания, которое определяется известным в кругу инженеров–двигателистов понятием межцикловая (межцилиндровая) неравномерность рабочего процесса (МЦН). МЦН в иностранной литературе имеет формулировку *cycle-by-cycle variation* (CCV, CbC, *cycle-to-cycle variation* и т.п.).

Межцикловую неравномерность можно наблюдать по колебаниям среднего индикаторного давления (p_i), максимального давления цикла (p_z) или, например, в отличиях в видимой скорости распространения пламени в различных циклах двигателя.

Явление межцикловой неравномерности рабочего процесса было предметом исследований двигателей в течение нескольких десятилетий [31, 67, 69, 70, 74, 75, 90–94 и др.], С.Ф. Taylor в своем фундаментальном труде [23] классифицировал решение задачи по устранению межцикловой неравномерности к важному вкладу в улучшении характеристик двигателя.

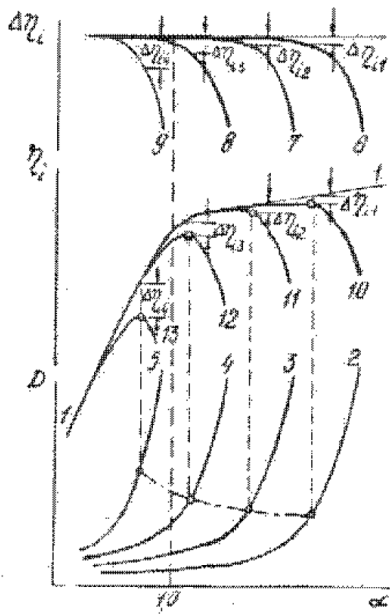


Рисунок 1.36 Влияние межцикловой неравномерности на индикаторный КПД [34]

Однако, физические причины, вызывающие МЦН, не до конца поняты или количественно определены даже сегодня, поэтому рассмотрение представлений по МЦН является предметом, изложенном в данном разделе.

Возникновение МЦН вызывает несколько основных недостатков в работе двигателя – пониженную плавность вращения двигателя, более низкую выходную мощность, более низкий КПД двигателя, как показано на рисунке 1.36 и более высокие выбросы вредных веществ – это рассматривается и сопоставляется с факторами, влияющими на теоретическую эффективность рабочего процесса и раскрытыми в предыдущем подразделе.

Давление в цилиндре двигателя является прямым индикатором процесса сгорания в двигателе, поэтому цикловые изменения в процессе сгорания отражают межцикловую неравномерность рабочего процесса.

Типичная картина межцикловых изменений процесса сгорания и индикаторного давления в рабочих циклах двигателя показана на рисунках 1.37–1.39.

ОН* LIF images for 4 consecutive cycles (8 CAD before TDC)

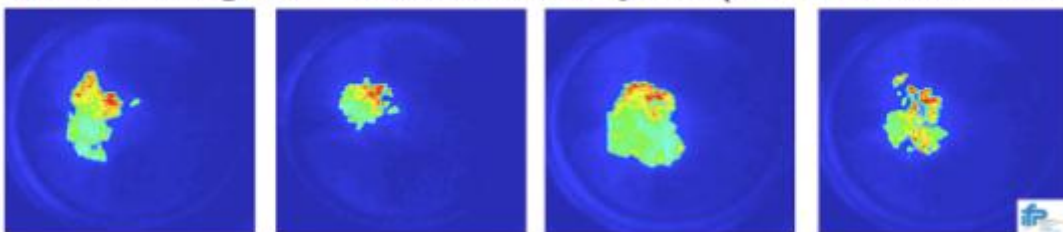


Рисунок 1.37 – Результаты исследований цикловых изменений процесса сгорания методом LIF в четырех последовательных циклах

Проявление изменений сгорания в двигателях внутреннего сгорания от одного цикла к другому известно уже более 100 лет [74–78]. В течение этого времени было проведено много исследований по изучению межцикловых изменений сгорания с целью выявления физических причин МЦН, ее влияния на характер работы двигателя и определения мероприятий снижающих МЦН [22, 58, 70, 71, 74, 75, 79, 80, 90–92].

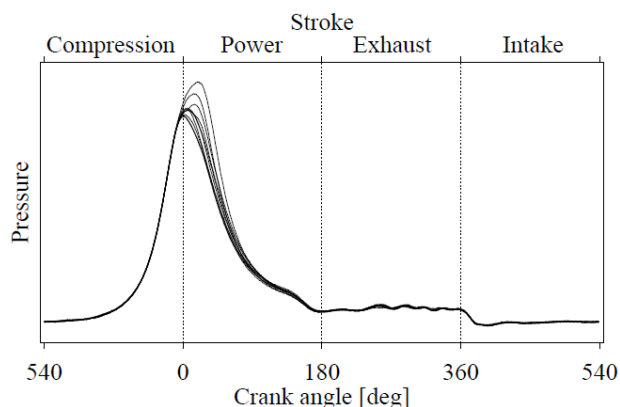


Рисунок 1.38 – Изменение индикаторной диаграммы в 10 последовательных рабочих циклах [72]

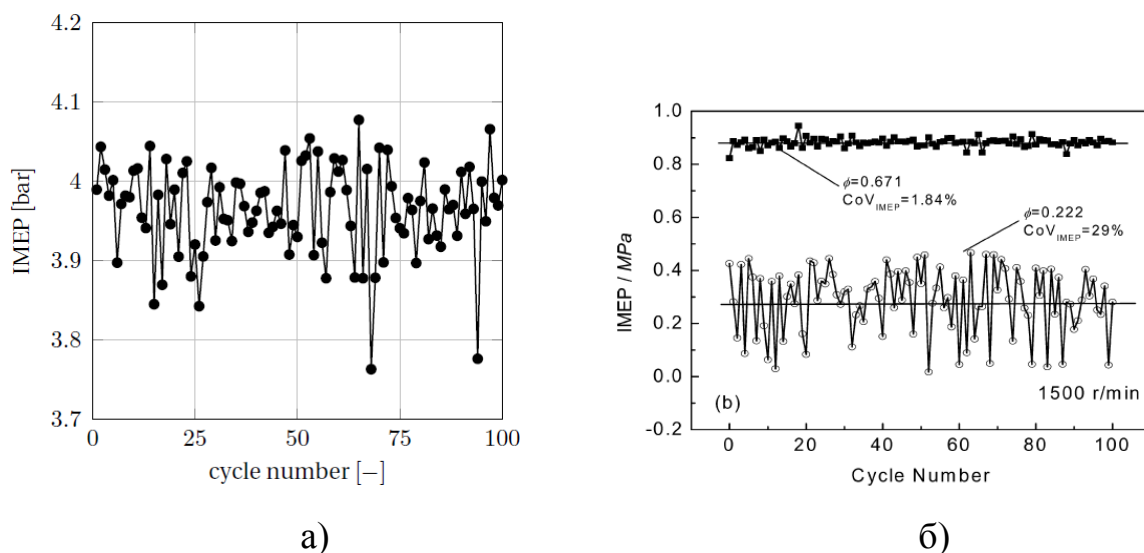


Рисунок 1.39 – Изменение среднего индикаторного давления в 100 последовательных рабочих циклах при: (а)– $p_i=4$ bar [70] и (б) – уровень колебаний давлений в циклах при различных уровнях неравномерности (двигатель с непосредственным впрыском природного газа) [73]

Первоначально, исследования были направлены на изучение влияния переменных двигателя и режимов его работы на цикловые изменения сгорания. Основными исследуемыми параметрами были коэффициент избытка воздуха, тип топлива, остаточные газы, системы зажигания, включая энергию искры, конструкции камер сгорания, степень сжатия, скорость потока на впуске и модификации впускного клапана.

Выводы, сделанные из первоначальных исследований, заключались в следующем:

1) хотя конструктивные параметры двигателя существенно влияют на изменение процесса сгорания в двигателе с искровым зажиганием, они, по-видимому, его не вызывают;

2) изменения в скорости потока в цилиндрах, которые существуют вблизи свечи зажигания во время зажигания, влияют на цикловые изменения сгорания.

Более поздние исследования, основанные на предыдущих экспериментальных результатах, были сосредоточены главным образом на тех параметрах конструкции двигателя, которые изменяют потоки в цилиндрах вблизи свечи зажигания во время зажигания. М. Young в обзорной статье показал, что такие улучшения в конструкции эффективны в уменьшении межциклового неравномерности.

Цикловые изменения в сгорании, которые экспериментально определяются на основании изменения индикаторного давления в цилиндре двигателя от одного цикла к следующему [81], происходят в результате как стохастических, так и детерминированных эффектов, связанных со сгоранием [82, 83]. Хотя большая часть исследований межциклового неидентичности была сосредоточена на стохастических аспектах, которые наиболее полно изложены в известных обзорных исследованиях по цикловой изменчивости [74, 75], широко распространено мнение, что наблюдаемые цикловые вариации могут представлять высокую степень низкоразмерной детерминированной структуры [82]. Этот детерминистический аспект пред-

полагает некоторую степень предсказуемости, и потенциал для управления в реальном времени [84].

Чтобы лучше понять природу цикловой изменчивости, представляет интерес определение терминов «стохастический» и «детерминированный». Стохастическая величина принимает случайное значение между минимальным и максимальным пределами, которое можно предсказать на основании теории вероятности, используя функцию плотности вероятности. К примеру, явление изменения сгорания, вызванного мелкомасштабной и крупномасштабной турбулентностью газовой смеси, определяется своей стохастической природой.

С другой стороны, термин «детерминированный» используется для системы, которая следует явным законам причины и следствия, так, если мы точно знаем, каковы начальные условия, мы можем предсказать состояние системы в любое время в будущем. Применяя это определение к межцикловой неравномерности (неидентичности), количество остаточного газа в данном случае будет являться детерминированным параметром, поскольку остаточный газ предыдущего цикла влияет на сгорание и выбросы в последующем, это подразумевает сильный эффект «памяти» от цикла к циклу.

Результаты стохастических и детерминированных измерений цикловой изменчивости использовались многими исследователями для моделирования цикловых изменений в двигателях с искровым зажиганием, хотя и не с использованием приведенной здесь терминологии. W. Dai в соавторстве [85] классифицировали причины цикловых изменений на две основные группы: (а) эффекты предшествующего цикла и (б) эффекты того же цикла.

Эффекты предшествующего цикла означают изменение остаточного газа в камере сгорания, тогда как эффекты того же цикла относятся к изменениям в рабочей смеси в цилиндре.

Основное различие между стохастическими и детерминированными аспектами цикловой изменчивости заключается в том, что детерминированная структура может быть потенциально ограничена посредством управления двигателем.

Таким образом, изучение детерминированной природы цикловой изменчивости дает потенциальным производителям двигателей возможность дальнейшего снижения вредных выбросов с отработавшими газами двигателей и экономии топлива за счет ограничения детерминированной природы межциклового неидентичности. Фактически, детерминистский характер цикловой изменчивости может быть отнесен к области работы двигателя, близкой к пределам стабильного горения [86, 87]; то есть к бедным, неоднородным и сильно разбавленным отработавшими газами рабочим смесям.

В этой области режимов горения топлива ограничение детерминированных вариаций сгорания может расширить пределы работы двигателя до более бедных и более разбавленных смесей, что в свою очередь может повысить тепловую эффективность двигателя. Поскольку цикловая изменчивость является нелинейным комплексным явлением с очень большими степенями свободы, управление такими системами может осуществляться с помощью теории хаоса [88, 89, 92].

1.4.1 Причины межциклового неравномерности

Межцикловая неравномерность (МЦН) является нежелательной характеристикой двигателей внутреннего сгорания. Она вызвана неодинаковыми условиями в цилиндрах от одного цикла сгорания к другому при формально идентичных рабочих условиях. Поскольку нормы выбросов загрязняющих веществ в атмосферу и парниковых газов становятся все более строгими во всем мире, уменьшение межциклового неравномерности может повысить эффективность использования топлива и минимизировать вредные выбросы с отработавшими газами двигателя. Кроме того, снижение

МЦН позволяет улучшить калибровку двигателя и обеспечивает отдачу мощности от энергетической установки, близкую к оптимальным условиям [82, 83].

Существует обширная литература, посвященная проблеме межцикловой неравномерности. М.В. Young [74] представил тщательный обзор работ проведенных до 1981 года, N. Ozdor, M. Dulger, and E. Sher [75] обобщили последующие проделанные работы в этой области и указали на возможные новые направления исследований.

Исследователи межцикловой неравномерности сгорания разделяли возникновение МЦН на физические причины и влияющие факторы [70, 93, 94]. Физические причины являются причинами циклических изменений, тогда как влияющие факторы можно интерпретировать как чувствительность двигателей с искровым зажиганием к МЦН. На последнее, в отличие от причин, могут влиять различные меры, такие как ориентация электрода свечи зажигания.

Межцикловые колебания могут быть соотнесены с внешними факторами (вне цилиндра) и внутрицилиндровыми факторами. Внешние факторы в основном зависят от процессов газообмена, таких как колебания во всасываемом воздухе, впрыскиваемом топливе и количестве рециркулируемых отработавших газов от цикла к циклу. Напротив, поток на впуске, качество впрыскивания топлива, смещения и развитие ядра пламени, а также гашение пламени вблизи стенок, среди прочего, являются процессами в цилиндрах.

Определенные причины могут взаимодействовать друг с другом, например, интенсивность турбулентности может влиять на однородность смеси. Кроме того, относительная важность каждой причины сегодня не до конца понятна и все еще является областью активных исследований.

Взаимодействие отдельных процессов в причинно–следственной цепочке гораздо лучше установлено и проиллюстрировано на рисунке 1.40.

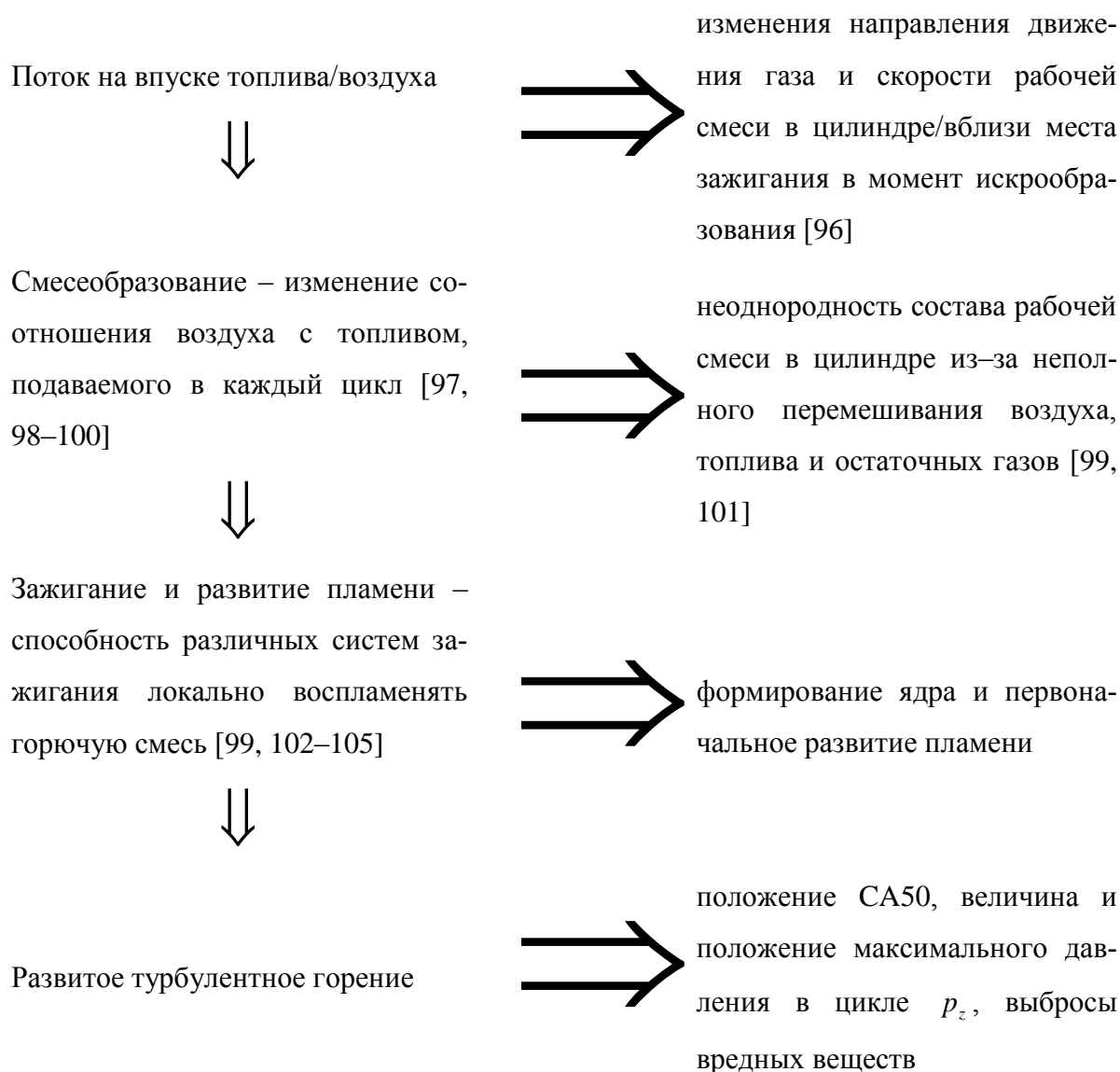


Рисунок 1.40 – Причинно–следственная связь в формировании уровня межциклового неравномерности [95]

Поскольку на сгорание в двигателе влияет большое количество последовательных и параллельных процессов, цепочка причин и следствий четко описывает общий уровень последовательных процессов (слева), в отличие от результатов наблюдений МЦН (справа). Начиная с процесса газообмена, поток на впуске двигателя в основном определяет как уровень заряда цилиндра, так и его глобальные и локальные движения в цилиндре. На втором этапе впрыск топлива, в частности, если впрыскивать его непосредственно в камеру сгорания, определяет образование смеси и распределение топлива при взаимодействии с полем потока в цилиндре. И наобо-

рот, импульс впрыска также влияет на глобальные и локальные поля потока. На следующем этапе происходит зажигание горючей смеси искрой, создаваемой свечой зажигания. На начальной стадии зажигания ядро раннего пламени определяется в первую очередь локальным полем потока, содержанием отработавших газов и коэффициентом избытка воздуха λ . В основной фазе горения – периоде быстрого горения, колебания в распространении пламени, гашение пламени и образование вредных веществ являются следствием эффектов, описанных выше.

1.4.2 Факторы, влияющие на уровень межциклового неравномерности

Общеизвестно, что межцикловую неравномерность сгорания нельзя полностью устранить, а можно только уменьшить.

В учебнике по фундаментальным основам ПДВС [106] автора Kenneth W. Ragland на странице 209 в качестве одного из контрольных вопросов по результатам изучения раздела, дана возможность читателю проанализировать факторы, влияющие на МЦН рабочего процесса. Эта сводная информация, представленная в Таблице 1.1., фактически раскрывает мероприятия по снижению межциклового неравномерности рабочего процесса.

Таблица 1.1 – Факторы, определяющие уровень МЦН

Фактор	Наилучшие условия для увеличения стабильности рабочего процесса
Топливо	Топливо, обеспечивающее наибольшую скорость горения
Состав смеси	Слегка обогащенный
Зажигание (искра зажигания)	Высокая энергия пробоя, большая продолжительность, тонкий или остроконечный электрод, направление разряда между электродами перпендикулярно основному потоку, скорость которого 4 м/с
Турбулентность	Малые масштабы при моменте зажигания, с высокой интенсивностью турбулентности по всему объему цилиндра

1.5 Направления совершенствования рабочего процесса с целью улучшения показателей и мероприятия по уменьшению межциклового неравномерности

Совершенствование рабочего процесса ПДВС в краткосрочной перспективе может снизить выбросы углекислого газа с отработавшими газами. Сокращение выбросов до 15%, до уровня, необходимого для стабилизации выбросов парниковых газов, может быть достигнуто за счет повышения эффективности использования топлива в существующей автомобильной и энергетической инфраструктуре [107].

Для транспортных средств малой грузоподъемности, например, в США было разработано несколько стратегий для дизельных и двигателей с искровым зажиганием, направленных на повышение эффективности использования топлива и снижение выбросов парниковых газов в краткосрочной перспективе [108 – 111].

В перечень мероприятий по совершенствованию ПДВС с искровым зажиганием относится:

- Уменьшение литража двигателя и повышение мощности применением наддува: уменьшение размера двигателя, то есть его рабочего объема, снижение потерь на трение и общего веса двигателя, последнее может также способствовать дополнительной экономии топлива.

- Непосредственный впрыск бензина при стехиометрическом составе: применение технологии непосредственного впрыска в двигателях с искровым зажиганием позволяет повысить степень сжатия за счет охлаждения заряда впрыскиваемым топливом.

- Увеличение степени рециркуляции отработавших газов: разбавление топливовоздушного заряда с помощью большого количества рециркулируемых газов в двигателях с искровым зажиганием с высокой степенью сжатия позволит сократить выбросы NO_x и увеличит время задержки воспламенения топливовоздушной смеси, что в свою очередь снижает вероят-

ность возникновения детонации в двигателе. Однако, увеличение содержание остаточных газов снижает скорость пламени, тем самым увеличивается продолжительность процесса сгорания, а это может привести к снижению надежности зажигания и нестабильной работе двигателя.

– Сокращение продолжительности процесса сгорания с высоким уровнем разбавления с помощью таких мероприятий, как увеличение уровня турбулентности в цилиндре при улучшенной системе зажигания, позволяет повысить стабильность в работе двигателя.

– Увеличение уровня гибридизации: для гибридных транспортных средств применяются ПДВС с искровым зажиганием меньшего рабочего объема, которые работают большую часть времени при нагрузках и скоростях, соответствующих их максимальной эффективности.

Приведенные выше мероприятия по повышению энергоэффективности ПДВС следует дополнить более детальным рассмотрением направлений по совершенствованию рабочего процесса.

1.5.1 Совершенствование системы зажигания

Для двигателей с искровым зажиганием время, необходимое для превращения начального ядра пламени в полностью развитое пламя, часто превышает 25% всей продолжительности процесса сгорания [22]. Во время работы двигателя на режимах частичной нагрузки, как рассматривалось ранее, может потребоваться больше энергии зажигания, чтобы преодолеть потери тепла в электроды свечи зажигания, замедление развития пламени в условиях большого содержания отработавших газов [112].

За последние 30 лет были предложены различные технологии для решения этих проблем, включая увеличение количества свечей зажигания на цилиндр, более длительные искры, воспламенение от плазменной струи, рельсовые свечи, лазеры и другие [48, 113, 145, 146, 200 и др.]. Ни один из этих методов до настоящего времени не был реализован в серийных двига-

телях, и, как уже упоминалось, недавний прирост экономии топлива в автомобилях в значительной степени объясняется рядом технологических улучшений, не связанных с воспламенением [114]. Однако, наметившаяся тенденция к уменьшению рабочего объема двигателя и повышению их удельной мощности возобновила интерес к работам по совершенствованию способа зажигания, особенно с учетом того, что отработавшие газы могут быть использованы для уменьшения вероятности возникновения детонации в двигателе при высоких нагрузках [115].

Традиционная система искрового зажигания, как показала практика, сталкивается с проблемами воспламенения горючей смеси при высоких давлениях – когда плотность заряда увеличивается, напряжение и ток на свече зажигания также должны быть увеличены, а это приводит к более высокой скорости расходования электрода. Уменьшение зазора свечи зажигания частично может компенсировать повышенные требования к напряжению/току, но с увеличением в данном случае теплоотдачи от ядра пламени возрастает вероятность возникновения пропусков зажигания и возникновения нестабильной работы двигателя [112].

Местоположение, количество и свойства источника зажигания являются одним из доминирующих факторов в вариациях циклов при сгорании [116, 117, 74].

Момент зажигания также значительно влияет на уровень межцикло-вой неравномерности сгорания. Неравномерность увеличивается, если двигатель не работает при оптимальном моменте зажигания. Кроме того, Бейтс и соавт. [118] указывают на то, что при поздних моментах зажигания вблизи ВМТ требуется более высокое выделение энергии для преодоления повышенных давлений, таким образом, межцикловая неравномерность сгорания возрастает.

Высокие энергии искрового разряда, системы двойного зажигания, объемное воспламенение (воспламенение от детонационной волны не подразумевается) и альтернативные процессы зажигания, такие как плазмен-

ное или лазерное зажигание, позволяют ускорить процесс сгорания. Кроме того, следует отметить, что лазерное зажигание имеет дополнительное преимущество, заключающееся в том, что оно не зависит от локального потока смеси, что приводит к дальнейшему снижению уровня МЦН [119, 120].

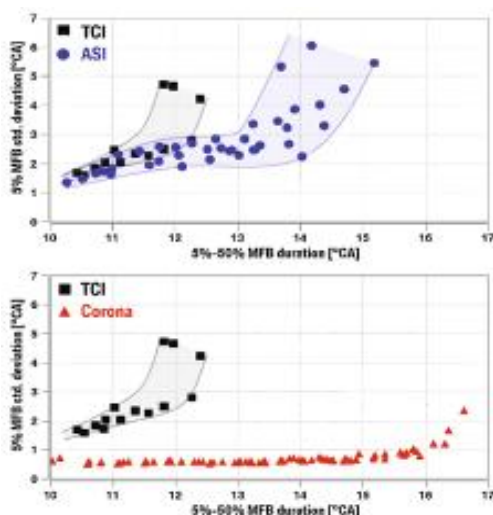


Рисунок 1.41 Уровень МЦН перспективных систем зажигания

К настоящему времени некоторые передовые стратегии в развитии систем зажигания достигли уже уровня, при котором существует высокий потенциал по их внедрению вместо существующей технологии искрового зажигания, как показано на рисунке 1.41. К ним относятся микроволновое зажигание с искровым зажиганием, зажигание с коронным разрядом и импульсное зажигание с наносекундным разрядом [121, 122, 145, 146].

1.5.2 Повышение турбулентности заряда

Как было показано, для повышения эффективности рабочего процесса ПДВС необходимо обеспечить быстрое горение в период основной фазы сгорания, а также сократить время, необходимое для его возникновения, т.е. ускорить формирование развитого фронта пламени в период развития пламени [117, 123, 128, 129, 144, 148 и др.].

Стохастические колебания турбулентного потока в цилиндрах не могут быть предотвращены. Однако, увеличение общей скорости вихревого потока и вихревых движений приводит к увеличению интенсивности турбулентности вблизи верхней мертвой точки. Кроме того, сообщается, что

squish потоки также оказывают положительное влияние, увеличивая турбулентность в начале сгорания.

Мерами по снижению МЦН может стать адаптация нескольких влияющих факторов. Одним из факторов является частота вращения двигателя. Повышение частоты вращения двигателя напрямую увеличивает уровень турбулентной кинетической энергии в камере сгорания, что коррелирует с более низким значением уровня МЦН [123]. Herden [124] сообщает об увеличении скорости потока на свече зажигания при возрастании частоты вращения двигателя, как показано на рисунке 1.42.

Это увеличение скорости имеет положительный эффект, поскольку первоначальное гашение пламени на электродах свечи зажигания может быть уменьшено. Начальная пламя отклоняется и пока еще будет формироваться в виде единственного ядра пламени (скорость потока $v = 5$ м/с). В этот момент воспламеняемость становится максимальной и стабилизируется. При дальнейшем увеличении локальных скоростей потока первоначальная искровая плазма отрывается от электродов свечи зажигания и происходит повторный пробой, т. е. развиваются несколько ядер пламени. Изменчивость горения может увеличиваться при увеличении количества пробоев.

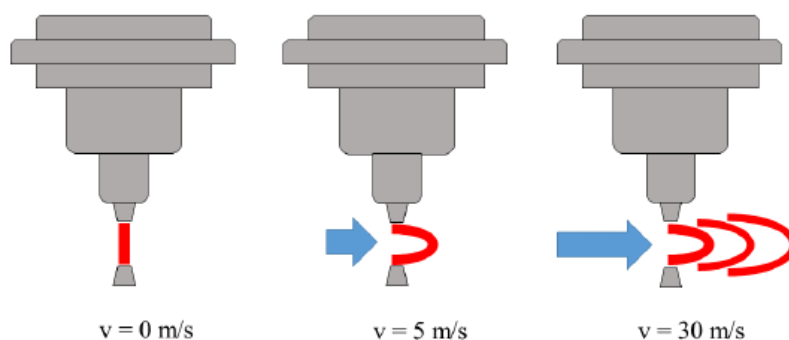


Рисунок 1.42 – Характер поведения плазменного канала при различной скорости потока [124]

Другим фактором является впускной коллектор, который влияет на структуру поля потока в цилиндре. Так, например, авторы [80] и [125] отмечают, что повышение интенсивности турбулентности за счет усиленного падающего движения – «кувырка» стабилизируется продолжительностью задержки зажигания. Fischer и соавт. [126, 127] исследовали различные системы впуска, чтобы вызвать крупномасштабную структуру падающего потока. Авторы сообщают об улучшении МЦН, если основной впускной поток центрирован между двумя впускными клапанами. Это стабилизирует всасываемый поток и интенсифицирует крупномасштабные движения при падении, что приводит к улучшению процесса сгорания и снижению выбросов углеводородов. Другое исследование [123] сравнивает стандартный впускной клапан с заширмленным клапаном, который приводит к увеличенной вихревой составляющей в общем движении заряда, увеличивая тем самым турбулентную кинетическую энергию. Это дополнительное движение заряда увеличивает скорости распространения пламени и, следовательно, уменьшает цикловые изменения в процессе сгорания [117].

Для работы бензиновых двигателей с высоким разбавлением заряда либо посредством рециркуляции отработавших газов, либо с помощью обедненного состава смеси требуются высокие скорости движения заряда в цилиндрах. Как в [128], так и в [117] указывается, что большие вихревые движения более удобны для уменьшения времени задержки зажигания, чем опрокидывающие движения. Кроме того, продолжительность задержки зажигания увеличивается с завихрением потока в отличие от вихревых движений, таким образом, эффективно уменьшая МЦН.

В работе [129] экспериментально показано, что путем совместного применения мощного источника зажигания и модернизированной конструкции впускного трубопровода, обеспечивающего высокий уровень турбулентности потока, можно значительно расширить пределы эффективного обеднения при поддержании стабильности работы двигателя на приемлемом уровне, как показано на рисунке 1.43.

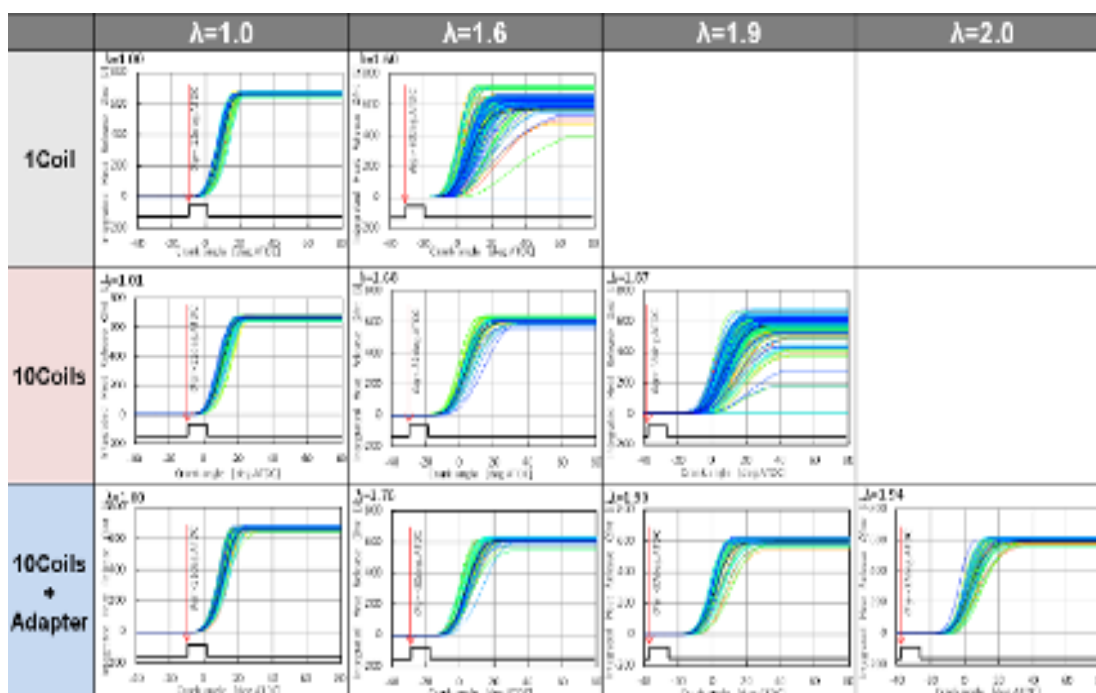


Рисунок 1.43 Предел обеднения и МЦН рабочего процесса при сочетании высокой энергии зажигания и уровня турбулентности заряда

1.5.3 Подогрев заряда на впуске

Плотностью рабочей смеси можно управлять не только изменением ее давления, но и путем изменения ее температуры. Равная плотность для условий частичной нагрузки, когда поток всасываемого воздуха дросселируется от нормального состояния, определяемого атмосферным давлением 1 бар и температурой 293 К до состояния по давлению 0,5 бар и температуре 293 К, может быть достигнута путем нагревания воздуха до температуры 586 К при атмосферном давлении. Это приводит к сравнительно высокой температуре горючей смеси в начале сжатия. С одной стороны, это вызывает превосходное испарение топлива, но с другой стороны, тенденция к детонации значительно увеличивается. Исследование таких систем подогрева заряда представлено в работах [130, 131, 147]. Предварительный нагрев топливовоздушной смеси позволил значительно расширить предел эффективного обеднения, осуществлять регулирование нагрузки путем изменения температуры потока всасываемого воздуха и обеднения смеси.

Подогрев топливовоздушные смеси до температуры 530 К позволил достичь обеднения рабочей смеси до λ равного 1,8 при частоте вращения двигателя 1200 об/мин и нагрузке p_e равной 2 бар с увеличением эффективности на 7%.

В работе [147] были получены схожие результаты по обеднению смеси – было достигнуто отношение λ примерно равного 2,05, также отмечается, что при достижении температуры свежей рабочей смеси свыше 1000 К происходит резкое возрастание ламинарной скорости сгорания в результате образования дополнительных радикалов ОН в результате реакции разложения H_2O_2 .

Однако, следует отметить, что система качественного управления нагрузкой является сложной вследствие применения дополнительных компонентов и увеличения затрат на управление.

1.5.4 Применение клапанного механизма с изменяемым подъемом и фазами открытия клапана

Большинство процессов двигателя, таких, как впуск, сгорание, выпуск, изменяются во времени. Поэтому фиксированная схема зависимости подъема клапана от угла поворота распределительного вала иногда является компромиссом между получением максимального крутящего момента и ухудшением работы двигателя на режимах малой нагрузки, вследствие увеличения отработавших газов в цилиндре двигателя, в т.ч. за счет большого перекрытия впускного и выпускного клапана.

1.5.5 Рециркуляция отработавших газов

Разбавление свежего газа инертным газом позволяет эксплуатировать двигатель с меньшим дросселированием, сохраняя при этом стехиометрические составы отработавших газов, необходимые для последующей

каталитической обработки в нейтрализаторе. Самый простой подход для этой цели – использовать уже сгоревший отработавший газ. При работе двигателя на режимах частичной нагрузки в камере сгорания присутствует значительное количество сгоревших газов, количество которых определяется фазами газораспределения и перепадом давлений.

Внутренняя рециркуляция отработавших газов возрастает с увеличением дросселирования из-за растущей разности давлений на выпуске и впуске. Дополнительная внешняя рециркуляция отработавших газов может использоваться для увеличения их содержания в случае соединения выхлопной и впускной систем через регулируемый клапан. При применении рециркуляции процесс горения ухудшается, приводя по мере увеличения отработавших газов сначала к замедлению сгорания, затем частичному сгоранию или даже к пропускам зажигания. Межцикловая неравномерность в результате будет возрастать.

Это ухудшение можно частично компенсировать применением таких механизмов, в которых допускается дросселирование потока на впуске клапаном или отключение впускного клапана для многоклапанных двигателей. Применение таких систем позволяют контролировать движение заряда внутри цилиндра, смотри [132 – 134], а снижение расхода топлива, например, может составить до 7% при $p_e = 3$ бара и степени рециркуляции отработавших газов около 25%.

1.5.6 Применение топлив с высокой ламинарной скоростью сгорания

Следует отметить, что применение водорода в качестве топлива для тепловых двигателей исторически связано с самим процессом создания таких двигателей: так первый двигатель внутреннего сгорания – двигатель Лемуара (1860 г.), первые образцы турбин работали на светильном газе, представляющем собой в основном смесь водорода и оксида углерода с примесями некоторых других газов. Еще ранее в 1841 г. в Англии был по-

лучен патент на двигатель, работающий на водороде и кислороде [135 – 137].

Преимущества использования чистого водорода в качестве первичного источника энергии, в достаточной степени ограничены из-за серьезных трудностей, особенно в вопросах хранения на мобильных средствах. Причина тому его низкая плотностью (0,081 кг/м³ при 300 К и 0.1 МПа), более широкие пределы воспламеняемости (от 4% до 75%), более высокая ламинарная скорость пламени (2,3 м/с при нормальных условиях) и очень низкая энергия воспламенения (0,02 мДж) [135, 138], в сравнении с любым применяемым углеводородным топливом. С одной стороны, такие неоспоримые преимущества для организации быстрого горения, а с другой, недостатки, например, нижний предел воспламеняемости, приведут к тому, что чистый водород, скорее всего, станет вторым альтернативным источником энергии по отношению к чистым углеводородам.

По мнению ряда авторов, топливные смеси углеводородов с водородом могут стать лучшей заменой для преодоления этих недостатков (локальное гашение пламени, неустойчивости горения, более низкая полезная мощность и т. д.), поскольку смешивание будет синергически решать проблемы, связанные с горением водорода и с горением углеводородных видов топлива, как в стационарных, так и в транспортных системах [139, 140–142].

К настоящему времени в мире накоплены обширные исследования по частичной замене углеводородного топлива водородом на электростанциях и автомобильных двигателях.

Периодически различными авторами публикуются обзорные материалы по тематике добавок водорода к различным углеводородным топливам применительно к двигателям внутреннего сгорания [143, 144–148 и др.]

Результаты экспериментальных исследований показали, что двигатели с добавками водорода к основному углеводородному топливу могут устойчиво работать в бедных составах топливовоздушной смеси с улуч-

шенными характеристиками двигателя (до 14%) [151], повышенной термической эффективностью [149, 153, 155–157, 163–165] и пониженными выбросами вредных веществ [150–152, 154–156, 158–161, 162, 163–166]. Поэтому техническое решение использования водорода в качестве добавки может обеспечить приемлемый вариант для энергоэффективного и экологически безопасного использования, как водорода, так и углеводородного топлива.

В то же самое время, о недостаточности научных результатов в отечественной науке свидетельствуют рекомендации по перспективным направлениям научных исследований, в частности, сформулированные в Концепции развития горения и взрыва как области научно–технического прогресса, разработанной РАН [167].

Наиболее полно результаты исследований по применению водорода в качестве добавок в отечественной литературе представлены в монографии А.И. Мищенко [136], в которой приведены как результаты исследований показателей теоретического цикла, результаты многочисленных экспериментальных исследований, так и достигнутые практические результаты по улучшению показателей автомобилей при применении водорода, в том числе в процессе их опытной эксплуатации.

Так же как и рядом других авторов (см., например, [168, 169] делается вывод о практической независимости теоретического КПД цикла от доли водорода и возрастании его при обеднении смеси за счет более широких пределов горения бензоводородовоздушных смесей с максимумом, примерно, при коэффициенте избытка воздуха равном примерно $\lambda \approx 2,5$.

Вместе с тем в данной работе недостаточно полно исследованы вопросы условий активации горения бензина водородом, полученные частные выводы на отдельных режимах работы двигателя обобщаются на весь диапазон режимов работы ДВС.

Одним из важных результатов данной работы является рассмотрение показателей свойств смесового топлива бензин–водород и двигателя в виде функции от массовой доли водорода, представляемой в виде:

$$\psi = \frac{G_H}{G_H + G_b},$$

где: G_H – количество (расход) водорода, G_b – количество (расход) бензина в топливной композиции (смесевом топливе), позволившей получить взаимозависимость нижнего предела обеднения бензоводородовоздушной смеси (БВВС), характеризуемого коэффициентом избытка воздуха λ , и состава смесового топлива в виде $\psi = f(\lambda_{пр})$.

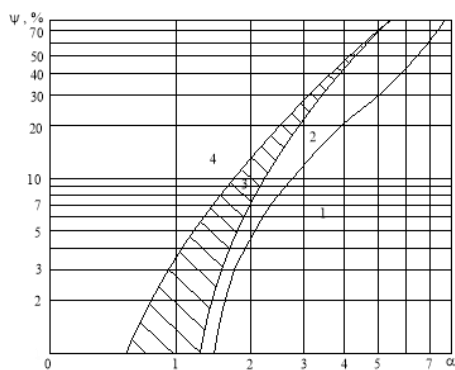


Рисунок 1.44 – Пределы обеднения бензоводородовоздушных смесей: 1 – теоретический; 2 – экспериментальные по пределу воспламенения; 3 – область высокой эмиссии C_nH_m ; 4 – экспериментальный по минимуму эмиссии C_nH_m

Существует достаточно много вариантов от различных авторов графиков $\psi = f(\lambda_{пр})$, пример такой зависимости представлен на рисунке 1.44 заимствованной из источника [170].

Следует также отметить, что необходимо уточнение особенностей зависимости $\psi = f(\lambda_{пр})$, рисунок 1.45, т.к. понятие такого предела носит в большинстве своем субъективный характер. Большинство авторов применяют в качестве характеристики такого предела минимум содержания несгоревших углеводородов в отработавших газах, но если проанализировать механизм образования углеводородов [171, 172] на выпуске, рисунок 1.46, то видно, что значительное количество факторов, влияющих на окисление углеводородов, в нем задействовано, и, по существу, это косвенный параметр оценки эффективности рабочего процесса.

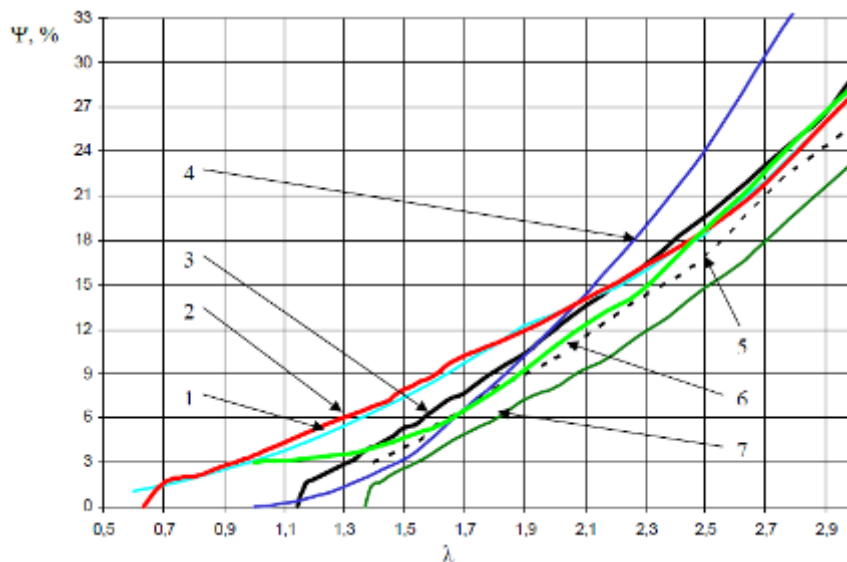


Рисунок 1.45 – Экспериментальные пределы обеднения топливовоздушных смесей: 1, 2, 3, 6 – бензоводородовоздушных смесей по критерию минимума эмиссии СН, 4 – изооктановодородовоздушных смесей по критерию устойчивой работы, 5 – бензоводородовоздушных смесей по неопределенному критерию; 7 – бензоводородовоздушной смеси по критерию начала пропусков зажигания; 1,2,3,4,5,6,7, соответственно, заимствовано из [174], [170], [175], [176, 177], [178], [136], [174]

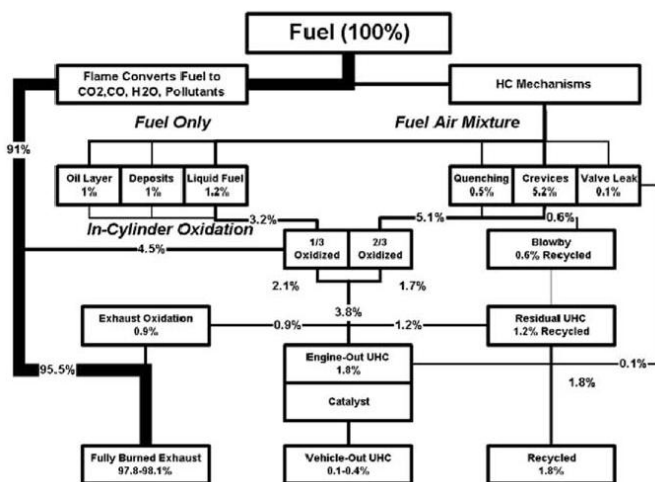


Рисунок 1.46 – Структура механизма формирования углеводородов в бензиновом двигателе, процентами обозначена доля от общего количества топлива [171]

Другие авторы используют нижний предел воспламенения, который требует указания конкретных условий, т.е. конструкции устройства в котором происходит горение (мощности системы зажигания, бомба или двигатель и т.д.), давления, температуры горючей смеси [173], которым он соответствует.

В большинстве случаев для ПДВС с искровым зажиганием фиксация таких параметров становится невозможным, поэтому и не отражается в источниках.

Встречается и третий вариант отображения функции $\psi = f(\lambda_{пр})$, критерием в данном случае выступают пропуски в зажигании смеси. Однако данный критерий также носит косвенный и субъективный характер, но самое главное, его применение при современных требованиях к уровню выбросов углеводородов с отработавшими газами становится просто не приемлемым.

Кроме того, проведенный анализ в разделе 1.3. обосновывает необходимость включения в качестве дополнительной переменной в функциональной зависимости $\psi = f(\lambda_{пр})$ – содержания отработавших газов, например, массового содержания отработавших газов ζ .

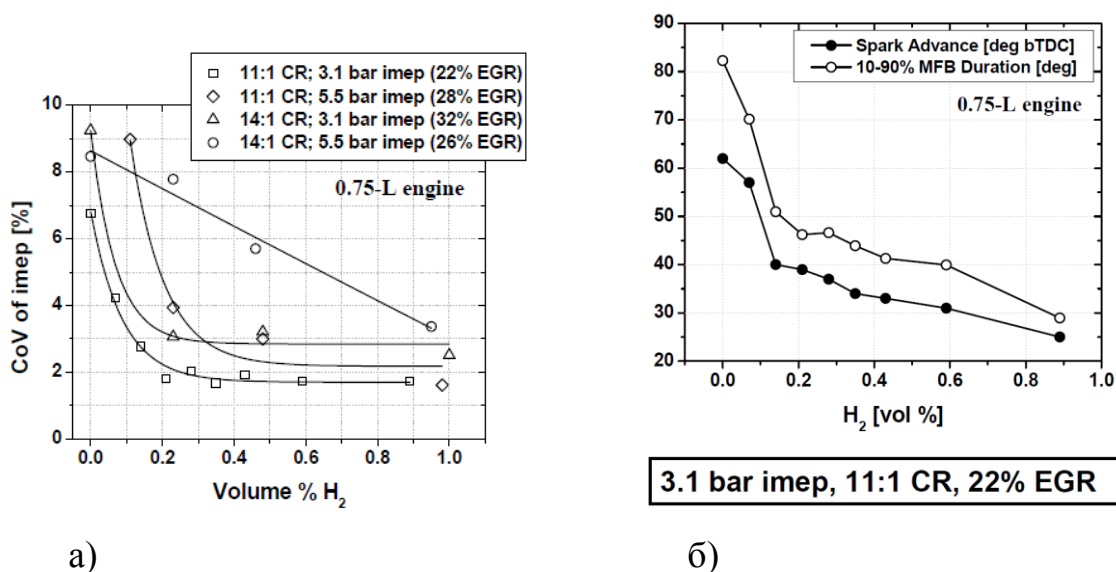


Рисунок 1.47 – Влияние добавки водорода на уровень МЦН и показатели процесса сгорания

В работе [39] проводились испытания одноцилиндрового двигателя с высоким содержанием отработавших газов и при добавке водорода к бензину, примерно в размере 5% по массе, достигнуто значительное улучшение в стабильности и эффективности рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием, как можно видеть из рисунка 1.47.

Дополнительную трудность применения $\psi = f(\lambda_{пр})$ в практическом плане накладывают экспериментальные результаты, в которых величина добавки водорода на частичных режимах нагрузки значительно отличается от всех зависимостей, приведенных на рисунке 1.45. Так в работе [174] представлена нагрузочная характеристика двигателя ЗМЗ–24Д при частоте вращения коленчатого вала равной $n=2500$ об/мин, рисунок 1.48.

При осуществлении количественного регулирования смеси и поддержании смеси около стехиометрического состава $\lambda \approx 1$ с уменьшением нагрузки доля водорода в бензоводородовоздушной смеси (ψ) возрастает примерно с 3% при максимальной нагрузке до 12% при минимально достигнутом ее уровне в процессе испытаний.

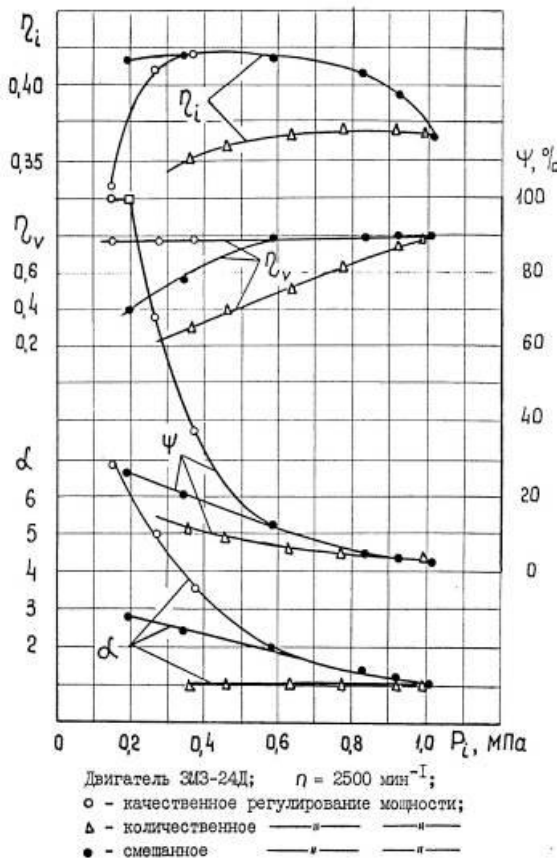


Рисунок 1.48 – Нагрузочная характеристика при различных вариантах регулирования двигателя

При этом если экстраполировать полученную зависимость до уровня нагрузки, соответствующего принудительному холостому ходу, то значение ψ составит около 30...35%.

Оригинальные результаты приведены в работах [179, 180]. В них отмечается, что эффект влияния водорода может быть существенно увеличен при организации подачи его в район электродов свечи – применение такого способа позволит интенсифицировать процесс тепловыделения, снизить требования к мощности искры свечи зажигания и установке угла опережения зажигания. Вместе с тем можно отметить, что в данных

работах отсутствуют результаты сравнительных испытаний со способом подачи во впускную трубу, что не позволяет провести прямую оценку сравнительной эффективности данных способов.

Современное состояние знаний об эффективности применения водорода, показывает некоторую неполноту, неточность, а иногда и противоречивость данных. Так в работе [181] на основе анализа результатов исследований влияния водорода на показатели двигателя при движении автомобиля по циклу ECE – 15 приводится вывод о том, что значительное снижение расхода бензина (до 15÷20%) достигается при вводе в топливовоздушную смесь 6% по массе водорода, а при большей доле водорода расход топлива уменьшается незначительно. Данный вывод представляется не достаточно обоснованным уже по той причине, что с увеличением доли водорода расход бензина должен непрерывно уменьшаться до нуля. Отмеченная зависимость аномального влияния водорода при работе двигателя на режимах частичных нагрузок, как и во всех известных работах, например, [136, 168, 182-184 и др.] не анализируется – приводится как экспериментальный факт. Однако сам факт наличия такой зависимости представляет научный и практический интерес в связи с возможностью использования водорода как промотора горения, т.е. вещества в малых количествах приводящего к существенному изменению полноты сгорания углеводородного топлива и, тем самым, возможному к использованию в качестве химического регулятора горения [185, 186, 189 – 191].

В работах [188, 174, 178 и др.] исследуются вопросы влияния добавок водорода в топливную смесь, а в работах, например, [187, 192, 169] – водорода, на показатели ДВС с искровым зажиганием. В полученных результатах и выводах стандартно отмечаются факты существенного влияния малых добавок на скорость и полноту сгорания топливной смеси, межцикловую неравномерность, снижение влияния изменения УОЗ, изменения в составе продуктов сгорания, предлагаются различные эмпирические и полуэмпирические зависимости, отражающие опытные данные.

Выполненный анализ современного состояния и путей совершенствования показателей поршневых ДВС применением водорода показывает, что, несмотря на большое количество известных исследовательских и опытно–конструкторских работ, в настоящее время отсутствует общепринятый и однозначный подход к решению вопроса применения водорода, как показано на рисунке 1.49, и одновременно отсутствует научное обобщение влияния и оценка этого влияния при применении добавок водорода в углеводородное топливо на показатели ДВС и стабильность рабочего процесса (Enhanced engine stability).

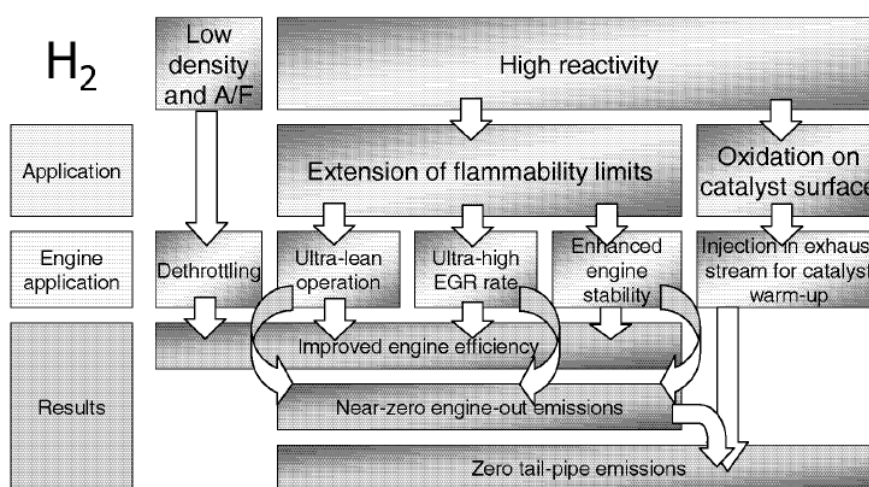


Рисунок 1.49 – Возможные направления использования водорода в ПДВС с искровым зажиганием [193]

1.6 Выводы по разделу 1

В целом обзор известной литературы и анализ направлений и перспектив развития двигателей транспортных средств позволяет сделать следующие выводы:

– поршневые ДВС в ближайшие 30÷50 лет не имеют альтернативы и, следовательно, всестороннее исследование путей их совершенствования остаётся актуальной задачей;

– в последние 20÷30 лет произошли очень значительные изменения в области конструктивного совершенства ДВС, в частности, появление авто-

тронного оборудования и систем. При этом все известные отечественные данные по применению водорода получены при использовании механических систем, характерных уровню техники 60÷70 гг. прошлого века. Поэтому целесообразно уточнение результатов исследований и оценки возможностей эффектов влияния водорода на основе современной комплектации двигателей, в первую очередь системой электронного управления и распределенного впрыска топлива;

- не изучены с должной степенью научной глубины проработки вопросы сгорания бензоводородовоздушных смесей (БВВС) в цилиндре ДВС, в частности, при работе двигателя на режимах частичных нагрузок, соответствующих городскому циклу движения автомобиля;

- требуют дальнейшего изучения вопросы химической активации горения водородом, особенно при его добавках в малых количествах (промотирования горения), а так же условий и эффектов его применения в ДВС;

- термодинамическая эффективность рабочего цикла ПДВС с искровым зажиганием достигается целесообразными мерами при продолжительности основной фазы сгорания около 25 градусов угла п.к.в., наибольшее влияние на термодинамическую эффективность оказывает положение CA50 момента сгорания 50% доли топлива относительно ВМТ, которое должно составлять 6–10 градусов после ВМТ, в зависимости от нагрузки;

- при увеличении продолжительности процесса сгорания, определяемого продолжительностью основной фазы сгорания, свыше 20–30 градусов угла п.к.в., в зависимости от оборотов и нагрузки на двигатель, к снижению эффективности рабочего процесса, вызванной ухудшением термодинамической эффективности, добавляется ухудшение эффективности сгорания (снижение доли подведенного тепла), вызванной неполнотой сгорания топлива в результате гашения пламени на такте расширения;

- остаточные газы, уровень которых возрастает с уменьшением нагрузки, оказывают существенное влияние на эффективность сгорания,

ввиду ухудшения процесса воспламенения, зарождения и развития пламени, тем самым увеличивая продолжительность процесса сгорания, также приводя к снижению термодинамической эффективности рабочего цикла;

– остаточные газы в больших количествах, что характерно для режимов близких к холостому ходу, могут дополнительно ограничивать положение начала процесса сгорания, делая его термодинамически не эффективным и смещенным на такт расширения;

– снижение межциклового неравномерности рабочего процесса поршневого двигателя внутреннего сгорания является определяющей задачей в повышении его эффективности на режимах частичной нагрузки.

1.7 Задачи исследования

Проведенный обзор литературных данных позволил сделать заключение о целесообразности постановки и выполнения исследований процессов горения смесей углеводородов с водородом и обобщения этих результатов. На основании этого заключения сформулированы предмет и объект исследований магистерской диссертации.

Объект исследований – энергоэффективные (эффективные и индикаторные) показатели поршневого двигателя с искровым зажиганием типа ВАЗ–2111 при работе на бензоводородовоздушной смеси в условия частичных нагрузок.

Предмет исследований – закономерности влияния добавок водорода к бензину на энергоэффективные показатели двигателя.

Решаемы задачи в процессе исследования:

1. Определение нижней границы по коэффициенту избытка воздуха для целесообразного применения добавок водорода к бензину;
2. Выбор и обоснование критерия X для функции $\psi = f(\lambda_{\text{пр}}, \zeta, X)$;
3. Определение зависимости функции $\psi = f(\lambda_{\text{пр}})$ для режима холостого хода двигателя ВАЗ–2111.

2 Снижение межциклового неравномерности как фактор повышения эффективности рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием

В предыдущей главе было введено понятие межциклового неравномерности рабочего процесса и зафиксировано, что полностью устранить МЦН в ПДВС невозможно, а задача снижения МЦН является определяющей в повышении эффективности рабочего процесса. Акад. Б.С. Стечкин отмечал, что одним из важнейших факторов, определяющих мощность и экономичность двигателя, является цикловая стабильность рабочего процесса.

В упомянутых ранее исследованиях по применению добавок водорода к углеводородному топливу [174–176, 178 и др.], наряду с определением основных показателей эффективности рабочего процесса, при обработке индикаторных диаграмм вычислялось значение степени неравномерности рабочего процесса, которую методически ввел акад. Б.С. Стечкин [194]:

$$\delta = \frac{\sum [(p_z - p_{c'}) - p_{cp}]}{m * p_{cp}},$$

где: p_z – максимальное давление в каждом из последовательных циклов;

$p_{c'}$ – давление в цилиндре в момент отрыва кривой давления от линии сжатия–расширения;

p_{cp} – средняя величина изменения давления в процессе сгорания для ряда последовательных циклов;

m – число последовательных циклов.

Изменение степени неравномерности рабочего процесса при работе двигателя на бензоводородовоздушных смесях δ приведено на рисунке 2.1, заимствованного из работы [176]. Цифрами на рисунке обозначены зависимости изменения δ от коэффициента избытка воздуха для бензоводородовоздушных смесей с содержанием водорода, определяемого ψ , рав-

ным 1– 100%, 2–50%, 3–20%, 4 – 0%. Как видно из графика, при работе двигателя на бензоводородовоздушных смесях степень неравномерности рабочего процесса значительно снижается.

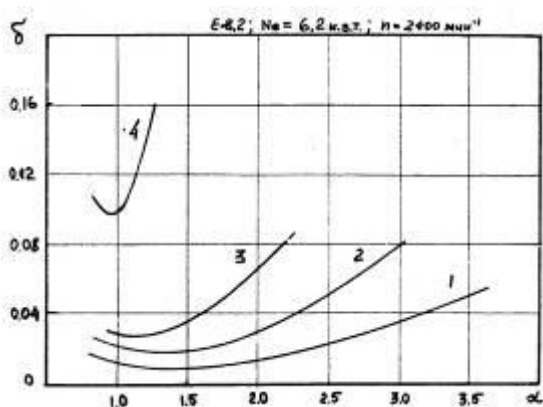


Рисунок 2.1 – Нагрузочная характеристика при различных вариантах регулирования двигателя

В то же самое время, для фиксации изменения сгорания в рабочем цикле экспериментально используют различные методы измерения, среди них:

- зонды ионизации [195] или лазерные лучи [196] для измерения площади фронта пламени, радиуса пламени и прибытия пламени в заданное место камеры сгорания;
- высокоскоростные камеры или фиксация теньвыми фотографиями Шлирена [85, 102] путем съемки различных моментов сгорания;
- пьезоэлектрические датчики измерения давления в цилиндре двигателя путем индицирования.

В большинстве исследований одновременно применяются два метода: снимается индикаторная диаграмма давления в цилиндре и фиксируется изменение пламени. Основываясь на Matekunas [102] и Heywood [22], цикловые изменения могут быть классифицированы и сгруппированы в четыре основные категории, в зависимости от вариации различных видов и типов параметров. Были использованы следующие типы параметров:

1. Параметры, связанные с давлением. Максимальное давление в цилиндре p_z ; угол поворота коленчатого вала, при котором возникает это максимальное давление α_z ; максимальная скорость повышения давления $(dp/d\phi)_{max}$; угол поворота коленчатого вала, при котором достигается максимальная скорость повышения давления $(dp/d\phi)_{max}$; среднее индикаторное давление p_i отдельных циклов;

2. Параметры, связанные с горением. Максимальная скорость тепловыделения (нетто или брутто); максимальная скорость горения массы или максимальная скорость изменения доли сгоревшей массы в цилиндре $(d\chi/d\phi)_{\max}$; угол раннего развития ядра пламени CA5 (момент выгорания 5% массовой доли топливовоздушной смеси (ТВС)); продолжительность сгорания 5% и 90% массовой доли ТВС;

3. Параметры фронта пламени. Радиус пламени, площадь фронта пламени или сгоревший объем в заданное время; время прибытия пламени в определенных местах;

4. Параметры, связанные с выхлопными газами. Концентрация различных компонентов в выхлопных газах.

Одним из важных показателей цикловой изменчивости, получаемый из данных о давлении, является коэффициент вариации среднего индикаторного давления p_i (в иностранной литературе используется обозначение COV_{p_i}). Он определяется как стандартное отклонение в p_i (σ_{p_i}), деленное на среднее значение p_i , и обычно выражается в процентах:

$$COV_{p_i} = \frac{\sigma_{p_i}}{p_i} * 100\%$$

Данный показатель определяет цикловую изменчивость в индикаторной работе за цикл, и было обнаружено, что проблемы с управляемостью транспортного средства обычно возникают, когда COV_{p_i} превышает примерно 10 процентов. То же самое определение COV также используется для других параметров, определенных выше.

A. Brown и др. [197] провели испытания двигателя Ricardo E6 при различных нагрузках, моментах зажигания и составах ТВС. Они заметили, что цикловые изменения в сгорании должны характеризоваться показателем COV_{p_i} . Часто используется COV максимального давления в цилиндре (p_z), поскольку его легче определить количественно.

Однако в этом исследовании было доказано, что это может привести к вводящим в заблуждение результатам, когда момент зажигания варьируется в области близкой к оптимальному УОЗ. Также было продемонстрировано, что при изменении момента зажигания корреляция между COV_{p_i} и COV_{p_z} отсутствует. Экспериментальные данные также показывают, что COV_{p_i} находится на минимуме в области оптимального УОЗ, и это также соответствует минимуму в продолжительности горения 0–10% массовой доли ТВС.

Наиболее характерные зависимости между максимальным давлением в цилиндре (p_z), углом поворота коленчатого вала, при котором возникает максимальное давление в цилиндре (p_z), и p_i описаны Matekunas. В этом исследовании, один цилиндр двигателя АЕМ использовался для фотосъемки процесса сгорания при различных моментах зажигания и составах смеси при постоянном давлении во впускном коллекторе (55 кПа). Было обнаружено, что по мере приближения момента зажигания к условиям оптимального УОЗ COV_{p_i} очень малы по сравнению с вариациями p_z , которые становятся более значительными с улучшенной синхронизацией зажигания относительно ВМТ. Раннее развитие ядра пламени также имеет тесную связь со средним индикаторным давлением p_i .

Как уже отмечалось, P.G. Aleiferis и др. [198] экспериментально оптически исследовали развитие пламени в одноцилиндровом двигателе с искровым зажиганием на обедненных смесях. Наблюдалась сильная взаимосвязь между p_i и CA5, особенно в обедненных составах смеси. Тем не менее, CA5 не очень информативный параметр, так как он не предоставляет никакой информации о причинах вариации раннего сгорания от цикла к циклу.

Как следует из соответствующего обсуждения, в качестве индикаторов МЦН предпочтение отдается ограниченному числу параметров. Наиболее широко используемыми величинами являются параметры, свя-

занные с давлением (p_z , φ_{Pz} и p_i), а радиус пламени и смещение центра ядра пламени от центра свечи зажигания также можно найти в ряде исследований. Первые три легче всего зафиксировать, так как для экспериментального оборудования необходим только датчик давления. Когда момент зажигания установлен при $УОЗ_{\text{опт}}$, использование p_i в качестве индикатора межциклового неидентичности будет наиболее подходящим в отличие от других. Однако, если областью исследования является межцикловая неидентичность фазы раннего развития ядра пламени, тогда наиболее подходящим параметром будет φ_{Pz} .

На основании проведенного анализа можно сделать заключение, что использование коэффициента вариации среднего индикаторного давления будет являться предпочтительным в оценке межциклового неравномерности рабочего процесса и может быть принято за основу в качестве предполагаемого дополнительного критерия в установлении зависимости $\psi = f(\lambda_{\text{пр}}, \zeta, COV_{p_i} (3...5\%))$. Для оценки взаимосвязи коэффициента вариации среднего индикаторного давления с основными критериями эффективного рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием необходимо более углубленное рассмотрение данного вопроса.

2.1 Взаимосвязь показателя оценки межциклового неидентичности с параметрами эффективности рабочего процесса ПДВС

2.1.1 Корреляционные модели показателя COV_{p_i} от ключевых параметров эффективного рабочего процесса

Коэффициент COV_{p_i} в практике исследования двигателя большей частью приводится как информативный показатель об уровне МЦН достигнутый на исследованном режиме, также по нему можно судить о наметившихся тенденциях. Отмечается, что уровень COV_{p_i} имеет минимальное по-

лучаемое значение в области близкой к оптимальной установке угла опережения зажигания, о влиянии на уровень COV_{p_i} других факторов – турбулизации потока, энергии зажигания и т.д. описано в предыдущих разделах.

Использование добавок водорода к основному топливу вводит дополнительный фактор к тому множеству переменных, которые уже влияют на эффективность, но, как известно из теории управления критерий оптимизации должен быть выбран только один. Из теории двигателей известно, что применение в качестве критерия экономичности – удельного эффективного расхода топлива себя оправдывает, но что использовать в качестве критерия в достижении предела в эффективности рабочего процесса и, в частности, критерия оценки влияния добавок водорода на эффективность рабочего процесса? Какой предел добавок водорода следует считать наиболее эффективным? Ведь известно, что замещение водородом углеводородного топлива с определенного момента не изменяет эффективность работы двигателя. В исследованиях [136, 174–178 и др.] в качестве такого критерия выбран параметр, обозначенный ψ , но характер его изменения от коэффициента избытка воздуха в различных источниках, даже у одного автора [136, 175], отличается.

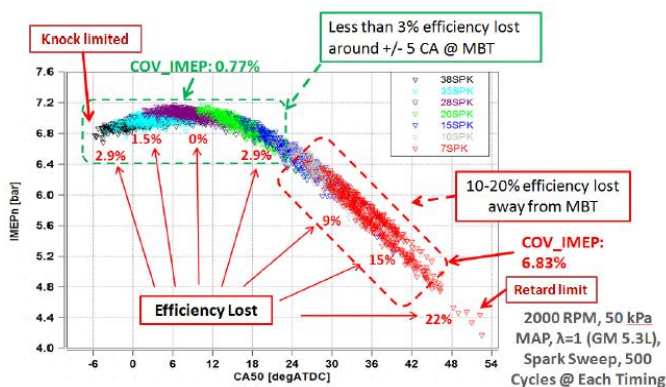


Рисунок 2.2 – Изменение значения COV_{p_i} на режиме $n=2000$ об/мин, $\Delta p_k=50$ кПа (разряжение за дросселем) [199]

Исходя из поставленной задачи магистерской диссертации, рассмотрения научных и теоретических работ автором предлагается использовать в качестве обозначенного критерия эффективности рабочего процесса при оценке добавок водорода на него – коэффициента $COV_{p_i} \leq 3\%$. По

своей математической природе значение этого коэффициента будет стремиться к нулю при увеличении числителя к бесконечности, а, соответ-

ственно, получение максимума в p_i на режиме постоянной нагрузки будет сводить к минимуму значение этого коэффициента, как показано на рисунке 2.2.

Однако только математического описания для принятия COV_{p_i} в качестве критерия оптимизации рабочего процесса будет недостаточно. Необходимо также функциональное обоснование его зависимостей от факторов, поэтому ниже приводятся некоторые научные данные об этих зависимостях.

Количество научных работ, в которых бы определялась взаимосвязь уровня МЦН с основными параметрами, которые влияют на эффективность рабочего процесса достаточно ограничено. Например, в работе [200] проводится обработка автором собственных экспериментальных результатов, а также приводятся полученные данные, с некоторым описанием, двух других работ в этой области.

Здесь рассматриваются только результаты двух работ, в первой работе (Работа №1) [85] получена функциональная зависимость коэффициента COV_{p_i} на основании обработки 6000 экспериментальных режимов 13 двигателей объемом от 1,6 л до 4,6 л, вторая работа (Работа №2) – работа [200], в которой получена функциональная зависимость на основании обработки 2680 рабочих режимов одноцилиндровых и многоцилиндровых двигателей при их работе на бензине и смесях бензин–этанол в диапазонах: по степени сжатия 11,0–15,5, по оборотам двигателей от 1200 до 6600 об/мин, по коэффициенту избытка воздуха от 0,98 до 1,45, по среднему индикаторному давлению – от 0,257 МПа до 1,624 МПа.

Результат работы №1.

$$\begin{aligned}
COV_{p_i} = & 18,5 + 1,41725 * RMF * RPM^2 + 0,00406 * \theta_{b(0-10)} * RPM^2 - 0,00328 * CA50^2 - \\
& 0,00375 * CA50 * RPM^2 - 0,7326 * RPM * \varphi^2 - 0,0011 * RPM * p_i * CA50 + 0,02809 * RPM * p_i + \\
& 0,00777 * \theta_{b(10-90)} * CA50 - 0,00124 * RPM * \theta_{b(0-10)}^2 - 0,00015 * RPM * \theta_{b(10-90)}^2 + \\
& 0,000888 * RPM * CA50^2 - 19,57882 * \varphi^3 + 126,70806 * \varphi^2 * \zeta + 0,2419 * \zeta * \theta_{b(0-10)} + \\
& 0,04414 * \varphi^2 * CA50 + 50,73515 * \varphi^2 - 1,05318 * \varphi * \zeta * \theta_{b(0-10)} - 238,75107 * \varphi * \zeta - \\
& 0,27622 * \varphi * \theta_{b(10-90)} - 44,85289 * \varphi + 199,32368 * \zeta^3 - 0,02918 * \zeta * \theta_{b(10-90)} * CA50 + \\
& 0,99062 * \zeta * \theta_{b(10-90)} + 0,05177 * \zeta * CA50^2 - 0,7169 * \zeta * CA50 + 106,26606 * \zeta - \\
& 0,19389 * \theta_{b(0-10)} + 0,00109 * \theta_{b(10-90)}^2 - 0,00007 * \theta_{b(10-90)} * CA50^2 + 0,00555 * \theta_{b(0-10)}^2,
\end{aligned}$$

где: RPM – обороты двигателя (об/мин/1000); p_i – среднее индикаторное давление (bar); φ – эквивалентное соотношение; ζ – массовая доля остаточных газов; CA50 – положение сгорания 50% по массе топлива; $\theta_{b(0-10\%)}$ – продолжительность периода развития пламени; $\theta_{b(10-90\%)}$ – продолжительность периода быстрого сгорания.

Результат работы №2.

На основании обработки данных была получена базовая регрессионная модель, рисунок 2.3:

$$COV_{p_i} = 0,0006 * \theta_{b(10-75\%)}^{2,77}$$

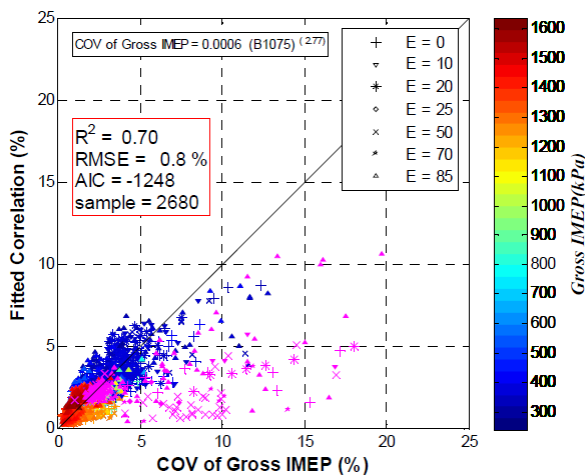


Рисунок 2.3 – Корреляционная зависимость COV_{p_i}

На основании полученных функциональных зависимостей, можно сделать основные выводы по зависимости коэффициента COV_{p_i} :

– COV_{p_i} в наибольшей степени зависит от продолжительности основной фазы сгорания – периода быстрого сгорания $\theta_{b(10-90\%)}$, причем в большей части от продолжительности сгорания 10–75% массы сгораемого топлива;

– COV_{p_i} зависит от положения CA50, продолжительности периода $\theta_{b(0-10\%)}$, оборотов двигателя и др. параметров в меньшей степени.

Рассмотрение взаимосвязи COV_{p_i} с основными параметрами, влияющими на эффективность рабочего процесса, а также изменения коэффициента COV_{p_i} на различных режимах двигателя, необходимо провести более детально.

2.1.2 Взаимосвязь показателя межциклового неравномерности с положением центральной линии сгорания

Зависимость COV_{p_i} от положения точки CA50 можно найти в различных работах, при этом характер изменения COV_{p_i} в большинстве своем идентичен, различия заключаются лишь в уровне COV_{p_i} для разных типов двигателей и режимов работы. Наилучшее, на взгляд автора, наглядное представление зависимости было взято из работы [201] и представлено на рисунке 2.4.

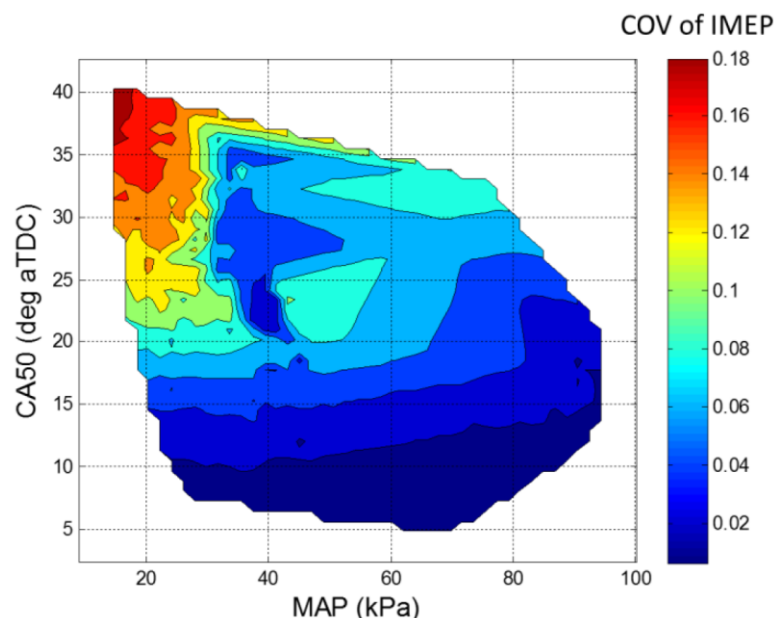


Рисунок 2.4 – Многопараметровая зависимость COV_{p_i} от нагрузки (разряжения во впускном трубопроводе) и положения CA50

Из рисунка видно, что по мере снижения нагрузки на двигатель и удаления точки CA50 от ВМТ уровень межцикловой неравномерности рабочего процесса, определяемый COV_{pi} , возрастает.

2.1.3 Взаимосвязь показателя межцикловой неравномерности с продолжительностью периода быстрого сгорания

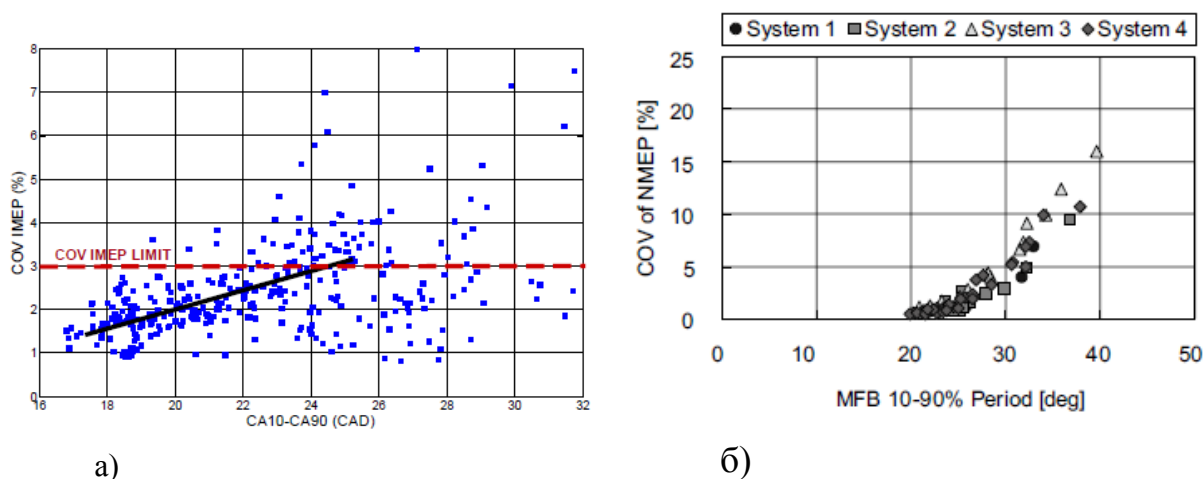


Рисунок 2.5 – Зависимость COV_{pi} от продолжительности основной фазы сгорания: а) – [43], б) – [67]

Как получено в функциональной зависимости работы №2, продолжительность периода быстрого сгорания очень сильно влияет на межцикловую неравномерность рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием, что также подтверждается аппроксимационной зависимостью экспериментальных данных в широкой области оборотов и нагрузки, которые получены на турбированном четырехцилиндровом с четырьмя клапанами на цилиндр двигателе ($\tau=4$) с непосредственным впрыском топлива объемом 2 литра, ε равной 9,5, с диаметром цилиндра и ходом поршня, соответственно, равными $S=86$ мм и $D=86$ мм в работе [43] и на одноцилиндровом исследовательском двигателе ($\tau=4$, $\varepsilon=9,7$, $S/D=59,6/73,0$ мм) с впрыском топлива во впускную трубу и частоте вращения, равной $n=4000$ об/мин в широком диапазоне нагрузки и при отработке различных стратегий организации топливовоздушной смеси представленными на рисунке 2.5.

2.2 Параметры рабочего процесса ПДВС и показателя COV_{p_i} на режимах частичных нагрузок

Рассмотрение основных показателей рабочего процесса реальных ПДВС с искровым зажиганием необходимо для понимания возможного потенциала для дальнейшего повышения эффективности двигателя и снижения выбросов углекислого газа CO_2 . Большинство производителей двигателей не раскрывают характеристики рабочего процесса выпускаемых ими агрегатов, это связано еще и с тем, что в большинстве своем отработка и доводка двигателя строится с позиции управления «черным ящиком» и фиксации входных и выходных параметров.

В силу ограниченности данных по испытаниям ниже представлены характеристики различных двигателей для общего понимания диапазонов изменения параметров и дается небольшой анализ представленных данных.

2.2.1 Режимы средних нагрузок

На рисунке 2.6а–е представлены основные параметры рабочего процесса в зависимости от оборотов двигателя и нагрузки. В качестве примера взяты данные из опубликованной статьи [202] по испытаниям 6-ти цилиндрового двигателя большегрузного автомобиля объемом 11,6 литра, со степенью сжатия $\varepsilon=11,5$, отношение диаметра цилиндра к ходу поршня равно 126 мм/155 мм. Двигатель работал на компримированном природном газе при стехиометрическом составе смеси (используется трехкомпонентный нейтрализатор) с рециркуляцией отработавших газов, для повышения мощности применялся турбонаддув.

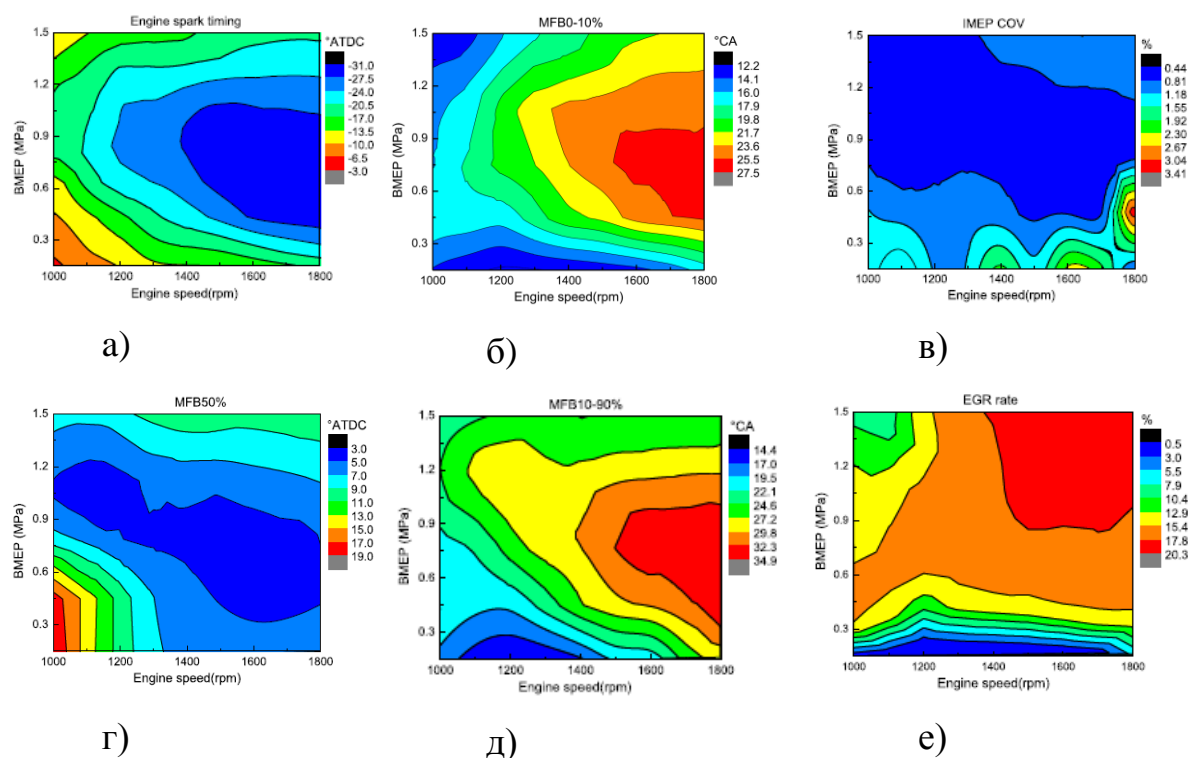


Рисунок 2.6 – Характеристики процесса сгорания и уровень рециркуляции отработавших газов

Из представленных универсальных характеристик (без рассмотрения режимов близких к полной мощности) видно, что с уменьшением оборотов и нагрузки происходит смещение процесса сгорания на такт расширения в рабочем цикле двигателя. Углы опережения зажигания уменьшаются и в области наименьшей нагрузки момент зажигания почти соответствует ВМТ (установленный УОЗ равен 3 градусам угла п.к.в. до ВМТ), положение момента CA50 максимально сместилось на такт расширения до 19 градусов угла п.к.в. после ВМТ, период быстрого сгорания на данном режиме уменьшается до 14–17 градусов угла п.к.в.

На представленной универсальной характеристике показатель COV_{p_i} при этом изменился со значения 0,81% до 1,55%. Однако, такой характер протекания сгорания должен вызывать некоторую настороженность, уровень COV_{p_i} достаточно низок и, вероятно, не соответствует действительности. К представленным зависимостям необходимо относиться с предостережением.

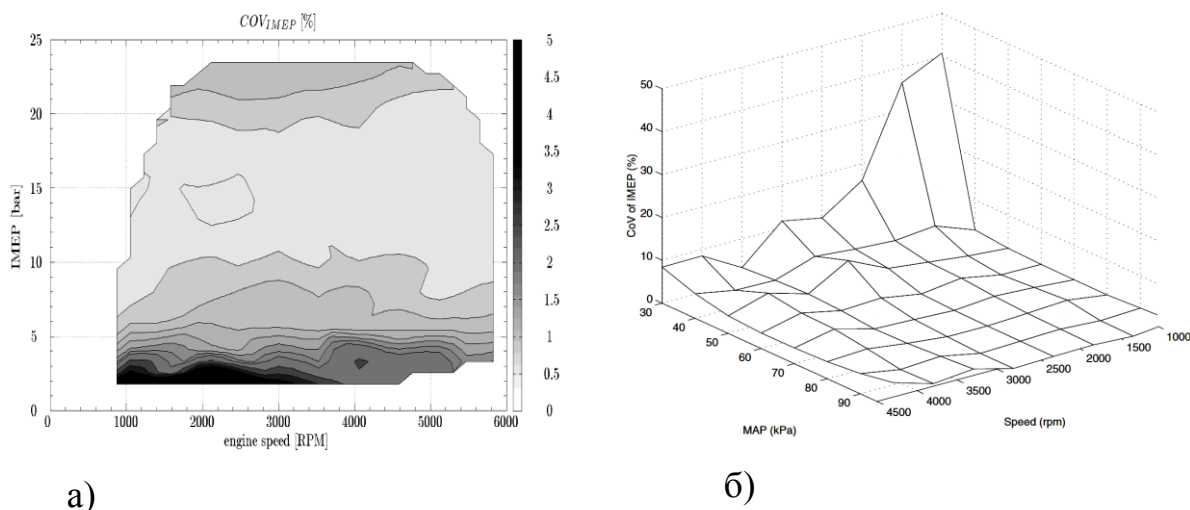


Рисунок 2.7 – Универсальная характеристика COV_{p_i} : (а) – двигателя легкового автомобиля с непосредственным впрыском топлива [70], (б) – двигателя грузового автомобиля [203]

На рисунке 2.7 представлены универсальные характеристики COV_{p_i} для двух различных двигателей – легкового автомобиля с двигателем непосредственного впрыска топлива V48 и двигателя грузового автомобиля Ford объемом 4,0 литра.

Из этих характеристик видно, что коэффициент вариации COV_{p_i} значительно выше 2% для большинства режимов двигателя, а для режима близкого к холостому ходу его значения максимальны. Так, для двигателя большого литража его значение выросло до 40%, поэтому авторы, которые представили данные по большегрузному газовому двигателю [202], вероятно, для того, чтобы приукрасить общую картину, не показали режимы малых нагрузок во всей области оборотов двигателя, а в оставшейся области, в результате выполненной аппроксимации имевшихся экспериментальных данных, общая картина по уровню показателя COV_{p_i} могла значительно быть улучшена. Такой подход, возможно, связан с прикрытием факта значительных выбросов несгоревших метановых углеводородов из двигателя и последующего их поступления в нейтрализатор отработавших газов.

2.2.2 Режим холостого хода, как характерный режим малых нагрузок

Перед детальным анализом режима холостого хода, хотелось бы

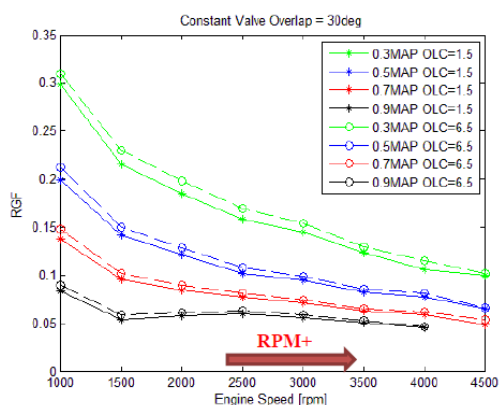
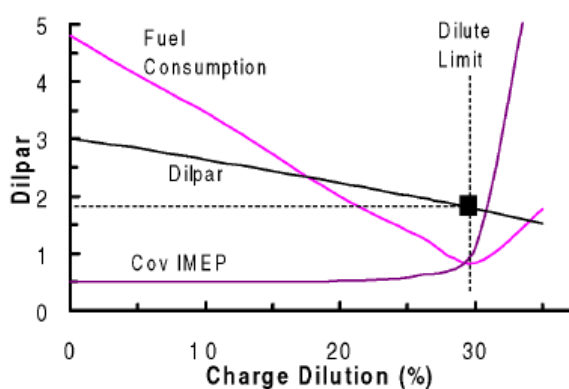


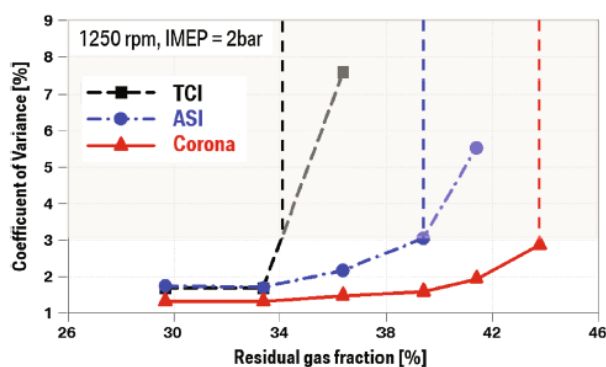
Рисунок 2.8 – Массовое содержание отработавших газов от разрежения во впускном трубопроводе и оборотов двигателя

еще раз остановится на зависимости содержания остаточных газов в цилиндре двигателя от оборотов и нагрузки, которая заимствована из [204] и представлена на рисунке 2.8. Разрежение на холостом ходу достигает величин 0,67–0,7 bar, при характерных оборотах для холостого хода 700–900 об/мин, верхняя кривая будет в своем максимальном значении отражать содержание отработавших газов в цилиндре двигателя на этом режиме. Данная область будет соответствовать массовому содержанию около 30% отработавших газов в горючей смеси, что будет близко к пределу воспламенения таких смесей современными классическими системами зажигания, характеристики которых можно видеть на рисунке 2.9.

Данная область будет соответствовать массовому содержанию около 30% отработавших газов в горючей смеси, что будет близко к пределу воспламенения таких смесей современными классическими системами зажигания, характеристики которых можно видеть на рисунке 2.9.



а)



б)

Рисунок 2.9 – Предел воспламенения горючей смеси в зависимости от содержания отработавших газов а) – для классической системы [205] и б) – в сравнении с перспективными системами зажигания

Кроме того, ввиду снижения уровня турбулентности и повышенного количества отработавших газов на режиме холостого хода, наблюдается высокая межцикловая неравномерность рабочего процесса двигателя [206, 207], значительный вклад в которую вносит вариация периода развития пламени, как показано на рисунке 2.10.

Сочетание высокого содержания отработавших газов и низкого уровня турбулентности относит холостой ход к самым неблагоприятным

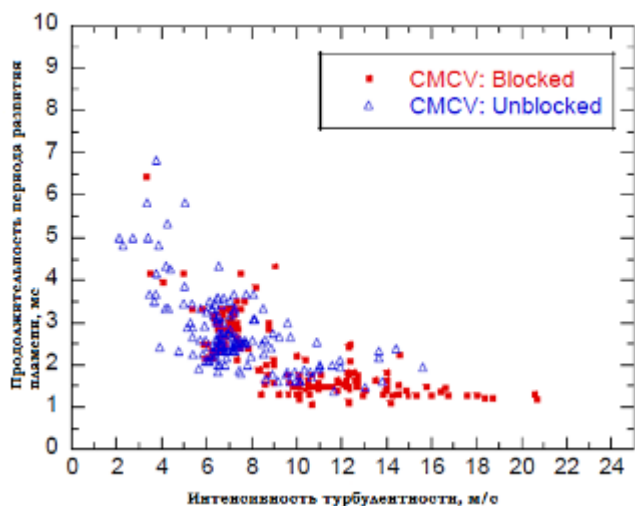


Рисунок 2.10 – Изменение продолжительности периода развития пламени в зависимости от уровня турбулентности в цилиндре двигателя [206]

2.1. В качестве источников информации по двигателю №1 были научные материалы [212, 213], по двигателю №2 – [214], по двигателю №3 – [215].

Двигатели имеют схожие технические характеристики, за исключением продолжительности перекрытия клапанов в момент газообмена, двигатель №2 имеет самое большое перекрытие клапанов, а двигатель №3 – самое маленькое. Данная конструктивная особенность влияет на количество отработавших газов – в двигателе №3 коэффициент отработавших газов будет наименьшим. Это не влияет на результаты анализа, т.к. необходимость в нем связана с общим пониманием эффективности рабочего процесса на холостом ходу.

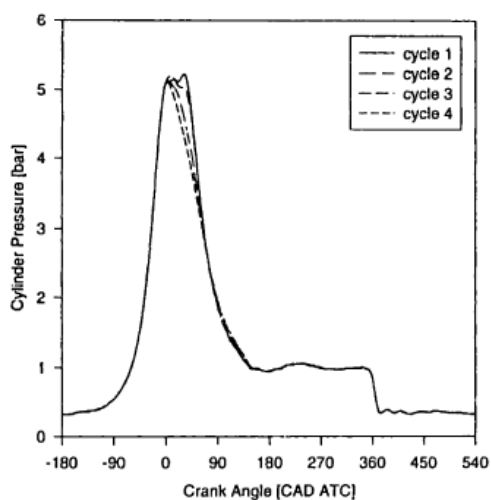
режимам работы двигателя с точки зрения экономичности и выбросов вредных несгоревших углеводородов с отработавшими газами [208–211 и др.].

Параметры рабочего процесса двигателя при его работе на холостом ходу представлены на рисунках 2.11–2.18 и отражают результаты испытаний трех двигателей с близкими характеристиками, данные по которым представлены в таблице

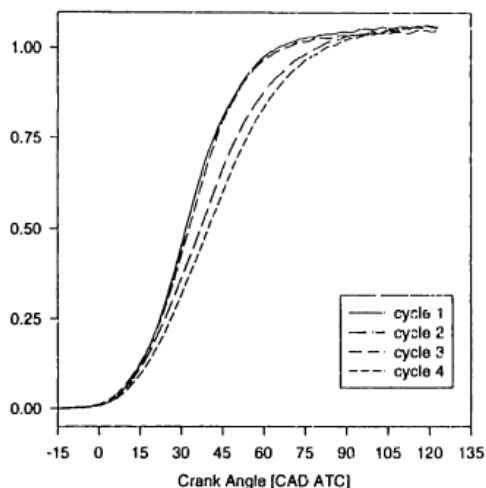
Таблица 2.1– Характеристики двигателей

Параметр/Двигатель	Двигатель №1	Двигатель №2	Двигатель №3
Модель двигателя	Nissan SRD20	Не указано	Не указано
Число цилиндров, тактность, количество клапанов на цилиндр	4, 4, 4	4, 4, 4	4, 4, 4
Степень сжатия, ε	9,5	9,5	10,0
Рабочий объем цилиндра, см ³	499,6	367	399,92
Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	86,0/86,0	75,5/82,0	77,4/85
<u>Впускной клапан:</u>			
Угол опережения открытия клапана до ВМТ, градусов угла п.к.в.	13,0	18,5	– 8,0
Угол запаздывания закрытия клапана до НМТ, градусов угла п.к.в.	55	51,5	56
<u>Выпускной клапан:</u>			
Угол опережения открытия клапана до НМТ, градусов угла п.к.в.	57,0	51,5	46
Угол запаздывания закрытия клапана до ВМТ, градусов угла п.к.в.	3,0	18,5	10
Перекрытие клапанов, градусов угла п.к.в.	16	37	2
Обороты холостого хода, об/мин	800	800	800

На рисунке 2.11(а–б) представлены индикаторные диаграммы четырех последовательных циклов двигателя №1.



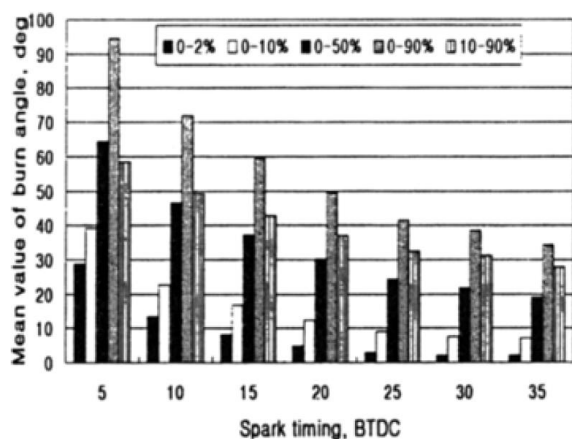
а)



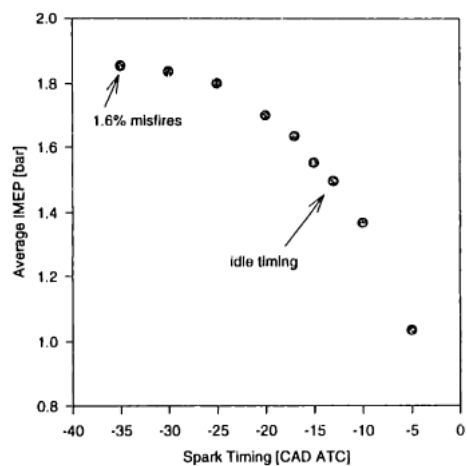
б)

Рисунок 2.11 – Индикаторная диаграмма рабочего процесса – а) и кривая тепловыделения двигателя №1 – б) на режиме холостого хода

На рисунке 2.12а представлена столбцовая диаграмма по результатам обработки индикаторных диаграмм рабочего процесса двигателя №2 при различном угле опережения зажигания. Из данного анализа видно, что по мере увеличения угла опережения зажигания сокращается продолжительность основных фаз процесса сгорания, это приводит к повышению его эффективности, о чем свидетельствует рост среднего индикаторного давления цикла p_i на рисунке 2.12б.



а)



б)

Рисунок 2.12 – Изменение в зависимости от УОЗ: (а) – показателей процесса сгорания для двигателя №2, (б) – среднего индикаторного давления цикла в двигателе №1

Показатели стабильности рабочего процесса, отражаемые COV_{p_i} и COV продолжительности сгорания характерных величин массового выгорания топлива для двигателей №1–2 приведены на рисунке 2.13.

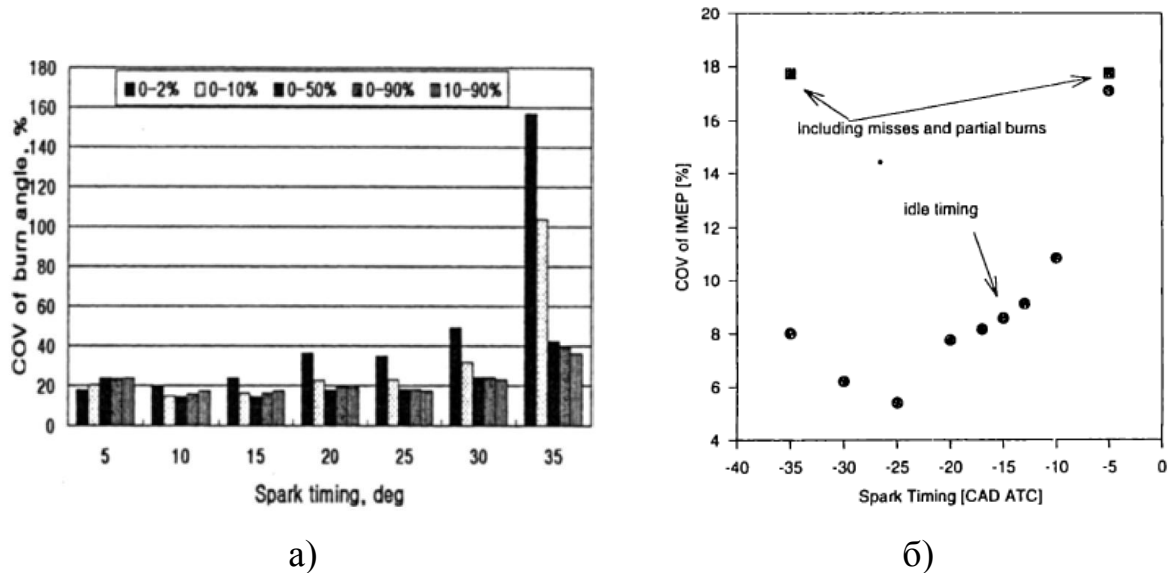


Рисунок 2.13 – Изменение в зависимости от УОЗ: (а) – COV показателей процесса сгорания для двигателя №2, (б) – COV_{p_i} в двигателе №1

Из анализа графиков на рисунке 2.12а и 2.13б видно, что с увеличением УОЗ уровень COV_{p_i} , также как и продолжительность периода быстро

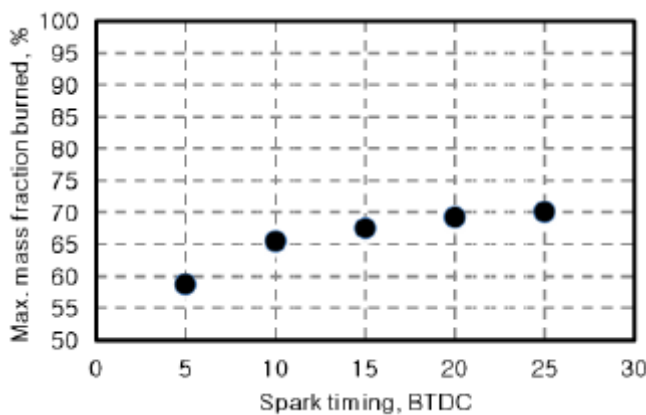


Рисунок 2.14 – Изменение массы сгоравшего топлива в зависимости от УОЗ в градусах угла п.к.в.

го сгорания ($\theta_{b(10-90\%)}$) снижаются, что в свою очередь приводит к увеличению массы сгоравшего топлива в рабочем цикле, как показано на рисунке 2.14.

Однако, со значения угла опережения зажигания, равного примерно 15 градусов угла п.к.в., отчетливо видно, что начинает возрастать вариабельность COV периода сгорания 2% массы топлива, с УОЗ равного 20 градусов угла п.к.в. проявляется также рост вариабельности COV периода сго-

рания 10% массы топлива, а с УОЗ равного 30 градусов угла п.к.в. возрастает вариабельность COV периода сгорания 50% массы топлива и, на пределе работы двигателя, при установке УОЗ равным 35 градусов угла п.к.в. значительно возрастают вариабельности всех периодов рассматриваемых долей топлива.

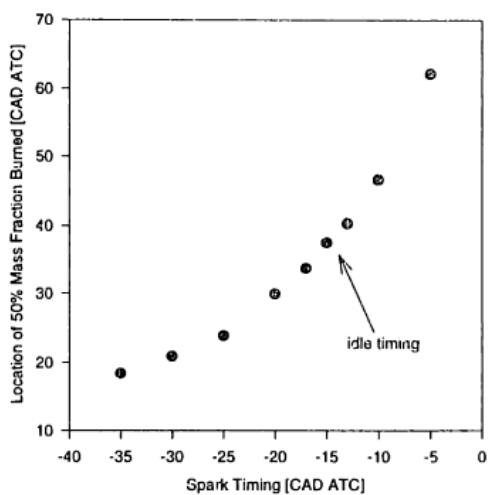


Рисунок 2.15 – Изменение положения CA50 в зависимости от УОЗ

В соответствии с этим изложением, происходит взаимодействие двух процессов, с одной стороны повышение термодинамической эффективности, за счет увеличения эффективности сгорания $\eta_{СГОР}$ и $\eta_{ТЕРМОД}$, как показано на рисунке 2.14–2.15, с другой – возрастание вариации в формировании ядра, зарождении пламени и его развитии, при этом с момента установки УОЗ равным 25 градусов угла п.к.в., где достигается минимум в COV_{p_i} , второй эффект начинает преобладать над первым.

При последующем увеличении УОЗ нестабильность в развития ядра пламени, неполнота сгорания в циклах начинает возрастать, приводя к возникновению критической случая – пропуску зажигания. Данные эффекты представлены на рисунках 2.12б и 2.13а.

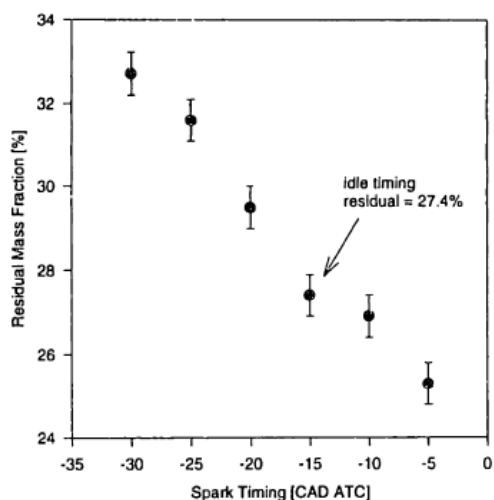


Рисунок 2.16 – Массовое содержание отработавших газов от УОЗ

Причиной роста вариации в развитии сначала ядра пламени, затем формирования пламени, в последующем распространения пламени по камере сгорания и т.д. является, в том числе, рост количества отработавших газов, как можно видеть на рисунке 2.16.

Для большего подтверждения характера изменения вариации в стогрании при различных УОЗ на рисунке 2.17 представлены зафиксированные осциллограммы среднего индикаторного давления в последовательных рабочих циклах при двух различных установленных УОЗ.

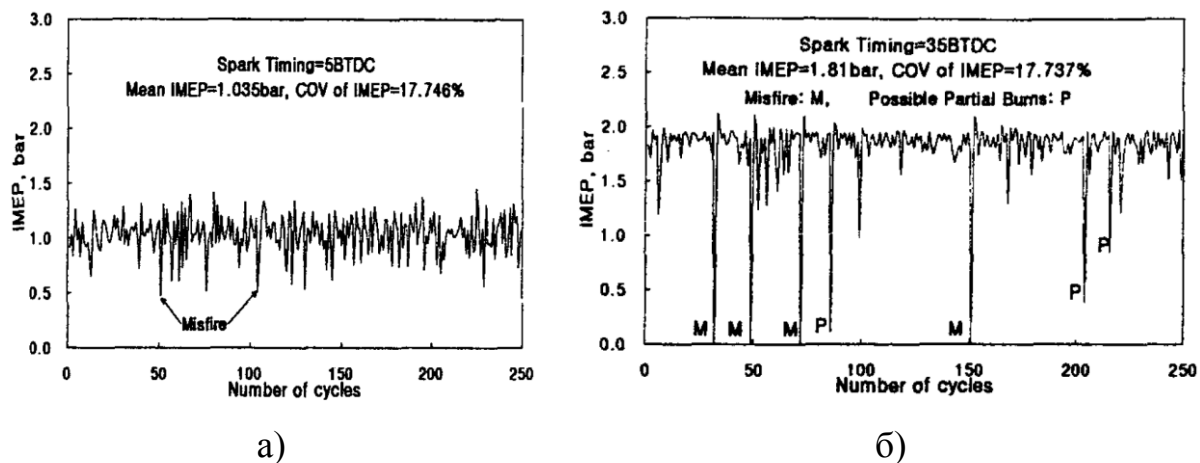


Рисунок 2.17 – Уровень МЦН:

а) УОЗ=5 гр.угла п.к.в., б) УОЗ=35 гр. угла п.к.в.

Двигатель № 3, как уже упоминалось, имеет наименьшее количество отработавших газов в рассматриваемых 3–х конструкциях двигателей, в частности, за счет механизма газораспределения. Кроме того, результаты экспериментальных исследований на данном двигателе интересны тем, что в процессе опытов использовалось другое топливо – метанол, которое имеет большую ламинарную скорость горения, чем бензин. Результаты экспериментов позволяют оценить влияние увеличения ламинарной скорости на межцикловую нестабильность рабочего процесса как за счет снижения количества отработавших газов, так и за счет увеличения ламинарной скорости сгорания, что входит в задачи настоящего исследования.

Результаты испытаний двигателя №3 приведены на рисунке 2.18. Угол опережения зажигания на стехиометрическом составе смеси был равен 16 градусов п.к.в. и 24 градуса п.к.в., соответственно, для бензина и метанола.

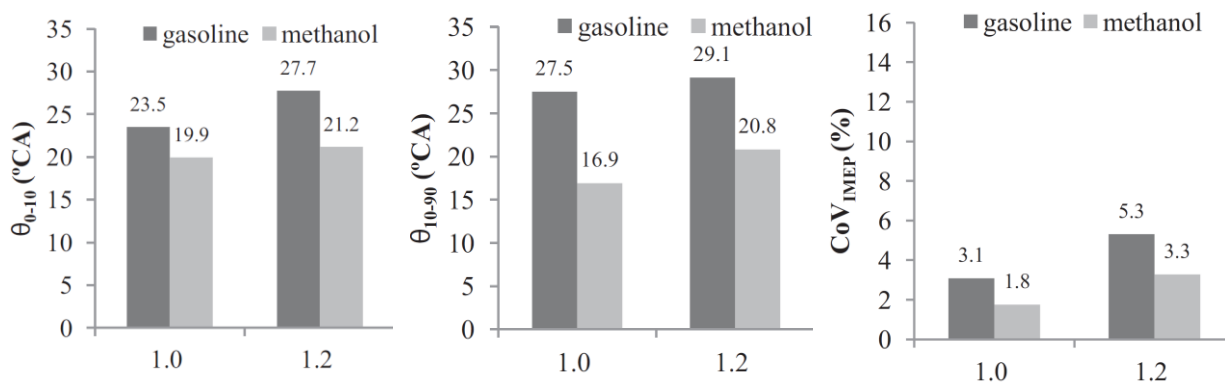


Рисунок 2.18 – Параметры рабочего процесса двигателя №3 при использовании бензина и метанола

При анализе результатов испытаний, представленных на рисунках 2.11 – 2.18:

– в отношении влияния отработавших газов на рабочий процесс; видно, что в двигателе №2 по сравнению с двигателем №3, при одном и том же установленном УОЗ, соответственно, фазы сгорания составляют: продолжительность периода развития пламени – 17 и 23,5 градусов угла п.к.в., продолжительность периода быстрого сгорания – 42 и 27,5 градусов угла п.к.в.; межцикловая неравномерность рабочего процесса, характеризуемая показателем COV_{p_i} , в двигателе №3 по сравнению с двигателем №1 при одном и том же установленном УОЗ, соответственно, равна – 8,5 и 3,1%;

– в отношении влияния ламинарной скорости сгорания на рабочий процесс; видно, что в двигателе №3 при его работе на бензине и метаноле, установленном оптимальном УОЗ фазы сгорания для различных видов топлив, соответственно, составляют: продолжительность периода развития пламени – 23,5 и 19,9 градусов угла п.к.в., продолжительность периода быстрого сгорания – 27,5 и 16,9 градусов угла п.к.в.; межцикловая неравномерность рабочего процесса, характеризуемая показателем COV_{p_i} , соответственно, равна – 3,1 и 1,8%.

Данные результаты показывают, что увеличение ламинарной скорости топлива сокращает продолжительность фаз сгорания в рабочем про-

цессе, снижение количества отработавших газов в смеси сокращает продолжительность основной фазы сгорания, а период развития пламени немного увеличивается. Фиксация увеличения периода развития пламени может быть связана с методикой определения величины данного параметра в процессе обработки эксперимента, так как регистрация исходных данных производилась при довольно большой межцикловой неравномерности рабочего процесса.

При сокращении продолжительности основной фазы сгорания ($\theta_{b(10-90\%)}$) уровень неравномерности рабочего процесса (отражаемый коэффициентом COV_{p_i}) снижается, что подтверждает ранее рассмотренную теорию о МЦН.

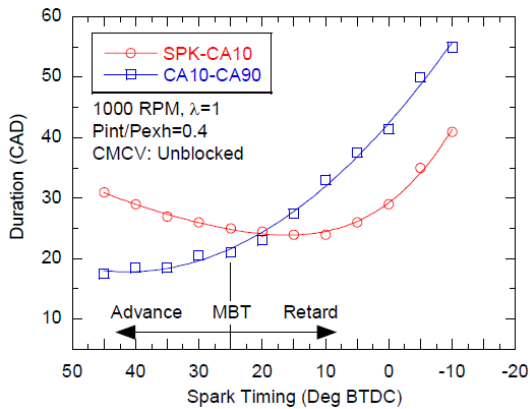


Рисунок 2.19 – Изменение продолжительности $\theta_{b(0-10\%)}$ и $\theta_{b(10-90\%)}$ в градусах угла п.к.в. от УОЗ [206].

Рассмотренный характер протекания рабочего процесса на режиме холостого хода, имеет аналогичную картину по зависимости продолжительности фаз сгорания от УОЗ, которую можно наблюдать на рисунке 2.19 для режима частичной нагрузки, несколько отличного от режима холостого хода.

2.3 Выводы по разделу 2

1. В реальных двигателях происходит неравномерное осуществление рабочих циклов; существенным направлением в совершенствовании рабочего процесса является решение задачи снижения уровня межцикловой неравномерности рабочего процесса;

2. На основании исследований различных авторов показано, что на уровень межциклового неравномерности рабочего процесса оказывают влияние вариации периода развития пламени и периода быстрого сгорания, при этом последние являются природой высшего порядка по сравнению с вариацией периода развития пламени;

3. Межцикловая неравномерность рабочего процесса из известных показателей ее оценки наилучшим образом оценивается коэффициентом вариации среднего индикаторного давления COV_{p_i} ; коэффициент вариации среднего индикаторного давления COV_{p_i} наилучшим образом отражает изменение эффективности рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием. С практической точки зрения прост в применении при калибровочной адаптации двигателя к энергоэффективности;

4. Коэффициент вариации среднего индикаторного давления COV_{p_i} может использоваться в качестве критерия в определении функциональной зависимости $\psi = f(\lambda, \zeta, COV_{p_i})$; при межциклового неравномерности, определяемой значением показателя меньше и/или равно $COV_{p_i} \leq 3\%$ достигается термодинамическая эффективность и эффективность сгорания.

3 Анализ влияния добавок водорода к бензину на режимах низкой эффективности рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием

Как уже отмечалось, в России и за рубежом накоплен большой научно–технический материал по применению добавок водорода и водородосодержащих газов к углеводородному топливу: бензину, природному газу, пропану, этанолу и т.д. [216–223 и др.].

3.1 Концептуальное представление влияния водорода на эффективность рабочего процесса в ПДВС с искровым зажиганием

При рассмотрении вопроса о влиянии добавок водорода к углеводородному топливу на эффективность рабочего процесса и межцикловую неравномерность рабочего процесса для лучшего понимания следует обратиться к рисунку 3.1, на котором представлены графики изменения среднеквадратичного отклонения характерных точек массового сгорания топлива по мере развития процесса сгорания, в том числе при различных коэффициентах избытка воздуха (λ), заимствованные из [46]. На рисунке 3.1 исходные данные обозначены графиком (а), а под обозначением (б) – перестроенные на основании функциональных зависимостей данные для двух значений коэффициента избытка воздуха (λ) в расширенных координатах по массовому сгоранию топлива.

Из рисунка 3.1б видно, что суммарное среднеквадратичное отклонение геометрически определяется:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_1 + \sigma_2,$$

где: σ_{Σ} – накопленное среднеквадратичное отклонение за период $\theta_{b(0-90\%)}$;

σ_1 – накопленное среднеквадратичное отклонение за период $\theta_{b(0-10\%)}$;

σ_2 – накопленное среднеквадратичное отклонение за период $\theta_{b(10-90\%)}$;

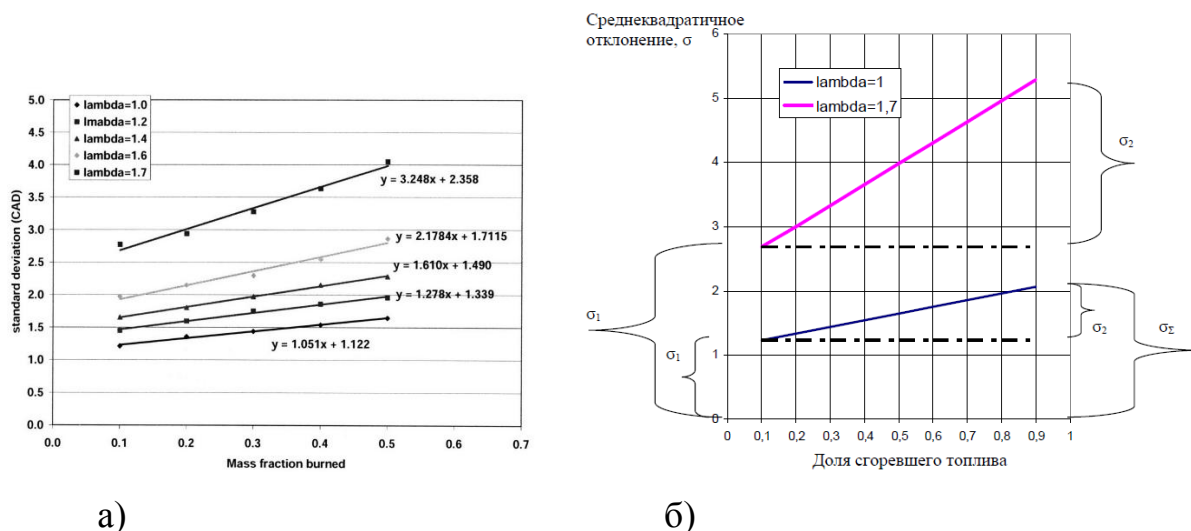


Рисунок 3.1 – Изменение среднеквадратичного отклонения характерных точек массового сгорания топлива по мере развития процесса сгорания при различных коэффициентах избытка воздуха (λ): а – [46], б – перестроенные автором

По наклону кривых изменения среднеквадратичного отклонения видно, что с увеличением обеднения смеси от λ равного 1 до 1,7, произошло изменение $\sigma_\Sigma, \sigma_1, \sigma_2$. При этом, σ_Σ изменилось с 2,07 до 5,28 (рост 155%), σ_1 изменилось с 1,23 до 2,68 (рост 118,6%), а σ_2 – с 0,84 до 2,6 (рост 209,5%), в то же само время доля σ_2 в σ_Σ увеличилась с 40,65% до 49,2%.

Приведенный подход к оценке межциклового неравномерности рабочего процесса еще раз показывает, что с увеличением разбавления горючей смеси, в данном случае в результате обеднения смеси, что аналогично повышенному содержанию отработавших газов на режимах частичных нагрузок, определяющую роль в увеличении межциклового неравномерности, определяемой COV_{p_i} , начинает играть качество сгорания в период основной фазы сгорания, а определяющее действие добавок водорода на снижение COV_{p_i} будет связано с увеличением турбулентной скорости сгорания углеводородовоздушной смеси.

В то же самое время, снижение межциклового неравномерности периода $\theta_{b(0-10\%)}$ является основой в достижении низкого уровня COV_{p_i} , здесь действие добавок водорода в первую очередь будет связано с повышением скорости и стабильности формирования ядра пламени в результате возрастания ламинарной скорости горения. Влияние размера сформированного ядра пламени на общее протекание рабочего процесса, а именно индикаторную диаграмму и уровень температуры процесса сгорания показано на рисунке 3.2, результаты получены на основании CFD моделирования.

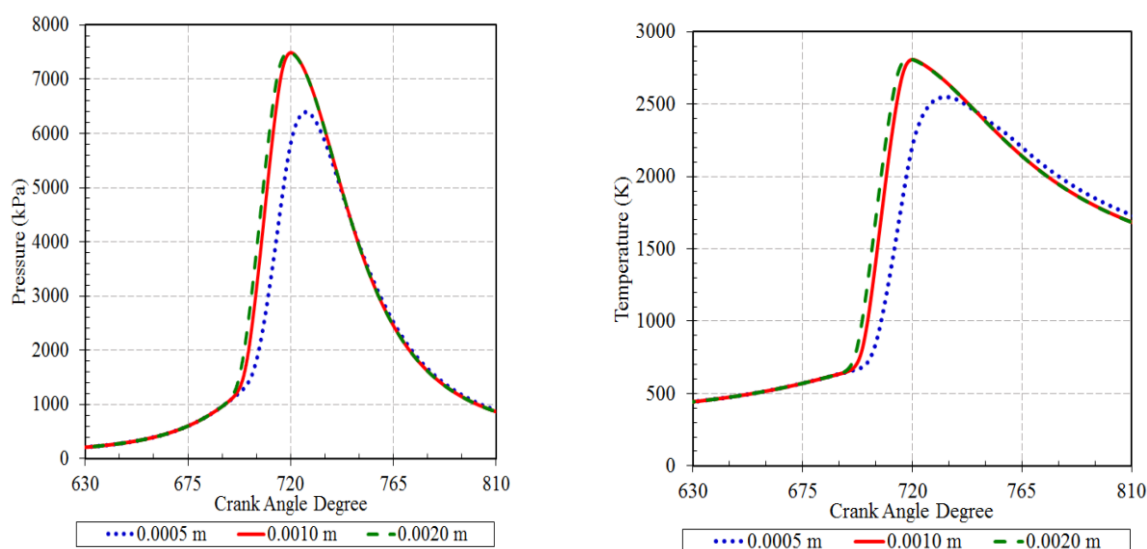


Рисунок 3.2 – Влияние размера условного ядра пламени на характеристики рабочего процесса [223]

На основании данного представления, влияние добавок водорода к углеводородному топливу, в частности к бензину, можно классифицировать по двум способам воздействия на рабочий процесс, первый из них: улучшение воспламеняемости горючей смеси и развития пламени в первоначальные моменты после искрообразования и второй – увеличение турбулентной скорости сгорания, снижение вероятности локального гашения фронта пламени при взаимодействии с турбулентным потоком на такте расширения.

В первом способе преобладающее действие водорода связано с возрастанием ламинарной скорости горения бензоводородовоздушной смеси,

а также с турбулизацией фронта пламени, т.е. влиянием на продолжительность и стабильность периода развития пламени.

Второй способ основан на увеличении турбулентной скорости сгорания бензоводородовоздушной смеси при возрастании доли водорода в горючей смеси, т.е. в большей степени влиянием на продолжительность периода быстрого сгорания.

3.2 Механизм влияния водорода на период развития пламени

В работах [224 – 227] рассмотрены фундаментальные основы влияния добавок водорода к тяжелым углеводородам, в частности к изооктану, на ламинарную скорость горения смесей с воздухом, результаты которых приведены на рисунке 3.3а–б [224] и 3.3в [225].

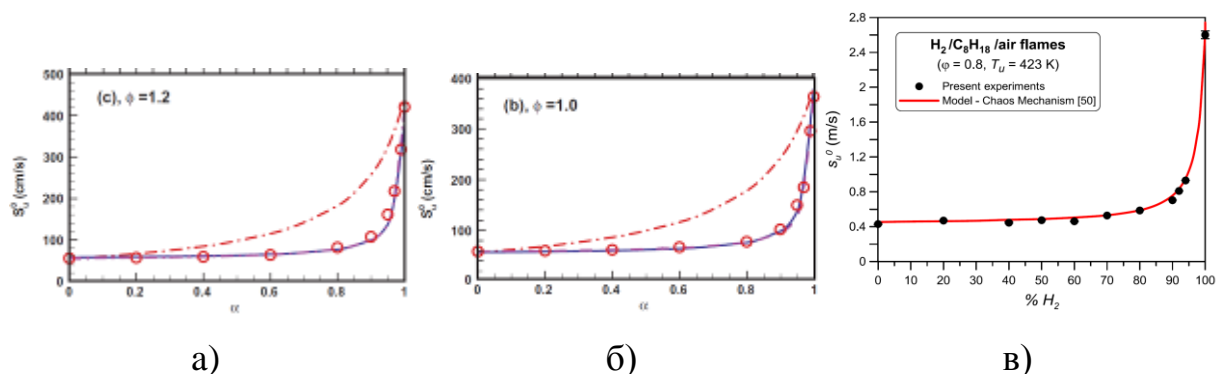


Рисунок 3.3 – Изменение нормальной скорости ламинарного пламени в зависимости от состава смеси (φ – эквивалентное соотношение) и мольной доли водорода (α) в изооктане ($T=423$ К, $p = 1$ bar)

Нормальную скорость ламинарного пламени в зависимости от массового содержания водорода в топливе для ряда углеводородов приближенно можно определить исходя из нормализованной скорости $S_{u,norm}^0(\alpha)$, формула для определения которой дана [224] в виде:

$$S_{u,norm}^0(\alpha) = \frac{S_u^0(\alpha) - S_u^0(\alpha = 0)}{S_u^0(\alpha = 1) - S_u^0(\alpha = 0)},$$

где: $S_u^0(\alpha)$, $S_u^0(\alpha = 1)$, $S_u^0(\alpha = 0)$ – нормальная скорость ламинарного пламени, соответственно, при мольной доли водорода в топливе равной α , водорода, углеводородного топлива.

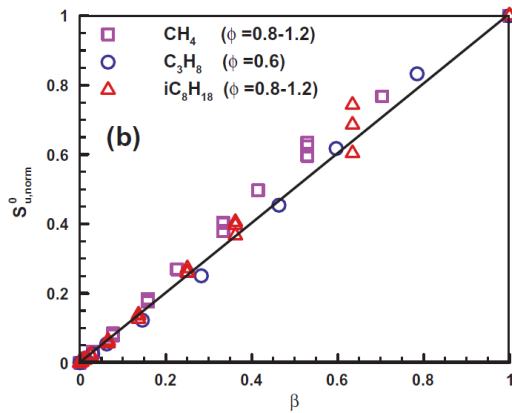


Рисунок 3.4 – Изменение нормальной скорости ламинарного пламени в зависимости от массового содержания водорода в топливе

Линейная зависимость $S_u^0(\alpha)$ от массового количества водорода в топливе (β) в сопоставлении с экспериментальными точками показана на рисунке 3.4.

Как рассматривалось ранее, на режимах холостого хода двигателя при содержании отработавших газов примерно около 30% по массе в горючей смеси наблюдаются проблемы с воспламенением горючей смеси классическими современными системами зажигания.

Поэтому, важно на этих режимах для повышения стабильности периода развития пламени, либо увеличивать энергию, вводимую в горючую смесь в результате искрообразования, либо, повышать ламинарную скорость горения топлива, тем самым снижая минимальную энергию зажигания (E_{\min}) горючей смеси.

Изменение минимальной энергии зажигания изооктановодородовоздушных смесей в зависимости от мольной доли водорода в горючем, α , показано на рисунке 3.5. Как можно видеть из графика, существует две области изменения минимальной энергии зажигания: первая, когда она значительно уменьшается при добавлении водорода при $\alpha < 0,6$, и вторая, вплоть до чистого водорода, когда E_{\min} становится нечувствительной к добавкам водорода. При уровне добавки водорода выше $\alpha > 0,6$, процесс воспламенения в основном контролируется водородом с высокой реакционной способностью и подвижностью, и, следовательно, E_{\min} является почти постоянной величиной.

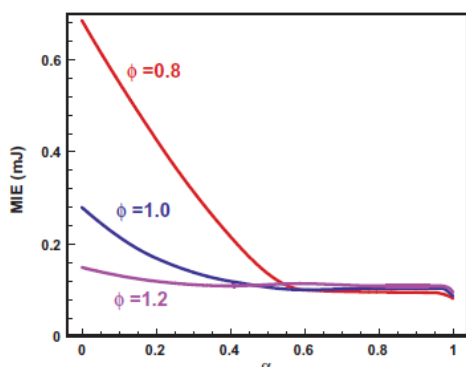


Рисунок 3.5 – Влияние мольной доли водорода на минимальную энергию зажигания изооктановодородовоздушных смесей различного состава

В работе [228] исследовалась возможность снижения энергии, подаваемой на свечу зажигания, за счет добавок водорода в топливовоздушную смесь при фиксировании уровня стабильности рабочего процесса. Эксперименты проводились на 8-ми цилиндровом V-образном с двумя клапанами на цилиндр двигателе Ford ($\tau = 4$, $\varepsilon = 9,3$, $S/D = 90,2/89,9$ мм) с подачей природного газа через форсунки во впускную трубу.

Рабочий режим был выбран при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1800 об/мин и полностью открытой дроссельной заслонке, составе смеси λ примерно равном 1,72 (доля кислорода в отработавших газах $O_2 = 9,1 \dots 9,2\%$), подача водорода осуществлялась перед дроссельной заслонкой, процентное содержание водорода в топливной смеси определялось отношением низшей теплоты сгорания добавленного водорода к низшей теплоте сгорания поданного природного газа. Система зажигания обеспечивала базовую мощность – 151 мДж.

Результаты испытаний показаны на графиках, приведенных на рисунках 3.6–3.7.

Анализ рисунка 3.6 показывает, что при коэффициенте избытка воздуха $\lambda = 1,72$ при подаче водорода в количестве примерно 17,5% (мольная доля α примерно 0,37) возможно снижение энергии зажигания примерно на 22...25%, при последующем уменьшении энергии зажигания и, соответственно, увеличении доли водорода наступили проблемы с воспламеняемостью смеси отмеченные ростом COV_{p_i} ввиду, вероятно, ее снижения ниже уровня минимальной энергии зажигания, необходимой для устойчивого воспламенения бедной смеси на данном режиме.

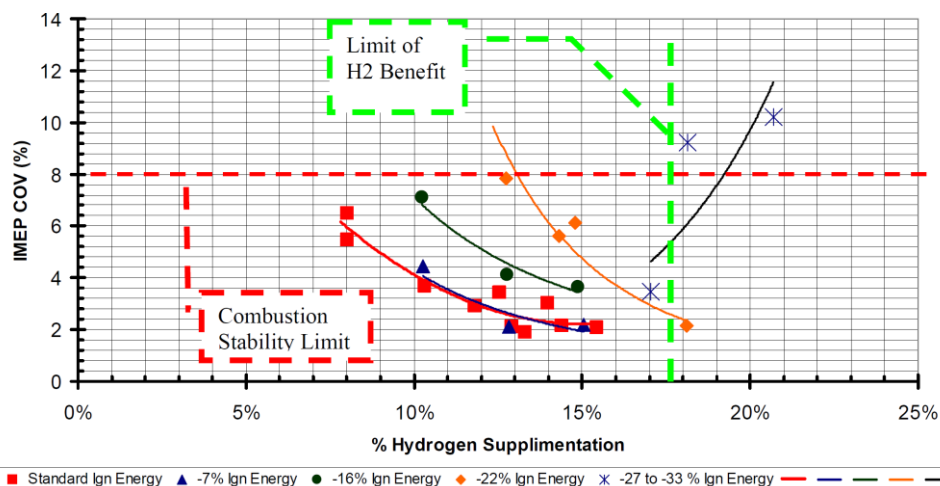


Рисунок 3.6 – Изменение показателя межциклового неравномерности COV_{p_i} рабочего процесса при различном уровне подачи водорода и понижения энергии зажигания

В то же самое время условия сгорания горючей смеси в период быстрого сгорания находились на приемлемом уровне ($\theta_{b(10-90\%)}$ примерно равен 33 градуса угла п.к.в.) для поддержания стабильного сгорания в этой фазе процесса, как видно из рисунка 3.7.

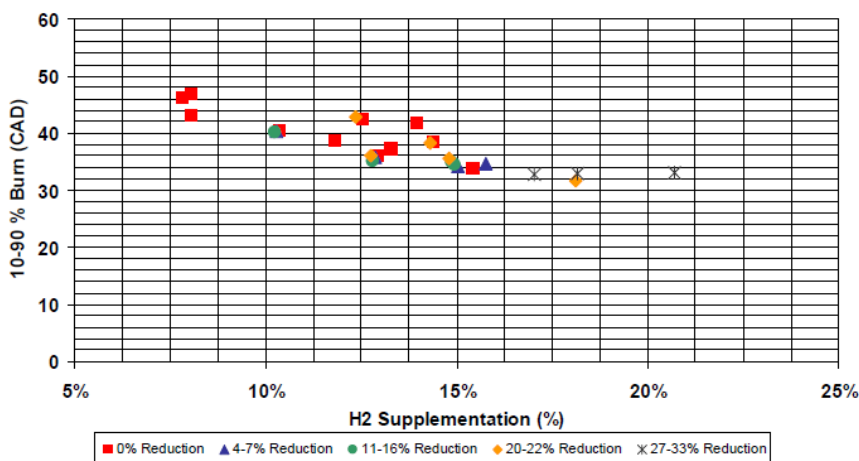


Рисунок 3.7 – Изменение периода быстрого сгорания $\theta_{b(10-90\%)}$ рабочего процесса при различном уровне подачи водорода и понижения энергии зажигания

3.3 Механизм влияние водорода на период быстрого сгорания

Общеизвестно из теории ПДВС с искровым зажиганием, что период быстрого сгорания характеризуется пламенем, которое распространяется в режиме турбулентного сгорания. Исследованием турбулентных пламен углеводородных топлив, а также водорода и его влияния на турбулентную скорость сгорания углеводородов занимаются в России и за рубежом, с результатами таких работ можно ознакомиться в ряде источников [229–237 и др.].

В настоящее время количество моделей от различных авторов по определению скорости турбулентного пламени достигло уже более двух десятков единиц, и их разработка остается предметом пристального влияния. Отсутствие к настоящему времени удовлетворительной модели для определения турбулентной скорости связано со сложностью физических процессов происходящих в пламени, которые только усложняются при добавке водорода к углеводороду.

При взаимодействии пламени с турбулентным потоком происходит растяжение участков пламени вихрями, в результате локальная скорость S_L может существенно изменяться по сравнению с S_L^0 в турбулентной щетке, особенно если число Льюиса существенно отличается от единицы.

Число Льюиса определяется через коэффициент температуропроводности χ и молекулярной диффузии:

$$Le_{i,j} = \chi / D_{i,j}$$

$$\chi = \frac{\lambda_b}{\rho_u c_p},$$

где: λ_b – теплопроводность продуктов сгорания, ρ_u – плотность свежей смеси, c_p – теплоемкость при постоянном давлении, $D_{i,j}$ – бинарный коэффициент молекулярной диффузии между веществами i и j .

Изменение скорости горения из-за растяжения приводится [238]:

$$S_L^0 - S_L = L_b \alpha$$

L_b – длина Маркштейна для сгоревшего газа, изменение которой в зависимости от мольной доли водорода в изооктано–водородо–воздушного пламени определено в [224] и представлено на рисунке 3.8.

На рисунке 3.9 приведены зависимости изменения длины Маркштейна для пламен смесей метана, пропана, изооктана и водорода с воздухом при давлении $p=0,1$ МПа и температуре 298–450К, сведенные автором из различных источников [238–50].

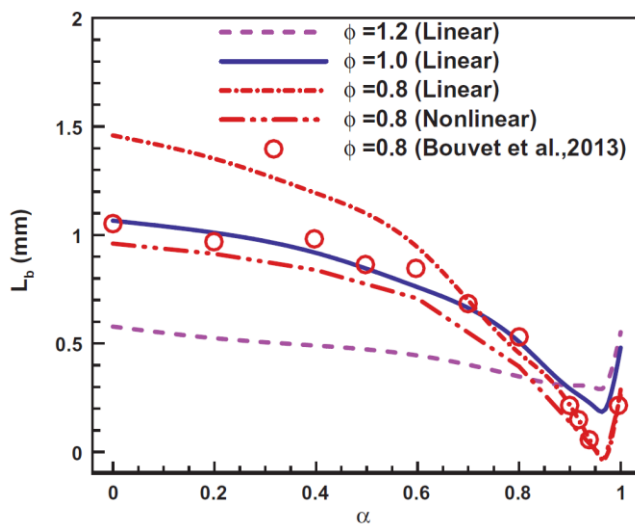


Рисунок 3.8 – Изменение длины Маркштейна для изооктановодородо–воздушного пламени в зависимости от мольной доли водорода [224]

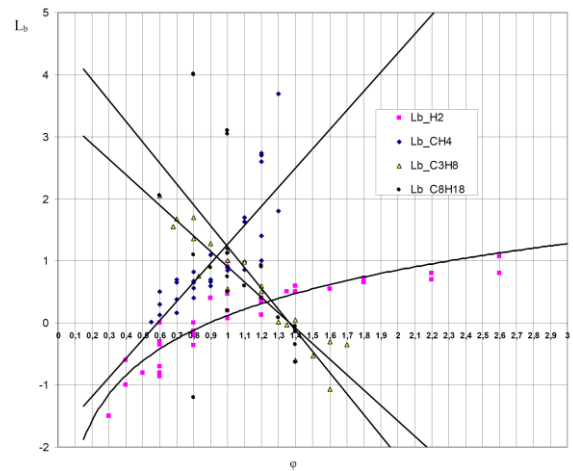


Рисунок 3.9 – Изменение длины Маркштейна для различных углеводородо/водородо–воздушных пламен в зависимости от эквивалентного соотношения при $p=0,1$ МПа и температуре 298–450К

Из рисунка видно, что изменение длины Маркштейна для водорода, метана и тяжелых углеводородов носит отличную друг от друга картину. Для тяжелых углеводородов L_b уменьшается, а для водорода L_b увеличивается по мере обогащения смеси с воздухом. Уменьшение длины Маркштейна приведет к увеличению нормальной скорости пламени, а увеличение – к обратному эффекту.

Пересечение зависимостей длины Маркштейна для водорода и изооктана происходит при значении эквивалентного соотношения примерно равного $\varphi \approx 1,25$ ($\lambda \approx 0,8$), и является граничным значением положительного влияния водорода на ламинарную скорость сгорания изооктана по мере обогащения смеси. При $\lambda < 0,77 \dots 0,75$ добавка водорода к изооктану будет приводить к увеличению длины Маркштейна, и, следовательно, снижать нормальную ламинарную скорость горения изооктановодородовоздушной смеси. Поэтому с определенной долей допущения, можно принять для бензина значения коэффициента избытка воздуха больше или равно $\lambda \geq 0,75$ рекомендуемыми к применению добавкам водорода.

Общее растяжение пламени или стретч-эффект определяется как производная по времени элемента поверхности пламени, отнесенная ко всей поверхности A [251]:

$$\alpha = \frac{d \ln A}{dt} = \frac{1}{A} \frac{dA}{dt}$$

Для положительно растянутого пламени $\alpha > 0$ и $\alpha < 0$ для сжатого пламени (отрицательно растянутого).

А. Липатников в своей книге «Fundamentals of Premixed Turbulent Combustion» обосновал изменение турбулентной скорости пламени в зависимости от числа Льюиса (для водорода: $Le_{H_2} \approx 0,33$ для бедных смесей с воздухом, $Le_{H_2} \approx 2,03$ для богатых смесей с воздухом; для на: $Le_{C_8H_{18}} \approx 3,05$ для бедных смесей с воздухом, $Le_{C_8H_{18}} \approx 0,86$ для богатых смесей с воздухом) и средней скорости турбулентных пульсаций (u') следующей диаграммой, представленной на рисунке 3.10.

Для общего представления о влиянии водорода на изменение турбулентной скорости пламени S_T и предела гашения пламени на рисунке 3.11 представлены экспериментальные результаты исследований пропановодородовоздушного пламени при бедном составе смеси.

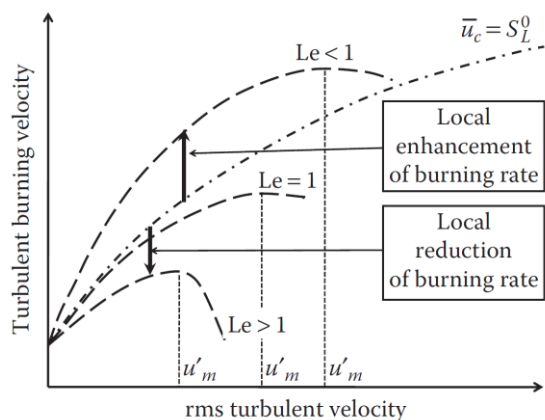


Рисунок 3.10 – Типичная зависимость турбулентной скорости S_T от u' при различном числе Льюиса и одинаковой нормальной скорости ламинарного пламени [252]

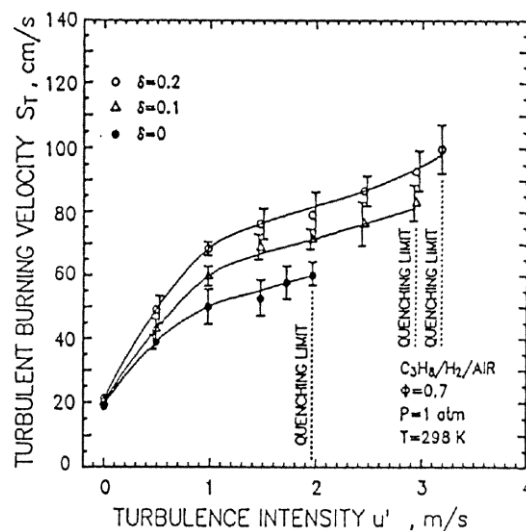


Рисунок 3.11 – Изменение турбулентной скорости сгорания пропановодородовоздушного пламени от u' при различных мольных долях водорода в топливе δ при нормальных атмосферных условиях [253]

3.4 Влияние добавок водорода к бензину на рабочий процесс ПДВС с искровым зажиганием на режиме холостого хода

На рисунке 3.12–3.13 представлены результаты испытаний четырехцилиндрового двигателя объемом 1,6 литра производства Beijing Hyundai Motors на режиме холостого хода с оборотами $n=790$ об/мин при его работе на бензине с добавками водорода через форсунки во впускной коллектор в количестве 3,23% и 6,52% объемного содержания в смеси с воздухом. На всех экспериментальных режимах поддерживался стехиометрический состав смеси и угол опережения зажигания равным 0 градусов угла п.к.в. (в ВМТ).

Результаты данных испытаний позволяют наилучшим образом оценить влияние добавок водорода на основные фазы сгорания рабочего процесса и межцикловую неравномерность сгорания.

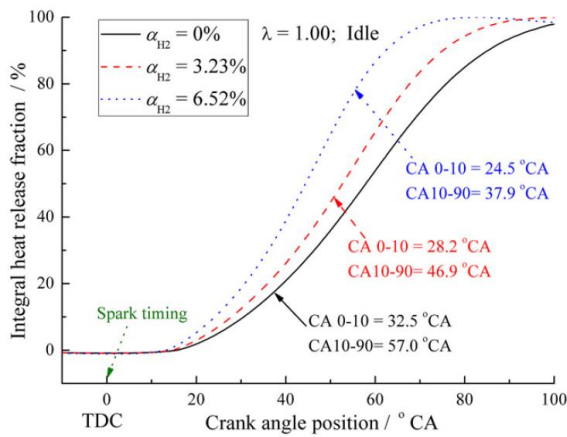


Рисунок 3.12 – Изменение кривой тепловыделения при добавках водорода в бензоводородовоздушную смесь [254]

Наибольшее влияние добавок водорода сказалось на продолжительности периода быстрого сгорания топлива, что в общем сокращении продолжительности сгорания $\theta_{b(0-90\%)}$ при подаче водорода в количестве 3,23% и 6,52% составило, соответственно, 65,58% и 70,48%.

Анализ результатов испытаний по определению влияния добавок водорода на уровень показателя COV_{p_i} , представленных на рисунке 3.13, показывает, что при подаче водорода в количестве 3,23%, 6,52% уровень межциклового неравномерности, соответственно, снизился на 2,4% и 2,64%.

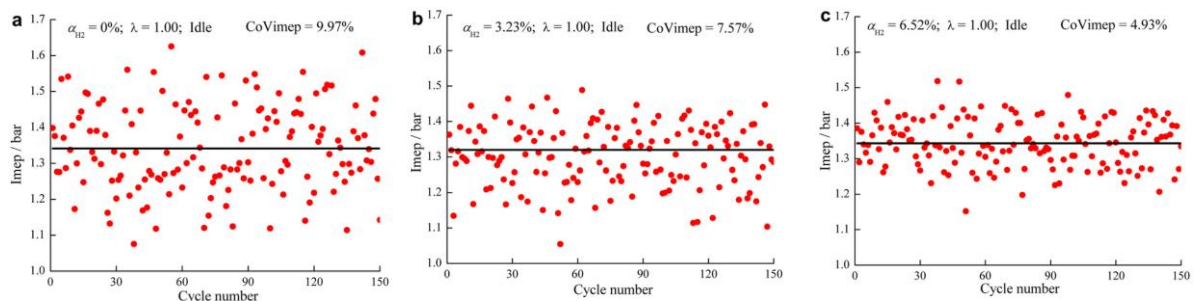


Рисунок 3.13 – Изменение межциклового неравномерности рабочего процесса характеризуемой COV_{p_i} при различных добавках водорода в бензоводородовоздушную смесь

Анализ изменения кривой тепловыделения при сгорании бензоводородовоздушной смеси при подаче водорода в количестве 0%, 3,23%, 6,52%, показывает, что фаза развития пламени уменьшилась при подаче водорода в количестве 3,23% и 6,52%, соответственно, на 5,3 градуса угла п.к.в. и 8,0 градусов угла п.к.в.; фаза быстрого сгорания пламени уменьшилась, соответственно, на 10,1 градуса угла п.к.в. и 19,1 градуса угла п.к.в.

На данном режиме работы двигателя при увеличении объемного количества подаваемого с воздухом водорода происходит почти пропорциональное сокращение продолжительности периода основной фазы и межциклового неравномерности рабочего процесса, определяемой COV_{p_i} .

На рисунках 3.14–3.15 представлены результаты испытаний двигателя ВАЗ–2111 на режиме холостого хода при добавках водорода в бензовоздушную смесь, заимствованные из работ [255 – 260] и в которых автор принимал непосредственное участие.

Некоторые технические характеристики по двигателю приведены в таблице 3.1

Таблица 3.1. – Технические характеристики двигателя ВАЗ–2111

Параметр двигателя	Двигатель №1
Модель	ВАЗ–2111
Число цилиндров, тактность, количество клапанов на цилиндр	4, 4, 2
Степень сжатия, ε	9,8
Рабочий объем цилиндра, см ³	374,94
Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	82,0/71,0
<u>Впускной клапан:</u>	
Угол опережения открытия клапана, гр. угла п.к.в.	0
Угол запаздывания закрытия клапана, гр. угла п.к.в.	36
<u>Выпускной клапан:</u>	
Угол опережения открытия клапана, гр. угла п.к.в.	30,0
Угол запаздывания закрытия клапана, гр. угла п.к.в.	2,0
Перекрытие клапанов, гр. угла п.к.в.	2
Обороты холостого хода, об/мин	850
Угол опережения зажигания на режиме холостого хода, градусов угла п.к.в. до ВМТ	16

Технические характеристики двигателя ВАЗ-2111 являются схожими с ранее рассмотренным двигателем №3 в разделе 2.2.2. за исключением того, что двигатель ВАЗ имеет 2 клапана на цилиндр и другую камеру сгорания. Однако, на режиме холостого хода такие конструктивные различия являются не столь существенными, поэтому с определенной долей допущений можно считать такие двигатели идентичными, а результаты испытаний двигателя №3 могут служить основой для анализа.

УОЗ, равный 16 градусам угла п.к.в. и устанавливаемый на данном режиме в заводском варианте калибровок, соответствует области с наибольшей вероятностью воспламенения искрой горючей смеси. Увеличение УОЗ до 25 градусов угла п.к.в. на данном режиме, как можно видеть из рисунков, снижает расход бензина, однако, при УОЗ равном 35 градусов угла п.к.в. происходит увеличение расхода бензина, связанное с ухудшением стабильности сгорания. Это соответствует результатам испытаний двигателей №1 и №2 и причины этого рассмотрены в разделе 2.2.2.

Двигатель ВАЗ-2111 имеет неудовлетворительный с точки зрения энергоэффективности уровень межцикловой неравномерности, определяемый значением коэффициента вариации COV_{p_i} больше 5%. Такое значение COV_{p_i} выше оптимального значения $COV_{p_i} \leq 3\%$ и, следовательно, добавка водорода к бензину на данном режиме является целесообразным мероприятием по повышению эффективности рабочего процесса. Далее проведем анализ полученных экспериментальных результатов при добавке водорода на данном режиме работы двигателя.

Анализ результатов испытаний, представленных на рисунках 3.14–3.15, показывает, что по мере увеличения добавки водорода происходит снижение расхода бензина и общей энергии заключенной в бензоводородном топливе, происходит улучшение рабочего процесса за счет увеличения скоростей сгорания, как и в случае применения метанола на Двигателе №3. Однако, такое снижение в энергии является не пропорциональным доле водорода в бензине, определяемой коэффициентом ψ .

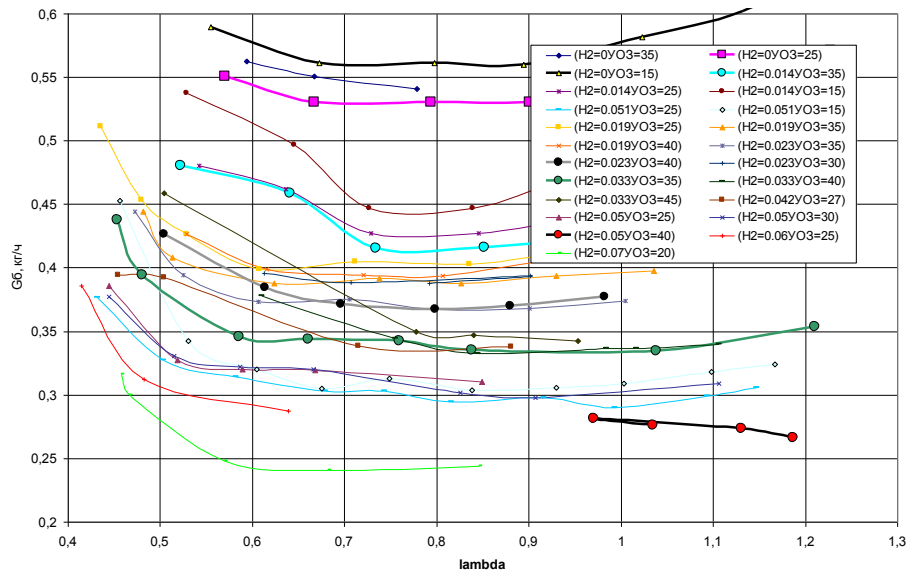


Рисунок 3.14 – Регулировочная характеристика по составу смеси ($n=850$ об/мин, $p_e=0$ МПа, $УОЗ=var$, $H_2(кг/ч)=var$)

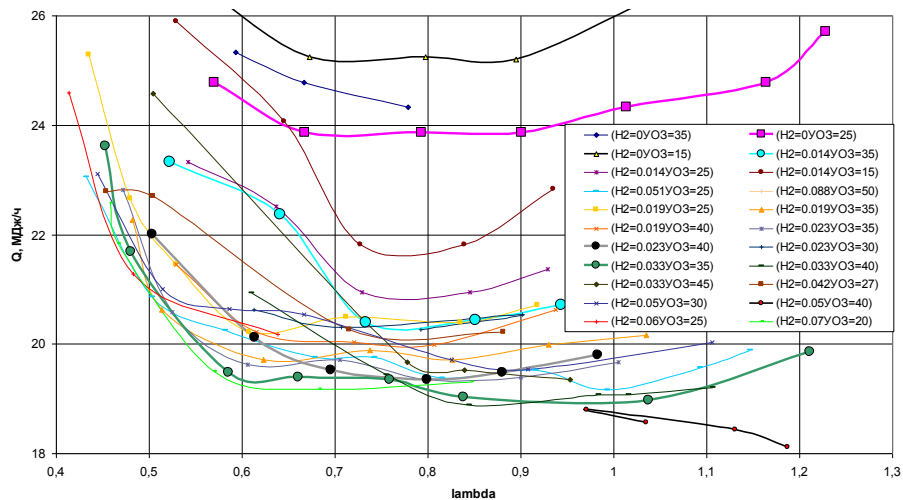


Рисунок 3.15 – Расход общей энергии бензоводородного топлива на регулировочной характеристике по составу смеси ($n=850$ об/мин, $p_e=0$ МПа, $УОЗ=var$, $H_2(кг/ч)=var$)

С увеличением коэффициента ψ , при значении равно примерно 3,5 %, что соответствует подаче водорода 0,0143 кг/час, произошло резкое снижение в расходуемой энергии топлива с минимум расхода при коэффи-

коэффициенте избытка воздуха равным $\lambda = 0,8$, при этом видно, что снижение происходит примерно со значения коэффициента избытка воздуха λ равного 0,75 при всех устанавливаемых УОЗ на данном режиме подачи водорода. При этом, оптимальный УОЗ при такой подаче водорода увеличился до значения равного 35 градусов угла п.к.в., что характеризует действие добавок водорода как механизм повышения воспламеняемости горючей смеси за счет снижения минимальной энергии зажигания.

Снижение в расходе общей энергии бензоводородного топлива в сравнении с режимом работы двигателя на чистом бензине и УОЗ равном 25 градусов угла п.к.в. составляет около 14%. Такое снижение в расходе энергии связано с повышением эффективности сгорания, термодинамической эффективности рабочего процесса и снижением межциклового неравномерности процесса.

При дальнейшем увеличении количества подаваемого водорода (0,033 кг/час) при коэффициенте избытка воздуха в области примерно 0,8 и значении ψ равного 8,9% происходит улучшение рабочего процесса, характеризующееся снижением расхода энергии, но не столь значительное, примерно на 5%. Подача водорода при этом возросла более чем на 130%. Оптимальный угол опережения зажигания возрос до значений 35...40 градусов угла п.к.в.

При обеднении смеси до стехиометрического состава для поддержания рабочего процесса на эффективном уровне количество необходимого водорода возрастает до значения ψ равного 12...15%, что соответствует расходу водорода 0,05 кг/час. Значение оптимального УОЗ при этом равно 40 градусов угла п.к.в.

Улучшение рабочего процесса, характеризующееся снижением расхода энергии, относительно базового значения при работе двигателя на бензине, стехиометрическом составе и УОЗ равном 16 градусов угла п.к.в., составляет примерно 28%. Расход бензина при этом снизился с 0,58 кг/ч до 0,28 кг/ч, что соответствует – 51,7%.

На основании данных испытаний, можно определить зависимость функции $\psi = f(\lambda, COV_{p_i} (< 3\%))$ для режима холостого хода двигателя ВАЗ–2111 в области богатых смесей, которая представлена на рисунке 3.16.

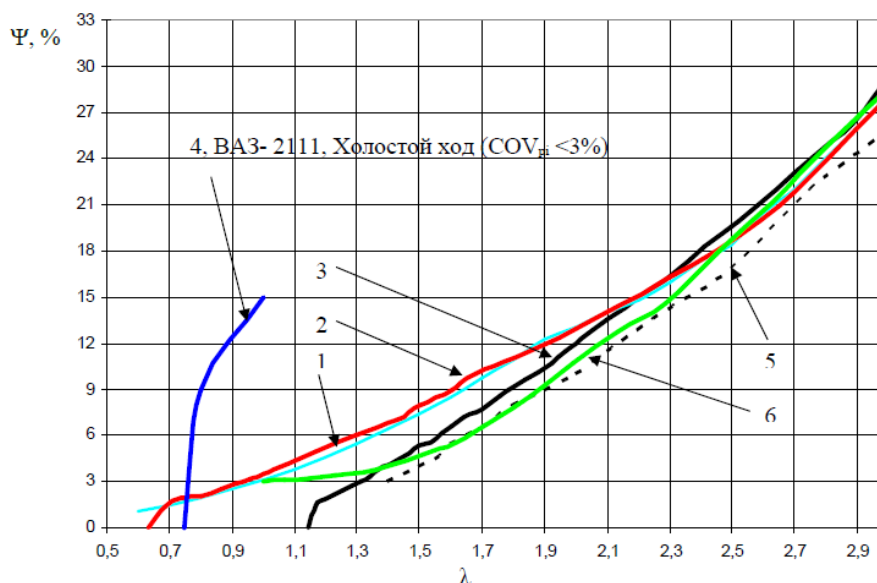


Рисунок 3.16 – Зависимость содержания водорода в бензоводородовоздушной смеси, ψ : 1, 2, 3, 6 – бензоводородовоздушных смесей по критерию минимума эмиссии СН, 4 – бензоводородовоздушных смесей по критерию $COV_{p_i} \leq 3\%$ (ВАЗ–2111, холостой ход), 5 – бензоводородовоздушных смесей по неопределенному критерию; 1,2,3,5,6, соответственно, заимствовано из [174], [170], [175], [178], [136]

Следует оговориться, что для уточнения зависимости $\psi = f(\lambda, COV_{p_i} (< 3\%))$ необходимо проведение индцирования двигателя.

3.5 Выводы по разделу 3

1. С разбавлением горючей смеси в результате обеднения смеси или при увеличении содержания остаточных газов в ней, увеличивается вариация фаз сгорания; оценка вариации фазы развития пламени и фазы быстрого сгорания по среднеквадратичному отклонению массы сгораемого топлива в них показывает, что по мере увеличения разбавления средне-

квадратичное отклонение масс сгораемого топлива в период быстрого сгорания растет быстрее среднеквадратичного отклонения масс сгораемого топлива в период развития пламени;

2. Для повышения эффективности рабочего процесса, снижения межцикловой неравномерности возможно применение двух стратегий по использованию водорода в качестве добавки к углеводородному топливу; первая стратегия заключается в воздействии на фазу развития пламени, вторая – в воздействии на обе фазы – фазу развития пламени и фазу быстрого сгорания; эффективность второй стратегий будет определяться уровнем возрастания среднеквадратичного отклонения масс сгораемого топлива в период быстрого сгорания и степенью влияния водорода на этот уровень;

3. Применение добавок водорода позволяет улучшить термодинамическую эффективность, эффективность сгорания, а также снизить межцикловую неравномерность рабочего процесса в ПДВС с искровым зажиганием при достижении уровня $COV_{p_i} \leq 3\%$ на режиме холостого хода;

4. Добавка водорода к углеводородному топливу оказывает действие путем уменьшения продолжительности основных фаз сгорания и общей продолжительности процесса сгорания, за счет повышения ламинарной и турбулентной скорости сгорания; позволяет термодинамически эффективно расположить процесс сгорания относительно ВМТ за счет расширения пределов стабильного воспламенения горючей смеси искрой, путем уменьшения требуемой минимальной энергии зажигания; стабилизирует формирование ядра пламени и последующее его развитие во фронт пламени в последовательных рабочих циклах за счет повышения ламинарной скорости углеводородовоздушного пламени.

Заключение

В ходе исследования был проведен анализ причин ухудшения эффективности рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием на режимах частичных нагрузок.

В результате проведенного анализа методов улучшения рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием сделан вывод о возможности использования добавок водорода к углеводородному топливу – бензину на транспортных средствах, находящихся в эксплуатации, в качестве действенной меры по повышению их энергоэффективности на режимах частичной нагрузки.

На основании проведенного научного обзора в качестве количественного критерия, определяющего массовую долю водорода в углеводородовоздушном топливе, на определенном режиме работы двигателя, обосновано применение коэффициента вариации среднего индикаторного давления COV_{p_i} . Оптимальной величиной по достижению эффективного рабочего процесса в ПДВС с искровым зажиганием при добавках водорода к углеводородному топливу следует принять $COV_{p_i} \leq 3\%$.

Анализ факторов влияющих на эффективность рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием и имеющихся результатов по применению водорода в качестве добавки к углеводородному топливу показал необходимость учета массового количества отработавших газов ζ в функциональной зависимости массовой доли водорода в бензоводородном топливе $\psi = f(\lambda, \zeta, COV_{p_i}(\leq 3\%))$.

Проведенный анализ экспериментальных данных по влиянию добавки водорода к углеводородному топливу на нормальную скорость распространения пламени и минимальную энергию зажигания топливовоздушных смесей, а также влиянию водорода на рабочий процесс ПДВС с искровым зажиганием на режиме частичной нагрузки – холостой ход, на

основании изменения расхода топлива, показал, что наибольший эффект от водорода на режимах частичной нагрузки наблюдается в результате снижения минимальной энергии зажигания горючей смеси, при этом целесообразным коэффициентом избытка воздуха для применения водорода в качестве добавки к бензину является $\lambda \geq 0,75$.

На основании анализа экспериментальных данных по испытанию двигателя ВАЗ–2111 на режиме холостого хода выявлена зависимость $\psi = f(\lambda, COV_{p_i} (\leq 3\%))$.

На основании проведенного всестороннего анализа принципа организации энергоэффективного рабочего процесса в ПДВС с искровым зажиганием, а также факторов препятствующих такой организации при работе двигателей на режимах частичной нагрузки, различных механизмов влияния добавок водорода к углеводородному топливу на эти факторы, можно сделать следующие основные выводы:

1. Использование водорода в качестве добавки к бензину может значительно повысить энергоэффективность современных ПДВС с искровым зажиганием, что подтверждается снижением на режиме холостого хода расходуемой энергии, соответственно заключенной в бензине и бензоводородном топливе, на 28%;

2. Использование водорода в качестве добавки к бензину может значительно снизить уровень выбросов CO_2 современных ПДВС с искровым зажиганием, что подтверждается снижением в расходуемом бензине на режиме холостого хода на 51,7%.

Список сокращений и условных обозначений

S – ход поршня;

D – диаметр цилиндра;

ε (CR, compression ratio) – геометрическая степень сжатия;

n (Engine speed, Drehzahl) – частота вращения коленчатого вала, обороты двигателя;

τ – тактность двигателя;

φ (Crank Angle, Crank angle position, CAD, CA degrees, °CA) – угол поворота коленчатого вала (угол п.к.в.) в градусах;

φ_{Pz} – угол поворота коленчатого вала, соответствующий максимальному давлению цикла p_z ;

$d\chi/d\varphi$ – массовая скорость сгорания топлива в зависимости от угла п.к.в.;

p_{in} , MAP – абсолютное давление на впуске двигателя;

Δp_k – разряжение на впуске двигателя;

p_i (IMEP, Gross IMEP, Average IMEP) – среднее индикаторное давление рабочего цикла;

p_e (BMEP, p_{me}) – среднее эффективное давление рабочего цикла;

p_m (NMEP) – среднее эффективное давление механических потерь;

p_z – максимальное давление рабочего цикла;

θ_b (Combustion duration) – общая продолжительность процесса сгорания в градусах угла п.к.в.;

$\theta_{b(0-10)}$ (0–10% Burn Duration) – продолжительность периода развития пламени (фазы развития пламени), выраженная в градусах угла п.к.в.;

$\theta_{b(10-90)}$ (B10–90, Combustion (burn) duration) – продолжительность периода быстрого сгорания пламени (фазы быстрого сгорания), выраженная в градусах угла п.к.в.;

УОЗ (ST, spark timing) – угол опережения зажигания, выраженный в градусах угла п.к.в.;

CA50 (Location of 50% Mass Fraction Burned) – положение относительно ВМТ момента сгорания массы топлива в количестве 50%, выраженное в градусах угла п. к. в.;

CA5, CA10, CA90 и т.п. – положение относительно ВМТ момента сгорания массы топлива в количестве 5%, 10%, 90% и т.п., выраженное в градусах угла п. к. в.;

BFF (Burned Fuel Fraction, Burned Mass Fraction) – массовая доля сгоревшего топлива в рабочем цикле;

BVF (Burned Volume Fraction) – объемная доля сгоревшего топлива в рабочем цикле;

$G_T, G_b, G_H, G_B, G_{OG}$ – массовые расходы, соответственно, топлива, бензина, водорода, воздуха и отработавших газов;

MFB (Mass Fraction Burned) – доля сгораемого топлива;

TDC (ВМТ) – верхняя мертвая точка, положение поршня при 360 градусах угла п.к.в.;

η_t – термический КПД цикла;

$\eta_{СГОР}$ (η_u , Combustion efficiency, %) – эффективность сгорания;

$\eta_{ТЕРМОД}$ – термодинамический КПД цикла;

η_i (η_{GROSS} , Indicated thermal efficiency) – индикаторный КПД рабочего цикла;

$\eta_{ГАЗООБМЕН}$ ($\eta_{i,NET}$, Net Indicated Engine Efficiency) – индикаторный КПД рабочего цикла без учета затрат энергии на трение в двигателе и привод вспомогательных агрегатов;

η_e (Brake thermal efficiency) – эффективный КПД;

η_m – механический КПД двигателя;

η_{TP} – затраты на трение (friction) в двигателе и паразитные потери (привод вспомогательных агрегатов: генератор, жидкостный насос и т.п.);

$\eta_{ГАЗООБМЕН}$ – эффективность газообмена (доля насосных потерь (pumping work energy));

γ – показатель политропы сжатия (расширения);
 k – показатель адиабаты сжатия (расширения) воздуха;
 λ (lambda) – коэффициент избытка воздуха, величина обратная φ
 (A/F) – отношением массы воздуха к массе топлива задействованных для приготовления топливовоздушной смеси;
 Φ (φ , Equivalence ratio) – эквивалентное соотношение определяемое отношением массы топлива к массе воздуха, задействованных для приготовления топливовоздушной смеси к стехиометрическому отношению массы топлива к массе воздуха;
 φ' – эквивалентное соотношение топливо–воздух с учетом отработавших газов;
 ζ (RGF, Residual gas fraction, Restgasgehalt) – массовое содержание отработавших газов в горючей смеси, измеряется в долях, %;
EGR (EGR rate, Charge Dilution, Dil., Dilution) – степень рециркуляции отработавших газов, объемная доля рециркулированных газов в заряде цилиндра горючей смесью, поступившего в цилиндр, выраженное в долях, %;
 ψ – массовая доля водорода в бензоводородной смеси;
 α – мольная доля водорода в топливоводородной смеси;
 COV_{p_i} (COV of IMEP, $COV_{p_{mi}}$) – коэффициент вариации среднего индикаторного давления;
 COV_{p_z} , COV_{NO} – коэффициент вариации, соответствующего, параметра максимального давления цикла p_z , уровня выбросов оксидов азота NO и т.д.;
 E_{min} (MIE) – минимальная энергия зажигания горючей смеси;
 Le – число Льюиса;
 χ – коэффициент температуропроводности;
 λ_b – теплопроводность продуктов сгорания;
 ρ_u – плотность свежей смеси;
 c_p – теплоемкость при постоянном давлении;
 L_b – длина Маркштейна для сгоревшего газа;

u' – среднеквадратичная скорость турбулентных пульсаций;

S_L (Laminar Flame Speed) – ламинарная скорость пламени;

S_T – турбулентная скорость пламени;

Rev/min, rpm (U/min) – размерность частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;

CA BTDC, CA ATDC – градусов угла п.к.в., соответственно, до ВМТ и после ВМТ;

Spark – момент зажигания искрой горючей смеси;

Spark ignition engine – двигатель с искровым зажиганием;

Diesel – двигатель, работающий по циклу Дизеля;

LIF (Laser Induced Fluorescence) – измерение полей скорости дисперсной и несущей фазы в пузырьковых потоках;

PIV (Particle Image Velocimetry) – метод измерений мгновенных полей скорости;

LES (large eddies simulation) – метод моделирования крупный вихрей;

CFD (computer fluid dynamic) – вычислительная гидродинамика;

DNS (direct numerical simulation) – метод численного моделирования течений жидкости или газа;

σ (Std. Dev, standard deviation) – среднеквадратичное отклонение;

TCI – обозначение классической транзисторной системы зажигания с индуктивной емкостью катушки;

Corona, ASI – обозначение перспективных систем зажигания.

Список используемых источников

1. Кокорин, А.О. Изменение климата: обзор Пятого оценочного доклада МГЭИК [Текст] / А.О. Кокорин — М.: Всемирный фонд дикой природы (WWF), 2014. — 80 с.
2. Key World Energy Statistics 2016 [Electronic resource]. — Paris: OECD/IEA, 2016. — . — Режим доступа : <https://webstore.iea.org>. — Загл. с экрана.
3. U.S. Refinery Yield [Electronic resource]. — Washington: United States Energy Information Administration, 2019. — . — Режим доступа : https://www.eia.gov/dnav/pet/pet_pnp_pct_dc_nus_pct_m.htm. — Загл. с экрана.
4. 2017: Executive summary. In: Climate Science Special Report: Fourth National Climate Assessment, Volume I [Electronic resource]. — Washington: U.S. Global Change Research Program, 2017. — . — Режим доступа : <https://www.globalchange.gov/>. — Загл. с экрана.
5. Global warming of 1.5°C [Electronic resource]. — Geneva: World Meteorological Organization, 2018. — . — Режим доступа : <https://www.ipcc.ch/sr15/>. — Загл. с экрана.
6. Monthly Energy Review November 2018 [Electronic resource]. — Washington: United States Energy Information Administration, 2018. — . — Режим доступа : <https://www.eia.gov/totalenergy/data/monthly/>. — Загл. с экрана.
7. World Energy Outlook 2011 [Electronic resource]. — Paris: OECD/IEA, 2011. — . — Режим доступа : https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WEO2011_WEB.pdf. — Загл. с экрана.
8. Уолш, М. П. Контроль за вредными выбросами транспортных средств. Международный обзор [Электронный ресурс] / Майкл П. Уолш. — М. : Российская академия транспорта, 2017. — . — Режим доступа :

<http://rosacademtrans.ru/wp-content/uploads/2017/05/03-Kontrol-vyibrosov-Uolsh.pdf>, свободный. – Загл. с экрана.

9. Kuhn, M. Automotive Powertrain Technologies through 2016 and 2025 [Electronic resource] / Mark Kuhn. – Michigan : University of Michigan (Transportation Research Institute), 2012. – . – Режим доступа : <http://www.umtri.umich.edu/content/Mark.Kuhn.Ricardo.Marketing.PT.2012.pdf>, свободный. – Загл. с экрана.

10. Перспективы энергетических технологий. В поддержку Плана действий «Группы восьми». Сценарии и стратегии до 2050 г. [Электронный ресурс]. – М. : ОЭСР/МЭА, WWF России, 2007. – . – Режим доступа : https://wwf.ru/upload/iblock/164/perspective_20x27_new.pdf, свободный. – Загл. с экрана.

11. Показатели энергоэффективности: основы формирования политики [Электронный ресурс]. – Washington: United States Energy Information Administration, 2014. – . – Режим доступа : <https://www.iea.org/media/training/eeukraine2015/RussianEPM.PDF>, свободный. – Загл. с экрана.

12. The Performance of Future ICE and Fuel Cell Powered Vehicles and Their Potential Fleet Impact [Electronic resource] / J.B. Heywood [и др.]. – Massachusetts : MIT, 2004. – . – Режим доступа : http://web.mit.edu/sloan-auto-lab/research/beforeh2/files/heywood_fcv2003.pdf, свободный. – Загл. с экрана.

13. Rivera, E.A. Fuel Injection Technology Trends [Electronic resource] / Edwin A. Rivera, John E. Kirwan. – Baltimore : Coordinating Research Council Advanced Fuel and Engine Efficiency Workshop, 2014. – . – Режим доступа : <https://crcao.org/workshops/AFEE/2014AFEE/Final%20Presentations/Day%201%20Session%202%20SI-Systems%20Presentations/2->

2%20Rivera,%20Edwin%202014%20CRC%20Fuel%20Injection%20Technology-Updated.pdf, свободный. – Загл. с экрана.

14. Грушевенко, Д. Энергопотребление российского автомобильного сектора: роль технологических инноваций в межтопливной конкуренции [Текст] / Д. Грушевенко, Е. Грушевенко, В. Кулагин // Форсайт. – 2018. – Т. 12, № 4. – С. 35–44. – М. : НИУ ВШЭ, 2018. – . – Режим доступа : <https://foresight-journal.hse.ru/data/2019/01/25/1143385060/4-2018%20rus.pdf>, свободный. – Загл. с экрана.

15. Буранов, И. На чем ездят россияне [Электронный ресурс] / И. Буранов // Коммерсантъ. – 2018. – . – М. : ИД «Коммерсантъ», 2018. – . – Режим доступа : <https://www.kommersant.ru/doc/3752955>, свободный. – Загл. с экрана.

16. Велесюк, А. Водородная энергетика – тренд XXI века [Электронный ресурс] / А. Велесюк // Атомный эксперт. – 2018. – М. : Юг Медиа, 2018. – . – Режим доступа : http://atomicexpert.com/hydrogen_energy, свободный. – Загл. с экрана.

17. Maruta, A. Japan's ENE-FARM programme [Electronic resource] / Aki Maruta. – Vienna : Austrian Energy Agency GmbH Open Workshop “Fuel cells: Why is Austria not taking off?”, 2016. – . – Режим доступа : https://www.energyagency.at/fileadmin/dam/pdf/veranstaltungen/Brennstoffzell_enworkshop_Oktober/Maruta.pdf, свободный. – Загл. с экрана.

18. Atkins, A. Some challenges in future automotive innovation. An industry perspective [Electronic resource] / Andrew Atkins. – Sheffield : 2016. – . – Режим доступа : [https://www.sheffield.ac.uk/polopoly_fs/](https://www.sheffield.ac.uk/polopoly_fs/1.573521!/file/AAtkins.pdf)

[1.573521!/file/AAtkins.pdf](https://www.sheffield.ac.uk/polopoly_fs/1.573521!/file/AAtkins.pdf), свободный. – Загл. с экрана.

19. Аксютин, О.Е. Инновации [Электронный ресурс] / О. Е. Аксютин // Газпром. – 2019. – №1–2. – М. : Газпром, 2019. – . – Режим доступа : <http://www.gazprom.ru/f/posts/86/781030/gazprom-magazine-2019-1-2.pdf>, свободный. – Загл. с экрана.

20. National Research Council. 2015. Cost, Effectiveness, and Deployment of Fuel Economy Technologies for Light-Duty Vehicles [Electronic resource]. – Washington: National Academies Press, 2015. – . – Режим доступа : <https://www.nap.edu/catalog/21744/cost-effectiveness-and-deployment-of-fuel-economy-technologies-for-light-duty-vehicles>. – Загл. с экрана.

21. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб. [Текст] / В.Н. Луканин [и др.] ; под ред. В.Н. Луканина. – М. : Высш. Шк., 1995. – 368 с.

22. Heywood, J.B. Internal combustion engine fundamentals [Текст] / J.B. Heywood. – New York : McGraw-Hill, Inc., 1988. – 930 p.

23. Taylor, C.F. The internal-combustion engine in theory and practice. Volume II: Combustion, Fuels, Materials, Design [Текст] / C.F. Taylor. – Massachusetts : M.I.T. Press., 1985. – 766 p.

24. Assanis, D.N. Thermodynamic sweet spot for high efficiency, dilute, boosted gasoline engines [Текст] / D.N. Assanis [et al.] // International Journal of Engine Research 14(3). – 2013. – P. 260–278.

25. Кириллин, В.А. Техническая термодинамика [Текст] / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.

26. Taylor, C.F. The internal-combustion engine in theory and practice. Volume I: Thermodynamics, Fluid Flow, Performance [Текст] / C.F. Taylor. – Massachusetts : M.I.T. Press., 1985. – 588 p.

27. Ferguson, C.R. Internal Combustion Engines. Applied Thermosciences [Текст] / Colin R. Ferguson, Allan T. Kirkpatrick. – Chichester : John Wiley & Sons Ltd., 2016. – 460 p.

28. Morgan, R. Pathways to the ultraefficient powertrain – towards 60% efficiency [Electronic resource] / Robert Morgan. – Bickenhill : Future Powertrain Conference, 2017. – . – Режим доступа : <https://futurepowertrains.co.uk/wp-content/uploads/2017/03/robert-morgan.pdf>, свободный. – Загл. с экрана.

29. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] / Д.Н. Вырубов [и др.] ; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4–е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983. – 372 с.

30. Редзюк, А.М. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей в режимах малых нагрузок и холостого хода [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Анатолий Михайлович Редзюк ; Киевский автомобильно–дорожный институт имени 60–летия Великой Октябрьской Социалистической революции. – Киев, 1982. – 273 л.

31. Морозов, К.А. К анализу условий воспламенения при работе карбюраторного двигателя на малых нагрузках [Текст] / К.А. Морозов, Б.Я. Черняк, Е.А. Джайлаубеков // Труды МАДИ. – 1974. – вып. №71. – С. 109–117.

32. Шикунина, Н.М. Исследование экономичности карбюраторного двигателя на дроссельных режимах и экономических составах смеси [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Н.М. Шикунина ; Академия Наук СССР Институт двигателей. – М., 1961. – 135 л.

33. Glassman, I. Combustion [Текст] / I. Glassman, R.A. Yetter. – 4th Ed. – London : Elsevier., 2008. – 773 p.

34. Басс, Б.А. Повышение топливной экономичности бензиновых двигателей увеличением энергии источника искрового зажигания [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Борис Абрамович Басс ; Московский автомеханический институт. – М., 1984. – 199 л.

35. Suyabodha, A. Simulation of cyclic variability in gasoline engine under cold start conditions [Текст] : Ph. D Thesis : / Apiwat Suyabodha ; University of Bath. – Bath, 2012. – 250 p.

36. Bonatesta, F. Factors influencing the burn rate characteristics of a spark ignition engine with variable valve timing [Electronic resource] / F. Bonatesta, P.J. Shayler // IMechE. – 2008. – Part D, Vol. 222. – 2147–2158 p. –

. – Режим доступа :
<http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.855.4762&rep=rep1&type=pdf>. – Загл. с экрана.

37. Wenig, M. Simulation der ottomotorischen Zyklenschwankungen [Текст] : Ph. D Thesis : / Markus Wenig ; Universität Stuttgart. – Stuttgart, 2013. – 190 p.

38. Alger, T. SwRI's HEDGE Technology for High Efficiency, Low Emissions Gasoline Engines [Electronic resource] / Terry Alger // DEER Conference Detroit. – 2010. – . – Режим доступа : https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f8/deer10_alger.pdf. – Загл. с экрана.

39. Alger, T. The Effect of Hydrogen Enrichment on EGR Tolerance in Spark Ignited Engines [Electronic resource] / Alger, T., Gingrich, J., Mangold, B. // SAE Technical Paper 2007–01–0475. – 2007. – . – Режим доступа : <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2007-01-0475/>. – Загл. с экрана.

40. List, H. Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine [Текст] / C Hans List. – Wien : Verlag von Julius Springer, 1939. – 123 p.

41. A Simple Model for Cyclic Variations in a Spark–Ignition Engine [Текст] / C.S. Daw [и др.] // SAE Technical Paper. – 1996. – 962086.

42. Tahtouh, T. Les effets combinés de l'hydrogène et de la dilution dans un moteur à allumage commandé [Текст] : Ph. D Thesis : / Toni Tahtouh ; Université d'Orléans. – d'Orléans, 2010. – 250 p.

43. Siokos, K Low–Pressure EGR in Spark–Ignition Engines: Combustion Effects, System Optimization, Transients & Estimation Algorithms [Текст] : Ph. D Thesis : / Konstantinos Siokos ; Clemson University. – Clemson, 2017. – 243 p.

44. Tatemura, T Cycle–to–cycle Variation Analysis of Combustion in a Lean Burn Gasoline Engine [Текст] / Toshiki Tatemura // 27th Internal Combustion Engine Symposium. – 2016. – Paper № 5. – Tokyo, 2016.

45. Szybist, J. Effects of Fuel Composition on EGR Dilution Tolerance in Spark Ignited Engines [Electronic resource] / James P. Szybist, Derek Splitter. // SAE International Journal of Engines. – Vol. 9, No. 2. – 2016. – pp. 819–831 – Режим доступа : <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2016-01-0715/>. – Загл. с экрана.

46. Ayala, F Combustion Lean Limits Fundamentals and Their Application to a SI Hydrogen-Enhanced Engine Concept [Текст] : Ph. D Thesis : / Ferrin A. Ayala ; Massachusetts Institute of Technology. – Massachusetts, 2001. – 205 p.

47. Hamori, F Exploring the Limits of Hydrogen Assisted Jet Ignition [Текст] : Ph. D Thesis : / Ferenc Hamori ; University of Melbourne. – Melbourne, 2006. – 374 p.

48. De Simio, L Effect of Ethanol Content on Thermal Efficiency of a Spark-Ignition Light-Duty Engine [Electronic resource] / Luigi De Simio, Michele Gambino, Sabato Iannaccone // ISRN Renewable Energy. – 2012. – Режим доступа : <https://www.hindawi.com/journals/isrn/2012/219703/>. – Загл. с экрана.

49. Effect of spark timing and load on a DISI engine fuelled with 2,5-dimethylfuran [Electronic resource] / Ritchie Daniel [et al.] // Fuel. – 2011. – Vol. 90, Issue 2. – P. 449–458. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

50. Wentworth, J. Flame photographs of lightload combustion point the way to reduction of hydrocarbons in exhaust gas [Electronic resource] / J. Wentworth, W. Daniel // SAE Technical Paper. – 1955. – 550281. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/550281/>. – Загл. с экрана.

51. Каменев, В.Ф. Исследование рабочего процесса карбюраторного двигателя на режимах глубокого дросселирования [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Владимир Федорович Каменев ; Научно-исследовательский автомобильный институт НАМИ. – М., 1979. – 199 л.

52. Beretta, G.P. Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines [Electronic resource] / G.P. Beretta, M. Rashidi, J.C. Keck // Combustion and Flame. – 1983. – Vol. 52 – P. 217–245. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

53. Thermodynamic Analysis of an Over-Expanded Engine [Electronic resource] / J. Martins [et al.] // SAE Technical Paper 2004-01-0617. – 2004. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2004-01-0617/>. – Загл. с экрана.

54. Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines [Electronic resource] / Fanhua Ma [et al.] // Energy & Fuels. – 2008. – Vol. 22 – P. 3022–3028. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

55. Beccari, A An Analytical Approach for the Evaluation of the Optimal Combustion Phase in Spark Ignition Engines [Electronic resource] / A. Beccari, S. Beccari, E. Pipitone // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2009. – Vol. 132. – Режим доступа : <https://pdfs.semanticscholar.org/908d/1926f4f1e310f1b4a2dea6a2315fcff9084d.pdf>. – Загл. с экрана.

56. Caton, J.A. An introduction to thermodynamic cycle simulations for internal combustion engines [Текст] / Jerald A Caton. – Chichester : John Wiley & Sons, Ltd., 2016. – 367 p.

57. Johansson, B. Path to High Efficiency Gasoline Engine [Electronic resource] / Bengt Johansson // Lund University. – Режим доступа : https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f8/deer10_johansson.pdf. – Загл. с экрана.

58. Федянов, Е.А. Межцикловая неидентичность рабочего процесса и проблемы улучшения показателей ДВС с искровым зажиганием [Текст] : дис. ... докт. техн. наук : 05.04.02 / Евгений Алексеевич Федянов ; Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 1999. – 314 л.

59. The effect of combustion duration on the performance and emission characteristics of propane-fueled 4-stroke S.I. engines / A. Jehad [et al.] // Emirates Journal for Engineering Research. – 2003. – Vol. 8(1) – P. 1–14.

60. Разлейцев, Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях [Текст] / Н.Ф. Разлейцев. – Харьков : Вища школа. Изд-во при Харьк. Ун-те, 1980. – 169 с.

61. Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя [Текст] / Иван Иванович Вибе. – Москва–Свердловск : Машгиз, 1962. – 273 с.

62. Воинов, А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. Изд. 2-е, перераб. и доп. [Текст] / А.Н. Воинов. – М. : Машиностроение, 1977. – 277 с.

63. Брозе, Д. Д. Сгорание в поршневых двигателях [Текст] / Д.Д. Брозе. – М. : Машиностроение, 1969. – 248 с.

64. Wildhaber, S.N. Impact of combustion phasing on energy and availability distributions of an internal combustion engine [Текст] : Ph. D Thesis : / Shawn Nicholas Wildhaber ; Missouri university. – Missouri, 2011. – 125 p.

65. Heywood, J.B. Improving the Spark-Ignition Engine [Electronic resource] / John B. Heywood // Symposium University of Madison. – 2005. – Режим доступа : <https://www.erc.wisc.edu/documents/symp05-Heywood.pdf>. – Загл. с экрана.

66. Heywood, J.B. Improving Engines and Fuels, Together [Electronic resource] / John B. Heywood // 11th Concauwe Symposium. – Brussels, 2015. – Режим доступа : https://www.concauwe.eu/wp-content/uploads/2017/01/ConcauweSymposium_Prof.-Heywood_Improving-Engines-and-Fuels.pdf. – Загл. с экрана.

67. Kato, S The Influence of Port Fuel Injection on Combustion Stability [Electronic resource] / Shoichi Kato, Takanori Hayashida, Minoru Iida // Yamaha motor technical review. – 2008. – Yamaha Motor Co., Ltd., 2019. – Режим

доступа : https://global.yamaha-motor.com/about/technical_review/pdf/browse/44gr03e.pdf. – Загл. с экрана.

68. Reitz, R.D. Internal Combustion Engines I: Fundamentals and Performance Metrics, University of Wisconsin–Madison 2018 Princeton–Combustion Institute Summer School on Combustion Course Length: 9 hrs [Electronic resource] / Rolf D. Reitz // Princeton–Combustion Institute Summer School on Combustion Course Length: 9 hrs. – 2018. – New Jersey : Princeton university, 2019. –.– Режим доступа : https://cefrc.princeton.edu/sites/cefrc/files/reitz_princeton-day1-hour3-2018.pdf. – Загл. с экрана.

69. Influence of air/fuel ratio on cyclic variation and exhaust emission in natural gas si engine [Electronic resource] / L. Ben [et al.] // SAE Technical Paper 1999-01-2901. – 1999. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

70. Krost, P. Experimental Characterization and Quasi–Dimensional Modeling of Cyclic Combustion Variations in Spark Ignition Engines [Текст] : Ph. D Thesis : / Philipp Krost ; Technische Universitat Darmstadt. – München, 2018. – 141 p.

71. Salazar, V. Influence of the Flow Field on Flame Propagation in a Hydrogen–Fueled Internal Combustion Engine [Electronic resource] / V. Salazar, S. Kaiser // SAE Int. J. Engines 4(2). – 2011. – P. 2376–2394 – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

72. Cycle–by–cycle combustion variations in spark–ignited engines [Electronic resource] / C.S. Daw [et al.] // Fourth Experimental Chaos Conference Boca Raton. – 1997. – . – ORNL Technologies, 2019 – . – Режим доступа : <https://inspire.ornl.gov/OriginalDocument/152658aa-ad1f-4b45-a40b-4122f53246e4>. – Загл. с экрана.

73. Study on cycle–by–cycle variations of combustion in a natural–gas direct–injection engine [Текст] / Z–H Huang [et al.] // Proc. IMechE: J. Automobile Engineering. – 2008. – Vol. 222, Part D. – P. 1657–1667.

74. Young, M. B. Cyclic Dispersion in the Homogeneous-Charge Spark-Ignition Engine – A Literature Survey [Electronic resource] / M. B. Young // SAE Technical Paper 810020. – 1981. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

75. An Experimental Study of the Cyclic Variability in Spark Ignition Engines [Electronic resource] / N. Ozdor, M. Dulger, E. Sher // SAE Technical Paper 960611. – 1996. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

76. Clerk, D. The Theory of the Gas Engine (1882) [Текст] / D. Clerk. – Whitefish : Kessinger Publishing, LLC, 2010. – 178 p.

77. Mickelsen, W. R. Growth rates of turbulent free flames. Fourth international Symposium on Combustion [Текст] / W. R. Mickelsen, N. E. Ernstein // J. Chem. Phys. – 1956. – Volume 25, Issue 3. – P. 325–333.

78. Peters, B. D. Cyclic Variations and Average Burning Rate in a S. I. Engine [Electronic resource] / B. D. Peters, G.L. Borman // SAE Technical Paper 700064. – 1970– . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

79. Johansson, B. On Cycle-to-Cycle Variations in Spark Ignition Engines [Текст] : Ph. D Thesis : / B. Johansson ; Lund Institute of Technology. – Lund, 1995. – p.

80. Research on the Measures for Improving Cycle-to-Cycle Variations under High Tumble Combustion [Electronic resource] / T. Omura [et al.] // SAE Technical Paper 2016-01-0694. – 2016. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

81. Patterson, D. Cylinder pressure variations, a fundamental combustion problem [Electronic resource] / D. Patterson // SAE Technical Paper 660129. – 1966. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

82. A simple model for cyclic variations in a spark-ignition engine [Electronic resource] / C.S. Daw [et al.] // SAE Technical Paper 962086. – 1996. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

83. Roberts, J. Cylinder pressure variations as a stochastic process [Electronic resource] / J. Roberts, J. Peyton Jones, K. Landsborough // SAE Technical Paper 970059. – 1997. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

84. A review of deterministic effects in cyclic variability of internal combustion engines [Electronic resource] / C.E.A. Finney [et al.] // International Journal of Engine Research. – 2015. – P. 366–378 – ORNL, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.ornl.gov/publication/review-deterministic-effects-cyclic-variability-internal-combustion-engines>. – Загл. с экрана.

85. Dai, W. Modeling of cyclic variations in spark-ignition engines [Electronic resource] / W. Dai, N. Trigui, Y. Lu // SAE Technical Paper 2000-01-2036. – 2000. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

86. Belmont, M. Statistical aspects of cyclic variability [Electronic resource] / M. Belmont, M. Hancock, D. Buckingham // SAE Technical Paper 860324. – 1986. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

87. Quasi-Dimensional Simulation of Spark Ignition Engines [Текст] / A. Medina [et al.]. – London : Springer-Verlag, 2014. – 195 p.

88. Schll, E. Handbook of Chaos Control, volume 2. [Текст] / E. Schll, H.G. Schuster. – New York : Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2008. – 820 p.

89. Chaos analysis on in-cylinder pressure measurements [Electronic resource] / L. Chew [et al.] // SAE Technical Paper 942486. – 1994. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

90. Костычев, В.Н. Улучшение показателей двигателей с искровым зажиганием на режиме холостого хода путем снижения межциклового неидентичности рабочего процесса [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Владимир Николаевич Костычев ; Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 1982. – 116 л.

91. Власов, М.Ю. Повышение эффективности рабочих процессов атмосферных и наддувных поршневых ДВС за счет улучшения межциклового стабильности [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Михаил Юрьевич Власов ; Тульский государственный университет. – Тула, 2012. – 16 с.

92. Ахромешин, А.В. Повышение эффективных характеристик поршневых ДВС управлением бифуркационными зависимостями межциклового неидентичности рабочих процессов [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Андрей Владимирович Ахромешин ; Тульский государственный университет. – Тула, 2010. – 22 с.

93. Ozdor, N. Cyclic Variability in Spark Ignition Engines – A Literature Survey [Electronic resource] / N. Ozdor, M. Dulger, E. Sher // SAE Technical Paper 940987. – 1994. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

94. Shen, H. A Study of Cycle-to-Cycle Variations in SI Engines Using a Modified Quasi-Dimensional Model [Electronic resource] / H. Shen, P. C. Hinze, J. B. Heywood // SAE Technical Paper 961187. – 1996. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

95. Hasse, C. Scale-resolving simulations in engine combustion process design based on a systematic approach for model development [Текст] / C. Hasse // International Journal of Engine Research. – 2016. – Vol. 17, Issue 1. – P. 44–62.

96. Combustion fluctuation mechanism involving cycle-to-cycle spark ignition variation due to gas flow motion in s.i. engines [Текст] / K. Hamai [et

al.] // Symposium (International) on Combustion. – 1988. – Vol. 21, Issue 1. – P. 505–512.

97. A major origin of cyclic energy conversion variations in si engines: Cycle-by-cycle variations of the equivalence ratio and residual gas of the initial charge [Electronic resource] / G. Grnefeld [et al.] // SAE Technical Paper 941880. – 1994. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

98. Schlieren visualization of the flow and density fields in the cylinder of a spark-ignition engine [Electronic resource] / M. Namazian [et al.] // SAE Technical Paper 800044. – 1980. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

99. Time-Resolved Measurement of Fuel Transient Behaviour and Cycle to Cycle Variation of Local Fuel/Air Equivalence Ratio in Gasoline Engines [Electronic resource] / C.F. Li [et al.] // SAE Technical Paper 940989. – 1994. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

100. Measurements of Cycle to Cycle Variability of the Inlet Flow of Fuel Injectors Using LDA [Electronic resource] / J. Bedford [et al.] // SAE Technical Paper 2006-01-3314. – 2006. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

101. Pundi, B. Effect of charge non-homogeneity on cycle-by-cycle variations in combustion in si engines [Electronic resource] / B. Pundi, V. Zvonow, C. Gupta // SAE Technical Paper 810774. – 1981. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

102. Matekunas, F.A. Modes and measures of cyclic combustion variability [Electronic resource] / F.A. Matekunas // SAE Technical Paper 830337. – 1983. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

103. Stabilized combustion in a spark ignited engine through a long spark duration [Electronic resource] / M. Nakai [et al.] // SAE Technical Paper

850075. – 1985. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

104. A continuous discharge ignition system for egr limit extension in si engines [Electronic resource] / T. Alger [et al.] // SAE Int. J. Engines 4(1). – 2011. – P. 677–692. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

105. Impact of ignition energy phasing and spark gap on combustion in a homogenous direct injection gasoline si engine near the egr limit [Electronic resource] / W. Chen [et al.] // SAE Technical Paper 2013–01–1630. – 2013. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

106. Ragland, K.W. Combustion Engineering (2–nd Edition) [Текст] / Kenneth W. Ragland, Kenneth M. Bryden. – Abingdon–on–Thame : Taylor & Francis Group, 2011. – 552 p.

107. Pacala, S Stabilization Wedges: Solving the Climate Problem for the Next 50 Years with Current Technologies [Текст] / S. Pacala, R. Socolow // Science. – 2004. – Vol. 305 (5686). – P. 968–972.

108. National Research Council (2013). Transitions to Alternative Vehicles and Fuels [Electronic resource] / Douglas M. Chapin [et al.] – Washington : National Academies Press, 2013. – P. 378. – NAP, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.nap.edu/catalog/18264/transitions-to-alternative-vehicles-and-fuels>. – Загл. с экрана.

109. U.S. DRIVE Highlights of Technical Accomplishments Overview [Electronic resource] – Washington : U.S. Department of Energy, 2013. – P. 75. – U.S. Department of Energy's Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/04/f14/2013USDRIVEAccomplishmentsReport.pdf>. – Загл. с экрана.

110. Reitz, R. D. Directions in internal combustion engine research [Текст] / R. D. Reitz // Combustion and Flame. – 2013. – Vol. 160(1). – P. 1–8.

111. National Research Council (2015). Cost, Effectiveness, and Deployment of Fuel Economy Technologies for Light-Duty Vehicles [Electronic resource] / J. Cohon [et al.] – Washington : National Academies Press, 2015. – P. 445. – NAP, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.nap.edu/catalog/21744/cost-effectiveness-and-deployment-of-fuel-economy-technologies-for-light-duty-vehicles>. – Загл. с экрана.

112. Heywood, J. B. A model for flame kernel development in a spark-ignition engine [Текст] / S. Pischinger, J. B. Heywood // Symposium (International) on Combustion. – 1991. – Vol. 23(1). – P. 1033–1040.

113. Dale, J. A model for flame kernel development in a spark-ignition engine [Electronic resource] / J. Dale, M. Checkel, P. R. Smy // Progress in Energy and Combustion Science. – 1997. – Vol. 32, Issues 5–6. – P. 379–398. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

114. Splitter, D. A Historical Analysis of the Co-evolution of Gasoline Octane Number and Spark-Ignition Engines [Electronic resource] / D. Splitter, A. Pawlowski, R. Wagner // Frontiers in Mechanical Engineering. – 2016. – Vol. 1, Issues 16. – P. 16. – ResearchGate., 2019 – . – Режим доступа : <https://www.researchgate.net>. – Загл. с экрана.

115. Thermodynamic sweet spot for high-efficiency, dilute, boosted gasoline engines [Текст] / G. A. Lavoie [et al.] // International Journal of Engine Research. – 2013. – Vol. 14(3). – P. 260–278.

116. Ball, J. K. Cycle-by-cycle variation in spark ignition internal combustion engines [Текст] : Ph. D Thesis : / Jeffrey K. Ball ; University of Oxford. – Oxford, 1998. – 248 p.

117. v. Basshuysen, R. Handbuch Verbrennungsmotor – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven [Текст] / R. v. Basshuysen, F. Schäfer. – Wiesbaden : Springer-Verlag, 2015. – 1176 p.

118. Bates, S. Flame Imaging Studies of Cycle-by-cycle Combustion Variation in a SI Four-Stroke Engine [Electronic resource] / S. Bates // SAE

Technical Paper 892086. – 1989. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

119. Eichlseder, H. Grundlagen und Technologien des Ottomotors: Der Fahrzeugantrieb [Текст] / H. Eichlseder, M. Klueping, W. Piock. – Wien : Springer-Verlag, 2008. – 271 p.

120. Laserzündung und Verbrennung im Ottomotor mit Direkteinspritzung [Текст] / V. Gross [et al.] // MTZ Motortechnische Zeitung. – 2010. – Vol. 71(7). – P. 532–539.

121. Zheng, M. Advanced Ignition Systems for Future Future Clean Combustion Engines: Review [Текст] / M. Zheng, S. Yu // Journal of Automotive Safety and Energy. – 2015. – Vol. 6(4). – P. 295–313.

122. Tropina, A. Ignition by Short Duration, Nonequilibrium Plasma: Basic Concepts and Applications in Internal Combustion Engines [Текст] / A. A. Tropina, M. N. Shneider, R. B. Miles // Combustion Science and Technology. – 2016. – Vol. 188(6). – P. 831–852.

123. Aydin, K. Effect of Engine Parameter on Cyclic Variations in Spark Ignition Engines [Текст] / K. Aydin // 6th International Advanced Technologies Symposium. – 2011. – P. 57–63.

124. Herden, W. Zündung und Entflammung bei Benzindirekteinspritzung. Benzin- und Dieseldirekteinspritzung [Текст] / W. Herden // Expertverlag. – 2001. – P. 223–237.

125. Development of the Measures to Improve Cycle-to-Cycle Variations in SI High Tumble Combustion [Electronic resource] / T. Omura [et al.] // SAE Technical Paper 2016-01-0694. – 2016. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

126. Fischer, J. Experimentelle Untersuchung zyklischer Schwankungen der Verbrennung im Hinblick auf Reduzierung der Motor-Rohemissionen bei Ottomotoren mit BenzinDirekteinspritzung. Tech. rep. [Текст] / J. Fischer, U. Spicher // Universität Karlsruhe. – 2004.

127. Fischer, J. Investigation of Cycle-to-Cycle Variations of In-Cylinder Processes in Gasoline Direct Injection Engines Operating With Variable Tumble Systems [Electronic resource] / J. Fischer, A. Velji, U. Spicher // SAE Technical Paper 2004-01-0044. – 2004. –. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

128. Lauer, T. Bewertung der Restgastoleranz bei homogenen Brennverfahren für hohe Abgasrückführraten [Текст] / T. Lauer, B. Geringer // MTZ Motortechnische Zeitung. – 2008. – Vol. 69(2) – P. 154–161.

129. Iida, N. Super-Lean Burn Concept for High Efficiency SI Engine [Electronic resource] / Norimasa Iida // ERC 2017 Symposium. – 2017. –. – University of Wisconsin Madison, 2019 – . – Режим доступа : https://www.erc.wisc.edu/documents/symp17/2017_Keio_Iida.pdf. – Загл. с экрана.

130. Throttleless Premixed-Charge Engines: Concept and Experiment [Текст] / P. D. Ronney [et al.] // IMechE Proceedings. – 1994. – Vol. 208. – P. 13–24.

131. Knock Characteristics of Liquid and Gaseous Fuels in Lean Mixtures [Electronic resource] / P. D. Ronney [et al.] // SAE Technical Paper 912311. – 1991. –. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

132. Fraidl, G. K. Improvement of LEV/ULEV Potential of Fuel Efficient High Performance Engines [Electronic resource] / G. K. Fraidl, F. Quissek, E. Winklhofer // SAE Technical Paper 920416. – 1992. –. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

133. Najt, P. M. An Experimental and Computational Evaluation of Two Dual-Intake-Valve Combustion Chambers [Electronic resource] / G P. M. Najt, T. Kuo // SAE Technical Paper 902140. – 1990. –. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

134. Grebe, U. D. The Three Cylinder Ecotec Compact Engine from Opel with Port Deactivation – a Contribution to Reduce the Fleet Average Fuel Con-

sumption [Текст] / U. D. Grebe, P. E. Kapus, P. Pötscher // VDI–Berichte 1505. VDI Verlag GmbH. – Düsseldorf., 1999.

135. Водород. Свойства, получение, хранение, транспортирование, применение: справ. изд. [Текст] / Д.Ю. Гамбург [и др.]; под ред. Д.Ю. Гамбурга, Н.Ф. Дубовкина. – М. : Химия, 1986. – 672 с.

136. Мищенко, А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей [Текст] / А.И. Мищенко. – Киев : Наукова думка, 1984. – 143 с.

137. Шароглазов, Б.А. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в ДВС [Текст] / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков; под ред. засл. деят. науки РФ, профессора, доктора техн. наук Б.А. Шароглазова. – Челябинск : Издательский центр ЮУрГУ, 2011. – С. 36–37.

138. Self-ignition of hydrocarbon–hydrogen–air mixtures [Текст] / S.M. Frolov [et al.] // Int J Hydrogen Energy. – 2013. – Vol. 38. Issue 10. – P. 4177–4184.

139. Briones, A.M. Effects of H₂ enrichment on the propagation characteristics of CH₄–air triple flames [Electronic resource] / A.M. Briones, S.K. Aggarwal, V.R. Katta // Combustion and Flame. – 2008. – Vol. 153. – P. 367–383. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

140. Combined effects of initial pressure and turbulence on explosions of hydrogen–enriched methane/air mixtures [Electronic resource] / F. Cammarota [et al.] // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2009. – Vol. 22, Issue 5. – P. 607–613. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

141. Explosion behavior of hydrogen–methane/air mixtures [Electronic resource] / E. Salzano [et al.] // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2012. – Vol. 25, Issue 3. – P. 443–447. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

142. Effects of hydrogen addition and nitrogen dilution on the laminar flame characteristics of premixed methane–air flames [Electronic resource] / T. Tahtouh [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2009. – Vol. 34, Issue 19. – P. 8329–8338. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

143. Kinetic and dynamic analysis of hydrogen–enrichment mixtures in combustor systems – A review paper [Electronic resource] / Sina Davazdah Ema [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2016. – Vol. 62. – P. 1072–1082. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

144. Cassidy, J.F. Emission and total energy consumption of a multicylinder piston engine running on gasoline and a hydrogen–gasoline mixture [Текст] / John F. Cassidy // Lewis Research Center National Aeronautics and Space Administration. – Washington, 1977. – P. 36.

145. Ciniviz M. Hydrogen use in internal combustion engine: a review [Текст] / M. Ciniviz, H. Kose // International Journal of Automotive Engineering and Technologies. – 2012. – Vol. 1, Issue 1. – P. 1–15.

146. Progress in hydrogen enriched hydrocarbons combustion and engine applications Front [Electronic resource] / Zuohua Huang [et al.] // Frontiers in Energy. – 2014. – Vol. 8, Issue 1. – P. 73–80. – SpringerLink, 2019 – . – Режим доступа : <https://link.springer.com/article/10.1007/s11708-013-0287-1>. – Загл. с экрана.

147. A review of engine application and fundamental study on turbulent premixed combustion of hydrogen enriched natural gas [Electronic resource] / J.H. Wang [et al.] // Science China Technological Sciences. – 2014. – Vol. 57, Issue 3. – P. 445–451. – SpringerLink, 2019 – . – Режим доступа : <https://link.springer.com/article/10.1007/s11431-014-5471-y>. – Загл. с экрана.

148. Natural Gas [Electronic resource] / Fanhua Ma [et al.] ; под ред. Primož Potocnik. – IntechOpen, 2010. – . – Режим доступа : <https://www.intechopen.com/books/natural-gas>. – Загл. с экрана.

149. Conte, E. Experimental investigation into the effect of reformer gas addition on flame speed and flame front propagation in premixed, homogeneous charge gasoline engines [Electronic resource] / E. Conte, K. Boulouchos // *Combustion and Flame*. – 2006. – Vol. 146, Issues 1–2. – P. 329–347. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

150. Saravanan, N. An experimental investigation of hydrogenenriched air induction in a diesel engine system [Electronic resource] / N. Saravanan, G. Nagarajan // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2008. – Vol. 33, Issue 6. – P. 1769–1775. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

151. Bauer, C. Effect of hydrogen addition on the performance of methane–fueled vehicles. Part I: effect on SI engine performance [Electronic resource] / C. Bauer, T. Forest // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2001. – Vol. 26, Issue 1. – P. 55–70. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

152. Ozcan, H. Hydrogen enrichment effects on the second law analysis of a lean burn natural gas engine [Electronic resource] / H. Ozcan // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2010. – Vol. 35, Issue 3. – P. 1443–1452. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

153. Choi, B.C. Autoignited laminar lifted flames of methane/hydrogen mixtures in heated coflow air [Electronic resource] / B.C. Choi, S.H. Chung // *Combustion and Flame*. – 2012. – Vol. 159, Issue 4. – P. 1481–1408. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

154. Burbano, H.J. Effects of hydrogen addition to methane on the flame structure and CO emissions in atmospheric burners [Electronic resource] / H.J. Burbano, A.A. Amell, J.M. García // *International Journal of Hydrogen Energy*.

– 2008. – Vol. 33, Issue 13. – P. 3410–3405. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

155. Effects of hydrogen concentration on the emission and heat transfer of a premixed LPG–hydrogen flame [Electronic resource] / H.S. Zhen [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2012. – Vol. 37, Issue 7. – P. 6097–6105. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

156. A comparison of the emission and impingement heat transfer of LPG–H₂ and CH₄–H₂ premixed flames [Electronic resource] / H.S. Zhen [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2012. – Vol. 37, Issue 14. – P. 10947–10955. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

157. Sher, E. Laminar burning velocities of n–butane/air mixtures enriched with hydrogen [Electronic resource] / E. Sher, N. Ozdor // Combustion and Flame. – 1992. – Vol. 89, Issue 2. – P. 214–220. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

158. Experimental and numerical investigation of lowpressure laminar premixed synthetic natural gas/O₂/N₂ and natural gas/H₂/ O₂/N₂ flames [Electronic resource] / S. de Ferrières [et al.] // Combustion and Flame. – 2008. – Vol. 154, Issue 3. – P. 601–623. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

159. Sepman, A.V. The effects of hydrogen addition on NO formation in atmospheric–pressure, fuel–rich–premixed, burnerstabilized methane, ethane and propane flames [Electronic resource] / A.V. Sepman, A.V. Mokhov, H.B. Levinsky // International Journal of Hydrogen Energy. – 2011. – Vol. 36, Issue 7. – P. 4474–4481. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

160. Mardani, A. Effect of hydrogen on hydrogen–methane turbulent non–premixed flame under MILD condition [Electronic resource] / A. Mardani, S. Tabejamaat // International Journal of Hydrogen Energy. – 2010. – Vol. 35,

Issue 20. – P. 11324–11331. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

161. Coppens, F.H.V. The effects of composition on burning velocity and nitric oxide formation in laminar premixed flames of CH₄/H₂/O₂/N₂ [Electronic resource] / F.H.V. Coppens, J. De Ruysck, A.A. Konnov // Combustion and Flame. – 2007. – Vol. 149, Issue 4. – P. 409–417. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

162. İlbas, M. Investigations of hydrogen and hydrogen– hydrocarbon composite fuel combustion and emission characteristics in a model combustor [Electronic resource] / M. İlbas, İ. Yılmaz, Y. Kaplan // International Journal of Hydrogen Energy. – 2005. – Vol. 30, Issue 10. – P. 1139–1147. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

163. Karim, G.A. Methane–hydrogen mixtures as fuels [Electronic resource] / G.A. Karim, I. Wierzba, Y. Al–Alousi // International Journal of Hydrogen Energy. – 1996. – Vol. 21, Issue 7. – P. 625–631. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

164. Ma, F. Study on the extension of lean operation limit through hydrogen enrichment in a natural gas spark–ignition engine [Electronic resource] / F. Ma, Y. Wang // International Journal of Hydrogen Energy. – 2008. – Vol. 33, Issue 4. – P. 1416–1424. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

165. Effects of hydrogen addition on cycle–by–cycle variations in a lean burn natural gas spark–ignition engine [Electronic resource] / F. Ma [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2008. – Vol. 33, Issue 2. – P. 823–831. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

166. de Goeij, L.P.H. Analysis of the asymptotic structure of stoichiometric premixed CH₄–H₂–air flames [Electronic resource] / L.P.H. de Goeij, R.T.E. Hermans, R.J.M. Bastiaans // International Journal of Hydrogen Ener-

gy. – 2007. – Vol. 31, Issue 1. – P. 1031–1038. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

167. Концепция развития горения и взрыва как области научно–технического прогресса [Текст] / Отв. редактор академик А.Г. Мерджанов. –Черноголовка : Территория, 2001. – 171 с.

168. Смаль, Г.Ф. Альтернативные топлива для автомобилей [Текст] / Г.Ф. Смаль, Е.Е. Арсенов. – М. : Транспорт, 1979. – 151 с.

169. Хмыров, В.И. Водородный двигатель [Текст] / В.И. Хмыров, Б.Е. Лавров. –Алма–Ата : Наука, 1981. –108 с.

170. Краткий обзор опытно–конструкторских работ по использованию в двигателях внутреннего сгорания добавок водорода к топливовоздушным смесям и практическое использование их результатов [Электронный ресурс] / В.А. Алимов [и др.] // Молодой ученый. — 2017. — №27. — С. 27–31. – Молодой ученый, 2019. – . – Режим доступа : <https://moluch.ru/archive/161/45055/>. – Загл. с экрана.

171. An Overview of Hydrocarbons Emissions Mechanisms in Spark–Ignition Engines [Electronic resource] / W.K. Cheng [et al.] // SAE Technical Paper 932708. – 1993. –.– SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

172. Arcoumanis, C. Flow and Combustion in Reciprocating Engines [Текст] / С. Arcoumanis, Т. Kamimoto. – Berlin : Springer–Verlag Berlin Heidelberg, 2009. – 420 p.

173. Дубовкин, Н.Ф. Справочник по теплофизическим свойствам углеводородных топлив и их продуктам сгорания / Н.Ф.Дубовкин. – М–Л. : Госэнергоиздат, 1962. – 288 с.

174. Талда, Г.Б. Повышение топливной экономичности и снижение токсичности бензиновых двигателей добавкой водорода к бензину [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Геннадий Борисович Талда ; Харьковский Автомобильно–дорожный институт имени Комсомола Украины. – Харьков, 1984. – 184 л.

175. Мищенко, А.И. Разработка способов организации рабочих процессов ДВС с искровым зажиганием с систем для их реализации при использовании водорода в качестве топлива [Текст] : дис. ... д-ра. техн. наук : 05.04.02 / Анатолий Иванович Мищенко ; Институт проблем машиностроения АН УССР. – Харьков, 1986. – л.

176. Раменский, А.Ю. Исследование рабочих процессов автомобильного двигателя на бензино–водородных топливных композициях [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Александр Юрьевич Раменский ; Центральный научно–исследовательский автомобильный и автомоторный институт – НАМИ. – М., 1981. – 200 л.

177. Escher, W.J.D. The Hydrogen–Fueled Internal Combustion Engine: A Technical Survey of Contemporary US Projects (Report No. TEC74/005) [Текст] / W.J.D. Escher. –Escher Technology Associates, Inc., 1974. – р.

178. Трелин, Ю.А. Исследование особенностей работы ДВС с искровым зажиганием при добавках водорода в бензовоздушную смесь [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Юрий Анатольевич Трелин ; Волгоградский ордена Трудового Красного Знамени политехнический институт. – Волгоград, 1981. – 207 л.

179. Гибадуллин, В.З. Организация рабочего процесса ДВС с внешним смесеобразованием и локальной подачи микродобавок водорода в область межэлектродного зазора свечи зажигания [Текст]: автореф. дис. ...канд. техн. наук: 05.04.02 / Владимир Заурович Гибадуллин ; Волгоградский ордена Трудового Красного Знамени политехнический институт. – Волгоград, 1992. – 17 с.

180. Злотин, Г.Н. Если водород подать в конце такта сжатия [Текст] / Г.Н. Злотин, В.З. Гибадуллин // Автомобильная промышленность. – 1995. – №11. – С. 19–22.

181. Nacohen, J. Driving Cycle Simulation of a Vehicle Motored a SI Engine Fueled with H₂ – enriched Gasoline [Electronic resource] / J. Nacohen, G. Pinhasi, Y. Puterman // International Journal of Hydrogen Energy. – 1991. –

Vol. 16, Issue 10. – P. 695–702. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

182. Анализ работы поршневого двигателя на водороде [Текст] / И.Л. Варшавский [и др.] // Известия ВУЗов. – 1977. – №10. – С. 110–114.

183. Бойков, В.А. Решение проблемы внешнего смесеобразования в водо–родном ДВС: тез. докл. Всесоюз. научн.–техн. конф «Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах» [Текст] / В.А. Бойков, А.И. Мищенко, В.Д. Савицкий; под ред. и с предисл. М.Г. Круглова – М. : МВТУ, 1987. – С. 97.

184. Шатров, Е.В. Исследование мощностных, экономических и токсиче–ских характеристик двигателя, работающего на бензоводородных смесях [Текст] / Е.В. Шатров, А.Ю. Раменский, В.М. Кузнецов // Автомобильная промышленность. – 1979. – №11. – С. 3–5.

185. Аннушкин, Ю.М. Эффективность горения водородокеросинового топлива в прямоточном канале [Текст] / Ю.М. Аннушкин // Физика горения и взрыва. – 1985.– Т. 21, №3. – С. 30–32.

186. Басевич, В.Я. Промотирование горения [Текст] / В.Я. Басевич, С.М. Когарко // Физика горения и взрыва. – 1969. – Т.5, №1. – С. 99–105.

187. Галышев, Ю. В. Конвертирование рабочего процесса транспортных ДВС на природный газ и водород [Текст]: автореф. дис. ... д–ра техн. наук: 05.04.02/ Юрий Витальевич Галышев ; Санкт–Петербургский государственный политехнический университет. – СПб., 2010. – 34 с.

188. Гумеров, И.Ф. Повышение экономичности двигателя за счет использования добавок водорода к бензину [Текст]: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.02/ Ирек Флорович Гумеров; Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое училище им. Н.Э. Баумана.– М., 1987. – 21с.

189. Лернер, М.О. Химические регуляторы горения моторных топлив [Текст] / М.О. Лернер. – М. : Химия, 1979. – С. 173–177.

190. Разветвленные цепные реакции в процессах промотирования и ингибирования горения водорода [Текст] / О.П. Коробейничев [и др.] // Физика горения и взрыва. – 2010. – Т.46, №2. – С. 26–35.

191. Ричардс (G.A. Richards). Скорость распространения пламени в факеле топлива при добавлении водорода [Текст] / Ричардс (G.A. Richards), Сойка (P.E. Sojka), Лефевр (A.H. Lefebvre) // Современное машиностроение, серия А. – 1989, №8. – С. 63–70.

192. Хрипач, Н.А. Совершенствование экологических и топливозономических показателей работы двигателя с принудительным зажиганием применением предварительной термохимической конверсии метанола [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Николай Анатольевич Хрипач ; МГТУ МАМИ. – М., 2004. – 199 л.

193. Conte, E. Combustion of reformer gas/gasoline mixtures in spark ignition engines: A concept for near-zero emission transportation [Текст] : Ph. D Thesis : / Enrico Conte ; Swiss Federal institute of technology Zurich. – Zurich, 2006. – 189 p.

194. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя [Текст] / Б.С. Стечкин [и др.] – М. : Изд-во Академии наук СССР, 1960. – 200 с.

195. Petrovic, S. Cycle by Cycle Variations of Flame Propagation in a Spark Ignition Engine [Electronic resource] / S. Petrovic // SAE Technical Paper 820091. – 1982. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

196. Swords, M. An Experimental Study of ignition and Flame Development in a Spark Ignited Engine [Electronic resource] / M. Swords, G. Kalghatgi, A. Watts // SAE Technical Paper 821220. – 1982. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

197. Brown, A. Cycle-by-cycle variations in spark ignition engine combustion – part i: Flame speed and combustion measurements and a simplified turbulent combustion model [Electronic resource] / A. Brown, C. Stone, P.

Beckwith // SAE Technical Paper 960612. – 1996. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

198. Flame chemiluminescence studies of cyclic combustion variations and air-to-fuel ratio of the reacting mixture in a lean-burn stratified-charge spark-ignition engine [Electronic resource] / P.G. Aleiferis [et al.] // Combustion and Flame. – 2004. – Vol. 136, Issues 1–2. – P. 72–90. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

199. Xiao, B. Adaptive model based combustion phasing control for multi fuel spark ignition engines [Текст] : Ph. D Thesis : / Baitao Xiao ; Clemson University. – Clemson, 2013. – 157 p.

200. Yeliana. Parametric combustion modeling for ethanolgasoline fuelled spark ignition engines [Текст] : Ph. D Thesis : / Yeliana ; Michigan Technological University. – Houghton, 2010. – 203 p.

201. Zhu, Q. A Study Model Predictive Control for Spark Ignition Engine Management and Testing [Текст] : Ph. D Thesis : / Qilun Zhu ; Clemson University. – Clemson, 2015. – 231 p.

202. Combustion and emissions of a Euro VI heavy-duty natural gas engine using EGR and TWC [Electronic resource] / Qiang Zhang [et al.] // Journal of Natural Gas Science and Engineering. – 2016. – Vol. 28. – P. 660–671. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

203. Manzie, C. Modeling the Effects of Combustion Variability for Application to Idle Speed Control in SI Engines [Electronic resource] / Chris Manzie, Harry C. Watson, Paul Baker // SAE Technical Paper 2002-01-2734. – 2002. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

204. Wang, S. Model Based Combustion Phasing Control for High Degree of Freedom Spark-Ignition Engines [Текст] : Ph. D Thesis : / Shu Wang ; Clemson University. – Clemson, 2015. – 173 p.

205. Cylinder–Pressure–Based Engine Control Using Pressure–Ratio–Management and Low–Cost Non–Intrusive Cylinder Pressure Sensors [Electronic resource] / Mark C. Sellnau [et al.] // SAE Technical Paper 2000–01–0932. – 2000. –.– SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

206. Prucka, R.G. An Experimental Characterization of a High Degree of Freedom Spark–Ignition Engine to Achieve Optimized Ignition Timing Control [Текст] : Ph. D Thesis : / Robert G. Prucka ; University of Michigan. – Ann Arbor, 2008. – 190 p.

207. Turbulence Intensity Calculation from Cylinder Pressure Data in a High Degree of Freedom Spark–Ignition Engine [Electronic resource] / Robert Gary Prucka [et al.] // SAE Technical Paper 2010–01–0175. – 2010. –.– SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

208. Павлов, Д.А. Снижение выбросов углеводородов добавкой водорода в топливовоздушную смесь на режимах пуска и прогрева бензинового двигателя [Текст] : дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02/ Денис Александрович Павлов ; Тольяттинский государственный университет. – Тольятти., 2005. –193 с.

209. Оценка изменения выбросов СН и топливной экономичности двигателя ВАЗ–2111 при пуске от температуры 20 °С и добавках водорода: протокол испытаний [Текст] / М.М. Русаков [и др.]. – Тольятти: Тольяттинский политехнический институт – АВТОВАЗ, 2001. – 25 с.

210. Heywood, J.B. Hydrocarbon formation and oxidation in spark–ignition engines [Текст] / John B. Heywood, James C. Keck, Joe M. Rife – Cambridge : Energy Laboratory Massachusetts Institute of Technology, 1980. – 35 с.

211. Bohac, S.V. Speciated hydrocarbon emissions and the associated local ozone production from an automotive gasoline engine [Electronic resource] / S.V. Bohac, D.N. Assanis, H.L.S. Holmes // International Journal of Engine Re-

search. – 2004. – Vol. 5, Issue 1. – P. 53–70. – SAGE Journal, 2019 – . – Режим доступа : <https://journals.sagepub.com/home/jer>. – Загл. с экрана.

212. Hinze, P.C. Cycle-by-cycle combustion variation in spark ignition internal combustion engine operating at idle [Текст] : Ph. D Thesis : / Peter Christopher Hinze ; Massachusetts Institute of Technology. – Cambridge, 1997. – 113 p.

213. Han, S.B. Cycle-to-Cycle Variations Under Cylinder-Pressure-Based Combustion Analysis in Spark Ignition Engines [Текст] / Sung Bin Han // KSME International Journal. – 2000. – Vol. 14, Issue 10. – P. 1151–1158.

214. Han, S.B. Experimental Study on the Cycle-to-Cycle Combustion Variations in a Spark Ignition Engine [Текст] / Sung Bin Han, Sung Il Hwang // Journal of Energy Engineering. – 2013. – Vol. 22, Issue 2. – P. 197–204.

215. Comparison of lean burn characteristics of an SI engine fueled with methanol and gasoline under idle condition [Electronic resource] / BinWu [et al.] // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 95. – P. 264–270. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

216. Goldwitz, J.A. Combustion Optimization in a Hydrogen-Enhanced Lean Burn SI Engine [Текст] : Ph. D Thesis : / Joshua A. Goldwitz ; Massachusetts Institute of Technology. – Cambridge, 2004. – 102 p.

217. Chen, Y. Effect of Hydrogen Supplementation on Performance, Knock Behaviour, and Emissions of an SI Engine Operating at Lean Air-fuel Ratios [Текст] : Ph. D Thesis : / Yu Chen ; University of Auckland. – Auckland, 2015. – 176 p.

218. Thurnheer, T. S.I. engine fuelled with gasoline, methane and methane/ hydrogen blends: Heat release and loss analysis [Electronic resource] / T. Thurnheer, P. Soltic, P. Dimopoulos Eggenschwiler // International Journal of Hydrogen Energy. – 2009. – Vol. 34, Issue 5. – P. 2494–2503. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

219. Chang, W–C. An improved method of investigation of combustion parameters in a natural gas fuelled si engine with EGR and H₂ as additives [Текст] : Ph. D Thesis : / Wei–Chin Chang ; University of Birmingham. – Birmingham, 2002. – 179 p.

220. Ghotge, P.S. Impact of H₂–NG blending on performance and emissions of stoichiometric and lean burn spark ignited engines [Текст] : Ph. D Thesis : / Prerana S. Ghotge ; Colorado State University. – Fort Collins, 2016. – 109 p.

221. Combustion and emissions characteristics of a spark–ignition engine fueled with hydrogen–methanol blends under lean and various loads conditions [Electronic resource] / Bo Zhang [et al.] // Energy. – 2014. – Vol. 74. – P. 829–835. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

222. The effect of H₂ enrichment on in–cylinder flow behavior, engine performances and exhaust emissions: Case of LPG–hydrogen engine [Electronic resource] / Sahar HadjKacem [et al.] // Applied Energy. – 2016. – Vol. 179. Issue 1. – P. 961–971. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

223. Yontar, A.A. Flame radius effects on a sequential ignition engine characteristics [Electronic resource] / Ahmet Alper Yontar, Yahya Dođu // International Journal of Automotive Engineering and Technologies. – 2018. – Vol. 7, Issue 1. – P. 29–37. – IJAET, 2019 – . – Режим доступа : <http://ijaet.academicpaper.org>. – Загл. с экрана.

224. Laminar flame propagation and ignition properties of premixed iso–octane/air with hydrogen addition [Electronic resource] / Zisen Li [et al.] // Fuel. – 2015. – Vol. 158. – P. 443–450. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

225. On the effective Lewis number formulations for lean hydrogen/hydrocarbon/air mixtures [Electronic resource] / Nicolas Bouvet [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2013. – Vol. 38, Issue 14. – P.

5949–5960. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

226. Laminar burning velocities and combustion characteristics of propane–hydrogen–air premixed flames [Electronic resource] / Chenglong Tang [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2008. – Vol. 33, Issue 18. – P. 4906–4914. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

227. Effect of hydrogen addition on early flame growth of lean burn natural gas–air mixtures [Electronic resource] / Jinhua Wang [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2010. – Vol. 35, Issue 13. – P. 7246–7252. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

228. Final Scientific/Technical Report: Application of Hydrogen Assisted Lean Operation to Natural Gas–Fueled Reciprocating Engines (HALO) [Текст] / TIAH LLC. – Cambridge, 2006. – 66 p.

229. Plaia, J.M. Response of premixed hydrocarbon flames with and without hydrogen addition to steady and oscillatory strain rates [Текст] : Ph. D Thesis : / Joseph M. Plaia ; University of Maryland. – College Park, 2005. – 169 p.

230. Okafor, E.C. Effects of H₂ concentration and mixture pressure on propagating laminar and turbulent H₂–CH₄–Air and H₂–CO–Air premixed flames [Текст] : Ph. D Thesis : / Ekenechukwu Chijioke Okafor ; Kyushu University. – Fukuoka, 2015. – 137 p.

231. David Cicoria, D. Effects of turbulence and strain rate on hydrogen–enriched high Karlovitz number lean premixed methane flames [Electronic resource] / David Cicoria, Ck Chan // Fuel. – 2018. – Vol. 211. – P. 754–756. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

232. Nakahara, M. Experimental Study on Local Flame Properties of Hydrogen Added Hydrocarbon Premixed Turbulent Flames [Текст] / Masaya

Nakahara, Takamori Shirasuna, Jun Hashimoto // Journal of Thermal Science and Technology. – 2009. – Vol. 4, Issue 1. – P. 190–201.

233. Гогиберидзе, О.Э. Исследование особенностей сгорания газовых топлив, используемых в двигателях внутреннего сгорания [Текст] : дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02/ Олег Эрнстович Гогиберидзе ; МАДИ. – М., 1999. –196с.

234. Effects of hydrogen addition on laminar and turbulent premixed methane and iso–octane–air flames [Electronic resource] / C. Mandilas [et al.] // Proceedings of the Combustion Institute. – 2007. – Vol. 31. Issue 1. – P. 1443–1450. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

235. Brequigny, P. Effects of hydrogen addition on laminar and turbulent premixed methane and iso–octane–air flames [Electronic resource] / P. Brequigny, F. Halter, C. Mounaïm–Rousselle // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2016. – Vol. 73. – P. 33–41. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

236. Tahtouh, T. Measurement of laminar burning speeds and Markstein lengths using a novel methodology [Electronic resource] / Toni Tahtouh, Fabien Halter, Christine Mounaïm–Rousselle // Combustion and Flame. – 2009. – Vol. 156, Issue 9. – P. 1735–1743. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

237. Laminar burning velocity and Markstein lengths of methane–air mixtures [Electronic resource] / X.J. Gu [et al.] // Combustion and Flame. – 2000. – Vol. 121, Issues 1–2. – P. 41–58. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

238. Bradley, D. Burning velocities, Markstein lengths, and flame quenching for spherical methane–air flames: a computational study [Electronic resource] / D. Bradley, P.H. Gaskell, X.J. Gu // Combustion and Flame. – 1996. – Vol. 104, Issues 1–2. – P. 176–198. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

239. The quenching of premixed turbulent flames of iso–octane, methane and hydrogen at high pressures [Electronic resource] / D. Bradley [et al.] // *Combustion and Flame*. – 2007. – Vol. 31, Issue 1. – P. 1393–1400. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

240. Ormsby, M.P. Turbulent flame development in a high–pressure combustion vessel [Текст] : Ph. D Thesis : / M.P. Ormsby ; University of Leeds. – Leeds, 2005. – 157 p.

241. Laminar and unstable burning velocities and Markstein lengths of hydrogen–air mixtures at engine–like conditions [Electronic resource] / S. Verhelst [et al.] // *Proceedings of the Combustion Institute*. – 2005. – Vol. 30, Issue 1. – P. 209–216. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

242. Bradley, D. The modeling of aerodynamic strain rate and flame curvature effects in premixed turbulent combustion [Electronic resource] / D. Bradley, P.H. Gaskell, X.J. Gu // *Symposium (International) on Combustion*. – 1998. – Vol. 27, Issue 1. – P. 849–856. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

243. The Measurement of Laminar Burning Velocities and Markstein Numbers for Iso–octane–Air and Iso–octane–n–Heptane–Air Mixtures at Elevated Temperatures and Pressures in an Explosion Bomb [Electronic resource] / D. Bradley [et al.] // *Combustion and Flame*. – 1998. – Vol. 115, Issues 1–2. – P. 126–144. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

244. The turbulent burning velocity of iso–octane/air mixtures [Electronic resource] / D. Bradley [et al.] // *Combustion and Flame*. – 2012. – Vol. 159, Issue 5. – P. 1949–1959. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

245. On the effective Lewis number formulations for lean hydrogen/hydrocarbon/air mixtures [Electronic resource] / Nicolas Bouvet [et al.] //

International Journal of Hydrogen Energy. – 2013. – Vol. 38, Issue 14. – P. 5949–5960. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

246. Dynamics of weakly stretched flames: quantitative description and extraction of global flame parameters [Electronic resource] / C.J. Sun [et al.] // Combustion and Flame. – 1999. – Vol. 118, Issues 1–2. – P. 108–128. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

247. Takashi, H. Laminar flame speeds of Ethanol, n-Heptane, Isooctane Air mixtures [Electronic resource] / Hara Takashi, Tanoue Kimitoshi // JSAE. – 2006. – . – FISITA, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.fisita.com/store/papers/Yokohama2006/F2006SC40>. – Загл. с экрана.

248. Measurement of laminar burning velocity and Markstein length relative to fresh gases using a new postprocessing procedure: Application to laminar spherical flames for methane, ethanol and isooctane/air mixtures [Electronic resource] / Emilien Varea [et al.] // Combustion and Flame. – 2012. – Vol. 159, Issue 2. – P. 577–590. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

249. Measurement of laminar burning velocities and analysis of flame stabilities for hydrogen–air–diluent premixed mixtures [Electronic resource] / ErJiang Hu [et al.] // Chinese Science Bulletin. – 2009. – Vol. 54, Issue 5. – P. 846–857. – SpringerLink, 2019 – . – Режим доступа : <https://link.springer.com/article/10.1007/s11434-008-0584-y>. – Загл. с экрана.

250. Burning velocity and Markstein length blending laws for methane/air and hydrogen/air blends [Electronic resource] / D. Bradley, M. Lawes, R. Mumby // Fuel. – 2017. – Vol. 187. – P. 268–275. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

251. Williams, F.A. Combustion Theory. The Fundamental Theory of Chemically Reacting Flow Systems [Текст] / Forman A. Williams. – San Francisco : Benjamin/Cummings Publishing Company, Inc., 1985. – 665 p.

252. Lipatnikov, A. Fundamentals of Premixed Turbulent Combustion [Текст] / Andrei Lipatnikov. – Taylor & Francis Group, LLC., 2013. – 518 p.

253. Improvement of Lean Hydrocarbon Mixtures Combustion Performance by Hydrogen Addition and Its Mechanisms [Electronic resource] / Hiroyuki Kido [et al.] // JSAE Review. – 1994. – Vol. 15, Issue 2. – P. 165–170. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

254. Shuofeng Wang, S. Cyclic variation in a hydrogen–enriched spark–ignition gasoline engine under various operating conditions [Electronic resource] / Wang Shuofeng, Ji Changwei // International Journal of Hydrogen Energy. – 2012. – Vol. 37, Issue 1. – P. 1112–1119. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.

255. Бортников, Л.Н. Современные аспекты применения водорода в автомобильных двигателях [Текст] / Л. Н. Бортников. – Самара : Изд–во СамНЦ РАН, 2015. – 158 с.

256. Исследование рабочего процесса двигателя ВАЗ–2111 с добавкой водорода: отчет о НИР № 01.20.0004377 [Текст] / Русаков М.М. [и др.] – Тольятти: Тольяттинский политехнический институт–ОАО АВТОВАЗ, 2000. – 64 с.

257. Токсичность автомобиля ВАЗ–21102 при добавке водорода на режимах пуска и прогрева [Текст] / М.М. Русаков [и др.] // Международный симпозиум «Образование через науку» 17–19 мая 2005, Москва, МГТУ им. Н. Э. Баумана. — М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2005. – С. 390–391.

258. Использование водорода и водородосодержащих газов в двигателях внутреннего сгорания [Текст] / М.М. Русаков [и др.] // Труды II

Международного симпозиума по водородной энергетике. Москва, 1—2 ноября 2007 г. — М.: Издательский дом МЭИ, 2007. — С. 113–115.

259. Влияние добавки водорода на коэффициент молекулярного изменения при сгорании углеводородного топлива [Текст] / А.Н. Афанасьев [и др.] // Новые подходы и технологии проектирования, производства, испытаний и промышленного дизайна изделий ракетно–космической техники сборник трудов II Международной молодёжной конференции. — М.: 2018. — С. 35–39.

260. Автомобильные двигатели с добавкой водорода в топливовоздушную смесь [Текст] / А.Н. Афанасьев [и др.] // РАЗВИТИЕ НАУКИ И ТЕХНИКИ: МЕХАНИЗМ ВЫБОРА И РЕАЛИЗАЦИИ ПРИОРИТЕТОВ: сборник статей Международной научно–практической конференции (4 ноября 2018 г, г. Самара). В 2 ч. Ч. 1. – Уфа: OMEGA SCIENCE, 2018. – с. 52–55.