

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»

ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»

На правах рукописи

Лысов

Лысов Игорь Олегович

**УЛУЧШЕНИЕ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ ПУТЕМ
СОГЛАСОВАНИЯ ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И
ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВОПОДАЧИ ПРИ ФОРСИРОВАНИИ
ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

Специальность 05.04.02 – Тепловые двигатели

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
главный научный сотрудник
Камалтдинов Вячеслав Гилимянович

Челябинск – 2019

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ИЗВЕСТНЫХ ПРОБЛЕМ И РЕШЕНИЙ ПО ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ДИЗЕЛЯХ С ОБЪЕМНЫМ И ОБЪЕМНО-ПРИСТЕНОЧНЫМ СПОСОБОМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ.....	12
1.1. Способы улучшения качества смесеобразования в транспортных дизелях с непосредственным впрыскиванием	12
1.2. Виды расчётных моделей процесса сгорания в дизелях.....	21
1.3. Анализ известных экспериментальных исследований процессов впрыскивания и смесеобразования дизельного топлива	30
1.4. Цель и задачи диссертационного исследования	45
Выводы по главе 1.....	46
ГЛАВА 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ В ФОРСИРОВАННОМ ТРАНСПОРТНОМ ДИЗЕЛЕ С НЕРАЗДЕЛЕННОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ	48
2.1. Разработка математической модели процесса смесеобразования в форсированном транспортном дизеле с неразделенной камерой сгорания и увеличенной цикловой подачей топлива аккумуляторной системой топливоподачи.....	48
2.1.1. Математическая модель изменения количества испарившегося топлива в объёме, занимаемом топливными факелами.....	48
2.1.2. Математическая модель изменения объёма, занимаемого топливными факелами.....	51
2.2. Разработка математической модели процесса сгорания в объёме, занимаемом топливными факелами.....	54
2.3. Разработка программы расчёта рабочего цикла форсированного транспортного дизеля с моделированием законов смесеобразования и сгорания	56

Выводы по главе 2.....	60
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ТОПЛИВНЫХ ФАКЕЛОВ СО СТЕНКАМИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ВПРЫСКИВАНИЯ	62
3.1. Разработка и изготовление безмоторной экспериментальной установки для моделирования и исследования процесса смесеобразования, происходящего в форсированном транспортном дизеле типа ЧН15/16	62
3.2. Разработка методики проведения и обработки результатов экспериментальных исследований на безмоторной экспериментальной установке	65
3.3. Результаты исследований процесса смесеобразования в камере постоянного объема на безмоторной экспериментальной установке	73
3.3.1. Влияние продолжительности электрического импульса управления форсункой на динамику изменения длины топливных факелов, продолжительность задержек начала и окончания впрыска, и продолжительность всего процесса впрыска топлива	73
3.3.2. Влияние продолжительности электрического импульса управления форсункой на угол конуса топливных факелов	82
3.3.3. Влияние продолжительности электрического импульса управления форсункой на цикловую подачу топлива	84
3.3.4. Влияние давления рабочего тела в камере постоянного объема на динамику изменения длины и угла конуса топливных факелов	87
3.3.5. Формирование и развитие топливных факелов при взаимодействии со стенками камеры сгорания	87
3.3.6. Сравнение результатов экспериментальных исследований по развитию топливных факелов, углов их конусов и цикловых подач, полученных для распылителей с одинаковыми и различными диаметрами распыливающих отверстий	93

Выводы по главе 3.....	102
ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ НАИЛУЧШИХ ИНДИКАТОРНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ФОРСИРОВАННОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ ЗА СЧЕТ КАЧЕСТВЕННОГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ	106
4.1. Исследование влияния различных параметров смесеобразования на процесс сгорания и показатели рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа ЧН15/16.....	106
4.1.1. Исследование влияния динамики изменения количества испарившегося топлива в объеме, занимаемом топливными факелами, на процесс сгорания и показатели рабочего цикла.....	107
4.1.2. Исследование влияния динамики изменения размеров и объема топливных факелов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла.....	115
4.2. Обоснование и разработка технических решений для получения наилучших индикаторных показателей рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа ЧН15/16 с наклонной форсункой	123
Выводы по главе 4.....	130
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	133
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	136

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. При форсировании дизеля по среднему эффективному давлению ставятся и решаются задачи по повышению топливной экономичности, снижению механической и тепловой нагруженности и улучшению экологических показателей. Решение этих задач в большей мере определяется степенью совершенства отдельных процессов рабочего цикла. Большое значение имеют работы, направленные на обеспечение качественного смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля. Это достигается путем совершенствования топливоподающей аппаратуры, согласования формы топливного факела с формой камеры сгорания и организации вихревого движения воздушного заряда. При этом согласование процессов впрыскивания, смесеобразования и сгорания, по состоянию на сегодняшний день, решается преимущественно экспериментально. Так, например, конструкция топливной форсунки подвергается тщательному анализу на основе исследований процесса визуализации впрыскивания и распыливания топлива в камере постоянного объема с оптической регистрирующей системой.

Возможность прогнозирования развития и распределения топливного факела в камере сгорания создает предпосылки для улучшения показателей рабочего цикла дизеля и является актуальной темой.

Основные разделы диссертации выполнены в рамках федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы» при выполнении ПНИ по лоту шифр 2014-14-579-0109 по теме: «Исследование и разработка технических решений по созданию энергоэффективных форсированных дизелей специального назначения для наземных транспортных машин». Соглашение о предоставлении субсидии № 14.577.21.0102, уникальный идентификатор RFMEFI57714X0102.

Степень разработанности темы. Вопросами рабочего процесса в камере сгорания поршневого двигателя внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия в разные периоды занимались И.В. Астахов, Н.Р. Брилинг, А.Н. Воинов, И.И. Вибе, Р.Д. Еникеев, Р.З. Кавтарадзе, В.Г. Камалтдинов, А.С. Кулешов, Е.А. Лазарев, А.С. Лышевский, Е.К. Мазинг, Д.О. Онищенко, Н.Ф. Разлейцев, А.Е. Свистула, F. Anisits, C. Bai, H.A. Carrant, V. Golovichev, A. Gosman, H. Hiroyasu, N. Nordin, P.J. O'Rourke, F. Payri, W. Pitz, G. Woschni и другие.

Результаты анализа исследований показывают, что в настоящее время используются три вида моделей процесса сгорания в двигателе внутреннего сгорания. Модели первого вида просты, практичны и описывают процесс тепловыделения заранее заданной функцией в зависимости от времени или угла поворота коленчатого вала. Но в них не учитывается влияние давления, температуры и изменения концентраций реагирующих веществ и инертных компонентов на процесс сгорания. Модели второго вида основаны на применении общего закона химической кинетики, описывают процесс сгорания в общем виде и учитывают основные физические параметры (температура, концентрации топлива и кислорода, энергия активации и другие). Однако эти модели не учитывают наличие в горючей смеси инертных компонентов (азота, продуктов сгорания и другие), которые оказывают флегматизирующее влияние на процесс сгорания в двигателе внутреннего сгорания. Модели третьего вида описывают процесс сгорания топлива как последовательность промежуточных химических реакций, количество которых принимается от нескольких десятков до тысяч в зависимости от принятого механизма окисления топлива. При этом для каждой реакции определяется константа скорости, энергия активации и концентрация реагирующих веществ. Но для практической реализации в инженерном расчете моделей этого вида требуются большие вычислительные мощности, и продолжительность такого расчёта может достигать сотни часов.

Известные математические модели процесса сгорания топлива в поршневых двигателях внутреннего сгорания не учитывают влияния диссоциации на процесс тепловыделения именно в период максимальной температуры или учитывают в

неявном виде. Поэтому сегодня продолжают работы по созданию новых моделей, описывающих реальные внутрицилиндровые процессы в двигателях внутреннего сгорания, для развития теории горения.

Объект исследования. Рабочий цикл форсированного транспортного дизеля с аккумуляторной топливной аппаратурой.

Предмет исследования. Процессы топливоподачи, объемного и пристеночного смесеобразования и сгорания в форсированном транспортном дизеле с аккумуляторной топливной аппаратурой.

Цель и задачи исследования. Целью работы является разработка технических решений по обеспечению наилучших индикаторных показателей рабочего цикла за счет качественного смесеобразования и сгорания путем согласования формы камеры сгорания с параметрами топливоподачи при форсировании транспортного дизеля.

Для достижения цели предусматривается решение следующих задач:

1. Выполнить анализ известных применяемых решений по повышению качества смесеобразования и сгорания в открытой камере сгорания форсированных транспортных дизелях.
2. Разработать математическую модель процесса смесеобразования при форсировании транспортного дизеля с увеличением цикловой подачи топлива аккумуляторной системой топливоподачи, учитывающую форму камеры сгорания в поршне.
3. Разработать математическую модель процесса сгорания с применением законов химической кинетики для описания реакции окисления молекул топлива в объеме, занимаемом топливными факелами.
4. Экспериментально исследовать динамику и выявить закономерности развития топливных факелов, образующихся аккумуляторной системой топливоподачи с различным количеством и диаметрами распыливающих отверстий, и их взаимодействия со стенкой камеры сгорания при различных условиях впрыска и среды противодавления.

5. Провести расчетно-экспериментальное исследование и выявить закономерности изменения параметров рабочего цикла транспортного дизеля при его форсировании с учётом реальной динамики развития топливных факелов, формы камеры сгорания в поршне и закона тепловыделения.

6. Разработать рекомендации по обеспечению равномерного распределения впрыскиваемого топлива и воздушного заряда по всему объёму камеры сгорания при установке форсунки под наклоном к центральной оси цилиндра.

Методология и методы исследования. Расчетно-экспериментальное исследование внутрицилиндровых процессов дизеля проводилось с использованием известных общих законов химической кинетики, термодинамики, теплофизики и теории рабочих процессов в поршневом двигателе внутреннего сгорания с воспламенением от сжатия. Безмоторные экспериментальные исследования базируются на мировом опыте проведения исследований процессов впрыскивания и смесеобразования, взаимодействия топливной струи со стенкой в условиях физического моделирования в камере постоянного объема.

Научная новизна:

1. Разработана математическая модель процесса смесеобразования в форсированном транспортном дизеле с неразделенной камерой сгорания и увеличенной цикловой подачей топлива аккумуляторной системой топливоподачи, которая представлена в виде систем уравнений и описывает скорость смешения молекул топлива с воздухом, изменение объёма всех топливных факелов и долю, которую они занимают в камере сгорания дизеля. Эта доля, в которой топливо распределено равномерно по объёму, определяется как при условиях свободного развития топливных факелов, так и при развитии факелов в периферийной зоне камеры сгорания.

2. Развита математическая модель процесса сгорания в объёме, занимаемом топливными факелами, где сгорание рассматривается как совокупность последовательных реакций окисления групп активных молекул топлива, протекающих по закону Аррениуса. Условная продолжительность

окисления групп активных молекул топлива определяется в зависимости от объема топливных факелов, количества молекул кислорода и инертных компонентов в этом объёме. Теплота, выделяющаяся при окислении каждой группы активных молекул топлива, расходуется на повышение давления в цилиндре и температуры смеси в объёме, занимаемом топливными факелами, а также на процесс диссоциации диоксида углерода.

3. Выявлены закономерности развития топливных факелов при различных условиях впрыска топливной аппаратурой аккумуляторного типа, полученные при экспериментальных исследованиях на уникальной научной установке «Впрыск», состоящие в том, что задержка начала и окончания процесса впрыска топлива составляет 0,3 мс и 1,0 мс, соответственно, с повышением давления в топливной рампе от 100 до 165 МПа уменьшаются углы конусов топливных факелов на ~15% (от 20°–22° до 17,5°–18,5°), увеличиваются средние скорости развития топливных факелов на ~20% (от 43 м/с до 52 м/с), увеличиваются цикловые подачи топлива на 25–28%.

4. Выявлены закономерности изменения параметров рабочего цикла при форсировании транспортного дизеля типа ЧН15/16 с учётом реальной динамики развития топливных факелов топливной аппаратурой аккумуляторного типа и закона тепловыделения, состоящие в том, что индикаторные показатели рабочего цикла улучшаются при уменьшении коэффициента коррекции закона впрыска λ_l от 2,5 до 0, увеличении доли топлива в первой половине процесса смешения $\delta_{см1}$ от 0,3 до 0,62, увеличении продолжительности смешения паров топлива $\varphi_{см}$ от 50 до 90 град. п.к.в., увеличении угла конуса топливного факела γ от 18° до 22°, увеличении средней скорости развития топливных факелов W_ϕ от 40 м/с до 70 м/с и уменьшении угла начала смесеобразования $\varphi_{н.см}$ от 350 до 330 град. п.к.в.

Практическая значимость работы:

1. Разработана программа расчета рабочего цикла двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель», в которой реализованы математические модели процессов смесеобразования и сгорания. Программа позволяет при форсировании дизеля моделировать процесс смесеобразования в зависимости от

параметров аккумуляторной системой топливоподачи для получения эффективного процесса сгорания и рациональных показателей рабочего цикла.

2. Разработана, изготовлена и укомплектована камерой постоянного объема с измерительным оборудованием и скоростной цветной видеосъемкой уникальная научная установка «Впрыск» (<http://ckp-rf.ru/>), предназначенная для проведения комплексных научных исследований, а также физического моделирования процессов гомогенного и гетерогенного смесеобразования и сгорания углеводородов в газовых средах различного химического состава в широком диапазоне температур и давлений.

3. Разработаны рекомендации по обеспечению равномерного распределения топлива и воздуха по камере сгорания для форсированного транспортного дизеля типа ЧН15/16 при установке форсунки под углом к оси цилиндра, состоящие в том, что предложено сместить периферию камеры сгорания в поршне в сторону более длинных топливных факелов с одновременным углублением камеры, повторяющим форму топливного факела или применить распылитель с различными диаметрами распыливающих отверстий для выравнивания динамики развития всех топливных факелов.

Апробация результатов работы. Основные результаты диссертационной работы обсуждены и одобрены на региональных, межрегиональных и международных научно-технических конференциях: Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана 2015-2019 гг., Челябинск: International Conference on Industrial Engineering, ЮУрГУ 2015 г. и 2018 г., Челябинск: ЮУрГУ, 2017 и 2018 гг., Томск: ТПУ 2017 г.

Публикации. По материалам диссертационной работы опубликовано 18 работ, в том числе 4 в журналах, рекомендованных ВАК РФ, 6 международных публикаций, индексируемых в БД Scopus и Web of Science, получены 2 свидетельства государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем диссертационной работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованных источников.

Диссертация выполнена на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей» Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Южно-Уральского государственного университета (национальный исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»). Работа изложена на 151 странице и содержит 92 рисунка, 7 таблиц. Список использованных источников включает 129 наименований.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ИЗВЕСТНЫХ ПРОБЛЕМ И РЕШЕНИЙ ПО ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ДИЗЕЛЯХ С ОБЪЕМНЫМ И ОБЪЕМНО-ПРИСТЕНОЧНЫМ СПОСОБОМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

1.1. Способы улучшения качества смесеобразования в транспортных дизелях с непосредственным впрыскиванием

Улучшение показателей быстроходных транспортных дизелей напрямую связано с обеспечением качественного смесеобразования и сгорания в камере сгорания. В дизелях с неразделенной камерой сгорания типа Гессельман эффективным способом влияния на качество смесеобразования является согласование ее формы и характеристики процесса впрыскивания [35, 45, 47].

При объёмном способе смесеобразовании всё впрыскиваемое топливо должно быть мелко распылено и равномернее распределено по всему объёму камеры сгорания [61]. Но практически в двигателях с самовоспламенением топлива реализуется смешанный тип смесеобразования.

Так в работе Никифорова С.С. [47] отмечается, что при высоких цикловых подачах длина топливных факелов увеличивается и в условиях стесненного пространства сжатия приводит к контакту с днищем поршня, и смесеобразование, в частности в дизелях типа ЧН15/16 и ЧН15/18, уже не относится к объёмному способу. В этом случае рекомендуется использовать термин «объёмно-пристеночное смесеобразование», предложенное Разлейцевым Н.Ф. [50].

Повышение эффективности смесеобразования согласованием формы геометрии камеры сгорания в поршне с заданной характеристикой впрыскивания топлива и движением воздушного заряда является первым решением [18, 47, 96, 124].

Это достигается путем рациональной организации отражения топливного факела от днища поршня [47], обеспечивая распределение воздушного заряда, и

максимальную длину при свободном развитии топливного факела до начала его организованного взаимодействия со стенками камеры сгорания.

Совершенствование процесса впрыскивания приводит к повышению качества распыливания топлива и смесеобразования, и в результате повышается эффективность, как процесса сгорания, так и рабочего цикла в целом [40]. К основным параметрам процесса впрыскивания, имеющим прямое воздействие на смесеобразование и сгорание, относятся: скорость впрыскивания, геометрия сопел, управляемость процесса впрыска, точность [9]. Скорость впрыскивания определяется давлением впрыскивания, скоростью перемещения иглы при ее открытии и закрытии. Геометрия сопла подразумевает его форму и размеры, формируемые при изготовлении, свойства гидравлического потока и коэффициент расхода. Управляемость процесса впрыска характеризуется возможностью впрыска малых порций топлива, гидравлической стабильностью в процессе управления, скоростью срабатывания, минимально возможным временным интервалом между впрысками. Точность подразумевает межцикловую стабильность и отсутствие склонности к дрейфу параметров.

Наиболее распространенным способом форсирования дизелей является повышение среднего эффективного давления, которое достигается увеличением цикловой подачи топлива в условиях увеличения плотности воздушного заряда с применением агрегатов наддува [35]. Поэтому формирование оптимальной характеристики процесса впрыскивания является одной из приоритетных задач [55]. Современные дизельные топливоподающие системы с электронным управлением имеют возможность управлять формой этой характеристики и разделять дозы впрыскиваемого топлива на несколько частей с регулированием фазового интервала между ними в течение одного цикла [21, 62, 80, 91].

Параметры впрыскивания и распыливания во многом зависят от конструктивных особенностей проточной части распылителя форсунки [40]: расположения и числа распыливающих отверстий, эффективного проходного сечения и длины распыливающих отверстий.

Главным образом, это проявляется при нецентральной позиции форсунки в головке цилиндра дизеля.

В исследуемом быстроходном четырехтактном транспортном дизеле типа ЧН15/16 производства «ЧТЗ-Уралтрак» форсунка устанавливается в головке цилиндров относительно центральной оси камеры сгорания под углом 35° градусов, а носок распылителя располагается в центре камеры сгорания (рисунок 1.1, а). Распыливающие отверстия одинакового диаметра расположены равномерно в радиальной плоскости перпендикулярно оси камеры сгорания. Но относительно оси форсунки отверстия расположены несимметрично, т.е. они имеют разные углы отклонения на $\sim 30 \dots 100$ градусов от оси форсунки (рисунок 1.1, б).

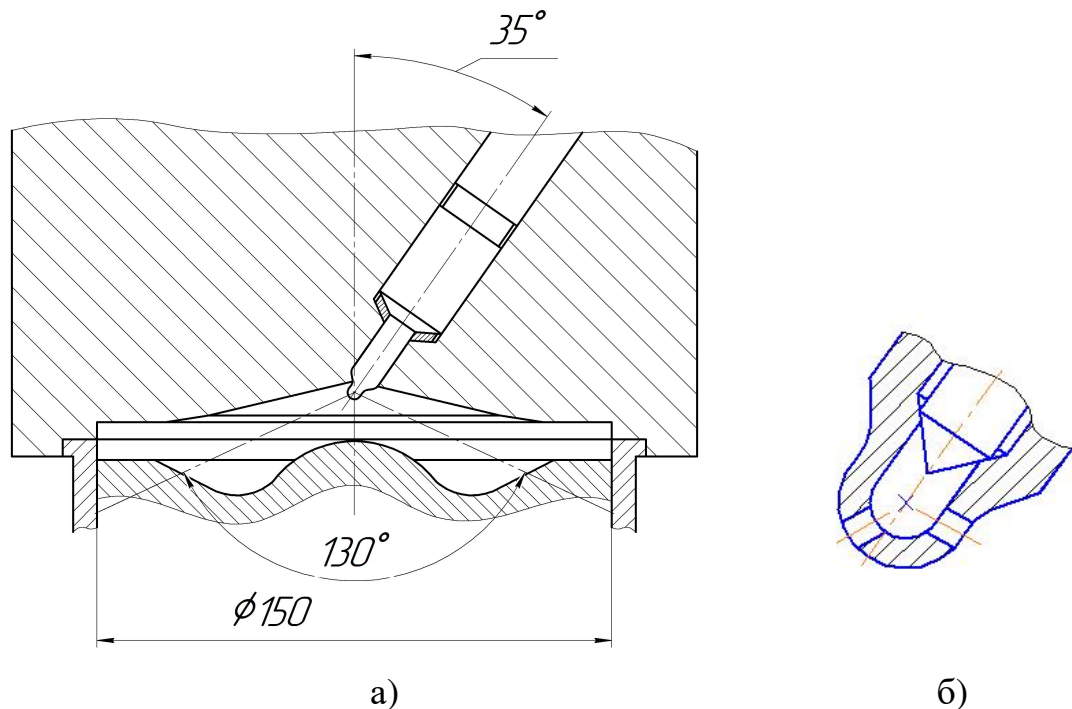


Рисунок 1.1 – Схема установки форсунки в камеру сгорания быстроходного транспортного дизеля типа ЧН15/16 (а) и расположения распыливающих отверстий (б)

Получены результаты испытания форсунки с данным вариантом расположения 8 распыливающих отверстий (рисунок 1.1, б) по замеру мерными мензурками цикловой массы топлива для каждого отверстия одного распылителя, которые представлены на рисунке 1.2.

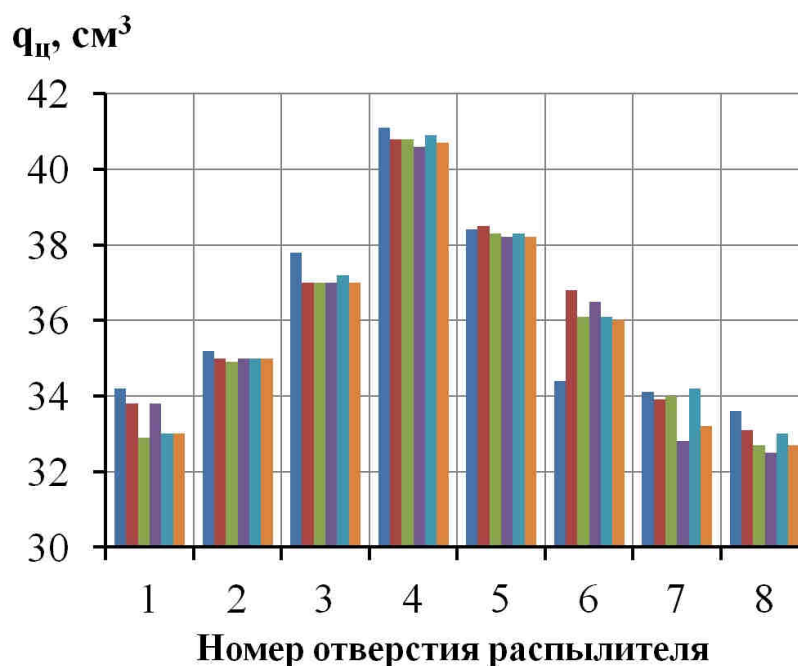


Рисунок 1.2 – Результаты замера подачи топлива распылителем с восемью отверстиями

На рисунке 1.2 видно, что распределение топлива по распыливающим отверстиям существенно отличается и максимальная разница достигает до 25%. Больше количество топлива истекает из отверстий под номерами 4 и 5, которые отклоняются от оси распылителя с меньшим углом. Меньшее количество топлива истекает через отверстия под номерами 1 и 8 с большим углом отклонения от оси распылителя.

Известно, что у форсунки с многодырчатым распылителем различия в скорости течения между отдельными отверстиями приводят к неравномерному распределению топлива в объёме камеры сгорания в течение периода впрыскивания и также оказывают влияние на качество смесеобразования и сгорания.

В работе [98] была экспериментально исследована с измерением скорости потока в проточной части форсунки с 8 распыливающими отверстиями, которые имеют одинаковый диаметр и расположены на разном уровне в двух плоскостях перпендикулярно оси форсунки (рисунок 1.3).

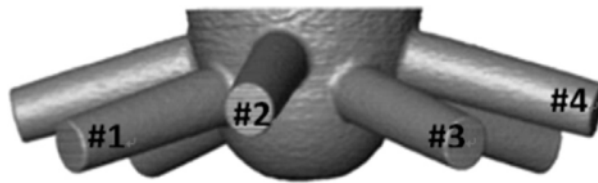


Рисунок 1.3 – Схема расположения распыливающих отверстий дизельной форсунки [98]

Результаты исследований показали, что расход цикловой массы топлива через нижний ряд отверстий на 5–15% больше, чем через верхний ряд. Как указывают авторы исследования, это объясняется различными коэффициентами сопротивления течения в сопловых отверстиях. При этом с увеличением давления или продолжительности впрыскивания топлива эта разница уменьшается.

В работах [108, 109] расчетным и экспериментальным путем изучено влияние наклона отверстий и радиуса закругления на входе отверстия на массовый расход топлива и скорость впрыскивания. Для этого были исследованы форсунки с углом «шатра» распыливающих отверстий от 60 до 155 градусов и определено, что при сравнении крайних случаев массовый расход топлива может отличаться до 15%, а скорость впрыскивания до 8%.

Аналогичным образом в работе [127] было изучено различие в характеристиках потока жидкого топлива внутри каждого соплового отверстия ассиметричного многодырчатого распылителя дизельной форсунки (рисунок 1.4). Скорость потока и массовый расход в каждом сопловом отверстии одного распылителя сильно различаются. С увеличением угла отклонения отверстия относительно оси форсунки скорость и массовый расход снижаются по причине резкого изменения направления потока.

Центральное расположение форсунки является предпочтительным по обеспечению возможности равномерного распределения топлива в пространстве сжатия при одинаковых диаметрах отверстий распылителя [47]. Но в исследуемом дизеле установка форсунки в центральное положение потребует пересмотра и внесения существенных изменений в конструкцию газораспределительного механизма.

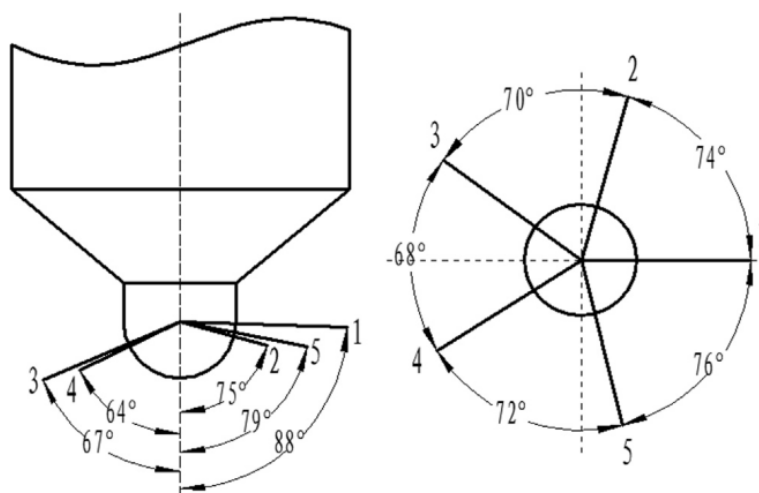


Рисунок 1.4 – Схема расположения сопловых отверстий относительно друг друга и оси форсунки [127]

Известно, что при установке форсунки в головке цилиндров со смещением относительно центральной оси камеры сгорания [10] распыливающие отверстия имеют различное расстояние от стенки камеры сгорания. В этом случае увеличивают диаметры отверстий, направленные на наиболее отдаленную поверхность камеры сгорания [10], или изменяют геометрию отверстий [41, 52].

Например, сотрудниками МГТУ им. Н.Э. Баумана (Россия) [19, 42, 59] для улучшения процесса смесеобразования дизеля типа 4ЧН11/12,5 предложено использовать распылители с различной длиной распыливающих отверстий (рисунок 1.5, в). В этом дизеле, имеющем полуразделенную камеру сгорания типа ЦНИДИ, организовано объемно-пленочное (пристеночное) смесеобразование. Камера сгорания типа ЦНИДИ выполнена с диаметром около 30% от диаметра поршня (рисунок 1.5, а), а форсунки установлены в головке цилиндров со смещением от центральной оси на 10 мм (рисунок 1.5, б).

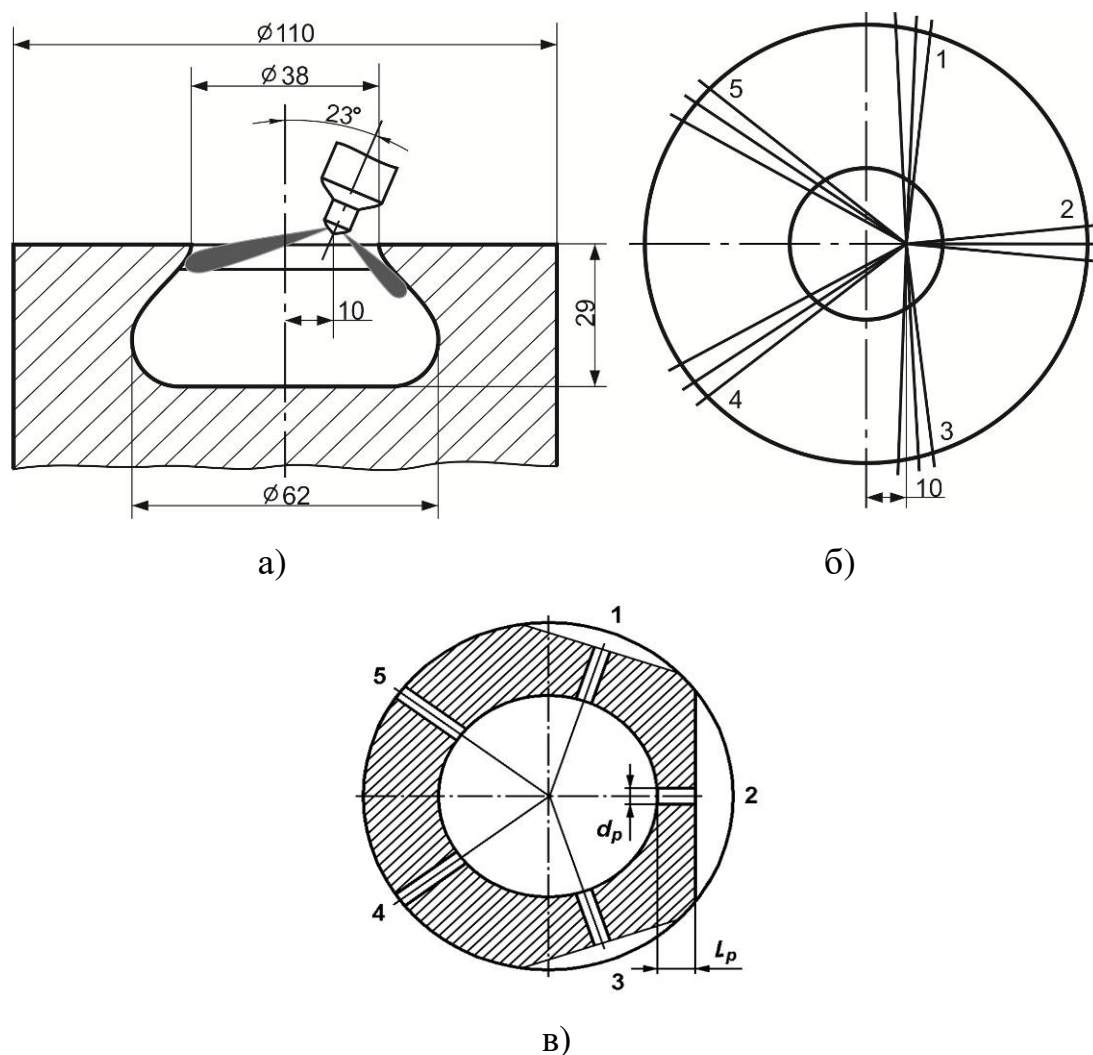


Рисунок 1.5 – Камера сгорания дизеля типа 4ЧН11/12,5 со схемой расположения форсунки (а), ориентации струй распыляемого топлива в камере сгорания (б) и дообработки распыливающих отверстий распылителя (в) [42]

Сотрудниками МАДИ (Россия) [1, 28, 38, 51, 56] предложены распылители, позволяющие корректировать подачу и распыливание топлива с учетом режима работы дизеля с форсункой расположенной асимметрично относительно оси камеры сгорания (рисунки 1.6 и 1.7). В первом случае [56] в распылителе выполнены две группы распыливающих отверстий, входные кромки которых расположены в подыгольном объёме и на запирающей конической поверхности (рисунок 1.6, б).

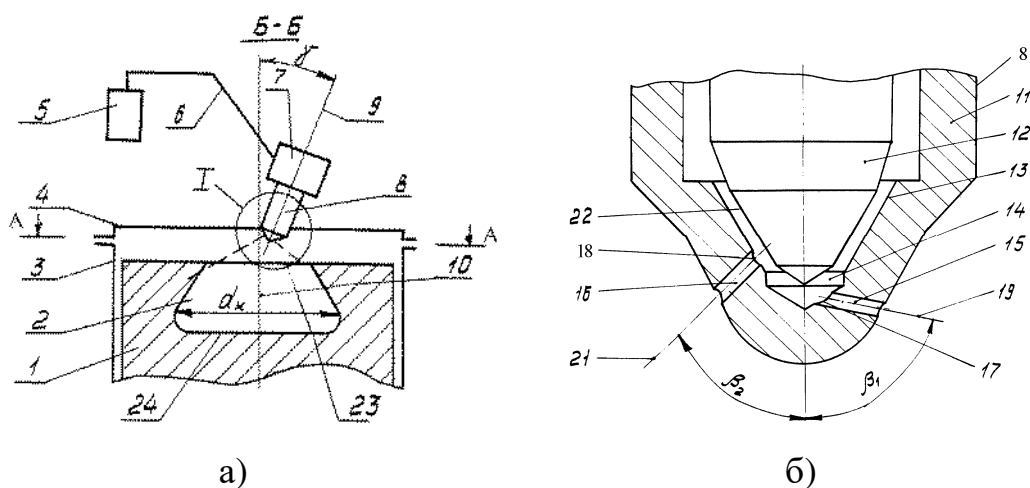


Рисунок 1.6 – Схема камеры сгорания дизеля с асимметрично установленной форсунки относительно оси камеры сгорания (а) и распылитель (б) [56]

Во втором случае [1] в распылителе выполнен ряд распыливающих отверстий первой и второй групп, направленных на дальнюю и ближнюю поверхности камеры сгорания (рисунок 1.7, б). Отверстия первой и второй групп имеют разный диаметр, пересекаются под углом и имеют общий выход.

Это позволяет создать условия для улучшения эксплуатационных характеристик дизеля путем реализации в нём зонального смесеобразования [38].

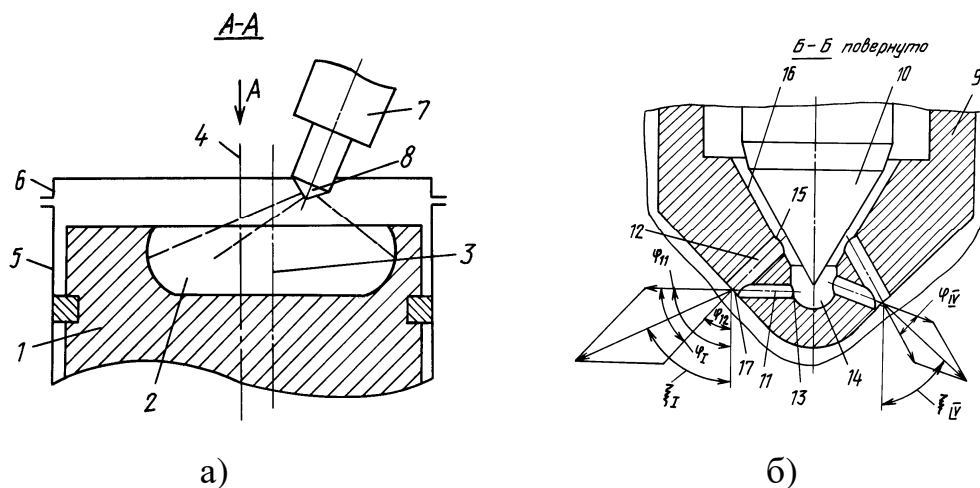


Рисунок 1.7 – Схема камеры сгорания дизеля с форсункой установленной асимметрично относительно оси камеры сгорания (а) и распылитель (б) [1]

Сотрудниками Даляньского технологического университета (Dalian University of Technology) (Китай) [70] предложен распылитель с различными

вариантами исполнения распыливающих отверстий, отличающиеся геометрией и диаметрами, для дизеля с открытой камерой сгорания и асимметричным расположением форсунки (рисунок 1.8).

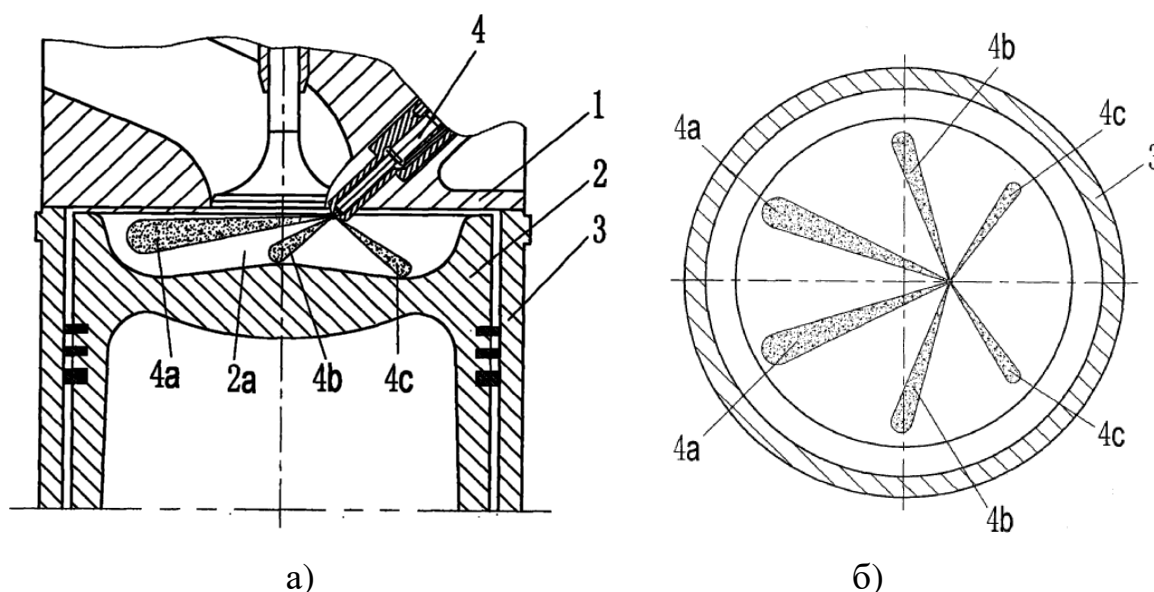


Рисунок 1.8 – Камера сгорания дизеля с асимметричным расположением форсунки (а) и ориентации топливных факелов в камере сгорания (б) [70]

В зависимости от диаметра цилиндра дизеля и числа распыливающих отверстий форсунки предлагается применять цилиндрическую или коническую форму для отверстий более отдаленных от стенок камеры сгорания, и комбинацию из двух отверстий с общим выходом [73] при меньшем расстоянии до поверхности днища поршня (рисунок 1.9).

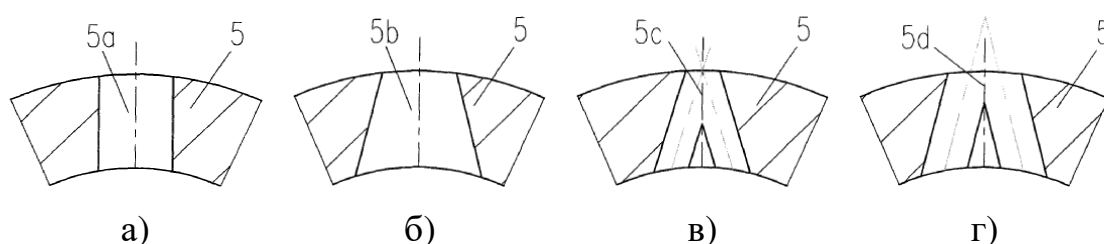


Рисунок 1.9 – Схемы распыливающих отверстий цилиндрической (а), конической (б), в виде комбинации меньшего диаметра (в), в виде комбинации большего диаметра (г) [70]

В процессе впрыскивания топливные факелы имеют различную дальность и форму (рисунок 1.8, б), что позволяет оптимально согласовать

параметры распыливания с формой камеры сгорания, эффективно использовать распределение воздушного заряда, а так же уменьшить количество вредных веществ в отработавших газах и увеличить экономичность рабочего цикла.

В результате можно отметить, что выше приведенные конструктивные решения позволяют обеспечить качественное смесеобразование и сгорание в дизелях с асимметричным расположением форсунки путём формирования топливных факелов одним распылителем разных геометрических форм.

1.2. Виды расчётных моделей процесса сгорания в дизелях

Численное моделирование становится все более важным для оценки качества смесеобразования и сгорания. Использование численного моделирования позволяет на этапе разработки или модернизации серийных выпускаемых двигателей найти и применить новые экономически и экологически обоснованные решения.

Сегодня для проведения анализа и прогнозирования применяются следующие виды моделей процесса сгорания, которые можно классифицировать по трём основным категориям в зависимости от их сложности, прямо пропорциональной требованию вычислительного времени [11, 24, 27, 35, 61, 65, 76, 87, 111, 116, 125]: эмпирические/полуэмпирические, феноменологические и многомерные.

Эмпирические или полуэмпирические модели, описывают процесс тепловыделения заранее заданной функцией в зависимости от времени или угла поворота коленчатого вала. Они просты и практичны. Но в них не учитывается влияние давления, температуры и изменения концентраций реагирующих веществ и инертных компонентов на процесс сгорания [27].

Ярким примером первого вида моделей является широко распространённая полуэмпирическая модель закона сгорания И.И. Вибе [5, 123]:

$$x = 1 - \exp \left[c \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right], \quad (1)$$

$$\frac{dx}{dt} = -c \left(\frac{m+1}{t_z} \right) \left(\frac{t}{t_z} \right)^m \exp \left[c \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right], \quad (2)$$

где m – показатель характера сгорания; t_z – условная продолжительность сгорания, с; c – постоянная; t – время.

Известные математические модели закона сгорания Вибе с одним максимумом дают заметные погрешности в определении максимальной относительной скорости сгорания в начальном периоде процесса [76, 84]. Поэтому для моделирования рабочего цикла транспортных дизелей как зарубежными, так и отечественными исследователями [35, 43, 60, 76, 101, 103, 111, 117, 125] всё чаще применяются модели с двумя законами сгорания Вибе, математически связанными между собой и соответствующими начальному и основному периодам процесса. Например, модель сгорания Е.А. Лазарева [35], N. Watson [121], N. Kojima [103] и другие. Двойная функция Вибе используется и для анализа тепловыделения перспективных двигателей [79, 120]. Для описания более сложных характеристик тепловыделения, например у судовых дизелей, используют три и более функции Вибе [65, 85, 125, 126]. Отдельно можно отметить, что с использованием полуэмпирической функции И.И. Вибе создаются универсальные модели сгорания. Сотрудниками УГАТУ Еникеевым Р.Д., Гариповым Р.Д. предложена модель комбинированного сгорания, для проведения теоретического анализа тепловыделения перспективного рабочего процесса [12, 13].

Эмпирические или полуэмпирические модели позволяют выделить продолжительности характерных периодов и особенности изменения скоростей сгорания топлива в них. Однако эти модели дают различные результаты в оценке распределения долей топлива между этими периодами. А также не позволяют моделировать плавное начало процесса сгорания [27].

Многомерные модели представляют собой наиболее обширный,

междисциплинарный способ двумерного или трехмерного моделирования, который описывает процесс сгорания топлива как последовательность промежуточных химических реакций. В зависимости от принятого механизма окисления топлива количество этих реакций выбирается от нескольких десятков (для простых углеводородов) до тысяч. При этом для каждой реакции определяются константы скорости реакции, энергии активации и концентрации реагирующих веществ. Наиболее популярные программы FIRE (AVL); KIVA (Los Alamos); STAR-CD (Computational Dynamics Ltd.); VECTIS (Ricardo) позволяют моделировать движение воздушного заряда, распыливание топлива в камере сгорания поршневого двигателя, образование топливных пленок на поверхности днища поршня, поля температур в объеме рабочего тела и рассчитывать количество сажи, оксида азота NO_x и оксида углерода CO [32].

С помощью многомерного моделирования и вышеназванных программ проводится поиск путей дальнейшего совершенствования конструкции распылителей форсунки. Изучается влияние геометрии проточной части на динамику течения жидкого топлива внутри распыливающих отверстий и первичного разрыва струи вблизи сопла распылителя [64, 78, 94, 110, 114, 115, 118], влияние диаметра отверстий на распыливание топлива и образование вредных веществ [25, 93, 119]. Аналогичным образом, проводится оптимизация геометрии камеры сгорания дизеля для снижения уровня вредных выбросов, теплонапряженного состояния поршня, расхода топлива или перевода на альтернативные виды топлив [3, 18, 22, 25, 36, 48, 66, 95, 97, 122].

При этом надежность результатов моделирования сильно зависит от начальных граничных условий и применяемых методик и инструментов [88]. Для практической реализации в инженерном расчете моделей этого вида требуются большие вычислительные мощности. А кроме того продолжительность такого расчёта может достигать от пары часов до нескольких суток.

Феноменологические модели основаны на применении общего закона химической кинетики или уравнения Аррениуса [6]. Они зависят от конкретных физических и химических явлений, связанных с топливоподачей, нагревом и

испарением капель топлива, смешиванием паров топлива, воспламенением и сгоранием. Их основным преимуществом ряд исследователей считает возможность прогнозирования скорости выгорания топлива на основе реальных условий эксплуатации и настроек поршневого двигателя без необходимости проведения серии моторных испытаний со снятием индикаторной диаграммы. Кроме того, разделение пространства горения на несколько зон для определения локальной температуры и состава смеси позволяет более точно рассчитывать характеристику скорости сгорания и образования вредных веществ.

Сегодня разработаны и применяются феноменологические модели, которые значительно различаются в зависимости от соответствия реальным процессам и по уровню сложности [65].

Так, например, F. Paugé и др. была предложена феноменологическая модель [105] сгорания в дизелях с непосредственным впрыскиванием топлива. Модель основана на анализе развития топливного факела от начала процесса впрыскивания до конца процесса сгорания. При моделировании развития топливного факела учитывается распад струи, проникновение, увлечение воздуха и испарение капель топлива, движение воздушного заряда, задержка самовоспламенения. Модель состоит из аналитических и полуэмпирических подмоделей, описывающие сам процесс распыливания и взаимодействие со стенкой камеры сгорания. В результате моделирования определяется количество подаваемого топлива, количество молекул топлива, которые испарились и сгорели, а также количество сопутствующего воздуха, участвующего в сгорании. Но в модели используется допущение о том, что расстояние между распыливающим отверстием и стенкой камеры сгорания небольшое по сравнению с дальностью топливного факела. И с помощью модели изучается поведение топливного факела вблизи распылителя форсунки.

F. Cerník разработал методику [65] расчета сгорания дизельного топлива или двойного (жидкого и газообразного) топлива в условиях работы двигателя при постоянном вращении коленчатого вала или переходных режимах. Предложенная методика применима для маломощных 2-тактных морских дизелей с диаметром

цилиндра более 500 мм и использованием нескольких топливных форсунок в периферийной зоне камеры сгорания.

Н. Hironoyasu и др. была предложена многозональная модель [81, 82, 83, 86, 129] для расчета сгорания топлива в дизеле с непосредственным впрыскиванием. Модель разделена на две основные части, которые рассчитывают теплоотдачу и образование оксида азота и сажу. Согласно рисунку 1.10 топливный факел разбивается на 250 и более зон и в каждой зоне вычисляются скорость испарения, скорость тепловыделения и текущая температура.

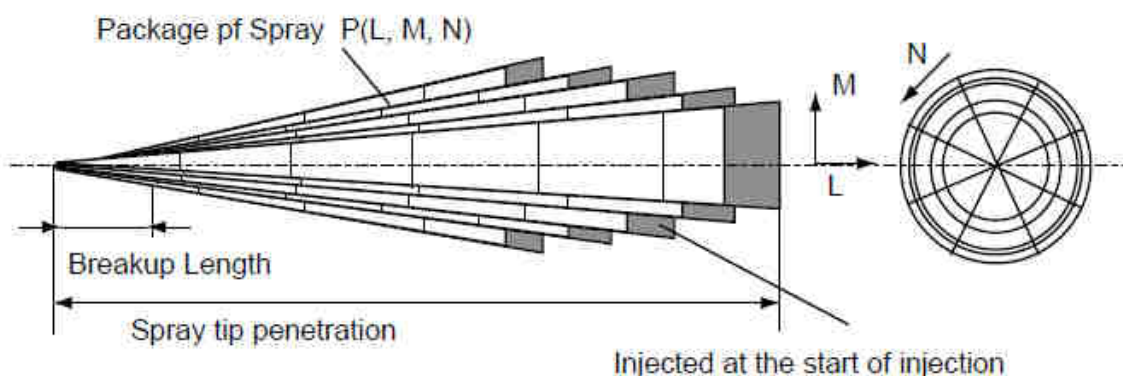


Рисунок 1.10 – Расчетная схема развития топливного факела [83]

Для каждой зоны используется единая система уравнений, описывающих конфигурацию зон и скорость испарения. Но массовый и тепловой обмен между зонами отсутствует.

А.С. Кулешовым предложена многозональная модель [31, 32, 33] для дизелей с непосредственным впрыском, которая является дальнейшим развитием методики Н.Ф. Разлейцева [50]. Модель состоит из самостоятельных подмоделей расчета тепловыделения и образования оксидов азота. Развитие топливного факела описывается критериальными уравнениями, полученными на основании экспериментальных данных. В модели учитываются особенности характеристики впрыска и мелкость распыливания, динамика развития топливных факелов и их взаимодействие с воздушным вихрем и стенками, а также ориентация факелов в камере сгорания. Сам топливный факел согласно рисунку 1.11 рассматривается как совокупность зон, и каждая зона имеет свою характерную температуру, объём, массу впрыскиваемого топлива и воздуха.

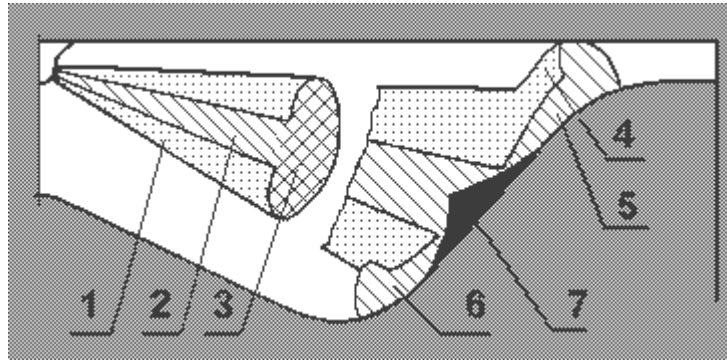


Рисунок 1.11 – Расчетная схема зон топливного факела [32]

В модели используется допущение о том, что основное влияние на скорость тепловыделения оказывают скорость испарения капель и скорость проникновения воздуха в зону горения.

В.Г. Камалтдиновым предложена модель [26, 27] процесса сгорания топлива в гомогенных смесях широкого качественного состава в поршневом двигателе с воспламенением от сжатия. Отличительной особенностью данной модели является введение нового параметра – условной продолжительности реакции окисления активных молекул топлива τ_y , учитывающего фактор времени, и выражение (3) для его определения. Условная продолжительность определяется количеством молекул реагирующих и инертных веществ, величиной занимаемого ими объема и турбулентностью внутри камеры сгорания, а также физико-химическими свойствами топлива.

$$\tau_y = \frac{Z_T}{const \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot V \cdot C_T^p \cdot C_{O_2}^q} = \frac{V}{const \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot Z_T^{p-1} \cdot Z_{O_2}^q}, \quad (3)$$

где Z_T – количество молекул топлива в рассматриваемом объеме V цилиндра двигателя; $const$ – константа, учитывающая количество активных соударений молекул реагирующих веществ в единицу времени в единице объема; K_1 – коэффициент, учитывающий влияние инертных составляющих рабочего тела и продуктов сгорания; K_2 – коэффициент, учитывающий турбулентность внутри камеры сгорания, $K_2 \geq 1$; $C_T = Z_T/V$ и $C_{O_2} = Z_{O_2}/V$ – концентрации всех молекул топлива Z_T и кислорода Z_{O_2} в объеме V соответственно; p, q – показатели степени, причем $p+q=n$ – кинетический порядок реакции, $n=2$.

Для определения количества активных молекул топлива, которые прореагируют за время, равное условной продолжительности реакции окисления активных молекул топлива, используется известное выражение закона Аррениуса:

$$dZ_T = Z_T \cdot e^{-\frac{E_a}{RT}}, \quad (4)$$

где Z_T – количество молекул топлива, которое находится в объёме, занимаемом топливными факелами на шаге расчёта; E_a – энергия активации молекул топлива; R – универсальная газовая постоянная; T – температура в объёме топливных факелов на шаге расчёта.

Тогда за шаг расчета $\Delta\varphi$ прореагирует количество молекул, определяемое по выражению:

$$\Delta Z_i = \frac{dZ_T \cdot \Delta\varphi}{\tau_y \cdot 6 \cdot n}. \quad (5)$$

Энергия активации для топлива определяется на основании обработки экспериментальных данных по моменту воспламенения и характеристике тепловыделения при известных параметрах горючей смеси в начале сжатия и условиях сжатия. Для моделирования изменения кинетики окисления топлива в процессе сгорания использовано известное уравнение текущего значения энергии активации:

$$E_a = E_{ан} + (E_{ак} - E_{ан}) \cdot x^n, \quad (6)$$

где $E_{ан}$, $E_{ак}$ – энергии активации в начале и конце сгорания, x – доля выгоревшего топлива, n – показатель степени.

Масса сгоревшего топлива относительно количества молекул ΔZ_i определяется по известному выражению

$$\Delta m_{сг} = \Delta Z_i \cdot \mu_F \cdot A_0, \quad (7)$$

где μ_F – молекулярная масса топлива, A_0 – число Авогадро.

При сгорании такого количества топлива (за шаг расчета $\Delta\varphi$) выделится соответствующее количество теплоты

$$\Delta Q_{сг} = \Delta m_{сг} \cdot \xi \cdot H_u, \quad (8)$$

где ξ – коэффициент эффективности сгорания, H_u – низшая теплота сгорания топлива.

При этом в [27] расчет процессов сжатия и расширения рабочего тела переменной массы проводится с уточненным определением давления в цилиндре:

$$p_2 = \frac{\frac{2(\Delta Q_{cz} - \Delta Q_{m.o.} - \Delta Q_{duc})}{m} + p_1 \left(v_1 \frac{k+1}{k-1} - v_2 \right)}{v_2 \frac{k+1}{k-1} - v_1}, \quad (9)$$

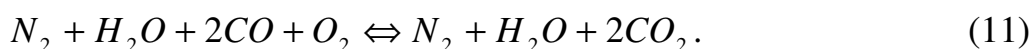
где $\Delta Q_{m.o.}$ – теплота, отведенная от рабочего тела за шаг расчёта; ΔQ_{duc} – затраты теплоты на диссоциацию диоксида углерода; m – масса рабочего тела в цилиндре; p, v – давление и удельный объем рабочего тела в цилиндре в начале (1) и конце (2) шага расчёта; $k = C_p/C_v$ – показатель адиабаты.

Общее количество теплоты, отведенной от рабочего тела за время, соответствующее повороту коленчатого вала на угол $\Delta\phi$, определяется суммированием количества теплоты для каждого из участков поверхности объема цилиндра по известному закону Ньютона-Рихмана

$$\Delta Q_{m.o.(1-2)} = \frac{\alpha_1 F_1 (T_1 - T_w) \Delta\phi_{1-2}}{6n}, \quad (10)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от рабочего тела в стенки цилиндра определяется либо по известному выражению Вошни [23], либо по зависимости Нуссельта-Брилинга [4]; F_1 и T_w – площадь и температура каждого из участков огневой поверхности цилиндра; T_1 – температура рабочего тела в начале шага расчета; n – частота вращения коленчатого вала.

В модели расчета процесса диссоциации диоксида углерода в простой форме учитываются текущие значения давления, температуры и состава горючей смеси в цилиндре, что позволяет применять ее для выполнения инженерных расчетов процесса сгорания с повышенной точностью. Расчет процесса диссоциации схематично представлен в виде обратимой реакции окисления молекул оксида углерода и атомарного кислорода в присутствии молекул азота и воды [27]:



Модель процесса диссоциации диоксида углерода, образовавшегося при сгорании топлива в рассматриваемом объёме цилиндра ДВС, включает кубическое уравнение для определения степени диссоциации α при условии квазиравновесного состояния; квадратное уравнение для определения константы равновесия реакции диссоциации; линейное уравнение для определения количества диссоциировавших молекул диоксида углерода; уравнение для определения затрат энергии на процесс диссоциации $\Delta Q_{\text{dissl-2}}$.

Определение степени диссоциации диоксида углерода выполняется по следующему выражению [90]:

$$\alpha^3 + \alpha^2 \frac{2\beta}{1 - K_p^2 p} + \alpha \frac{(-3 - 4\beta)}{1 - K_p^2 p} + \frac{2 + 2\beta}{1 - K_p^2 p} = 0, \quad (12)$$

где α – степень диссоциации диоксида углерода; β – отношение суммы молей азота N_{N_2} и воды N_{H_2O} к числу молей диоксида углерода N_{CO_2} в рабочем теле в начале шага расчета: $\beta = \frac{N_{N_2} + N_{H_2O}}{N_{CO_2}}$, p – давление в цилиндре; K_p – константа

равновесия реакции диссоциации диоксида углерода от температуры:

$$\lg K_p^2 = \frac{29791}{T} + 0,169 \cdot 10^{-3} T - \frac{0,324 \cdot 10^5}{T^2} - 9,495.$$

Положительный действительный корень этого уравнения даёт численное значение степени диссоциации.

Таким образом, затраты энергии на диссоциацию диоксида углерода за шаг расчёта определяются по известной зависимости:

$$\Delta Q_{\text{diss}} = \Delta Z_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} \cdot A_0 \cdot E_d, \quad (13)$$

где ΔZ_{CO_2} – изменение за шаг расчета количества диссоциировавших молекул; μ_{CO_2} – молекулярная масса; E_d – энергия диссоциации одной молекулы.

Изменение количества распавшихся молекул диоксида углерода равно изменению количества молекул оксида углерода за шаг расчета (от точки 1 до точки 2) и определяется в зависимости от количеств этих молекул и степени диссоциации по следующему выражению:

$$\Delta Z_{CO_2} = \Delta Z_{CO} = Z_{CO,2} - Z_{CO,1} = \alpha_2(Z_{CO,2} + Z_{CO2,2}) - \alpha_1(Z_{CO,1} + Z_{CO2,1}). \quad (14)$$

При снижении температуры в зоне горения степень диссоциации уменьшается и изменение количества распавшихся молекул диоксида углерода становится отрицательным. В результате затраты энергии на диссоциацию становятся также отрицательными. Это означает, что процесс идёт в обратную сторону, то есть оксид углерода окисляется с выделением теплоты.

Текущая масса рабочего тела на шаге расчета определяется как сумма всех компонентов топливно-воздушной смеси (азот, кислород, аргон, оксид углерода, диоксид углерода, вода, топливо) с учетом ее изменения за счет утечек через цилиндропоршневой зазор.

Величина утечек из цилиндра дизеля через цилиндропоршневой зазор на конкретном участке рабочего цикла в начале шага расчета (точка 1) и конце (точка 2) вычисляется по следующей зависимости:

$$\Delta m_{e1-2} = \frac{K_{dm} (p_1 - p_0) \Delta \varphi_{1-2}}{n \sqrt{T_1}}, \quad (15)$$

где K_{dm} – коэффициент, учитывающий состояние цилиндропоршневой группы (его величина подобрана на основании пробного индицирования и в расчетах принимается постоянной для каждого типа дизеля); p_0 – давление картерных газов, равное давлению окружающей среды.

Температура рабочего тела в конце участка расчета (точка 2) определяется по закону Менделеева-Клайперона:

$$T_2 = \frac{p_2 v_2}{R}. \quad (16)$$

1.3. Анализ известных экспериментальных исследований процессов впрыскивания и смесеобразования дизельного топлива

Задачи оптимизации характеристик подачи и распыливания топлива на основе согласования процессов впрыскивания, смесеобразования и сгорания сегодня решаются экспериментально.

Элементы топливоподающей аппаратуры, особенно распылители форсунок, остаются объектами непрерывных исследований и совершенствования. В частности, уделяется внимание уменьшению диаметра распыливающих отверстий, увеличению их числа, изменению формы и расположения распыливающих отверстий [40, 68]. Применение зарубежными компаниями [72] комплексного подхода к исследованию процессов впрыскивания топлива, смесеобразования и сгорания демонстрирует схема, представленная на рисунке 1.12.

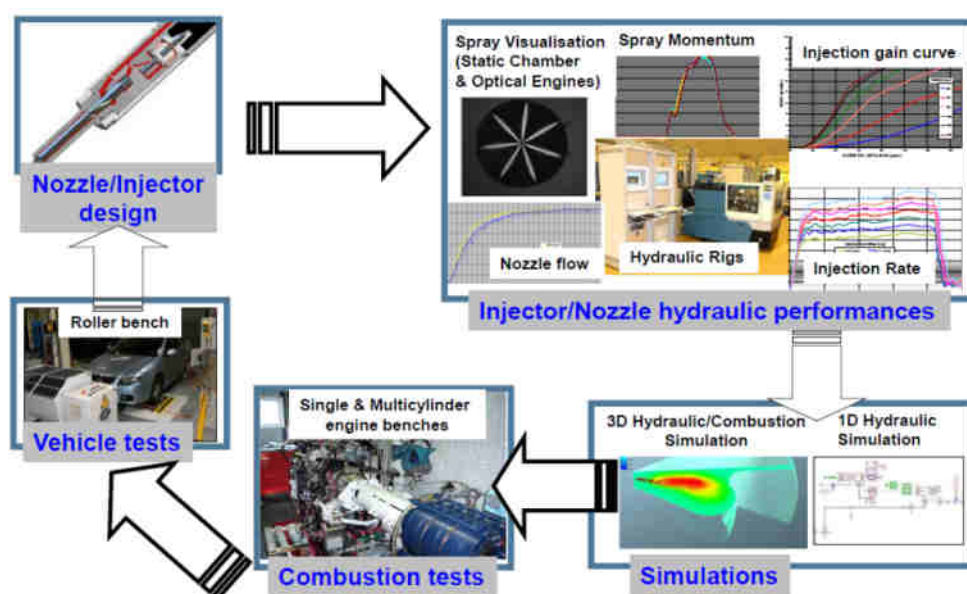


Рисунок 1.12 – Современные подходы к исследованию процессов впрыскивания, смесеобразования и сгорания [72]

Конструкция форсунки подвергается тщательному анализу на основе исследований, включающих процесс визуализации впрыскивания и распыливания топлива. Выявление гидравлических характеристик форсунки осуществляется на безмоторной экспериментальной установке, оснащенной контрольно-измерительными приборами, позволяющими установить дифференциальную и интегральную характеристику впрыскивания, скорость впрыскивания и другие параметры. Для визуализации процессов впрыскивания и распыливания топлива служит камера постоянного объема (или бомба), оборудованная оптической высокоскоростной регистрирующей системой (рисунок 1.13). Результаты

безмоторных испытаний дополнены моделированием гидравлических процессов в одномерной постановке задачи [112], а также трехмерным моделированием распыленной топливной струи в камере сгорания [77]. К завершающим процедурам относятся исследования рабочего процесса в условиях одноцилиндровой установки и доводка системы на полноразмерном двигателе. Объектовые испытания подводят своеобразный итог процессу создания нового образца топливной системы.

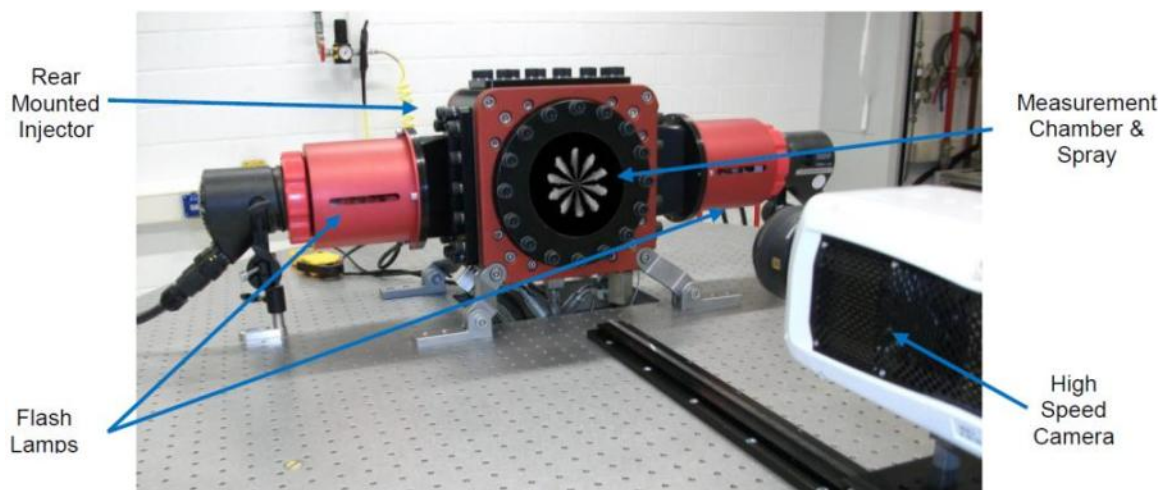


Рисунок 1.13 – Пример безмоторной экспериментальной установки с камерой постоянного объема и скоростной видеокамерой для визуализации процессов подачи и распыливания топлива [113]

Исследованию процессов впрыскивания и распыливания топлива уделяется повышенное внимание. Такие работы проводились еще во второй половине прошлого века [2, 37, 50, 53, 128]. Упрощенная, построенная в соответствии с теорией подобия, модель развития топливного факела была реализована в жидкой среде [128]. Основные результаты моделирования раскрывают механизм развития топливной струи в камере:

- 1) струи с меньшей длиной распада создают более тонкий топливный слой вдоль стенки камеры и более широкое распределение вдоль стенки;
- 2) для струи с более высоким давлением впрыскивания характерна более низкая дисперсия в циркулирующем потоке перед столкновением со стенкой, но более широкое распределение вдоль стенки после столкновения;

3) струя показывает более низкую дисперсию в циркулирующем потоке, когда распад происходит ближе к стенке камеры.

Возможность прогнозирования развития, распада и распределения топливной струи в камере сгорания создает предпосылки для улучшения топливной экономичности дизеля.

Повышение скорости видеосъёмки оптической регистрирующей аппаратуры позволило перейти в исследованиях от жидкой среды в камере постоянного объема к газовой среде [72, 74]. Развитие цифровых технологий позволяет сразу получить результаты оптических наблюдений, обработать и проанализировать.

С применением оптического метода исследования впрыскивания топлива изучается макроструктура (геометрическая характеристика), микроструктура (внутренние свойства) топливного факела и взаимодействие его со стенкой камеры сгорания [63].

Стоит отметить, что при изучении микроструктуры топливного факела, при регистрации движения капли и её смешение с газовой средой требуется сверхбыстрая видеосъёмка (до 5 миллионов кадров в секунду) с микроскопом и мощный источник лазерного импульса с короткой длительностью (не более 7 нс) [67, 68, 69, 92]. Но, как отмечают специалисты компании Delphi [71], с ужесточением требований по снижению уровней выбросов вредных веществ будущие исследования элементов топливоподающей аппаратуры выйдут за рамки определения простых геометрических характеристик струи, а перейдут к изучению структуры и свойств самого топливного факела. Причём оценка свойств топливного факела может быть выполнена и через определение силы гидродинамического давления топливного факела (струи) на воспринимаемую поверхность датчика [8, 16, 39, 71, 98, 99, 100, 108].

Известны также исследования потока жидкости внутри прозрачного сопла [102, 104], но они направлены на фундаментальные исследования течения жидкости внутри отверстия.

Большинство известных сегодня исследований проводятся с определением геометрической характеристики топливного факела [14, 15, 17, 34, 44, 46, 54, 57,

58, 71, 72, 74, 106] и характера взаимодействия топливного факела со стенкой [30, 75, 96, 124].

Так, например, в работе [74] изучено влияние диаметра распыливающих отверстий на развитие струи дизельного топлива применительно к форсунке топливной системы Common-Rail. Форсунка с опытным распылителем устанавливалась в камеру постоянного объема перпендикулярно линии подсветки, как показано на рисунке 1.14, А.

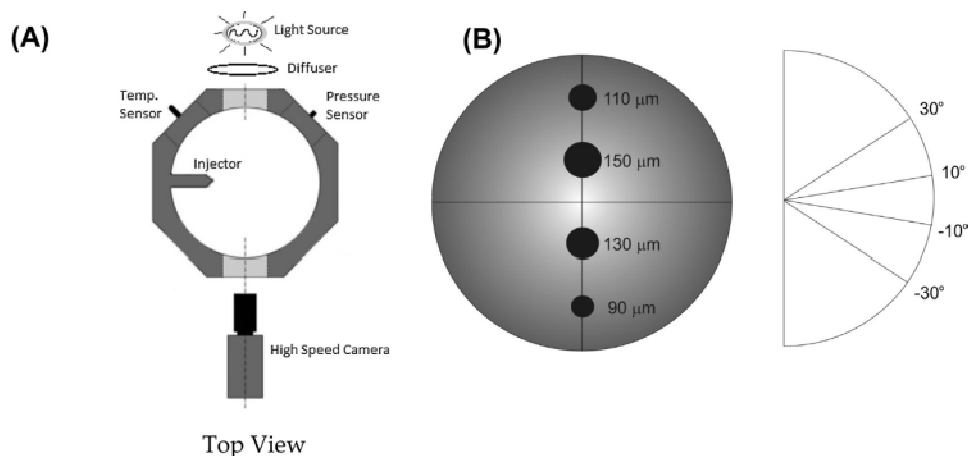


Рисунок 1.14 – Схемы (А) расположения в камере постоянного объема оптических окон, датчиков давления и температуры, а также положения форсунки и (В) геометрии отверстий опытного распылителя [74]

Распылитель форсунки имел четыре отверстия, выровненные в радиальной плоскости, но с разными диаметрами 0,09, 0,11, 0,13, и 0,15 мм (рисунок 1.14, В). Впрыскиваемое топливо имело температуру 298 К, в камеру постоянного объема закачивался азот до необходимого давления для достижения плотности среды 17,5, 24,2 и 32,7 кг/м³. Опыты проводились для давлений топлива в аккумуляторе 100, 150 и 200 МПа. Изображения скоростной регистрирующей системы впрыскивания топлива с задней подсветкой были зафиксированы со скоростью 100 000 кадров в секунду.

Обработка полученных изображений (рисунок 1.15) позволила определить длину распыленной топливной струи. Установлено, что давление впрыскивания существенно влияет на длину струи. Более того, существующие модели расчета геометрии распыленной топливной струи не дают результатов, соответствующих

данным эксперимента. Такие результаты создают предпосылки для уточнения известных методов расчета характеристик впрыскивания. Кроме того, оптическая регистрация развития топливной струи показала существенные колебания в геометрии струй и то, что максимальное расстояние впрыскивания может проходить не вдоль средней линии струи.

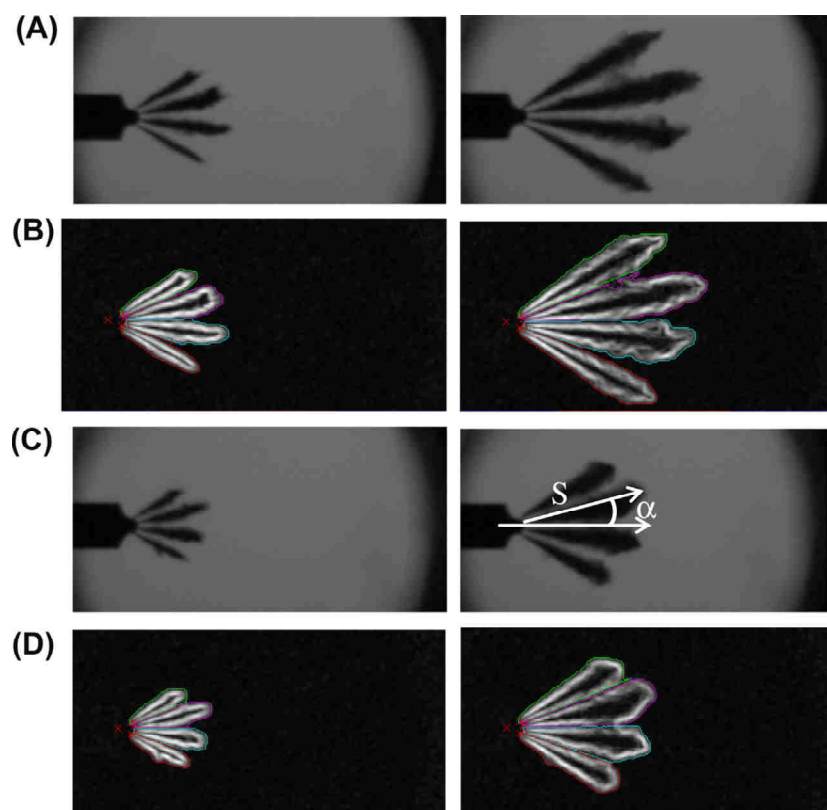


Рисунок 1.15 – Изображения образцов струи многосоплового распылителя при давлении впрыскивания топлива 150 МПа и плотности среды в камере (А и В) 17,5 кг/м³ и (С и D) 32,7 кг/м³ [74]

Как отмечают авторы исследования, полученные данные создают условия для развития новых представлений в теории формирования распыленной топливной струи и соответствующих моделей расчета. В конечном итоге это может быть использовано для совершенствования характеристик дизеля.

В работе [106] проведен экспериментальный анализ по влиянию геометрии распыливающих отверстий на развитие топливной струи. Для выдерживания большого давления и высокой температуры при сгорании топлива изготовлена камера постоянного объема с установленным толстым оптическим кварцевым

окном диаметром 300 мм (рисунок 1.16). Это позволяет наблюдать и анализировать распыление топлива из всех отверстий распылителя форсунки.

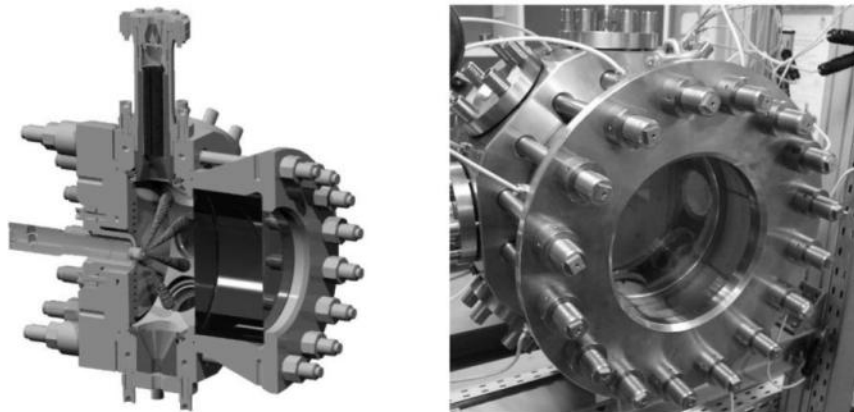


Рисунок 1.16 – Трехмерная CAD-модель камеры высокого давления в разрезе (слева) и общий вид испытательной установки (справа) [106]

В испытаниях использовались три распылителя с 8 распыливающими отверстиями. Отличия заключались в геометрии и диаметрах распыливающих отверстий. Одно отверстие было цилиндрической формы диаметром 384 мкм и две конических с выходными диаметрами 346 и 348 мкм. При этом скорость потока топлива в соплах была одинаковой.

Испытания проводились при различных плотности и температуре среды противодавления, а также давлениях топлива в аккумуляторе 1000, 1400 и 1600 бар. Продолжительность впрыска топлива на всех режимах испытаний была 4,0 мс.

Впрыск топлива проводился в «холодную» инертную среду при температуре 300 К и плотности 14,2, 28,4 и 42,6 кг/м³.

В камеру постоянного объема закачивался азот. Визуализация распыленной топливной струи осуществлялась с помощью комбинированного метода с использованием Schlieren и метода рассеянного света.

На основе изображений, полученных при впрыске топлива в «холодную» инертную среду, были определены параметры распыления, такие как дальноточность и угол конуса распыления для всех распылителей (рисунок 1.17).

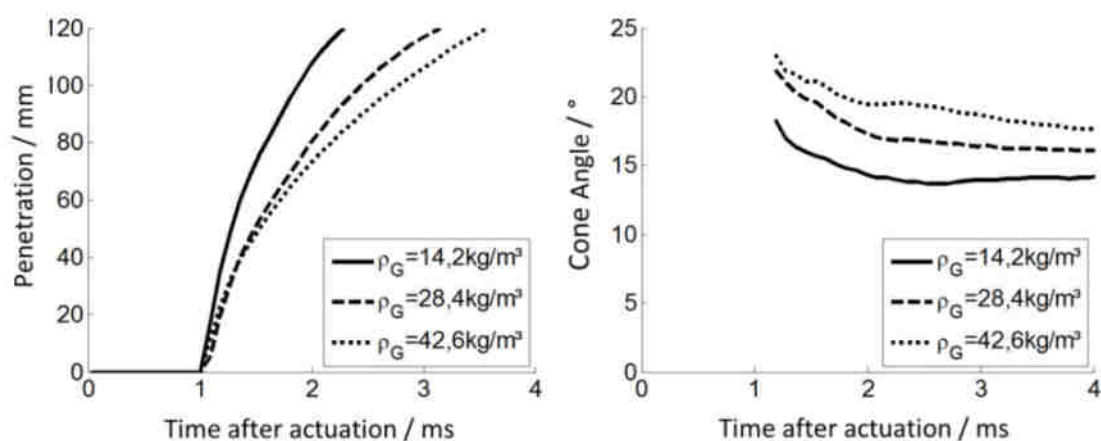


Рисунок 1.17 – Пример результатов изменения длины и угла конуса топливного факела в зависимости плотности газа для одного типа распыливающего отверстия при постоянном давлении впрыска 1600 бар [106]

Полученные результаты показали, что при условиях испарения топлива и воспламенении могут наблюдаться различия между применяемыми соплами распылителей. По результатам измерений была создана база данных, обеспечивающая новое понимание сложных связей между геометрией сопел и процессом сгорания в дизелях. Показано, что геометрия сопла имеет значительное влияние на процессы смесеобразования и сгорания, а значит, и на уровень вредных выбросов для среднеоборотных дизелей с большим рабочим объемом.

В работе [89] было исследовано влияние повышенного давления впрыска на характеристику распыления и максимальную длину жидкой фазы топливной струи. Исследования проводились в камере постоянного объема (рисунок 1.18), в которой испытывалась дизельная форсунка с 7 распыливающими отверстиями диаметрами 161 мкм для работы на высоких давлениях впрыска 2000 и 3000 бар. Для моделирования условий работы дизеля на частичных нагрузках и работы на номинальном режиме впрыск топлива в камеру производился при трех различных условиях плотности газовой среды 7,4, 14,7 и 34,8 кг/м³.

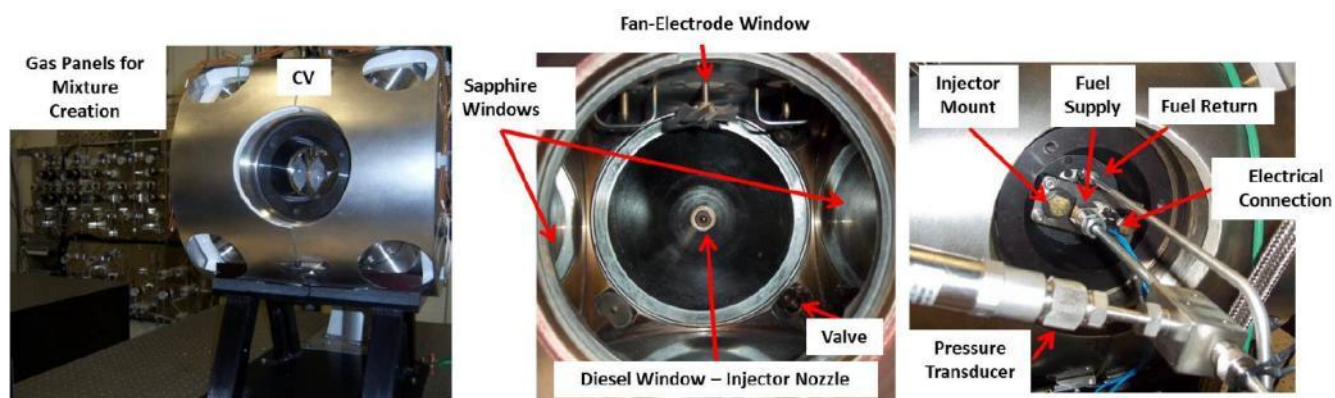


Рисунок 1.18 – Общий вид камеры постоянного объема с оптическими окнами (слева), внутренний вид камеры (в центре) и внешний вид камеры вместе с установленной дизельной форсункой (справа) [89]

Регистрация изображений развития распыленной топливной струи осуществлялась скоростной видеокамерой с помощью технологии МІЕ. Видеосъёмка впрыска топлива в «холодную» среду выполнена со скоростью 10 000 кадров в секунду. Примеры полученных изображений распыливания топлива представлены на рисунке 1.19.

Полученные изображения обрабатывались в программной среде MATLAB для определения контура и максимальной длины топливной струи. Параметры распыления по результатам испытаний сравнивались с результатами корреляции (рисунок 1.19).

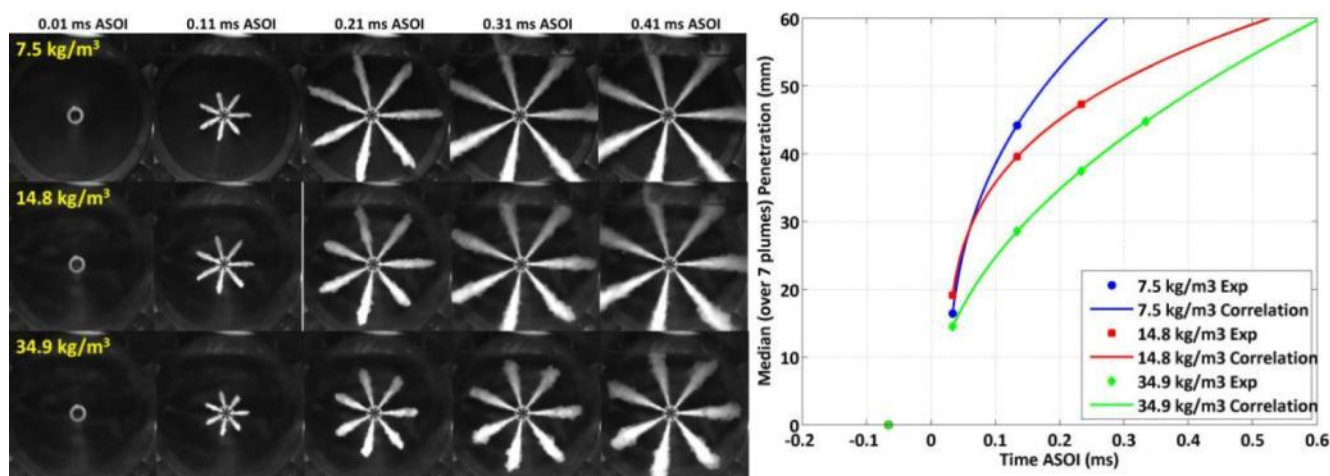


Рисунок 1.19 – Пример результатов развития топливных струй в «холодной» среде с разной плотностью (слева) и сравнение проникновения топливных струй (справа) при давлении впрыска 2990 бар [89]

В результате было установлено, что увеличение давления впрыска до 3000 бар заметно влияет на дальнобойность струи в условиях «холодного» впрыска, но увеличение плотности газа приводит к уменьшению длины факелов.

Для получения точных данных начала впрыскивания топлива в работе [107] выполнялось сопоставление измеряемых гидравлических, механических и электрических параметров с результатами регистрации впрыска топлива.

Результаты детального исследования влияния условий впрыскивания на развитие распыленной топливной струи с данными по оптической регистрации процесса приведены в работе [91]. Для оптической регистрации применялась высокоскоростная камера. Визуально оценивалось влияние температуры в камере, плотности и давления, а также давления впрыскивания на особенности формирования струи. Исследования проводились как для распылителя с одним соплом с разными типами наконечников, так и для многосоплового распылителя. Особенность исследований состоит в оценке характеристик распыливания в условиях многократного впрыскивания в течение одного рабочего цикла.

Исследовалось не только формирование струи топлива, но и образование, и распространение паровой фазы для случаев однократного и многократного впрыска.

Также исследовано влияние давления впрыскивания на величину впрыскиваемого топлива, результаты которого приведены на рисунке 1.20. Оценивалось влияние температуры газа в цилиндре, его плотность и давление. Анализ выполнен для нескольких конфигураций носка распылителя.

Изображения топливной струи, полученные экспериментально, указывают на относительно однородное пространственное распределение жидкого топлива вблизи от сопла распылителя и не зависит от давления впрыскивания или давления в цилиндре.

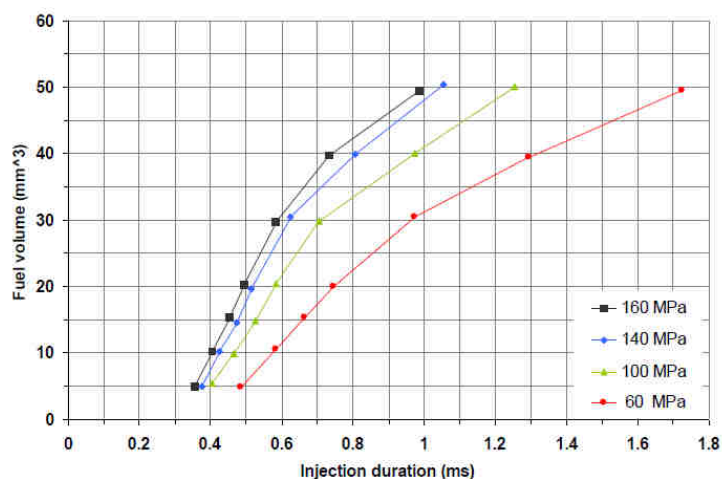


Рисунок 1.20 – Сравнение цикловых подач при различных давлениях впрыскивания [91]

Установлено, что проникающие способности струи для всех рассмотренных вариантов распылителей зависят от давления в цилиндре и давления впрыскивания. Угол конуса струи не зависит от давления впрыскивания, но зависит от плотности газа в цилиндре и температуры газа в цилиндре. Увеличение температуры газа в камере увеличивает испарение топлива и уменьшает проникновение топлива.

С применением современной топливной системы высокого давления впрыска топливные факелы достигают больших скоростей и проникновения. Для дизелей с прямым впрыском топлива оптимальное согласование геометрии камеры сгорания с процессом смесеобразования является необходимой целью [40, 124] для достижения высокой энергетической эффективности и низкого уровня выбросов.

При этом форма камеры сгорания должна обеспечивать рациональное отражение топливных факелов от днища поршня и соответствующее распределение воздушного заряда.

В работе [96] проведены исследования по характеру взаимодействия распыленной топливной струи с различными поверхностями стенки в камере постоянного объема. Экспериментальная установка оснащена топливной

системой Common-Rail с давлением до 170 МПа (рисунок 1.21). В камере была установлена форсунка с одним распыливающим отверстием диаметром 0,28 мм.

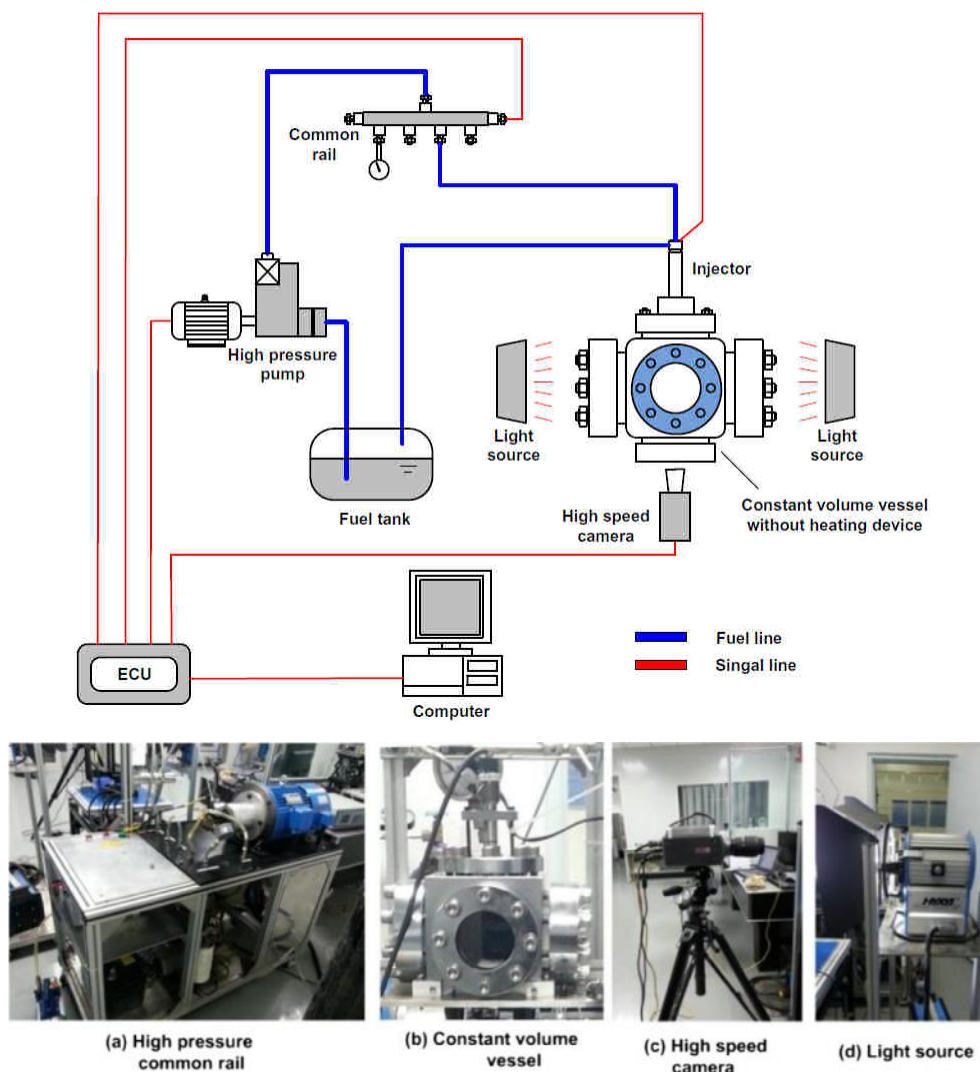


Рисунок 1.21 – Структурная схема (вверху) и общий вид (внизу) безмоторной экспериментальной установки [96]

Для оптической регистрации впрыска топлива и взаимодействия струи с поверхностью пластины без воспламенения в камеру закачивался инертный газ гексафторид серы с плотностью $52,6 \text{ кг/м}^3$. Впрыск топлива осуществлялся при давлении в аккумуляторе 140 МПа и продолжительности электрического импульса 2,5 мс.

По результатам полученных экспериментальных данных была составлена принципиальная схема развития топливной струи и выявлен характер взаимодействия с различными вариантами поверхностями стенок (Рисунок 1.22).

Если процесс распыления топлива в первой камере делится на две стадии: свободное развитие струи и растекание струи по поверхности стенки, то процесс распыления во второй камере разделен на три этапа: свободное развитие струи, формирования вихря и движение головной части струи от поверхности края стенки в объем камеры сгорания.

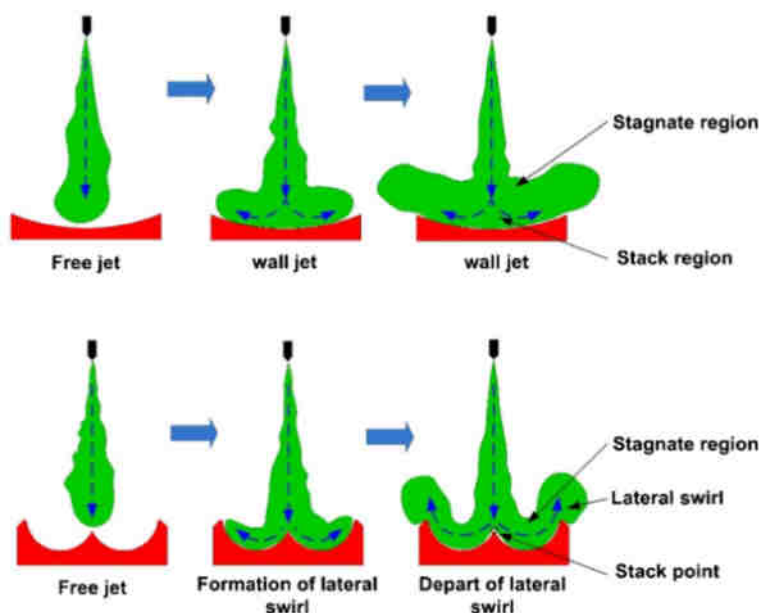


Рисунок 1.22 – Схематическая диаграмма взаимодействия топливного факела с разной поверхностью стенки [96]

В работе [124] проведены исследования влияния геометрии камеры сгорания в днище поршня на распределение распыленной топливной струи при различных давлениях и продолжительности впрыска и давлении газовой среды. Исследования проведены в камере постоянного объема, в которую был вмонтирован поршень (рисунок 1.23). Днище поршня было разрезано пополам для получения возможности зарегистрировать развитие впрыскиваемой топливной струи и взаимодействия с поверхностью камеры сгорания.



Рисунок 1.23 – Вид испытательной камеры с разрезом кроны поршня и инжектора, установленного внутри [124]

Были проведены исследования с разной геометрией камеры сгорания в поршне (рисунок 1.24), разным расстоянием между поршнем и форсункой. Испытания проводились при давлениях впрыска топлива 210, 220, 390, 400, 480, 580 бар и при различных значениях противодействия воздуха в камере 40, 46, 64, 55, 63, 83 бар. Для сравнения результатов использовались случаи с длительностью впрыска 300, 350, 400, 420 и 450 мкс.

Оптические наблюдения регистрировались с частотой 10 000 кадров в секунду и анализировались с интервалом времени 400 или 600 мкс во временном интервале от SOI до 7000 мкс. На изображениях (рисунок 1.24) можно наблюдать взаимодействие распыленной топливной струи со стенкой камеры сгорания в поршне. Камера, примененная в этом исследовании, регистрирует свет, отраженный каплями топлива, и интенсивность яркости зависит от концентрации частиц жидкого топлива. Исходя из этого, концентрация и распределение капель топлива в камере можно было оценить из анализа яркости в каждой точке изображения (пикселя).

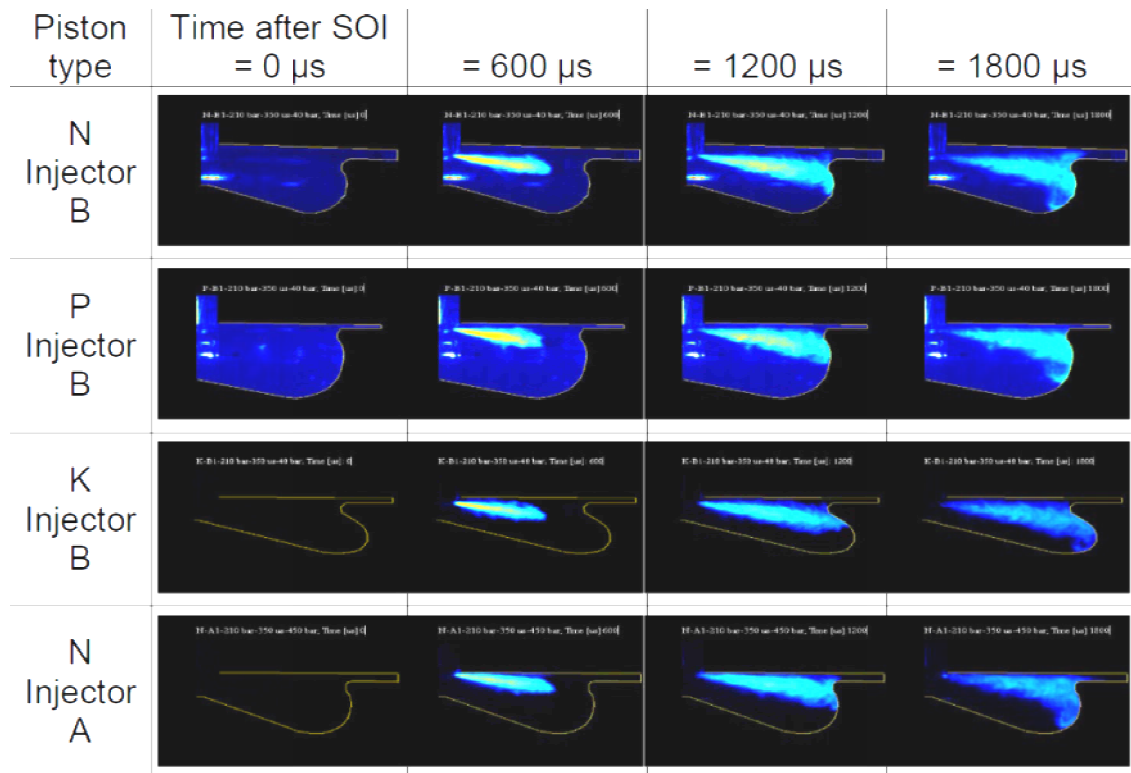


Рисунок 1.24 – Результаты визуального распыливания и взаимодействие топливной струи для различных форм камеры сгорания в поршне и для двух форсунок (В, А) с одной формой чаши поршня (N) при давлении впрыска 210 бар, продолжительности впрыска 350 мкс, давлении воздуха в камере 40 или 45 бар [124]

По результатам опытов, была определена доля камеры сгорания, занятая распыленным топливом в зависимости от давления и продолжительности впрыска, а также геометрии камеры сгорания в поршне (рисунок 1.25). Установлено, что более высокие значения были достигнуты для поршней N и K, а более быстрое распределение топлива по камере достигнуто для поршня с формой камеры сгорания K.

По результатам исследования даны оценки для каждого типа камеры сгорания по оптимизации тепловой эффективности сгорания и уровню образования вредных веществ. Определены оптимальные параметры впрыска и угол распыливания топлива для повышения смесеобразования. Дальнейшие исследования предполагают моторные испытания по определению влияния распределения топлива в камере на показатели работы дизеля и уровень выбросов

токсичных соединений, где параметры впрыска будут регулироваться в соответствии с формой установленной в нем чаши поршня.

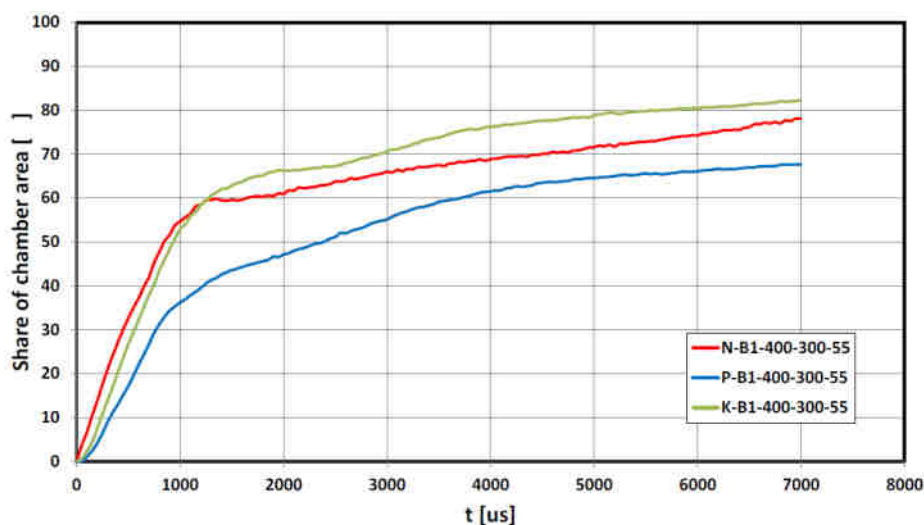


Рисунок 1.25 – Доля камеры сгорания, занятой распыленным топливом для трех типов форм камер сгорания в поршне при давлении впрыска 400 бар, продолжительности впрыска 300 мкс и давлении среды в камере 55 бар [124]

Известные и приведенные результаты безмоторных исследований в большинстве случаев применимы к определенному двигателю. Для каждого вновь создаваемого дизеля существует необходимость выявления индивидуальных характеристик топливоподачи и согласование её с формой камеры сгорания, с учетом особенностей конструкции и режимов работы.

1.4. Цель и задачи диссертационного исследования

На основании приведенного анализа сформулированы цель и задачи исследований. **Целью** исследований является разработка технических решений по обеспечению качественного смесеобразования и сгорания путем согласования формы камеры сгорания с параметрами топливоподачи при форсировании транспортного дизеля.

Для достижения этой цели решались следующие **задачи**:

1. Выполнить анализ известных применяемых решений по повышению качества смесеобразования и сгорания форсированных транспортных дизелей с неразделенной камерой сгорания.
2. Разработать математическую модель процесса смесеобразования при форсировании транспортного дизеля с увеличением цикловой подачи топлива аккумуляторной системой топливоподачи, учитывающую форму камеры сгорания в поршне.
3. Разработать математическую модель сгорания с применением законов химической кинетики для описания реакции окисления молекул топлива в объеме, занимаемом топливными факелами.
4. Экспериментально исследовать динамику и выявить закономерности развития топливных факелов, образующихся аккумуляторной системой топливоподачи с различным количеством и диаметрами распыливающих отверстий, и их взаимодействия со стенкой камеры сгорания при различных условиях впрыска и среды противодавления.
5. Провести расчетно-экспериментальное исследование и выявить закономерности изменения параметров рабочего цикла транспортного дизеля при его форсировании с учётом реальной динамики развития топливных факелов, формы камеры сгорания в поршне и закона тепловыделения.
6. Разработать рекомендации по обеспечению равномерного распределения впрыскиваемого топлива и воздушного заряда по всему объёму камеры сгорания при установке форсунки под наклоном к центральной оси цилиндра.

Выводы по главе 1

1. Дальнейшее улучшение показателей рабочего цикла дизеля во многом определяется качеством смесеобразования и сгорания, которые зависят от степени согласования формы камеры сгорания в днище поршня, характеристик впрыскивания, распыливания топлива и параметров воздушного заряда. Проблемы смесеобразования и сгорания усложняются положением топливной форсунки относительно оси камеры сгорания. Так несимметричное расположение

распыливающих отверстий относительно оси форсунки существенно влияет на формирование топливных факелов разной длины и формы.

2. Для улучшения качества смесеобразования в транспортных дизелях с непосредственным впрыскиванием известны следующие способы: применение распылителей с распыливающими отверстиями, отличающимися диаметрами, длинами и формами (цилиндрическими, коническими, овальными, ступенчатыми и другими). Эти способы применяются для дизелей с объемно-пленочным смесеобразованием, у которых форсунка установлена наклонно, а носок распылителя смещен относительно оси камеры сгорания.

3. В зависимости от сложности решаемых задач исследования применяется одна из трёх основных видов расчётных моделей процесса сгорания в дизелях. Модели первого вида просты, практичны и описывают процесс тепловыделения заранее заданной функцией в зависимости от времени или угла поворота коленчатого вала. Модели второго вида описывают процесс сгорания уравнениями химической кинетики и учитывают основные физические параметры (температура, концентрации топлива и кислорода, энергия активации и другие). Модели третьего вида описывают процесс сгорания топлива как последовательность промежуточных химических реакций, количество которых принимается от нескольких десятков до тысяч в зависимости от принятого механизма окисления. При этом для каждой реакции определяется константа скорости, энергия активации и концентрации реагирующих веществ.

4. Развитие технологий вычислений и скоростной видеосъёмки за последние десятилетия выводит изучение процессов впрыскивания и распыливания топлива, а также процессов смесеобразования и сгорания на безмоторных моделирующих установках на новый уровень. Поэтому проведение экспериментальных исследований топливоподающей аппаратуры на безмоторных установках, оснащенных камерой постоянного объема с оптическими окнами и скоростной видеосъёмкой, при форсировании дизеля позволит ускорить отработку процессов смесеобразования и сгорания и повысить их эффективность.

ГЛАВА 2. МОДЕЛИРОВАНИЕ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ В ФОРСИРОВАННОМ ТРАНСПОРТНОМ ДИЗЕЛЕ С НЕРАЗДЕЛЕННОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ

2.1. Разработка математической модели процесса смесеобразования в форсированном транспортном дизеле с неразделенной камерой сгорания и увеличенной цикловой подачей топлива аккумуляторной системой топливоподачи

При расчёте рабочего процесса дизеля предполагается, что всё поданное на данный момент топливо (количество молекул топлива Z_T) образует несколько одинаковых топливных факелов, которые имеют форму конуса и занимают только часть текущего объёма камеры сгорания, и распределяется в нём равномерно. Смесеобразование представляется как совокупность двух процессов: процесса подачи топлива в виде паров, принимающих форму топливных факелов и занимающих часть камеры сгорания, и процесса изменения объёма этих топливных факелов. Поэтому моделирование рассматривается по динамике изменения количества испарившегося топлива в объёме, занимаемом топливными факелами, и по динамике изменения объёма этих топливных факелов за шаг расчёта $\Delta\varphi$.

2.1.1. Математическая модель изменения количества испарившегося топлива в объёме, занимаемом топливными факелами

Продолжительность изменения количества паров топлива (процесса испарения и смешения) принимается в течение периода $\varphi_{см}$, который разделяется на два равных участка. На первом участке расчёт ведётся от начала $\varphi_{н.см}$ до конца первой половины продолжительности смешения $\varphi_{н.см} + (\varphi_{см}/2)$. На втором участке – от $\varphi_{н.см} + (\varphi_{см}/2)$ до конца смешения паров топлива $\varphi_{н.см} + \varphi_{см}$.

Угол начала $\varphi_{н.см}$ и продолжительность смешения паров топлива $\varphi_{см}$ определяются по результатам обработки индикаторных диаграмм, полученных в ходе моторных испытаний, и являются исходными данными.

В начале расчёта определяется максимальная скорость смешения паров топлива $W_{см}^{\max}$ в зависимости от цикловой подачи топлива q_u и продолжительности смешения $\varphi_{см}$ по следующему выражению:

$$W_{см}^{\max} = \frac{2 \cdot q_u}{\mu_T \cdot A_0 \cdot \varphi_{см} \cdot \left(1 + \frac{\lambda_1}{8} + \frac{\lambda_2}{8}\right)}, \quad (17)$$

где q_u – цикловая подача топлива; μ_T – молярная масса топлива; A_0 – атомная единица массы; $\varphi_{см}$ – продолжительность смешения паров топлива; λ_1 , λ_2 – коэффициенты коррекции закона впрыска на участках 1 и 2, соответственно.

Коэффициент коррекции закона впрыска λ_1 на участке 1 задается в исходных данных в диапазоне от 0,3 до 1,5. Коэффициент λ_2 рассчитывается из условия соединения и плавного изменения кривых скорости подачи топлива на границе двух участков по следующему выражению:

$$\lambda_2 = \frac{(4 + \lambda_1) \cdot (1 - \delta_{см1})}{\delta_{см1}} - 4, \quad (18)$$

где $\delta_{см1}$ – доля топлива в первой половине (на участке 1) смешения паров топлива от его начала и задаётся в исходных данных в диапазоне от 0,4 до 0,6.

Далее определяются сумма испарившихся молекул топлива $Z_{Тсм1}$ и скорость смешения топлива $W_{смi}$ на первом и втором участках по следующим выражениям:

$$\left\{ \begin{aligned} Z_{Тсм1} &= \sum_{\varphi_{инр}=0}^{\varphi_{см}/2} \frac{W_{см}^{\max}}{2} \left\{ [1 - \cos(\varphi_{инр})] + \frac{\lambda_1}{4} [1 - \cos(2 \cdot \varphi_{инр})] \right\} \end{aligned} \right. \quad (19)$$

$$\left\{ \begin{aligned} W_{смi} &= \frac{W_{см}^{\max}}{2} \left\{ [1 - \cos(\varphi_{инр})] + \frac{\lambda_1}{4} [1 - \cos(2 \cdot \varphi_{инр})] \right\} \end{aligned} \right. \quad (20)$$

$$\left\{ \begin{aligned} Z_{Тсм2} &= \sum_{\varphi_{инр}=\varphi_{см}/2}^{\varphi_{см}} \frac{W_{см}^{\max}}{2} \left\{ [1 - \cos(\varphi_{инр})] + \frac{\lambda_2}{4} [1 - \cos(2 \cdot \varphi_{инр})] \right\} \end{aligned} \right. \quad (21)$$

$$\left\{ \begin{aligned} W_{смi} &= \frac{W_{см}^{\max}}{2} \left\{ [1 - \cos(\varphi_{инр})] + \frac{\lambda_2}{4} [1 - \cos(2 \cdot \varphi_{инр})] \right\} \end{aligned} \right. \quad (22)$$

Здесь угол $\varphi_{\text{ипр}}$, приведенный к 360 градусов п.к.в. для расчета по косинусоидальному закону (см. рисунок 2.1) определяется по уравнению:

$$\varphi_{\text{ипр}} = \frac{360}{\varphi_{\text{см}}} \cdot (\varphi_i - \varphi_{\text{н.см}}). \quad (23)$$

Полученные зависимости позволяют задавать закон смешения паров топлива в виде функции нормального распределения. Высота, ширина, углы наклона боковых сторон и радиусы скруглений углов кривой определяются параметрами λ_1 (рисунок 2.1), $\delta_{\text{см}1}$ (рисунок 2.2).

Затем количество молекул топлива на каждом шаге расчёта суммируется $Z_T = \sum W_{\text{см}i}$ и далее наиболее активные молекулы из этого количества Z_T принимают участие в процессе сгорания.

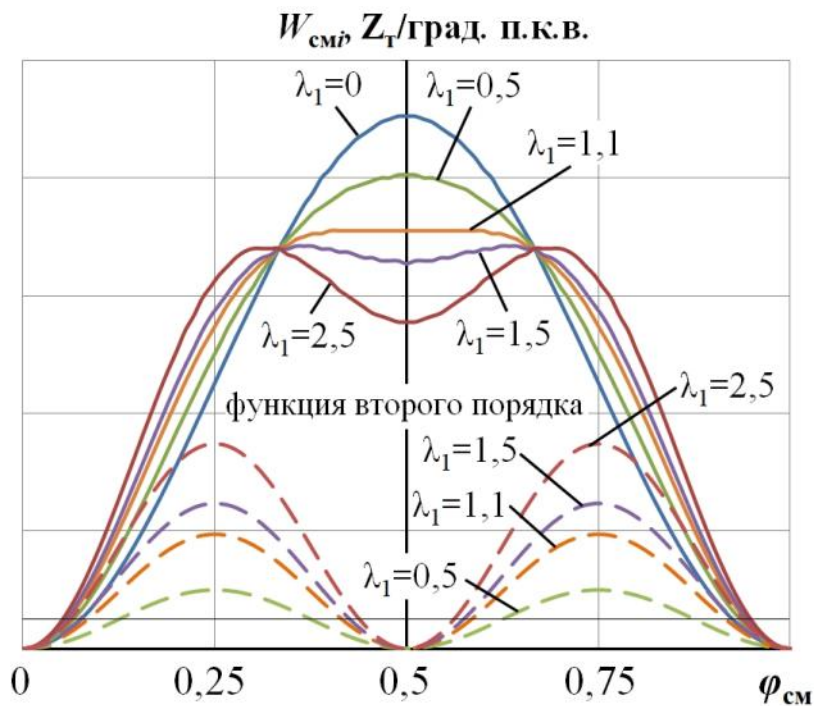


Рисунок 2.1 – Скорость смешения паров топлива $W_{\text{см}i}$ при значениях коэффициента коррекции закона впрыска λ_1 в широком диапазоне от 0 до 2,5 и при расчете скорости смешения только по функции второго порядка

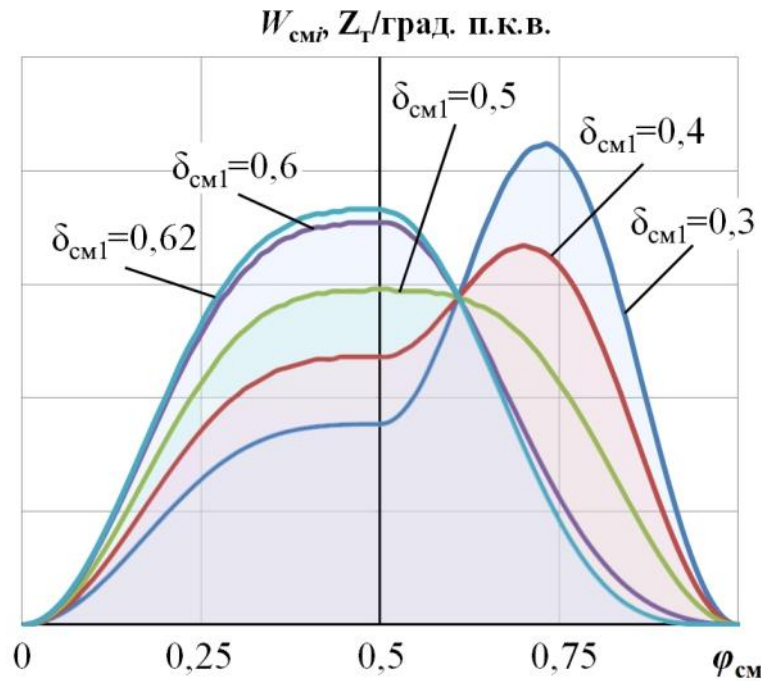


Рисунок 2.2 – Скорость смешения паров топлива при разных значениях доли топлива $\delta_{см1}$ в диапазоне от 0,3 до 0,62

2.1.2. Математическая модель изменения объёма, занимаемого топливными факелами

При моделировании изменения объёма топливных факелов V_ϕ принимается, что весь процесс смесеобразования по времени (период $\varphi_{см}$) делится на два участка. Первый участок характеризуется зависимостью формы и размеров топливных факелов только от параметров топливоподачи, без учёта изменения параметров рабочего тела в камере сгорания. То есть процесс изменения объёма топливных факелов происходит аналогично этому процессу в камере постоянного объёма. Это допущение объясняется незначительным изменением параметров рабочего тела в камере сгорания вблизи ВМТ. В модели принимается, что первый участок занимает время от начала смешения паров топлива $\varphi_{н.см}$ до 10 град. п.к.в. после верхней мёртвой точки. Второй участок характеризуется зависимостью формы и размеров топливных факелов только от изменения объёма рабочего тела за счёт движения поршня от положения при 10 град. п.к.в. после ВМТ до нижней мёртвой точки (540 град. п.к.в.).

На первом участке определение объемов факелов ведется при свободном распыливании топлива и взаимодействии со стенками камеры сгорания.

Расчетная схема представлена на рисунке 2.3.

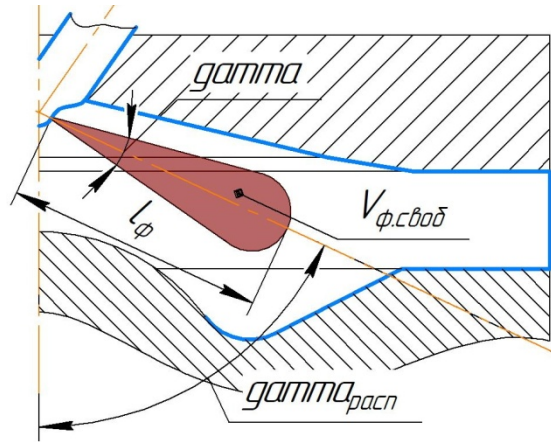


Рисунок 2.3 – Расчетная схема определения объема топливного факела при свободном развитии

В течение периода, когда топливный факел в цилиндре развивается свободно, изменение длины факела l_ϕ , объем всех топливных факелов $V_{\phi,своб}$ и доля камеры сгорания, занимаемая топливными факелами, на первом участке δ_1 за шаг расчета определяются по следующим выражениям:

$$l_\phi = \frac{W_\phi}{900} \cdot \left(\frac{3 \cdot (\varphi_i - \varphi_{н.см} + 1,0)}{370 - \varphi_{н.см}} \right)^{0,5} \quad (24)$$

$$V_{\phi,своб} = i_\phi \cdot l_\phi^3 \cdot (\sin 0,5\gamma)^2 \quad (25)$$

$$\delta_1 = \frac{V_{\phi,своб}}{V_{PT}} \quad (26)$$

Здесь W_ϕ – средняя скорость движения вершины топливного факела, i_ϕ – количество топливных факелов, равное количеству сопловых отверстий в распылителе, γ – угол конуса распыливания топлива, V_{PT} – текущий объем рабочего тела.

На втором участке при контакте и взаимодействии топливного факела с днищем поршня (рисунок 2.4) расчет длины l_ϕ и доли камеры сгорания δ_1 определяются следующими выражениями:

$$l_{\phi} = \frac{\delta_{\text{нос.расп}} + s_{\text{надп.зазор}} + s}{\cos(0,5 \cdot \gamma_{\text{расп}})} \quad (27)$$

$$l_{\phi} = l_{\phi.\text{гран}} - \frac{s_{\text{гран}} - s}{\left(\frac{1}{\tan(90 - \beta)} + \frac{1}{\tan(0,5 \cdot \gamma_{\text{расп}})} \right) \cdot \sin(0,5 \cdot \gamma_{\text{расп}})} \quad (28)$$

$$V_{\phi.\text{зазор}} = i_{\phi} \cdot l_{\phi}^3 \cdot (\sin 0,5 \gamma)^2 \quad (29)$$

$$\delta_1 = \frac{V_{\phi.\text{зазор}} + 0,4 \cdot (V_{\phi.\text{своб}} - V_{\phi.\text{зазор}})}{V_{PT}} \quad (30)$$

Здесь $\delta_{\text{нос.расп}}$ – углубление или выступание носка распылителя форсунки относительно плоскости головки цилиндра, $s_{\text{надп.зазор}}$ – надпоршневой зазор, s – величина перемещения поршня, $\gamma_{\text{расп}}$ – угол распыливания топливных факелов; $l_{\phi.\text{гран}}$ – граничное условие, когда факел достигает длины равное диаметру горловины чаши в днище поршня, $s_{\text{гран}}$ – граничное условие, когда поверхность поршня при движении вверх пересекает траекторию развития свободного факела, β – угол наклона боковой стенки камеры сгорания; $V_{\phi.\text{зазор}}$ – объём факелов при взаимодействии с поверхностями камеры сгорания.

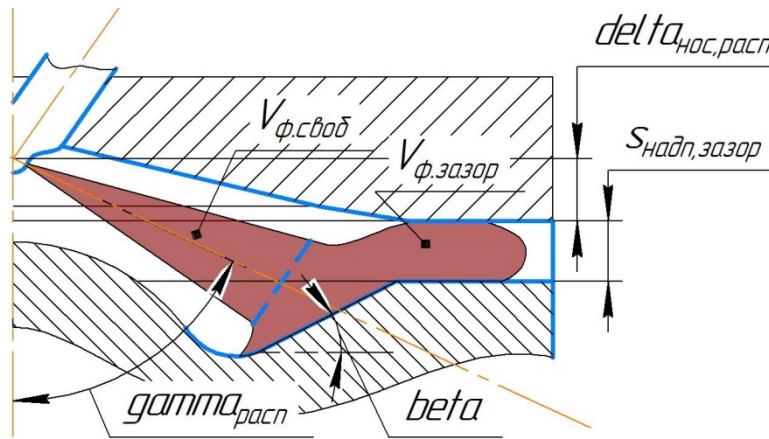


Рисунок 2.4 – Расчетная схема определения объема топливного факела при взаимодействии со стенками камеры сгорания

Граничные условия $l_{\phi.\text{гран}}$ и $s_{\text{гран}}$ определяются следующими выражениями:

$$l_{\phi.\text{гран}} = \frac{0,5 \cdot d_{\text{гор}}}{\sin(0,5 \cdot \gamma_{\text{расп}})} \quad \text{и} \quad (31)$$

$$s_{гран} = \frac{0,5 \cdot d_{зор}}{\tan(0,5 \cdot \gamma_{расп})} - \delta_{нос.расп} - s_{надп.зазор}. \quad (32)$$

На каждом шаге расчёта определяется суммарный объём факелов:

$$V_{ф.сумм} = V_{PT} \cdot \delta_1. \quad (33)$$

При движении поршня от 10 град. п.к.в. после ВМТ вниз к НМТ принимается, что объём топливных факелов увеличивается монотонно, но быстрее всего объёма рабочего тела в цилиндре. Уравнения математической модели подобраны таким образом, чтобы при положении поршня в НМТ топливные факелы занимали весь объём цилиндра, моделируя распространение процесса сгорания по всему цилиндру.

В этом случае сначала рассчитывается доля камеры сгорания на втором участке расчета δ_2 , суммарный объём $V_{ф.сумм}$ и затем условная длина топливного факела по следующим выражениям:

$$\delta_2 = \delta_1 + \sum_{\varphi_i=370}^{540} (1 - \delta_1) \cdot 0,17 \cdot \frac{(\varphi_i - \varphi_{н.см})}{(\varphi_i + 540)} \quad (34)$$

$$V_{ф.сумм} = V_{PT} \cdot \delta_2 \quad (35)$$

$$l_\phi = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot V_\phi}{i_\phi \cdot (\sin 0,5\gamma)^2}} \quad (36)$$

Здесь объём факелов V_ϕ определяется как объём факелов при свободном развитии по выражению (25).

2.2. Разработка математической модели процесса сгорания в объёме, занимаемом топливными факелами

Расчёт процесса сгорания начинается с момента образования топливного факела в процессе впрыскивания и продолжается в течение конца такта сжатия и всего такта расширения пока в объёме топливных факелов V_ϕ , имеются молекулы кислорода и топлива. За шаг расчёта $\Delta\varphi$ активные молекулы топлива dZ_T , определяемые по формуле (4) и составляющие массу $\Delta m_{сг}$ по выражению (7)

полностью окисляются с выделением теплоты ΔQ_{cz} по выражению (8), которая расходуется на нагрев рабочего тела в цилиндре.

При этом определение параметра условной продолжительности реакции окисления активных молекул топлива Z_T от доли камеры сгорания, занимаемой топливными факелами на первом и втором участках расчета $\delta_{1,2}$, проводится по следующему выражению:

$$\tau_y = \frac{V_{PT} \cdot \delta_{1,2}}{const \cdot \left[1,001 - \left(\frac{Z_{O_2}^\phi}{Z_{PT}^\phi} \right)^6 \right]} \cdot (Z_{O_2}^\phi)^q \cdot (Z_T)^{p-1}, \quad (37)$$

где $Z_{O_2}^\phi$ – количество молекул кислорода в объеме, занимаемом топливными факелами на шаге расчёта; Z_{PT}^ϕ – количество молекул рабочего тела (кислорода, азота, продуктов сгорания) в объеме, занимаемом топливными факелами на шаге расчёта; $const$ – константа, учитывающая количество активных соударений молекул реагирующих веществ в единицу времени в единице объема; p, q – показатели степени, при сгорании топлива.

Количество молекул кислорода в объеме топливных факелов определяется по уравнению

$$Z_{O_2}^\phi = Z_{O_2} \cdot \delta_{1,2} - \left(C + \frac{H}{4} - \frac{O}{2} \right) \cdot Z_{исумм}. \quad (38)$$

Количество молекул рабочего тела в объеме топливных факелов определяется по уравнению

$$\begin{aligned} Z_{PT}^\phi = & Z_{O_2} \cdot \delta_{1,2} - \left(C + \frac{H}{4} - \frac{O}{2} \right) \cdot Z_{исумм} + \\ & + Z_{N_2} \cdot \delta_{1,2} + Z_{CO_2} + Z_{CO} + Z_{H_2O}. \end{aligned} \quad (39)$$

Доля теплоты сгорания затрачивается на нагрев рабочего тела T_ϕ в объеме топливных факелов и определяется следующим выражением:

$$T_\phi = \left(Q_{cz} - dQ_{дисс} + \frac{Q_{m.o.}}{4} \right) \cdot \frac{\mu_{PT}}{\delta_{1,2} \cdot \mu C_{pPT} \cdot m_{PT} \cdot 1000}. \quad (40)$$

Известно, что в объёмах, занимаемых топливными факелами, температура T_ϕ достигает 2900–3000 К и сохраняется в начале такта расширения в течение 50–60 градусов поворота коленчатого вала (град.п.к.в.) [29]. Следовательно, это является ограничением при выборе параметров, представленной модели смешения паров топлива.

2.3. Разработка программы расчёта рабочего цикла форсированного транспортного дизеля с моделированием законов смесеобразования и сгорания

Для проведения расчетных исследований с моделированием закона смесеобразования и сгорания разработана «Программа расчета рабочего цикла поршневого двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель» [49], которая написана на языке C++ и является приложением для операционной системы Microsoft Windows.

Для удобства работы пользователя ПК данной программой разработан пользовательский интерфейс, который позволяет быстро рассчитать рабочий цикл дизеля при различных условиях, варьируя изменяемые параметры в исходных данных, и вывести результаты этого расчета, сведенные в общую таблицу и графики в том же окне (рисунок 2.5).

Для работы программы в исходных данных задаются геометрические параметры исследуемого дизеля, параметры свежего заряда в начале такта сжатия, температуры внутренних поверхностей объема сжатия, индивидуальные физико-химические свойства топлива и параметры для моделирования процесса смесеобразования в неразделенной камере сгорания.

После выполнения программой расчета в главном окне выводятся результаты в виде графиков, которые позволяют оценить изменение параметров рабочего тела (рисунок 2.5), количества теплоты выделившиеся при сгорании топлива $Q_{сг}$ (рисунок 2.5, правый нижний график), количества чистого тепловыделения с

учетом потерь на теплоотдачу в стенки камеры сгорания и на процесс диссоциации диоксида углерода $Q_{тв\ чист}$ (рисунок 2.5, левый нижний график).

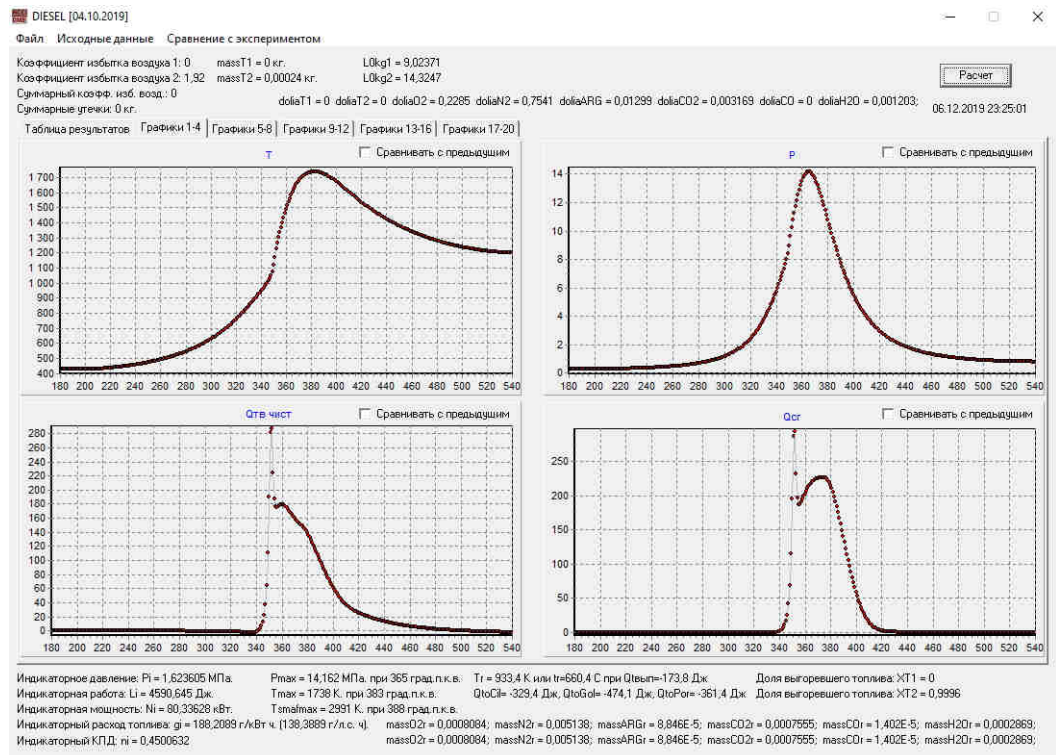


Рисунок 2.5 – Главное окно программы «Дизель» с графиками изменения температуры и давления рабочего тела в цилиндре дизеля, количество чистового тепловыделения с учетом диссоциации диоксида углерода (левый нижний график) и количества теплоты, выделившееся при сгорании топлива (правый нижний график)

Также в виде графиков в главном окне программы отображаются изменение степени диссоциации $\alpha_{дисс}$, скорости смешения паров топлива $W_{см}$ и скорости сгорания (рисунок 2.6, левый верхний график), объема цилиндра и объема всех топливных факелов V_f (рисунок 2.6, левый нижний график), доли камеры сгорания $\delta_{кс}$ (рисунок 2.6, правый верхний график), условной длины топливного факела l_f (рисунок 2.6, правый нижний график) и изменение коэффициента избытка воздуха в топливном факеле α_f .

Математические модели процессов тепло- и массообменов, смесеобразования и сгорания, происходящих в камере сгорания дизеля, связаны в единый алгоритм

для расчета необходимых параметров рабочего цикла, который представлен в виде блок-схемы на рисунке 2.7.

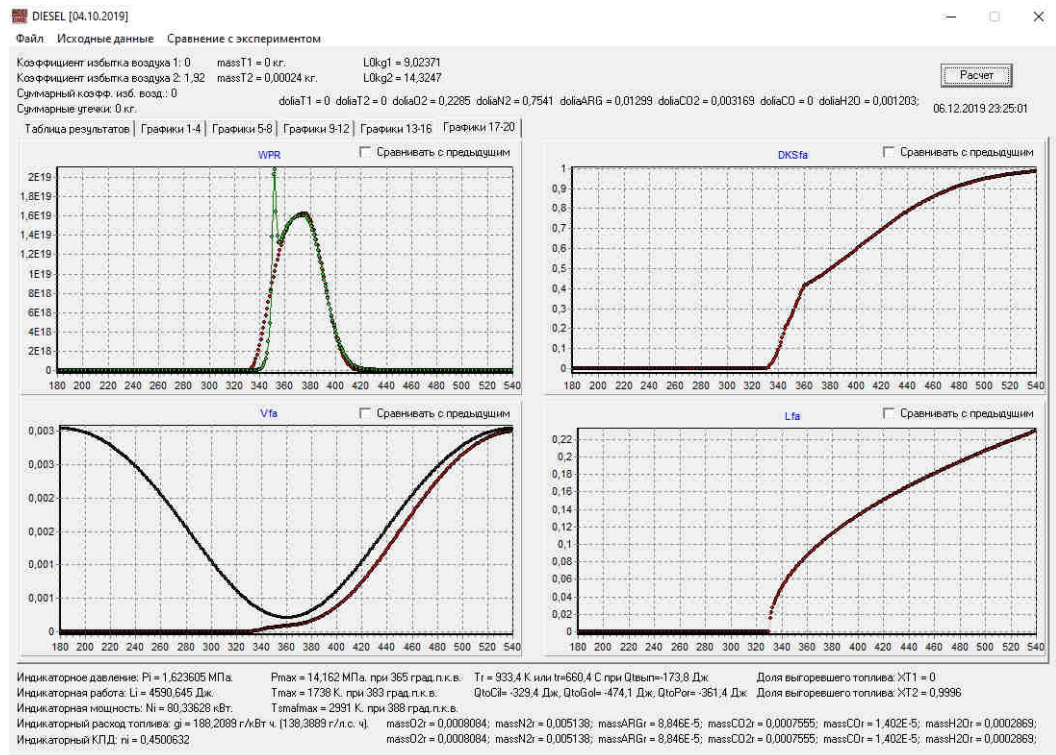


Рисунок 2.6 – Главное окно программы «Дизель» с графиками изменения скорости смешения $W_{см}$ и сгорания (левый верхний), доли камеры сгорания $\delta_{кс}$ (правый верхний график), изменения объема цилиндра и объема всех топливных факелов $V_{ф}$ (левый нижний график) и условной длины топливного факела $l_{ф}$ (правый нижний график)

В начале цикла расчета определяется объем рабочего тела по заданному углу поворота коленчатого вала φ . Далее вычисляется величина утечек из цилиндра дизеля через цилиндропоршневой зазор по уравнению (15).

Определяется состав рабочего тела за такт сжатия и расширения: количество молекул воздуха (кислород O_2 , азот N_2 и аргон Ar), топлива (углерод C , водород H , кислород O) и количества молекул отработавшего газа в цилиндре (оксид углерода CO , углекислый газ CO_2 , пары воды H_2O).

После определения объема цилиндра, утечек и состава рабочего тела проводится расчет закона подачи топлива, затем расчёт объёма и длины факела. Далее проводится расчет процесса сгорания с использованием математической

модели с определением параметра условной продолжительности реакции окисления активных молекул топлива.

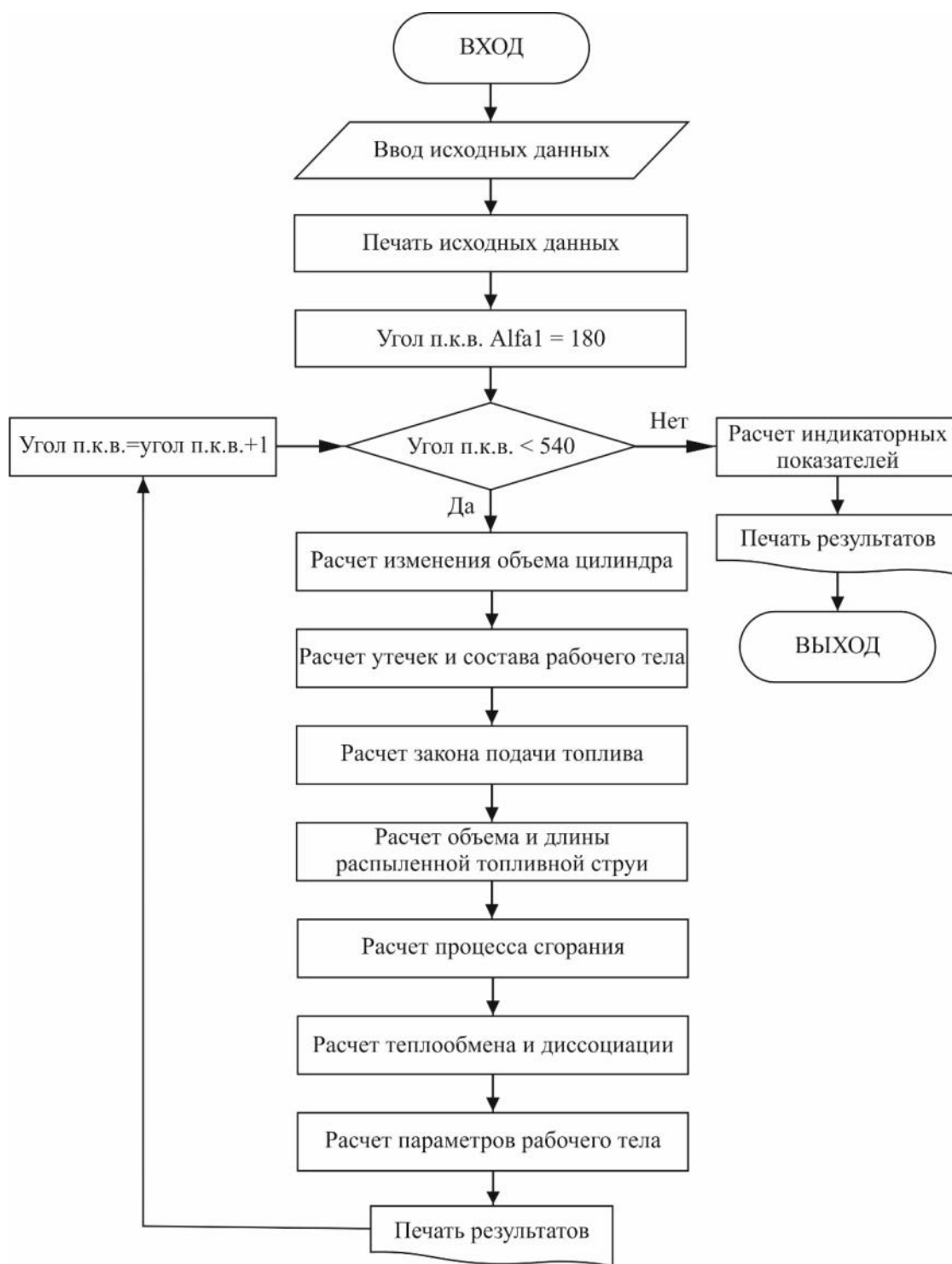


Рисунок 2.7 – Блок-схема алгоритма программы расчета рабочего цикла поршневого двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель»

Если при расчете температура в зоне горения топлива превысит 1500–1700 К, то будет задействована модель потери теплоты на диссоциацию молекул диоксида углерода CO_2 на шаге расчета внутри доли камеры сгорания, занимаемая топливными факелами.

Общее количество теплоты, отведенной от рабочего тела за время, соответствующее повороту коленчатого вала на угол $\Delta\varphi$, определяется суммированием количества теплоты для каждого из участков поверхности объема цилиндра по известному закону Ньютона-Рихмана.

Приращение давления рабочего тела на шаге расчета с учетом потери тепла на диссоциацию осуществляется по выражению (9). Температура рабочего тела в конце участка расчета (точка 2) определяется по формуле (16).

После определения параметров рабочего тела в каждом шаге расчета производится расчет индикаторных показателей: индикаторная работа L_i ; индикаторный КПД η_i ; среднее индикаторное давление p_i ; индикаторная мощность N_i и удельный индикаторный расход топлива g_i .

Выводы по главе 2

1. Разработана математическая модель процесса смесеобразования в форсированном транспортном дизеле с неразделенной камерой сгорания и увеличенной цикловой подачей топлива аккумуляторной системой топливоподачи, которая представлена в виде систем уравнений и описывает скорость смешения молекул топлива с воздухом, изменение объёма всех топливных факелов и долю, которую они занимают в камере сгорания дизеля. Эта доля, в которой топливо распределено равномерно по объёму, определяется как при условиях свободного развития топливных факелов, так и при развитии факелов в периферийной зоне камеры сгорания.

2. Развита математическая модель процесса сгорания в объёме, занимаемом топливными факелами, где сгорание рассматривается как совокупность последовательных реакций окисления групп активных молекул топлива, протекающих по закону Аррениуса. Условная продолжительность

окисления групп активных молекул топлива определяется в зависимости от объема топливных факелов, количества молекул кислорода и инертных компонентов в этом объёме. Теплота, выделяющаяся при окислении каждой группы активных молекул топлива, расходуется на повышение давления в цилиндре и температуры смеси в объёме, занимаемом топливными факелами, а также на процесс диссоциации диоксида углерода.

3. Разработаны алгоритм и программа расчета рабочего цикла двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель», в которой реализованы математические модели процессов смесеобразования и сгорания. Программа позволяет при форсировании дизеля моделировать процесс смесеобразования в зависимости от параметров аккумуляторной системой топливоподачи для получения эффективного процесса сгорания и рациональных показателей рабочего цикла.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ТОПЛИВНЫХ ФАКЕЛОВ СО СТЕНКАМИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ВПРЫСКИВАНИЯ

3.1. Разработка и изготовление безмоторной экспериментальной установки для моделирования и исследования процесса смесеобразования, происходящего в форсированном транспортном дизеле типа ЧН15/16

Для проведения комплексного исследования процесса формирования топливных факелов и распределения топлива по объему камеры сгорания для дизелей различной мощности была спроектирована и изготовлена безмоторная экспериментальная установка, которая представлена на рисунках 3.1 и 3.2.



Рисунок 3.1 – Общий вид безмоторной экспериментальной установки для моделирования и исследования процесса смесеобразования: 1 – электронный блок управления; 2 – контроллер-синхронизатор; 3 – персональный компьютер; 4 – осциллограф; 5 – скоростная видеокамера; 6 – камера постоянного объёма со светодиодными светильниками; 7 – стенд для испытаний топливной аппаратуры аккумуляторного типа



Рисунок 3.2 – Общий вид безмоторной экспериментальной установки для исследования процессов впрыска и распыливания топлива

Безмоторная экспериментальная установка представлена в виде структурной схемы на рисунке 3.3 и включает следующие элементы: камера постоянного объёма; система топливоподачи; система подачи сжатого воздуха из баллона и продувки камеры постоянного объёма; приборы измерения давления и температуры газовой смеси в камере постоянного объёма; система управления скоростной видеосъёмкой и оборудованием установки с регистрацией управляющих импульсов.

Моделирование процессов, происходящих в цилиндре дизеля, осуществляется в разработанной универсальной камере постоянного объёма цилиндрической формы и внутренним диаметром 150 мм. Она рассчитана для работы под давлением до 10 МПа. В камере имеются три оптических окна из кварцевого стекла для освещения внутреннего объёма и ведения скоростной видеосъёмки формирования и движения топливных факелов. Дизельная форсунка устанавливается в нижний фланец камеры, напротив фронтального окна.

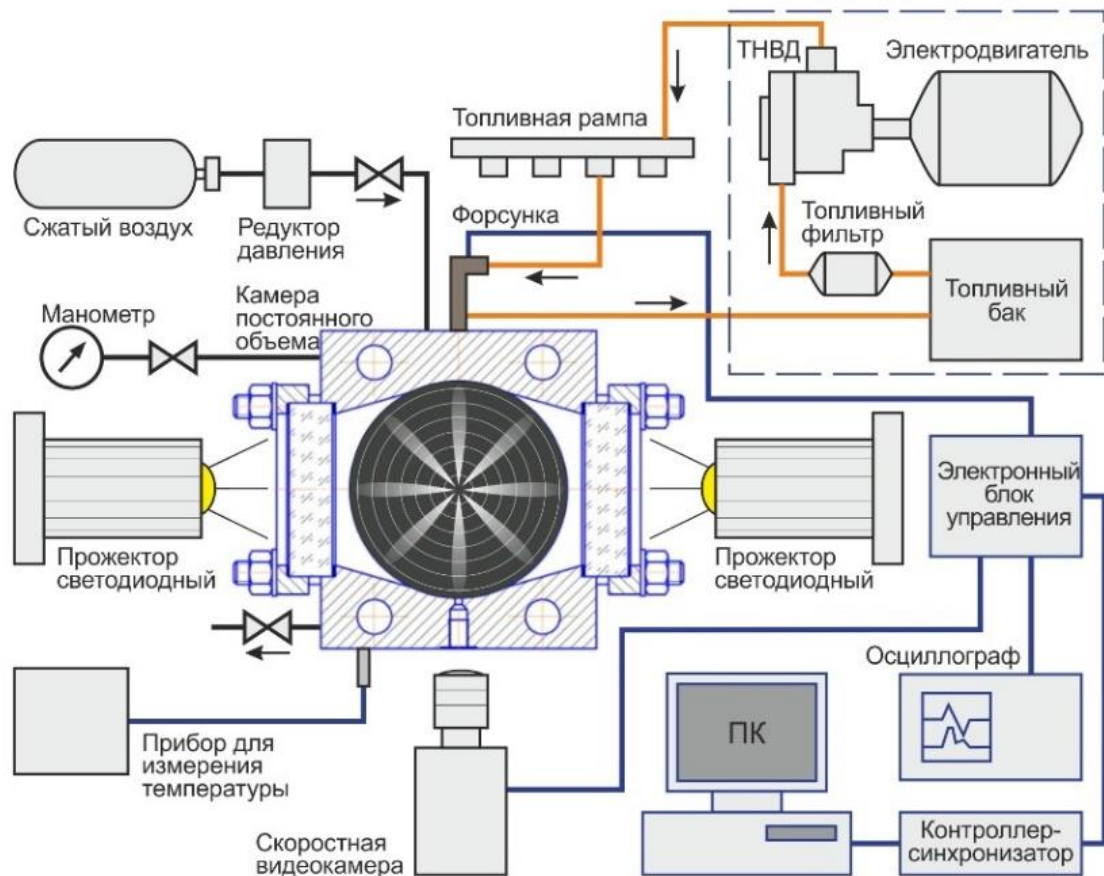


Рисунок 3.3 – Структурная схема безмоторной экспериментальной установки

Подача топлива производится от топливного стенда, который оснащен топливоподающей аппаратурой типа Common-Rail с регулируемым давлением в аккумуляторе от 100 до 200 МПа (рисунок 3.1).

Для регистрации развития топливных факелов используется высокоскоростная видеокамера Photron FASTCAM SA-X2 (рисунок 3.1). Освещение процесса впрыскивания топлива в камере постоянного объема осуществляется с помощью светодиодных прожекторов мощностью 100 Вт.

Обеспечение контроля и синхронности импульсов управления электромагнитным клапаном форсунки, скоростной видеокамерой; цифровым осциллографом и другим оборудованием установки осуществляется через контроллер-синхронизатор и электронный блок управления (рисунок 3.1). Контроллер-синхронизатор подключается через USB-интерфейс к персональному компьютеру и с помощью программы-интерфейса (рисунок 3.4) задаются режимы

работы контроллера. Регистрация электрических импульсов управления проводится с помощью 4-х канального цифрового цветного осциллографа Tektronix TDS-2014C.

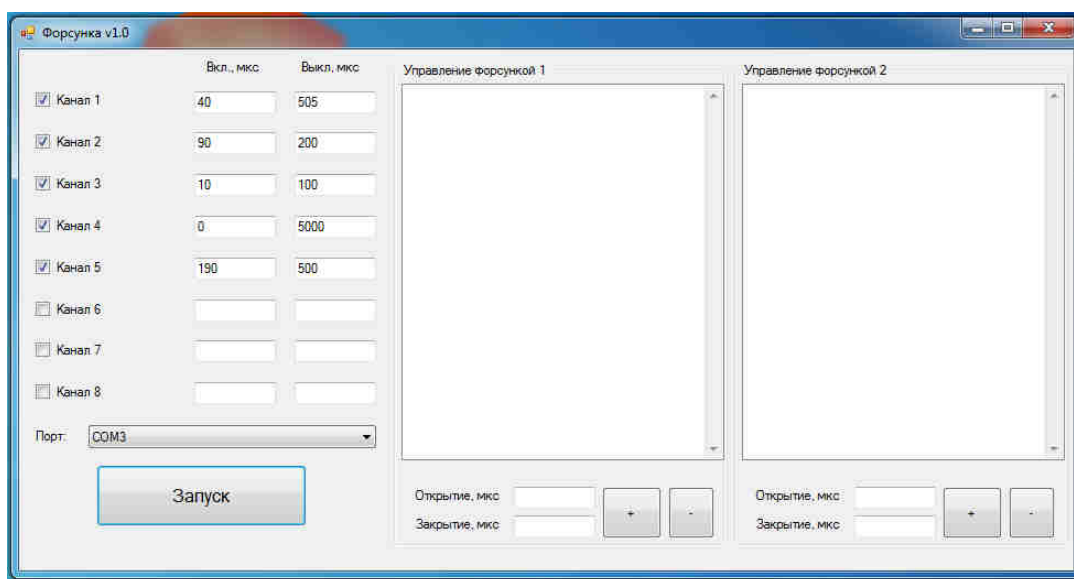


Рисунок 3.4 – Главное окно программы-интерфейса с заданием режимов работы контроллера-синхронизатора

На сегодня разработанная безмоторная экспериментальная установка зарегистрирована как уникальная научная установка «Впрыск» для исследования процессов впрыска и смесеобразования в камере постоянного объема на портале «Научно-техническая инфраструктура Российской Федерации» [7, 20].

3.2. Разработка методики проведения и обработки результатов экспериментальных исследований на безмоторной экспериментальной установке

Моделирование условий среды, в которую впрыскивается топливо в реальном дизеле, осуществляется по принципу равенства плотности воздуха в камере постоянного давления средней плотности газов в цилиндре дизеля за период задержки воспламенения на заданном нагрузочном режиме.

Наибольшие трудности с организацией процессов смесеобразования и сгорания в дизеле возникают на режиме наибольшей нагрузки. Поэтому на

безмоторной экспериментальной установке планировалось исследовать процессы впрыска топлива и смесеобразования в основном на режиме номинальной мощности.

Параметры рабочего тела были рассчитаны по программе «Дизель» [49] (описание программы приведено в параграфе 2.3) на номинальном режиме в конце такта сжатия без учёта подачи топлива, приведены в таблице 3.1. Объём сжатия V за последние 30 град. п.к.в. перед ВМТ уменьшается в 2,034 раза. Давление газов в цилиндре дизеля при этом увеличивается в 2,577 раза, а температура – в 1,268 раза. Это приводит к тому, что при постоянной массе газов в цилиндре дизеля $m = 0,008031$ кг их плотность ρ увеличивается также в 2,034 раза.

Таблица 3.1 – Параметры рабочего тела в цилиндре дизеля в конце такта сжатия на режиме полной нагрузки (без подачи топлива)

Угол φ , град. п.к.в.	p , МПа	T , К	V , м ³	m , кг	ρ , кг/м ³
330	4,078	814,1	0,0004600	0,008031	17,456
335	5,088	861,8	0,0003904	0,008031	20,571
340	6,317	910,7	0,0003323	0,008031	24,171
345	7,708	957,5	0,0002863	0,008031	28,053
350	9,083	997,3	0,0002531	0,008031	31,737
355	10,13	1024	0,0002329	0,008031	34,477
360	10,51	1032	0,0002262	0,008031	35,506

Полученные плотности газов в цилиндре дизеля в конце такта сжатия были смоделированы в камере постоянного объёма при температуре $t_{кам} = 20$ °С за счёт величины давления воздуха $p_{кам}$, определяемого по известной формуле:

$$p_{кам} = \rho \frac{\mu R}{\mu_g} \cdot T_{кам}, \quad (28)$$

где μR – газовая постоянная, $\mu R = 8314$ Дж/(кмоль·К); μ_g – масса киломоля воздуха, $\mu_g = 28,96$ кг/кмоль.

Результаты расчёта требуемого давления в камере постоянного объёма при температуре 20°C для получения плотности воздуха, равной плотности газов в цилиндре дизеля, приведены в таблице 3.2.

Учитывая, что процесс впрыска топлива на номинальном режиме при максимальной цикловой подаче может производиться относительно длительное время (до 30 и более град. п.к.в.) вблизи ВМТ, для моделирования параметров среды, в которую впрыскивается топливо на безмоторном стенде, была принята плотность при положении поршня в ВМТ, то есть 35,506 кг/м³. Этой плотности соответствует давление 2,988 МПа, поэтому в натурных экспериментальных исследований на безмоторной установке давление в камере составляла 3,0 МПа.

Таблица 3.2 – Давление воздуха в камере постоянного объёма при температуре 20°C, соответствующее плотности газов в цилиндре дизеля

ρ , кг/м ³	17,456	20,571	24,171	28,053	31,737	34,477	35,506
$p_{кам}$, МПа	1,469	1,731	2,034	2,361	2,671	2,902	2,988

Параметры топливоподающей аппаратуры, которые планировалось исследовать на безмоторной экспериментальной установке, выбирались в соответствии режиму номинальной мощности: частота вращения приводного вала топливного насоса высокого давления n , давление топлива в топливной рампе $p_{т.р.}$ и продолжительность электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр.}$.

Частота вращения приводного вала топливного насоса высокого давления n принималась на всех исследованных режимах равной 1050 мин⁻¹.

Давление топлива в топливной рампе $p_{т.р.}$ устанавливалась различным в диапазоне от 165 МПа, заданного для режима номинальной мощности, до 100 МПа. Это позволило исследовать динамику развития топливных струй во всём диапазоне давлений, который может быть реализован данной топливной аппаратурой аккумуляторного типа.

Продолжительность электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр}$ устанавливалась различной в диапазоне от 0 до 3,0 мс с тем, чтобы заведомо перекрыть весь диапазон цикловых подач $q_{цикл}$, включая режимы частичных нагрузок и номинальной мощности. Это позволило определить реальные величины продолжительности задержки начала впрыска $\tau_{з.н.впр}$ и окончания впрыска $\tau_{з.ок.впр}$, а также продолжительность всего процесса впрыска топлива $\tau_{впр}$.

Для установления необходимого объема и порядка проведения натурных исследовательских испытаний процессов впрыска топлива, образования и движения факела распыленного топлива в камере постоянного объема была разработана программа и методика исследовательских испытаний.

Экспериментальные исследования проводились в соответствии разработанной программе, которая состояла из двух этапов:

1) Определение влияния продолжительности электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр}$ (без закрутки воздуха в камере постоянного объема) на динамику изменения длины и угол конуса распыленных топливных струй, а также на продолжительность задержек начала и окончания впрыска и продолжительность всего процесса впрыска топлива при различных давлениях в топливной рампе $p_{т.р.}$.

2) Определение влияния продолжительности электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр}$ (без закрутки воздуха в камере постоянного объема) на цикловую подачу топлива при различных давлениях в топливной рампе $p_{т.р.}$.

Испытаниям подвергались четыре топливные форсунки с электромагнитным клапаном с четырьмя видами распылителей: №1 – с 8 распыливающими отверстиями диаметром 0,30 мм; №2 – с 10 распыливающими отверстиями диаметром 0,27 мм; №3 – с 10 распыливающими отверстиями диаметром 0,28 мм; №4 – с 8 распыливающими отверстиями различных диаметров от 0,30 до ~0,50 мм.

Испытание по первому этапу программы выполнялись с одновременной регистрацией электрических сигналов (моментов начала и окончания электрического импульса управления форсункой и моментов начала и окончания

видеосъёмки) на осциллографе и высокоскоростной видеосъёмкой топливных факелов. Изменялись продолжительности электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр.}$ от 0,5 мс до 3,0 мс с шагом 0,5 мс. Давление в камере постоянного объема $p_{кам}$ устанавливался 30,0 кг/см² при температуре воздуха в камере постоянного объема $t_{кам} = 20^\circ\text{C}$. С помощью панели управления системой топливоподачи аккумуляторного типа задавалась частота вращения приводного вала ТНВД $n = 1050 \text{ мин}^{-1}$ и постоянное начальное давление в топливной рампе $p_{т.р.} = 165 \text{ МПа}$. Затем оно последовательно устанавливалось равным 150, 140, 130, 120, 110 и 100 МПа. Температура топлива поддерживалась на уровне 37–39°C.

Испытание по второму этапу программы выполнялись с одновременной регистрацией электрических сигналов (моментов начала и окончания электрического импульса управления форсункой) на осциллографе и измерением объёма впрыскиваемого топлива. Видеорегистрация топливных факелов не производилась, так как впрыскиваемое форсункой топливо собиралось в специальную ёмкость.

Условия проведения испытания по второму пункту программы соответствовали условиям испытания по первому пункту. При этом количество единичных впрысков топлива в камеру постоянного объема составило 20–30. Затем цикловая подача топлива определялась делением объёма слитого топлива на количество впрысков.

Моменты начала $\tau_{н.у.впр}$ и окончания $\tau_{ок.у.впр}$, а также продолжительность электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр}$ определялись по осциллограмме. Продолжительность электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр}$ определялась как разность между $\tau_{ок.у.впр}$ и $\tau_{н.у.впр}$.

За момент начала впрыска $\tau_{н.впр}$ принимался момент времени на видеосъёмке, когда появляются первые струи топлива из сопловых отверстий распылителя. За момент окончания впрыска $\tau_{ок.впр}$ принимался момент времени на видеосъёмке, когда прекращается истечение топлива из сопловых отверстий распылителя (подпитка топливных струй). Моменты начала $\tau_{н.впр}$ и окончания $\tau_{ок.впр}$ впрыска

отсчитывались от начала видеосъёмки $\tau_{н.в.с.}$. Момент начала видеосъёмки $\tau_{н.в.с.}$ определялся по осциллограмме.

Продолжительность впрыска топлива $\tau_{впр}$ определялась как разница между моментами окончания $\tau_{ок.впр}$ и начала $\tau_{н.впр}$ впрыска топлива.

Продолжительности задержки начала впрыска $\tau_{з.н.впр}$ и окончания впрыска $\tau_{з.ок.впр}$ определялись по сопоставлению результатов временной регистрации на цифровом осциллографе электрических импульсов управления форсункой и видеокамерой с результатами моментов времени на видеосъёмке изображений топливных факелов.

Результаты видеосъёмки процессов впрыска топлива и смесеобразования в камере постоянного объёма скоростной цветной видеокамерой FASTCAM SA-X2 сохранялись на компьютере как покадровые фотографии в формате JPEG через каждые 0,1 мс при скорости видеосъёмки 10 000 кадров в секунду. Пример полученных фотографий топливных факелов для распылителя с 8 сопловыми отверстиями по 0,3 мм приведён на рисунке 3.5.



Рисунок 3.5 – Пример фотографии топливных факелов для распылителя с 8 распыливающими отверстиями диаметром 0,30 мм

Для обработки полученных данных была принята нумерация топливных факелов, которая соответствует номерам сопловых отверстий на рисунке 3.6.

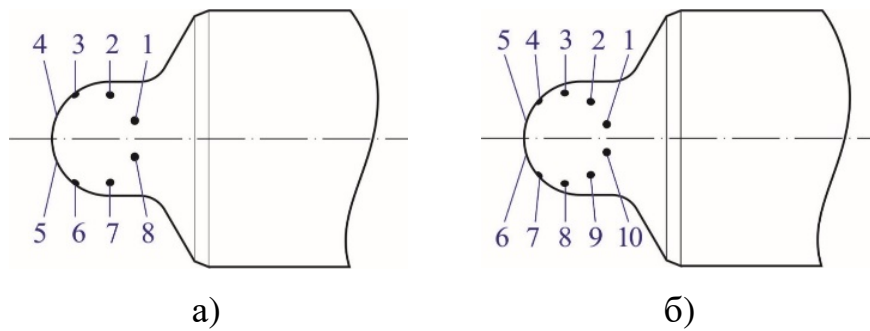


Рисунок 3.6 – Нумерация сопловых отверстий исследованных распылителей с 8 отверстиями по 0,30 мм (а) и с 10 отверстиями по 0,27 мм и распылитель с 10 отверстиями по 0,28 мм (б)

Для примера на рисунке 4.31 приведена сокращённая выборка фотографий развития топливных факелов в камере постоянного объема (через каждые 0,3 мс) от начала подачи электрического сигнала управления форсункой.

Для каждого режима испытаний на всех фотографиях через 0,1 мс определялась длина факелов по наибольшему расстоянию их вершины от выхода из соплового отверстия (диаметр носка распылителя около 4 мм). В качестве вспомогательной линейки использовались кольцевые окружности, которые нанесены через 10 мм (по радиусу). Полученные результаты для каждого факела заносились в таблицу в столбец, соответствующий порядковому номеру кадра.

Динамика изменения длин топливных факелов определялась измерением длин видимых частей факелов (расстояния от сопла распылителя до вершины видимой части топливных факелов) по их изображениям с течением времени по результатам видеосъёмки. У каждого распылителя были выделены три топливных факела, отличающиеся по длине: наиболее длинный $l_{\text{дл}}$, наиболее короткий $l_{\text{кор}}$ и средней длины $l_{\text{ср}}$.

Далее по табличным данным строились графики изменения длины факелов в зависимости от времени (от 0 до 5,0 мс). Пример полученных графиков топливных факелов приведён на рисунке 3.9.

По результатам сравнения величин длин распыленных топливных струй выбирались наиболее длинные и наиболее короткие топливные факелы. Средняя

длина факелов определялась как среднее арифметическое всех длин факелов для каждого кадра.

Как показано ниже на фотографиях (рисунок 3.7) видно, что контуры топливных факелов неровные, имеют местные искривления и существенно отличаются по форме от геометрического конуса. Это вызвано турбулентными потоками на границе соприкосновения двухфазной топливно-воздушной струи со сжатым воздухом. Однако в первом приближении форму факела распыленного топлива общепринято представлять в виде конуса. Поэтому определение величины угла конуса, распыленной топливных факелов осуществлялось по средней линии внешней поверхности без учёта флуктуации с исключением головной части факела.

Фотографии результатов видеорегистрации обрабатывались с помощью специальных шаблонов. Всего были подготовлены два шаблона (рисунок 3.7) с размеченными углами (18° , 22° , 26° и 30°) для визуального измерения угла конуса топливного факела для распылителей с 8 и 10 распыливающими отверстиями.

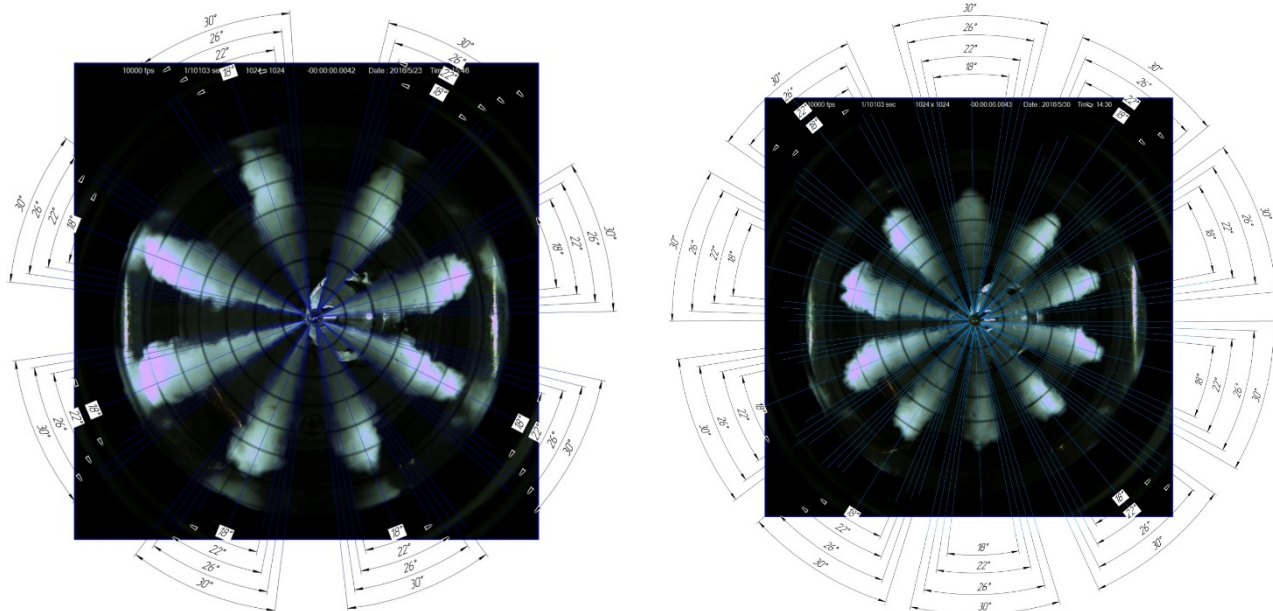


Рисунок 3.7 – Определение угла конуса у каждого топливного факела по размеченным углам для распылителя с 8 сопловыми отверстиями (слева) и с 10 сопловыми отверстиями (справа)

3.3. Результаты исследований процесса смесеобразования в камере постоянного объема на безмоторной экспериментальной установке

3.3.1. Влияние продолжительности электрического импульса управления форсункой на динамику изменения длины топливных факелов, продолжительность задержек начала и окончания впрыска, и продолжительность всего процесса впрыска топлива

Результаты безмоторных исследовательских испытаний трех видов распылителей с разным числом и диаметром распыливающих отверстий показывают, что при работе топливной аппаратуры при давлении 165 МПа и продолжительности управляющего импульса 0,5 мс (рисунки 3.8 и 3.9) максимальная скорость истечения топлива в начальный момент времени (в течение 0,2 мс от момента начала впрыска) с распылителем №1 (8x0,30) составила 80 м/с, с распылителем №2 (10x0,27) – 55 м/с, с распылителем №3 (10x0,28) – 90 м/с.

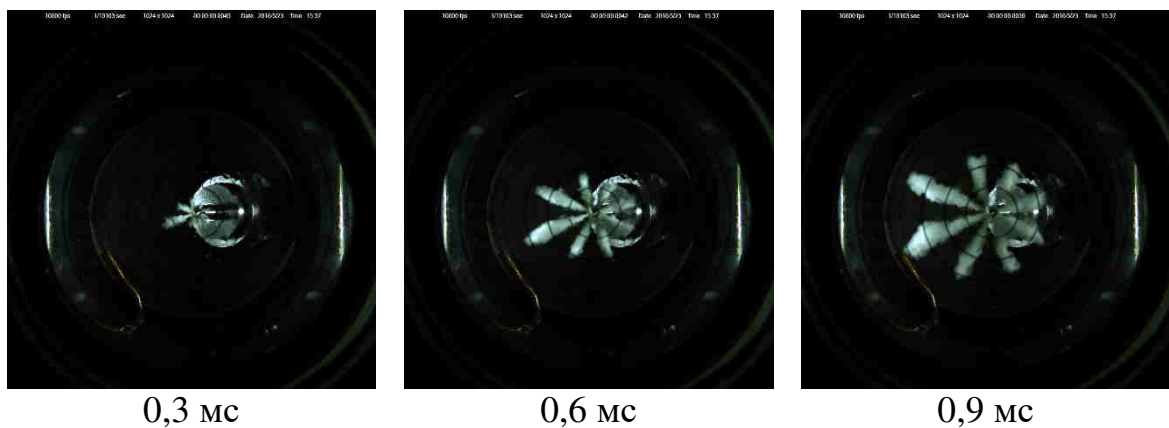


Рисунок 3.8 – Развитие топливных факелов в камере постоянного объема от начала процесса впрыска с распылителем №1 при давлении топлива в аккумуляторе $p_{т.р.} = 165$ МПа и продолжительности $\tau_{у.впр.} = 0,5$ мс

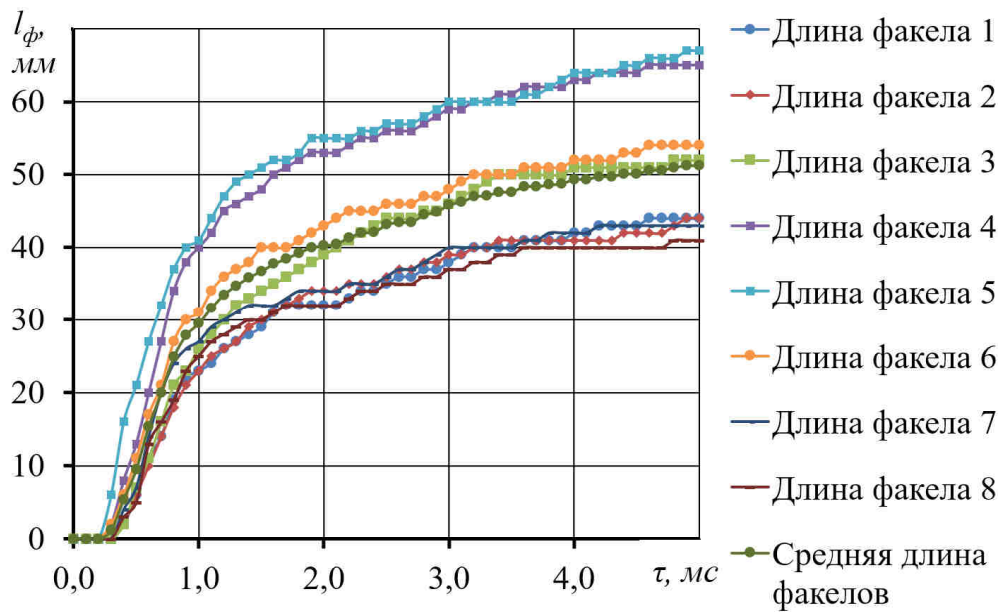


Рисунок 3.9 – Динамика изменения длины топливного факела с распылителем №1 при $p_{m.p.} = 165$ МПа и $\tau_{y.vnp.} = 0,5$ мс

В дальнейшем скорость факелов плавно снижается. Продолжительность импульса оказалась слишком короткой, что не позволило топливным факелам достичь стенки камеры сгорания. Начиная с середины и до конца процесса впрыска топлива, наблюдается двукратный по величине разбег длин топливных факелов.

На режиме работы топливной аппаратуры при давлении 165 МПа и продолжительностью управляющего импульса 1,0 мс (рисунки 3.10 и 3.11) можно выделить четыре характерных участка в динамике распространения топливных факелов:

первый участок – начальный момент времени (в течение 0,2 мс от момента начала впрыска); максимальная скорость истечения топлива с распылителем 8х0,30 составила 110 м/с, с распылителем 10х0,27 – 50 м/с, с распылителем 10х0,28 – 90 м/с;

второй участок – ограничивается длиной топливного факела примерно до 30 мм; максимальная скорость с распылителем 8х0,30 составила 60 м/с, с распылителем 10х0,27 – 43 м/с, с распылителем 10х0,28 – 50 м/с;

третий участок – ограничивается длиной топливного факела примерно до 50 мм; максимальная скорость с распылителем 8х0,30 составила 44 м/с, с распылителем 10х0,27 – 40 м/с, с распылителем 10х0,28 – 41 м/с;

четвертый участок – длины топливных факелов более 50 мм; участок постепенного угасания скорости вплоть до соприкосновения топливных факелов со стенкой цилиндра с дальнейшим рассеиванием топлива по камере сгорания.

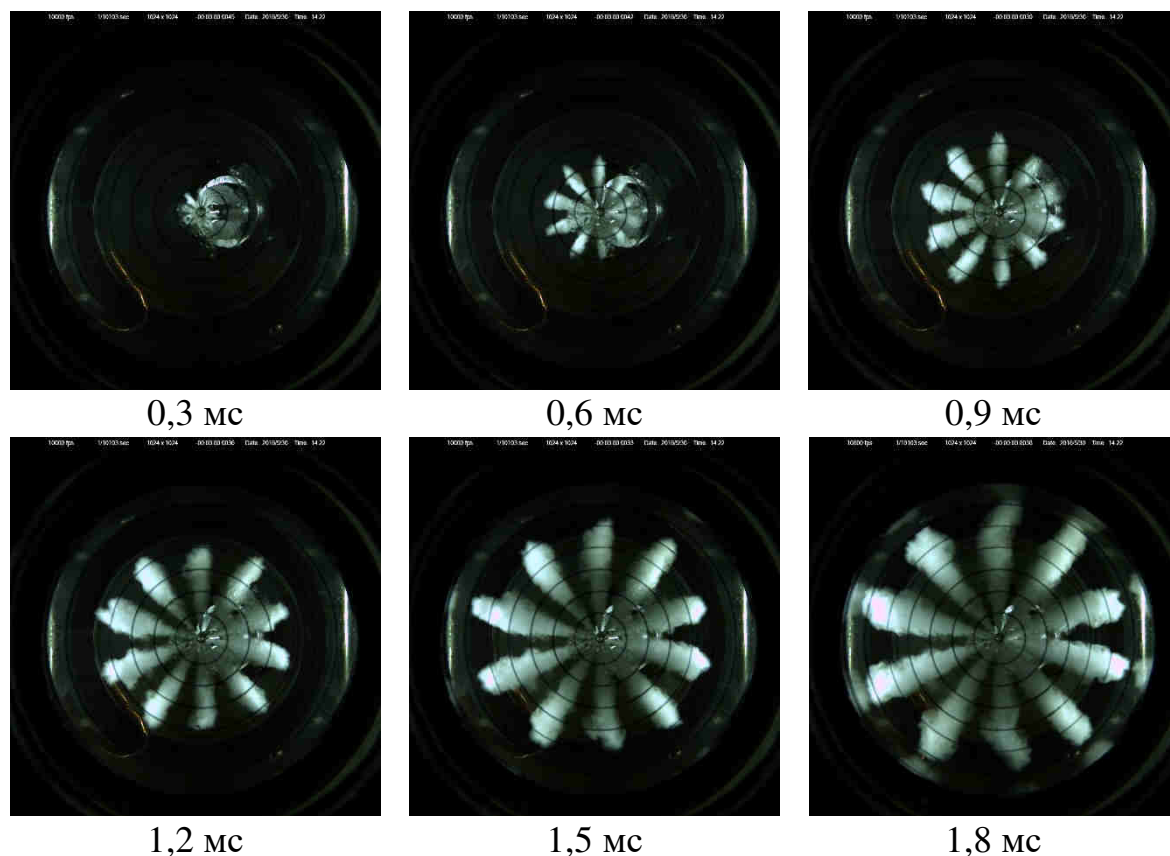


Рисунок 3.10 – Развитие топливных факелов в камере постоянного объема с распылителем 10х0,27 мм при $p_{т.р.} = 165$ МПа и $\tau_{у.впр.} = 1,0$ мс

При этом большинство топливных факелов к концу процесса впрыска также не достигли стенки камеры сгорания. Начиная с середины и до конца процесса впрыска топлива, разница в длинах топливных факелов составила примерно 25% от наибольшего значения.

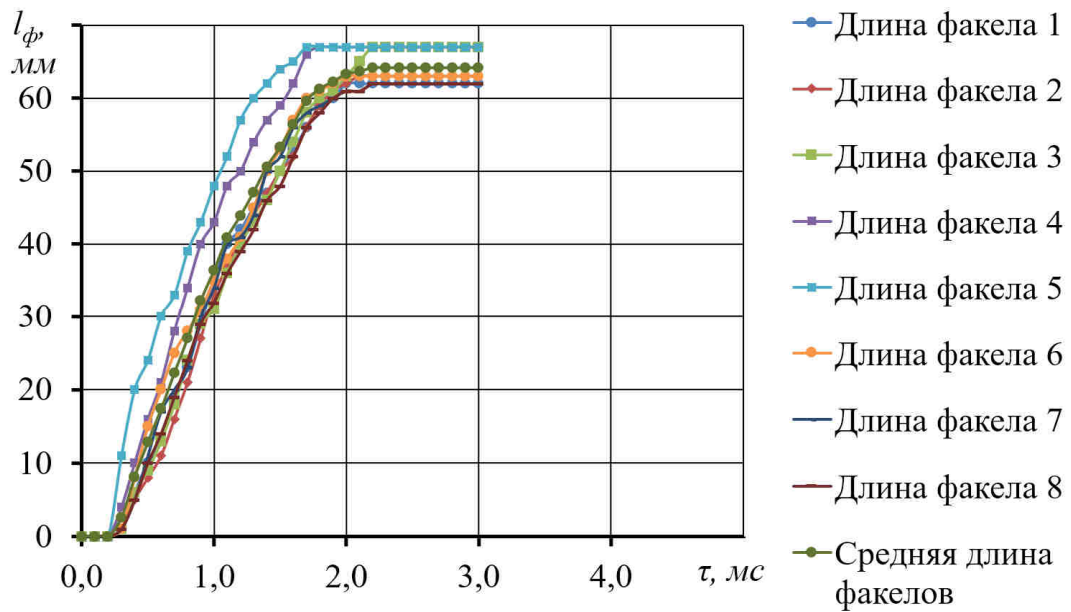


Рисунок 3.11 – Динамика изменения длины топливного факела с распылителем 8х0,30 мм при $p_{т.р.} = 165$ МПа и $\tau_{у.впр.} = 1,0$ мс

На режиме работы топливной аппаратуры при давлении 165 МПа и продолжительностью управляющего импульса от 1,5 до 3,0 мс (рисунок 3.12) также можно выделить четыре характерных участка в динамике распространения топливных факелов:

первый участок – начальный момент времени (в течение 0,2 мс от момента начала впрыска); максимальная скорость истечения топлива с распылителем 8х0,30 составила 67...100 м/с, с распылителем 10х0,27 – 35...55 м/с, с распылителем 10х0,28 – 55...90 м/с;

второй участок – ограничивается длиной топливного факела примерно до 30 мм; максимальная скорость с распылителем 8х0,30 составила 60...75 м/с, с распылителем 10х0,27 – 43...50 м/с, с распылителем 10х0,28 – 50...60 м/с;

третий участок – ограничивается длиной топливного факела примерно до 60 мм; максимальная скорость с распылителем 8х0,30 составила 44...46 м/с, с распылителем 10х0,27 – 40...41 м/с, с распылителем 10х0,28 – 38...43 м/с;

четвертый участок – длины топливных факелов более 60 мм; участок постепенного угасания скорости вплоть до соприкосновения топливных факелов со стенкой цилиндра с дальнейшим рассеиванием топлива по камере сгорания.

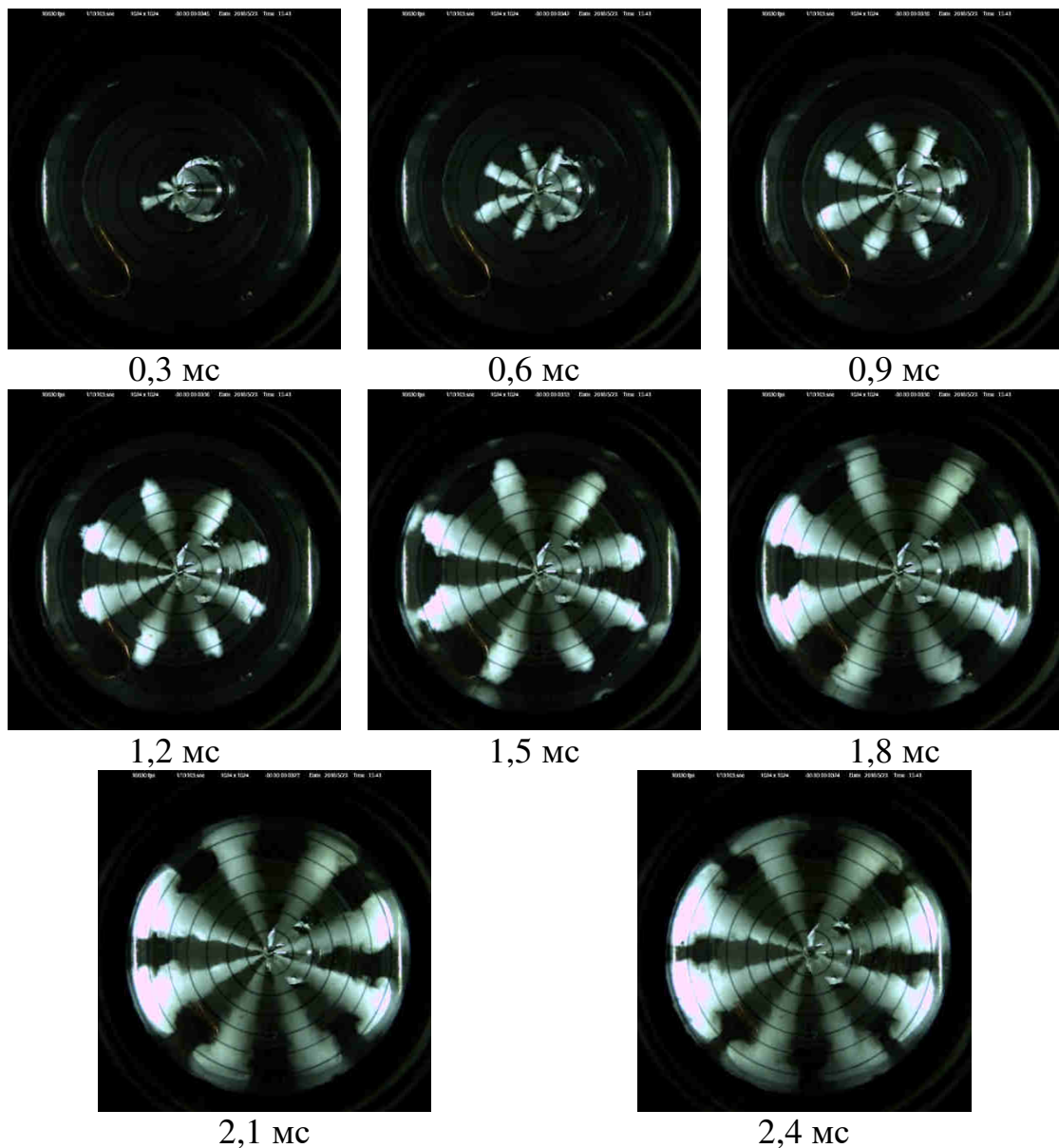


Рисунок 3.12 – Развитие топливных факелов в камере постоянного объема с распылителем 8х0,3 мм при $p_{т.р.} = 165$ МПа и $\tau_{у.впр.} = 1,5$ мс

В этом случае топливные факелы достигли максимально возможной длины к концу процесса впрыска. На этом режиме в середине процесса впрыска топлива разница в длинах топливных факелов составила также примерно 25% от наибольшего значения, но к концу процесса впрыска длины топливных факелов выровнялись.

С ростом продолжительности электрического импульса управления форсункой продолжительность процесса впрыска топлива пропорционально

увеличивалась. Причем разброс величин этого параметра применительно к различным режимам для распылителя 8х0,30 составил максимум 14% от наибольшего значения, для распылителя 10х0,27 разброс несколько вырос и составил 17%, а для распылителя 10х0,28 оказался небольшим и составил 12 %.

На режимах с продолжительностью электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр.} \geq 1,0$ мс значительного роста продолжительности задержки окончания впрыска не произошло (рисунок 3.13). Числовые значения параметра находились в пределах, идентичных для всех режимов, и для трех видов распылителей (8х0,30; 10х0,27 и 10х0,28) составило примерно от 0,8 до 1,2 мс.

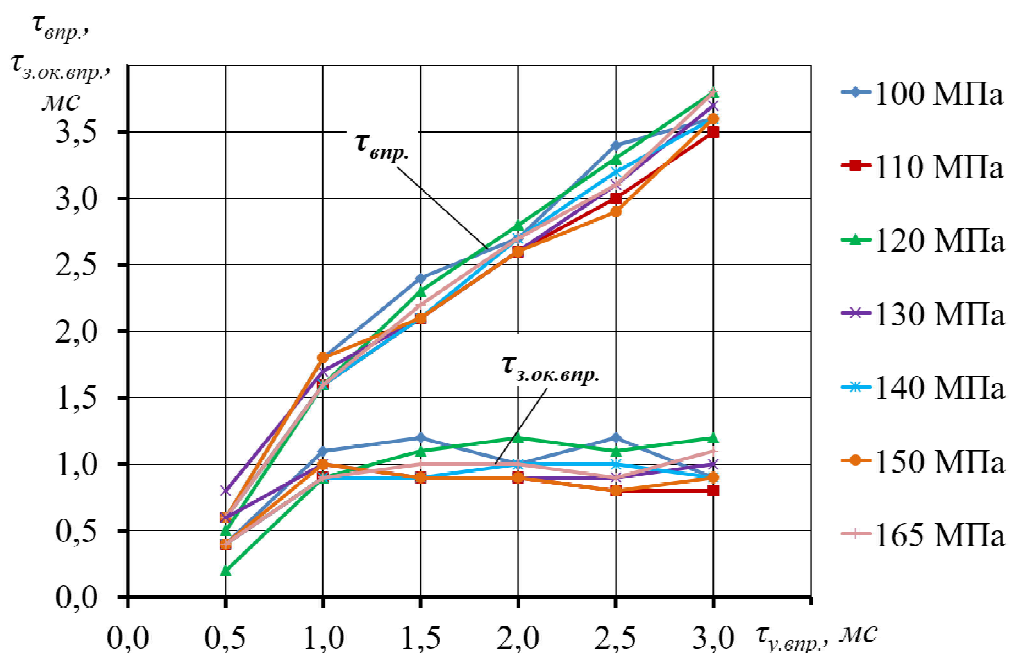
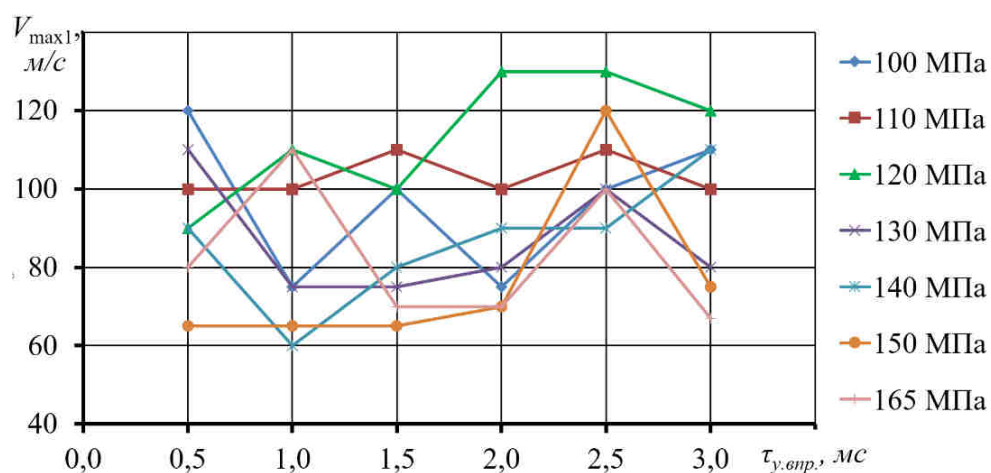


Рисунок 3.13 – Зависимости продолжительности задержки окончания впрыска и продолжительности всего процесса впрыска топлива при различных давлениях в топливной рампе $p_{т.р.}$ от продолжительности электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр.}$ для распылителя 8х0,3 мм

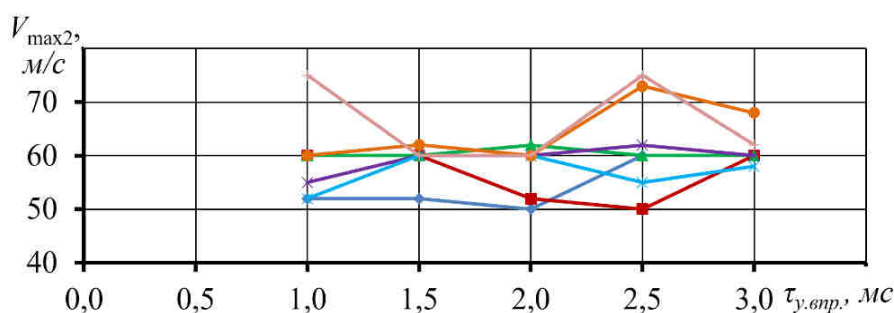
Продолжительности задержки начала впрыска топлива для трех видов распылителей практически не меняются при переходе с одного режима на другой и составляют 0,3–0,4 мс.

На рисунке 3.14 представлены числовые значения максимальных скоростей развития топливных факелов по трем характерным участкам.

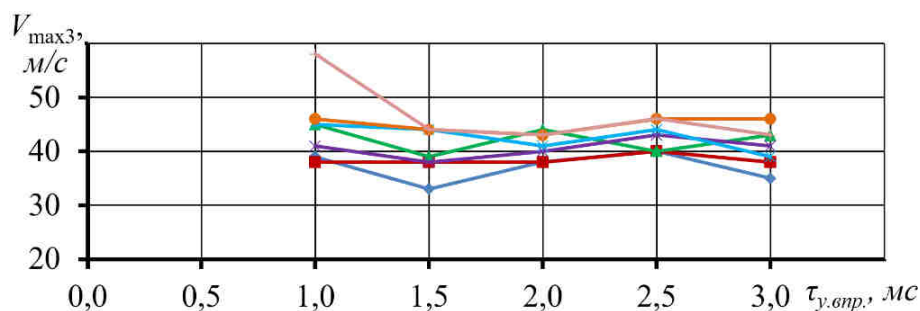
Разброс скоростей на первом участке (в начальный момент времени) для распылителя 8х0,30 на режиме работы топливной аппаратуры с давлением впрыска топлива 150 МПа и при различных продолжительностях электрического импульса управления форсункой минимальное значение скорости составило 65 м/с, а максимальное – 120 м/с. Наименьшая разница скоростей соответствует режиму работу с давлением впрыска 110 МПа: от 100 до 110 м/с.



а) первый участок (начальный момент времени)



б) второй участок



в) третий участок

Рисунок 3.14 – Максимальные скорости развития топливных факелов для распылителя №1 (8х0,3 мм)

Для распылителя 10х0,27 разброс скоростей на первом участке получился достаточно большим, но при этом значительно сократился по сравнению с результатами распылителя с 8 распыливающими отверстиями. Так, например, наибольший разброс получился на режиме работы топливной аппаратуры с давлением впрыска топлива 120 МПа минимальное значение скорости составило 30 м/с, а максимальное – 60 м/с. Наименьшая разница скоростей соответствует режиму работу с давлением впрыска 150 МПа: от 35 до 40 м/с. Для распылителя 10х0,28 разброс скоростей на первом участке получился меньше по сравнению с результатами распылителя с 8 распыливающими отверстиями немного больше значений распылителя с 10 распыливающими отверстиями. Наибольший разброс, как и двух предыдущих распылителей, получился на режиме работы топливной аппаратуры с давлением впрыска топлива 120 МПа минимальное значение скорости составило 45 м/с, а максимальное – 90 м/с. Наименьшая разница скоростей соответствует режиму работу с давлением впрыска 100 МПа: от 45 до 55 м/с.

Также можно отметить, что наибольшая разница скоростей для распылителя 8х0,30 при одном значении продолжительности электрического импульса управления форсункой и различных давлениях топлива в рампе, равная 60 м/с (от 70 до 130 м/с), выявилась при $\tau_{у.впр.} = 2,0$ мс, а наименьшая – при $\tau_{у.впр.} = 2,5$ мс (40 м/с; от 90 до 130 м/с). Для распылителя 10х0,27 наибольшая разница скоростей, равная 35 м/с (от 20 до 55 м/с), выявилась при $\tau_{у.впр.} = 2,0$ мс, а наименьшая – при $\tau_{у.впр.} = 3,0$ мс (15 м/с; от 35 до 50 м/с). Для распылителя 10х0,28 наибольшая разница скоростей, равная 60 м/с (от 40 до 100 м/с), выявилась при $\tau_{у.впр.} = 0,5$ мс и $\tau_{у.впр.} = 1,0$ мс, а наименьшая – при $\tau_{у.впр.} = 3,0$ мс (35 м/с; от 45 до 80 м/с).

На каждом из последующих участков поле разброса числовых значений скоростей все более сужается.

Для распылителя 8х0,30 на втором участке максимальный разброс скоростей составил 15 м/с (от 60 до 75 м/с) и соответствует режиму с давлением впрыска 165 МПа, а минимальный – 2 м/с (от 60 до 62 м/с) на режиме с давлением впрыска 120 МПа. Для распылителя 10х0,27 максимальный разброс скоростей составил 10 м/с

(от 33 до 43 м/с) и соответствует режиму с давлением впрыска 110 МПа, а минимальный – 3 м/с, от 43 до 46 м/с на режиме с давлением впрыска 140 МПа и от 41 до 44 м/с на режиме с давлением впрыска 150 МПа. Для распылителя 10х0,28 максимальный разброс скоростей составил 17 м/с (от 41 до 58 м/с) и соответствует режиму с давлением впрыска 130 МПа, а минимальный – 5 м/с, от 39 до 44 м/с на режиме с давлением впрыска 100 МПа.

На третьем участке также максимальный разброс скоростей для распылителя 8х0,30 составил 15 м/с (от 43 до 58 м/с) и соответствует режиму с давлением впрыска 165 МПа, а минимальный – 2 м/с (от 38 до 40 м/с) на режиме с давлением впрыска 110 МПа. Для распылителя 10х0,27 максимальный разброс скоростей составил 6 м/с (от 27 до 33 м/с) и соответствует режиму с давлением впрыска 100 МПа, а минимальный – 3 м/с (от 32 до 35 м/с) на режиме с давлением впрыска 110 МПа. Для распылителя 10х0,28 максимальный разброс скоростей составил 7 м/с (от 38 до 45 м/с) и соответствует режиму с давлением впрыска 165 МПа, а минимальный – 3 м/с (от 30 до 33 м/с) на режиме с давлением впрыска 110 МПа.

Увеличение числа распыливающих отверстий с 8 до 10 привело к существенному снижению скоростей развития топливных факелов.

По результатам испытаний также можно отметить, что при увеличении продолжительности электрического импульса управления форсункой наблюдается общая тенденция к сокращению разницы длин топливных факелов в рамках одного впрыска (рисунок 3.15).

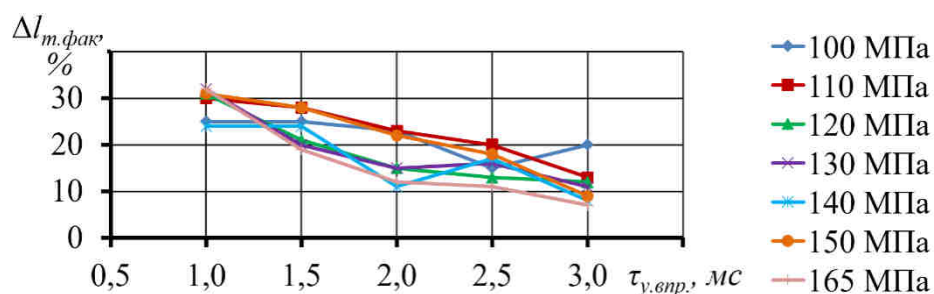


Рисунок 3.15 – Разница длин топливных факелов для распылителя 8х0,3 мм от изменения продолжительности $\tau_{у.впр}$.

На рисунке 3.15 видно, что наименьшая разница в длинах топливных факелов для трех видов распылителей соответствует режиму с давлением впрыска 165 МПа и продолжительностью электрического импульса управления форсункой $\tau_{y.впр.} = 3,0$ мс. При этом для распылителя 8х0,30 наибольшая разница соответствует режимам с давлениями впрыска 130 и 165 МПа и $\tau_{y.впр.} = 1,0$ мс, для распылителя 10х0,27 – режиму с давлением впрыска 120 МПа и $\tau_{y.впр.} = 1,0$ мс, для распылителя 10х0,28 – режиму с давлением впрыска 100 МПа и $\tau_{y.впр.} = 1,0$ мс.

Кроме того, повышение давления в топливной рампе от 100 до 165 МПа приводит к увеличению максимальной скорости истечения топлива, ускорению процесса смесеобразования и улучшению мелкости распыливания топлива.

3.3.2. Влияние продолжительности электрического импульса управления форсункой на угол конуса топливных факелов

Результаты определения угла конуса топливных факелов для распылителей 8х0,30 мм, 10х0,27 мм и 10х0,28 мм показал, что продолжительность подачи электрического импульса управления форсункой $\tau_{y.впр.}$ практически не влияет на величину углов конусов топливных факелов при постоянном давлении в топливной рампе 165 МПа. Аналогичные результаты получены при давлениях 100–150 МПа.

С увеличением давления в топливной рампе $p_{т.р.}$ от 100 МПа до 165 МПа при постоянной величине $\tau_{y.впр.} = 3,0$ мс углы конусов топливных факелов уменьшаются от 20°–22° до 17,5°–18,5° у распылителей 8х0,30 мм и 10х0,27 мм (рисунки 3.16 и 3.17) и от 19°–21° до 17°–18,5° у распылителя 10х0,28 мм (рисунки 3.18), то есть в среднем на 15%. Для всех исследованных распылителей на каждом режиме характерно, что углы конусов топливных факелов, образованных разными сопловыми отверстиями одного распылителя, отличаются на 1°–2° независимо от расположения относительно оси наклона форсунки. Наименьшие углы конусов топливных факелов получены с распылителем 10х0,28 мм.

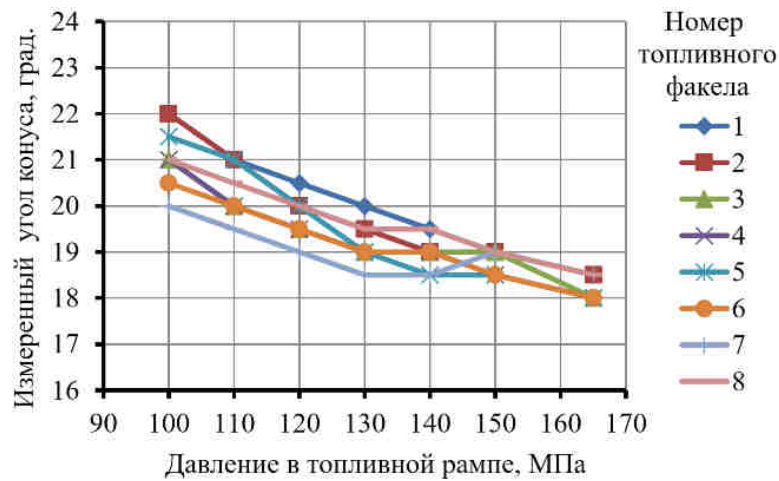


Рисунок 3.16 – Влияние давления в топливной рампе $p_{m.p.}$ на углы конусов всех топливных факелов распылителя 8x0,3 мм

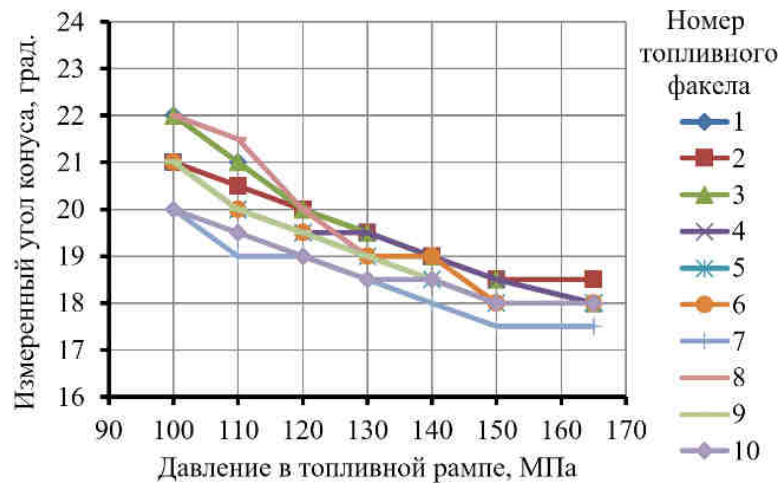


Рисунок 3.17 – Влияние давления в топливной рампе $p_{m.p.}$ на углы конусов всех топливных факелов распылителя 10x0,27 мм

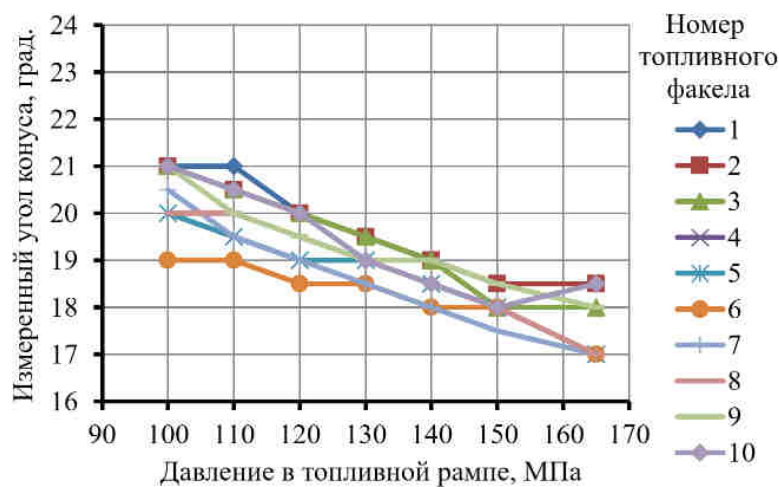


Рисунок 3.18 – Влияние давления в топливной рампе $p_{m.p.}$ на углы конусов всех топливных факелов распылителя 10x0,28 мм

3.3.3. Влияние продолжительности электрического импульса управления форсункой на цикловую подачу топлива

Результаты замера величины объёмной цикловой подачи для каждого исследованного распылителя форсунки показывают, что с увеличением давления в топливной рампе $p_{т.р.}$ от 100 МПа до 165 МПа (рисунок 3.19) объёмная цикловая подача топлива увеличивается на 25–28 % при всех продолжительностях электрического импульса управления форсункой, кроме $\tau_{у.впр.}=0,5$ мс. Максимальная цикловая подача топлива при наибольшей продолжительности электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр.}=3,0$ мс для распылителя 10x0,28 мм составляет 0,867 мл, для распылителя 8x0,3 мм – 0,825 мл, для распылителя 10x0,27 мм – 0,783 мл. При меньших продолжительностях электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр.}$, но равных условиях, наибольшие цикловые подачи топлива получены для распылителя 10x0,28 мм, наименьшие – для распылителя 10x0,27 мм.

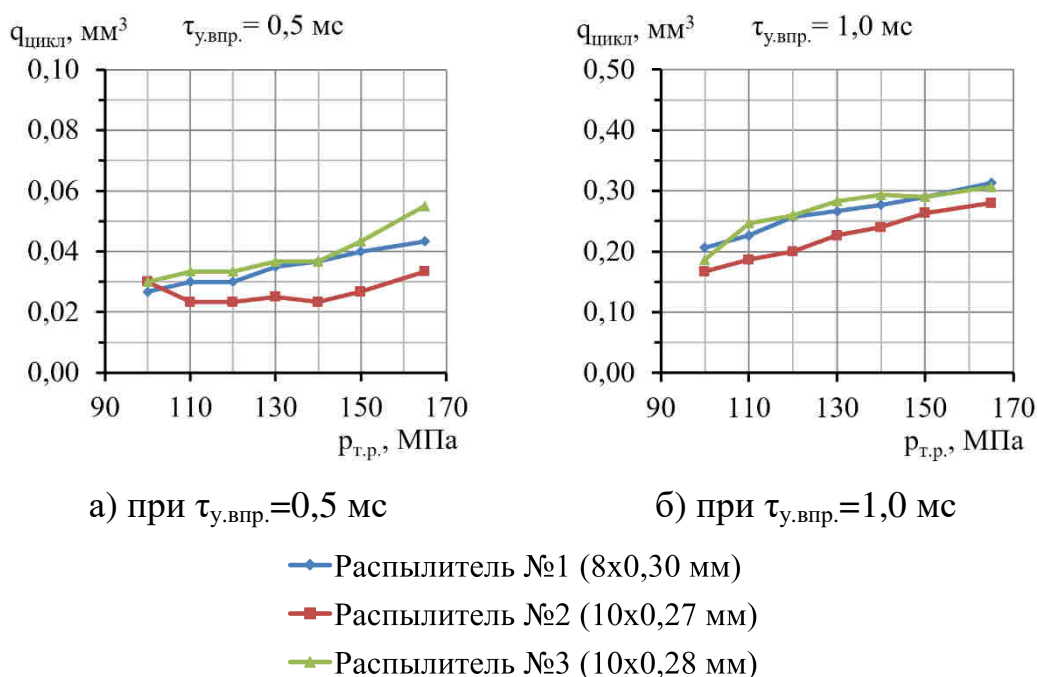
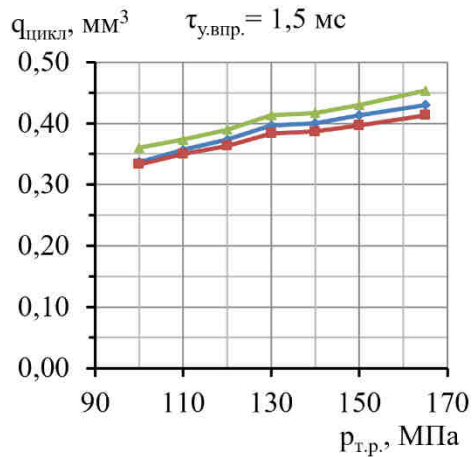
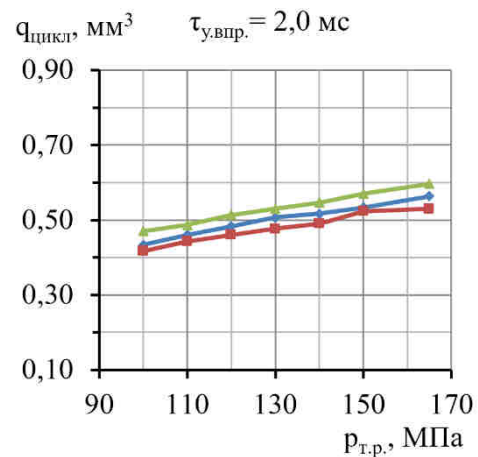
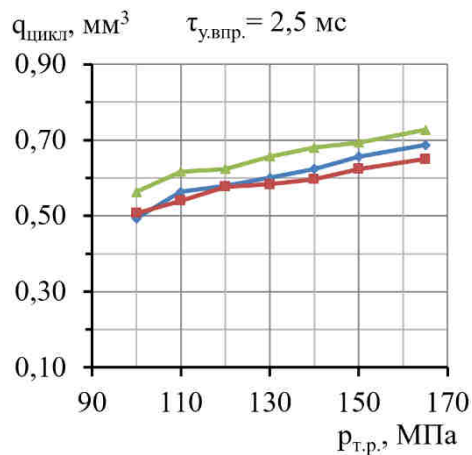
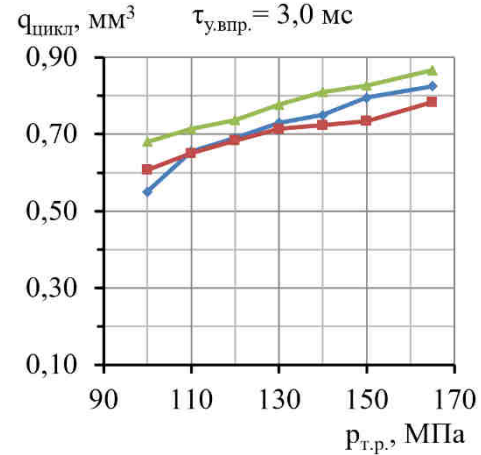


Рисунок 3.19 – Влияние давления в топливной рампе $p_{т.р.}$ от 100 до 165 МПа на расчётные значения объёмной цикловой подачи топлива при $\tau_{у.впр.}$ от 0,5 до 3,0 мс

в) при $\tau_{\text{у.впр.}} = 1,5 \text{ мс}$ г) при $\tau_{\text{у.впр.}} = 2,0 \text{ мс}$ д) при $\tau_{\text{у.впр.}} = 2,5 \text{ мс}$ е) при $\tau_{\text{у.впр.}} = 3,0 \text{ мс}$

Продолжение рисунка 3.19 – Влияние давления топлива в топливной рампе $p_{\text{т.р.}}$ от 100 до 165 МПа на расчётные значения объёмной цикловой подачи топлива при продолжительности $\tau_{\text{у.впр.}}$ от 0,5 до 3,0 мс

Увеличение продолжительности электрического импульса управления форсункой $\tau_{\text{у.впр.}}$ в диапазоне от 0,5 до 3,0 мс (рисунок 3.20) показывает такое же влияние на расчётные значения объёмной цикловой подачи топлива, что и увеличение давления в топливной рампе. При увеличении $\tau_{\text{у.впр.}}$ от 0,5 до 1,5 мс и давлениях в топливной рампе $p_{\text{т.р.}}$ в диапазоне от 100 до 130 МПа объёмная цикловая подача возрастает заметно больше, чем при дальнейшем увеличении $\tau_{\text{у.впр.}}$ от 1,5 до 3,0 мс. При давлениях в топливной рампе $p_{\text{т.р.}}$ от 130 до 165 МПа цикловая подача возрастает практически линейно в диапазоне $\tau_{\text{у.впр.}}$ от 1,0 до 3,0 мс.

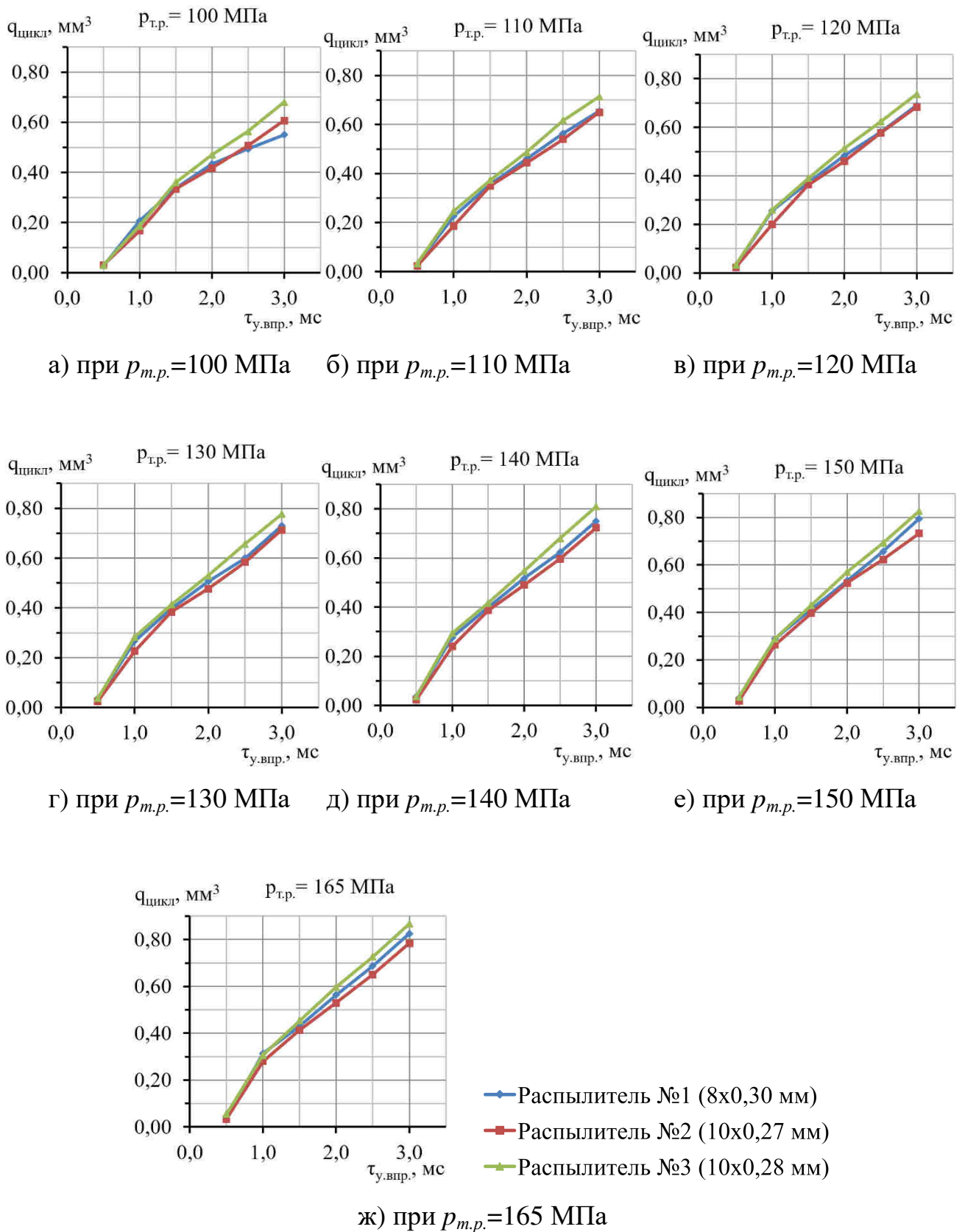


Рисунок 3.20 – Влияние продолжительности $\tau_{y.vpr}$ от 0,5 до 3,0 мс на расчётные значения объёмной цикловой подачи топлива при давлениях в топливной рампе $p_{m.p.}$ от 100 до 165 МПа

3.3.4. Влияние давления рабочего тела в камере постоянного объема на динамику изменения длины и угла конуса топливных факелов

По результатам исследований при различных значениях давления среды противодействия в камере постоянного объема при продолжительности $\tau_{y.vnp.} = 1,5$ мс и давлении в топливной рампе $p_{m.p.} = 165$ МПа установлено, что по мере увеличения давления от 0,1 до 3,0 МПа в камере постоянного объема, средняя длина топливных факелов уменьшается в различные моменты времени от начала впрыска в 1,1–3 раза (рисунок 3.21). При этом средний угол основного конуса топливных факелов увеличивается с 12° – 14° до 20° – 22° градусов, т.е. в 1,615 раза.

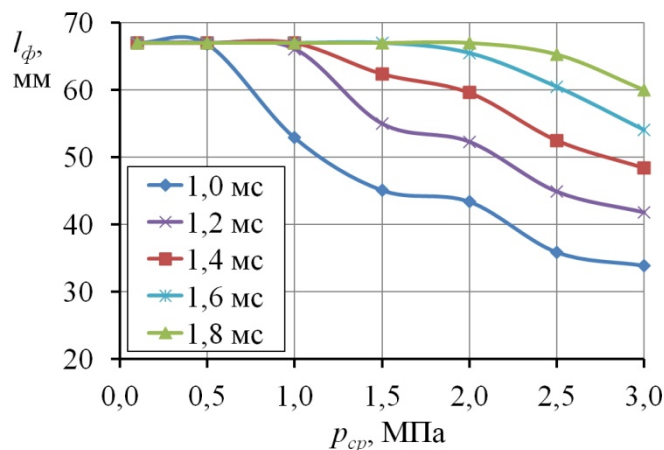


Рисунок 3.21 – Изменение средней длины топливных факелов в зависимости от давления рабочего тела в камере постоянного объема при различных моментах времени от начала впрыска

3.3.5. Формирование и развитие топливных факелов при взаимодействии со стенками камеры сгорания

Исследовано влияние профиля открытой камеры сгорания, на формирование и развитие топливных факелов в стесненном объёме сжатия. Для этого были сформированы ограничивающие шторки, имитирующие форму камеры сгорания реального транспортного дизеля типа ЧН15/16 (рисунок 3.22).

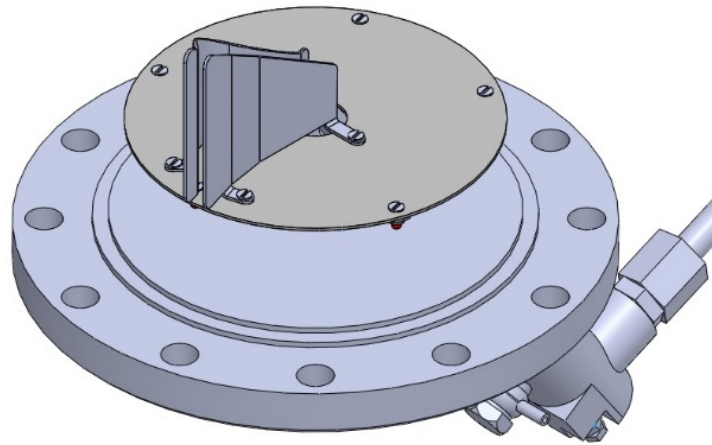


Рисунок 3.22 – 3D-модель установки ограничивающих шторок на фланце с форсункой в изометрии

Для видеорегистрации развития топливного факела, ограничивающие шторки были установлены в плоскости перпендикулярной оси камеры постоянного объема, как показано на рисунке 3.23.

Испытания проводились с распылителем №1 (с 8 распыливающими отверстиями и диаметром 0,30 мм). Продолжительность электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр.}$ была неизменной и равна 1,5 мс. Давление в топливной рампе устанавливалось равной $p_{т.р.} = 165, 130$ и 100 МПа. Давление $p_{кам}$ и температура $t_{кам}$ воздуха в камере постоянного объема поддерживались 3,0 МПа и 20°C, соответственно.

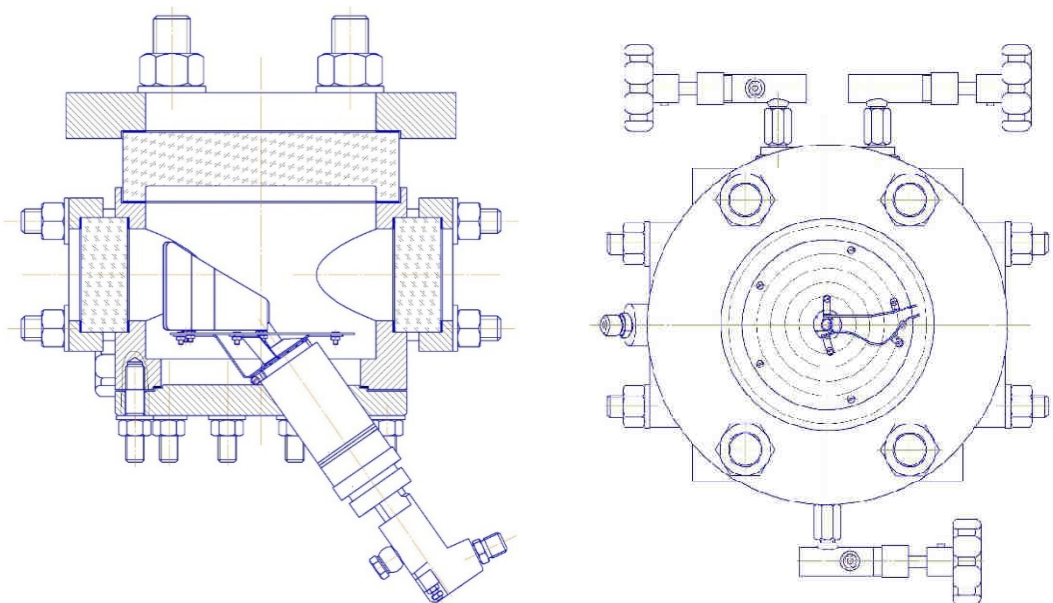


Рисунок 3.23 – Установка ограничивающих шторок на фланце с форсункой в камере постоянного объема

Результаты развития топливного факела и характера взаимодействия с поверхностью шторок представлены на рисунках 3.24 – 3.26 при различных давлениях топлива $p_{m.p.}$ в топливной рампе.

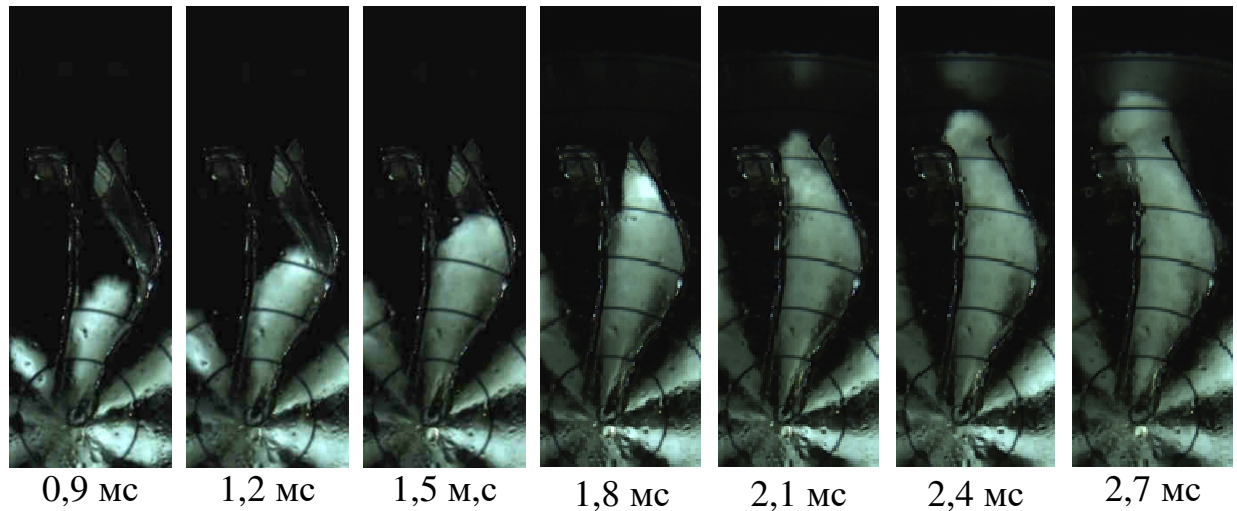


Рисунок 3.24 – Развитие топливных факелов в камере постоянного объема при давлении в топливной рампе $p_{m.p.} = 100$ МПа и продолжительности электрического импульса управления форсункой $\tau_{y.впр.} = 1,5$ мс

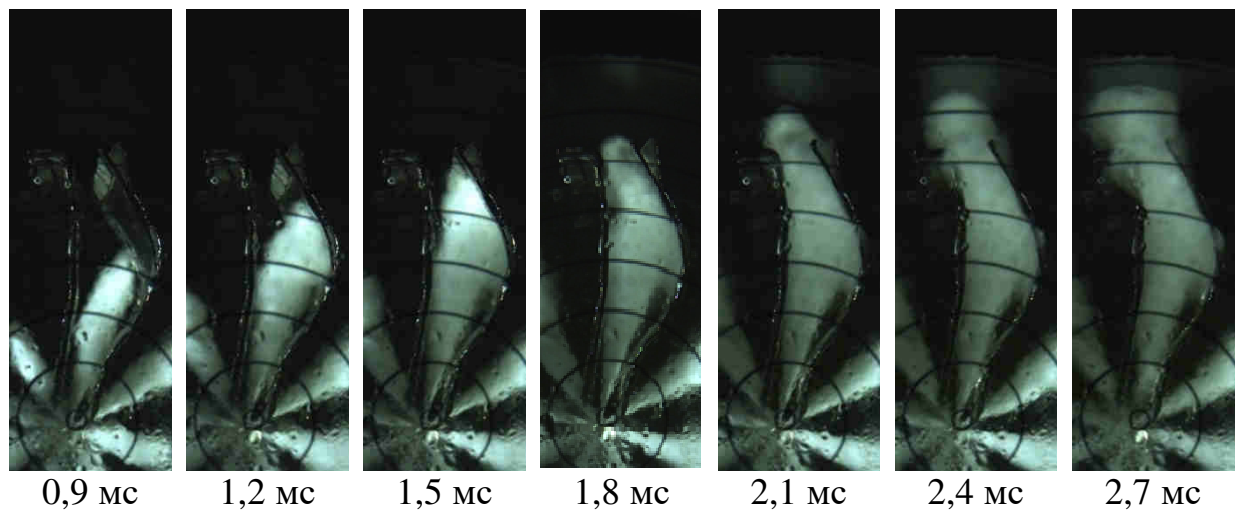


Рисунок 3.25 – Развитие топливных факелов в камере постоянного объема при давлении в топливной рампе $p_{m.p.} = 130$ МПа и продолжительности электрического импульса управления форсункой $\tau_{y.впр.} = 1,5$ мс

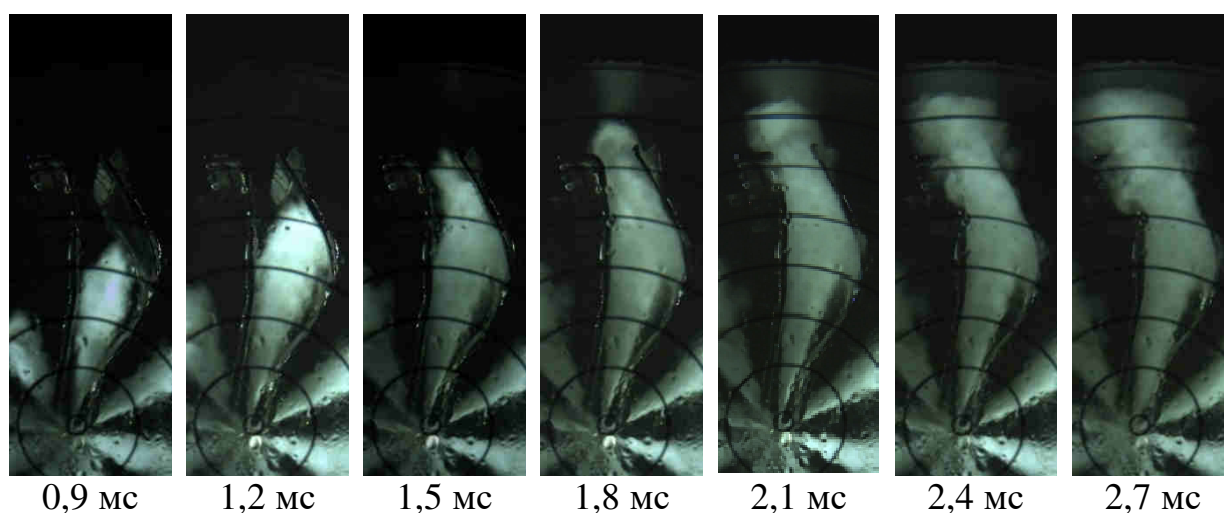


Рисунок 3.26 – Развитие топливных факелов в камере постоянного объема при давлении в топливной рампе $p_{т.р.} = 165$ МПа и продолжительности электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр.} = 1,5$ мс

На режиме работы топливоподающей аппаратуры с давлением в рампе 100 МПа (рисунок 3.27) были выделены четыре характерных участка в динамике распространения топливного факела: на первом участке – начальный момент времени (в течение 0,3 мс от момента начала впрыска); максимальная скорость истечения топлива составила 60 м/с; на втором участке – ограничивается длиной топливного факела примерно до 30 мм; максимальная скорость составила 52 м/с; на третьем участке – момент соприкосновения топливного факела с ограничивающей пластиной длина струи составляет 40 мм, при соприкосновении со стенкой струя изменяет свое направление и наблюдается снижение скорости до 13 м/с; на четвертом участке – длины топливных факелов более 60 мм; на последнем участке - постепенное угасание скорости вплоть до соприкосновения топливных факелов со стенкой цилиндра с дальнейшим рассеиванием топлива по камере сгорания.

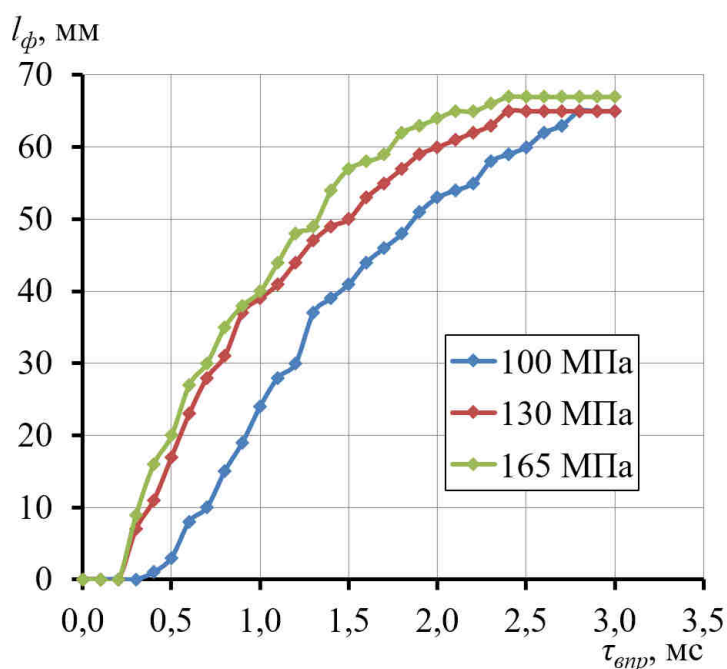


Рисунок 3.27 – Динамика изменения длины топливного факела в ограниченном пространстве при давлении в топливной рампе 100, 130 и 165 МПа и продолжительности электрического импульса $\tau_{у.впр.} = 1,5 \text{ мс}$

При давлении в топливной рампе 130 МПа (рисунок 3.27) на первом участке максимальная скорость истечения топлива составила 80 м/с; на втором участке – 65 м/с; на третьем участке после достижения факелом значений длины $l_a = 40 \text{ мм}$ из-за изменения направления движения струи скорость снизилась до значения равного 25 м/с.

При работе топливной аппаратуры с давлением в топливной рампе 165 МПа (рисунок 3.27) на первом участке максимальная скорость истечения топлива составила 100 м/с; на втором участке – 65 м/с; на третьем участке после достижения факелом значений длины $l_a = 40 \text{ мм}$ из-за изменения направления движения струи скорость снизилась до значения равного 35 м/с.

По результатам безмоторных исследований была составлена схематическая диаграмма динамики изменения длины топливных факелов и их взаимодействия со стенкой камеры сгорания относительно изменения положения поршня в диапазоне от начала процесса подачи топлива (-35 град. п.к.в. до ВМТ) до прихода поршня в верхнюю мертвую точку (рисунки 3.28 – 3.31).

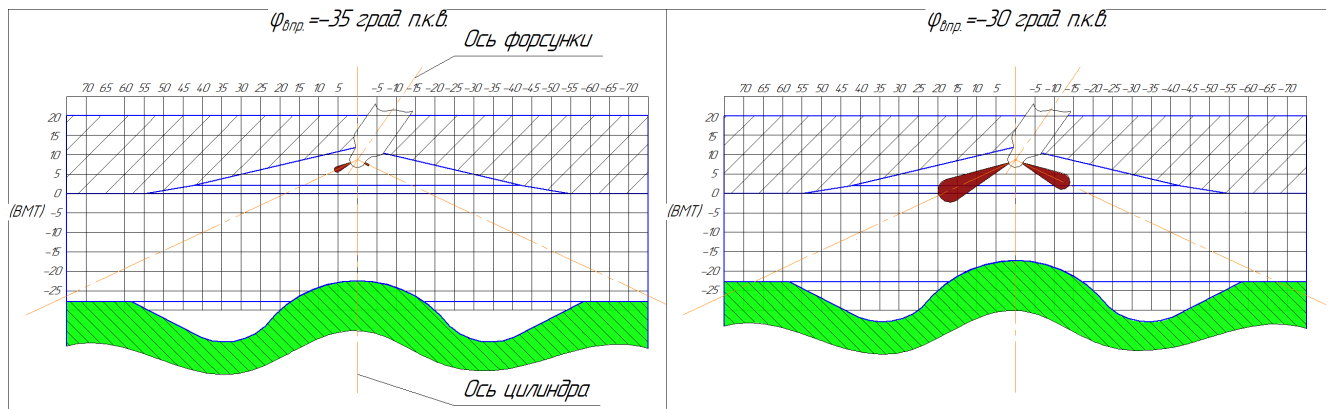


Рисунок 3.28 – Зависимость длины топливной струи и положения поршня при $\varphi_{впр.} = 35$ град. п.к.в. до ВМТ (слева) и $\varphi_{впр.} = 30$ град. п.к.в. до ВМТ (справа)

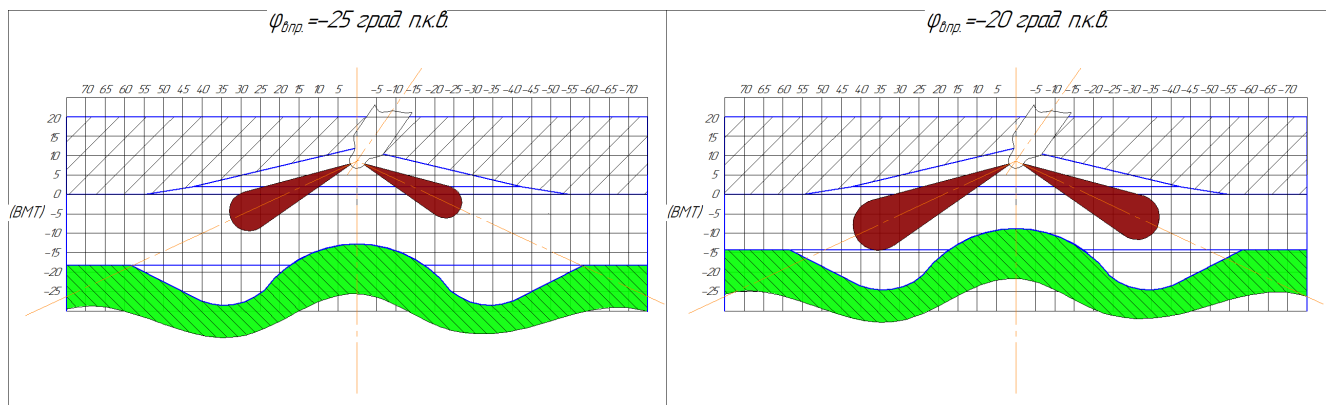


Рисунок 3.29 – Зависимость длины топливной струи и положения поршня при $\varphi_{впр.} = 25$ град. п.к.в. до ВМТ (слева) и $\varphi_{впр.} = 20$ град. п.к.в. до ВМТ (справа)

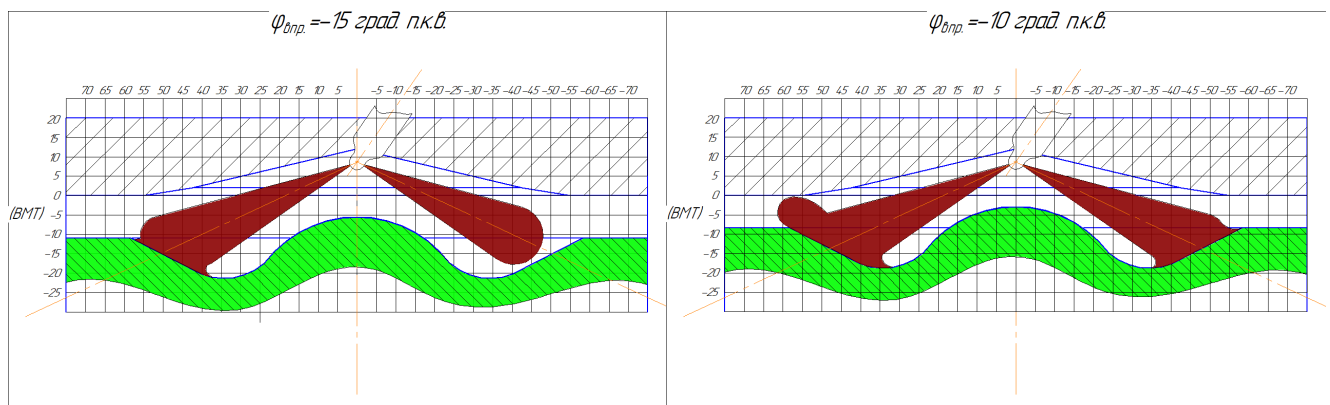


Рисунок 3.30 – Зависимость длины топливной струи и положения поршня при $\varphi_{впр.} = 15$ град. п.к.в. до ВМТ (слева) и $\varphi_{впр.} = 10$ град. п.к.в. до ВМТ (справа)

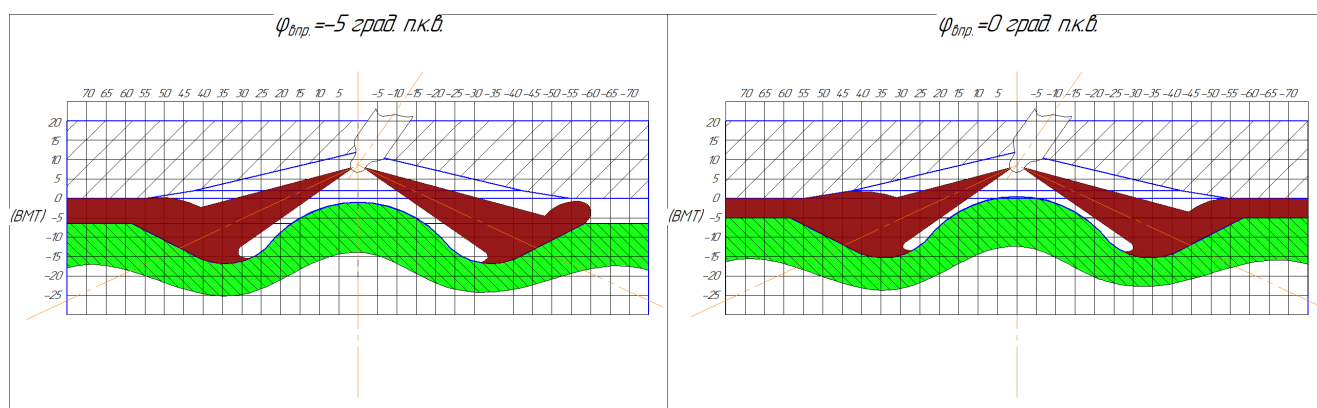


Рисунок 3.31 – Зависимость длины топливной струи и положения поршня при $\varphi_{впр.} = 5$ град. п.к.в. до ВМТ (слева) и $\varphi_{впр.} = 0$ град. п.к.в. до ВМТ (справа)

На рисунках 3.28–3.31 видно, что конструктивное исполнение исследованных распылителей под номерами 1, 2 и 3 со смещением оси «шатра» распыливающих отверстий к оси форсунки на угол 35° приводит к существенному различию динамики изменения длин топливных факелов, оси которых расположены по ходу движения топлива в корпусе распылителя, от топливных факелов с разворотом осей.

3.3.6. Сравнение результатов экспериментальных исследований по развитию топливных факелов, углов их конусов и цикловых подач, полученных для распылителей с одинаковыми и различными диаметрами распыливающих отверстий

Исследовано влияние диаметра распыливающих отверстий распылителя. Для этого были испытаны распылитель с вариантом исполнения №1 (с 8 распыливающими отверстиями и диаметрами 0,30 мм) и распылитель с вариантом исполнения №4 с разными диаметрами отверстий. Диаметры распыливающих отверстий распылителей приведены в таблице 3.3. Нумерация отверстий распылителей приведена на рисунке 3.32 (в). Фотографии исследованных распылителей приведены на рисунке 3.32.

Таблица 3.3 – Диаметры сопловых отверстий распылителя форсунки (мм)

Номер распыливающего отверстия	1	2	3...6	7	8
Распылитель №1	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Распылитель №4	~0,5	~0,4	0,3	~0,4	~0,5

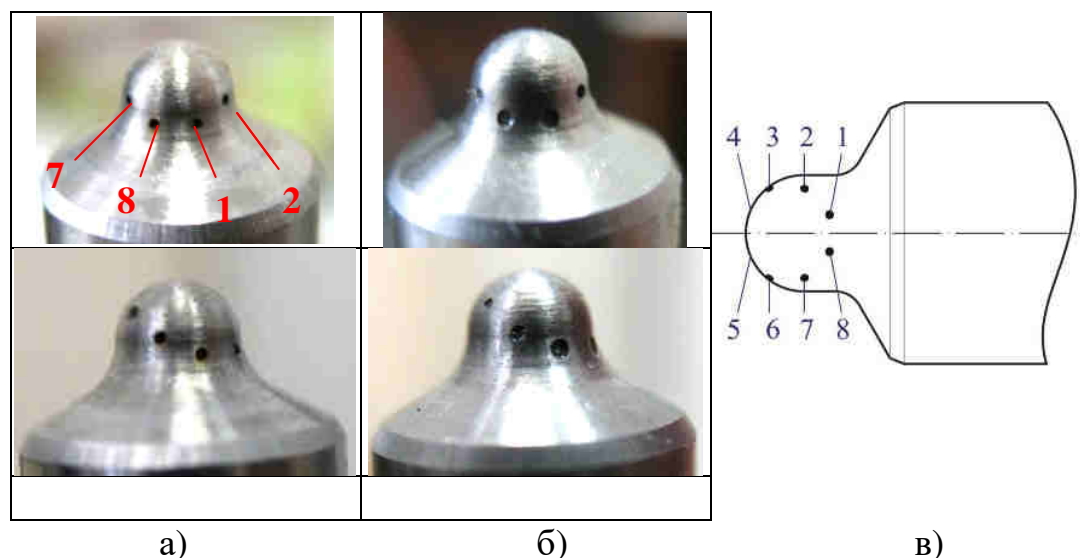


Рисунок 3.32 – Фотографии распылителя с вариантом исполнения №1 с 8 распыливающими отверстиями и одинаковыми диаметрами (а) и распылителя с вариантом исполнения №4 с разными диаметрами (б) и нумерация сопловых отверстий для исследованных распылителей с 8 отверстиями

Результаты показали, что если с распылителем №1 как показано на рисунках 3.33 (а), 3.34 (а), 3.35 (а) все топливные факелы под номерами 4 и 5 имеют наибольшую длину, а топливные факелы 1 и 8 имеют наименьшую длину, то с распылителем №4 как показано на рисунках 3.33 (б), 3.34 (б), 3.35 (б) все топливные факелы 4 и 5 лишь немного (на 2-3 мм) превышают длину остальных. Там же топливные факелы 1 и 8 в некоторых случаях превышают длину факелов 3 и 6. Таким образом, при увеличенных диаметрах распыливающих отверстий 1, 2, 7 и 8 получено более равномерное развитие топливных факелов. То есть увеличение диаметров распыливающих отверстий позволило компенсировать отклонение течения в них топлива от оси распылителя.

1.0 мс
от начала
импульса
управления

1.5 мс
от начала
импульса
управления

1.8 мс
от начала
импульса
управления

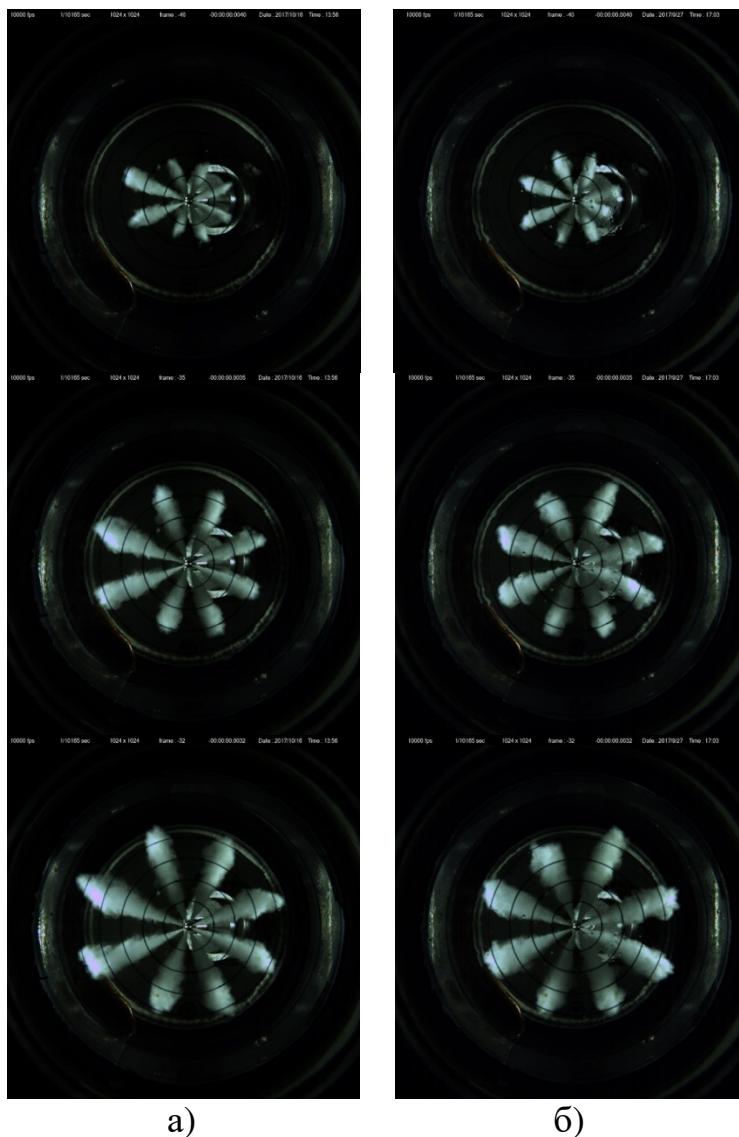


Рисунок 3.33 – Развитие топливных факелов в камере постоянного объема с распылителем №1 (а) и распылителем №4 (б) при давлении топлива в рампе 100 МПа

При давлении топлива в рампе 100 МПа (рисунок 3.36) у распылителя №1 топливные факелы 4 и 5 в момент времени 1,0 мс от начала импульса управления имеют длину 30 и 26 мм, то есть почти в 2 раза больше, чем остальные факелы (15–20 мм). Разница в длине 10 мм сохраняется в течение всего впрыска до касания стенки камеры. Это наглядно видно на рисунке 3.36, а. У распылителя 2 топливные факелы 4 и 5 в момент времени 1.0 мс от начала импульса управления имеют длину около 25 мм, что превышает длины остальных факелов в среднем на

5 мм. К моменту времени 1.8 мс разница длин нивелируется (рисунок 3.36, б). Для распылителя №1 топливные факелы 4 и 5 достигали стенки камеры через 2–2,2 мс, а факелы 1 и 8 отставали на 0,3–0,5 мс. Для распылителя №4 топливные факелы 4 и 5 достигали стенки камеры через 2,5–2,7 мс, а факелы 1 и 8 – раньше на 0,4–0,5 мс.

1.0 мс
от начала
импульса
управления

1.5 мс
от начала
импульса
управления

1.8 мс
от начала
импульса
управления

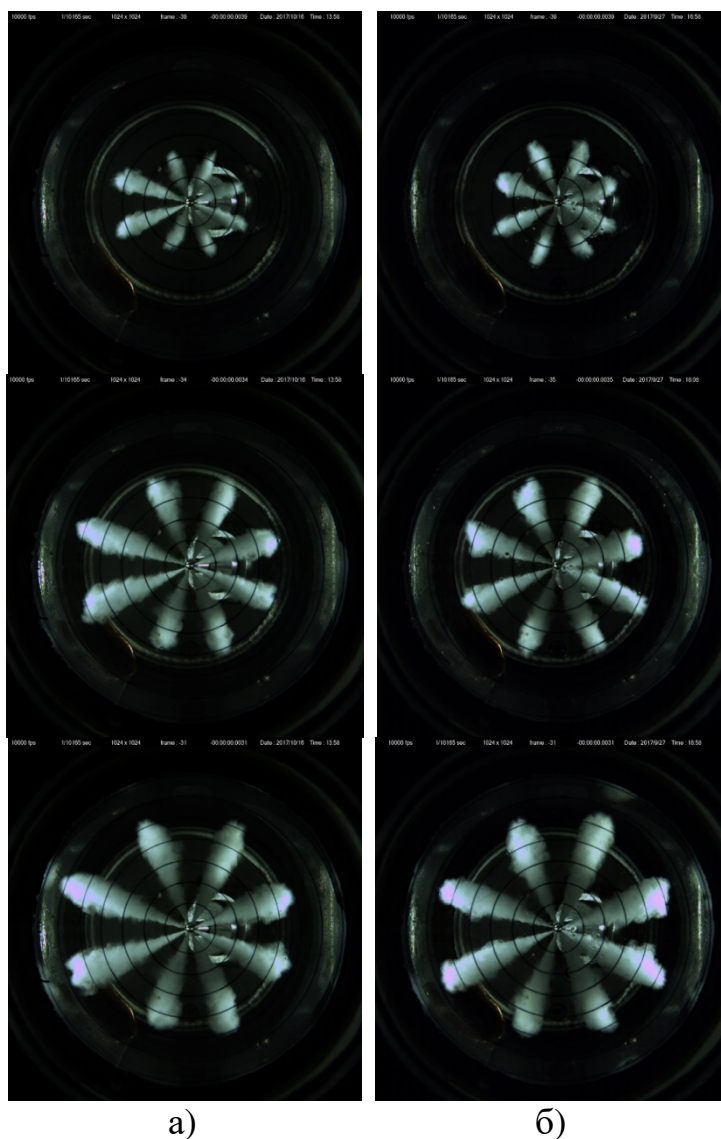


Рисунок 3.34 – Развитие топливных факелов в камере постоянного объема с распылителем №1 (а) и распылителем №4 (б) при давлении топлива в рампе 130 МПа

1.0 мс
от начала
импульса
управления

1.5 мс
от начала
импульса
управления

1.8 мс
от начала
импульса
управления

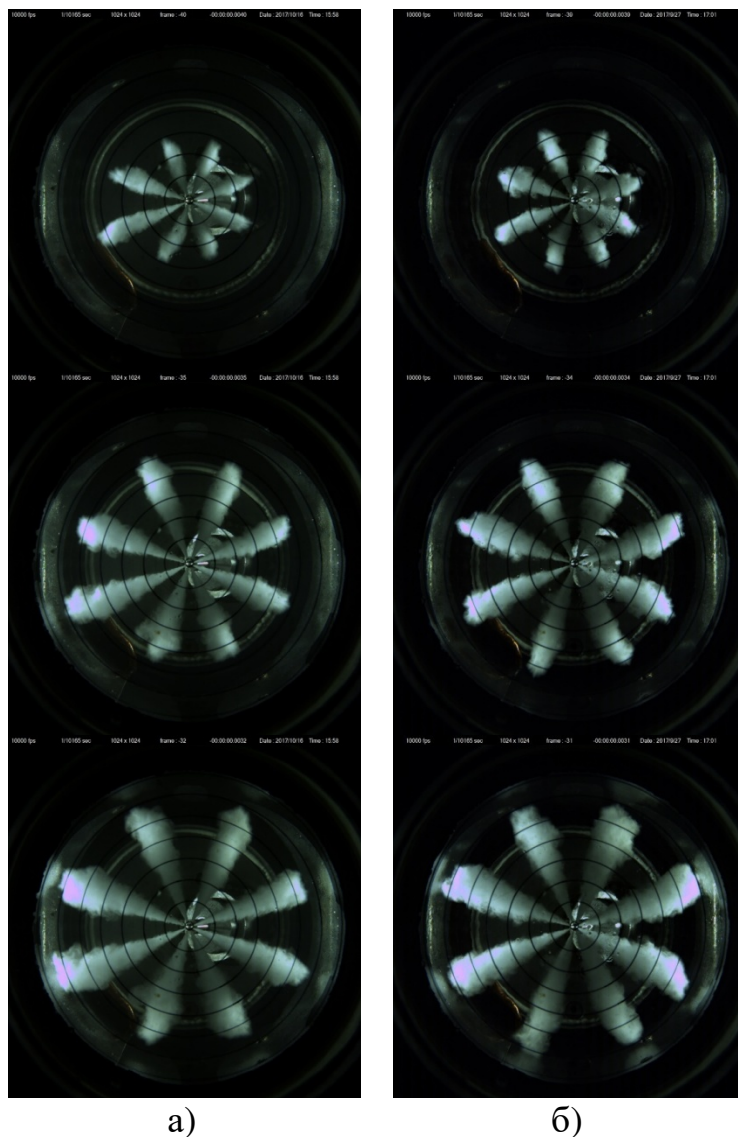


Рисунок 3.35 – Развитие топливных факелов в камере постоянного объема с распылителем №1 (а) и распылителем №4 (б) при давлении топлива в рампе 165 МПа

При давлении топлива 130 МПа общая картина развития факелов сохраняется (рисунок 3.34). У распылителя №1 топливные факелы 4 и 5 в момент времени 1,0 мс от начала импульса управления имеют длину около 35 мм, а остальные факелы 22–26 мм. Разница в длине превышает 10 мм и сохраняется в течение всего впрыска (рисунок 3.37, а). У распылителя №4 топливные факелы 4 и 5 в момент времени 1,0 мс от начала импульса управления имеют длину около 30 мм, что превышает длины остальных факелов на 3–5 мм. К моменту времени

1,8 мс разница длин уменьшается до 2–3 мм (рисунок 3.37, б). Для распылителя 1 топливные факелы 4 и 5 достигали стенки камеры через ~2 мс, а факелы 1 и 8 отставали на 0,1–0,3 мс (рисунок 3.37). Для распылителя 2 все топливные факелы достигали стенки камеры через 2,2–2,3 мс.

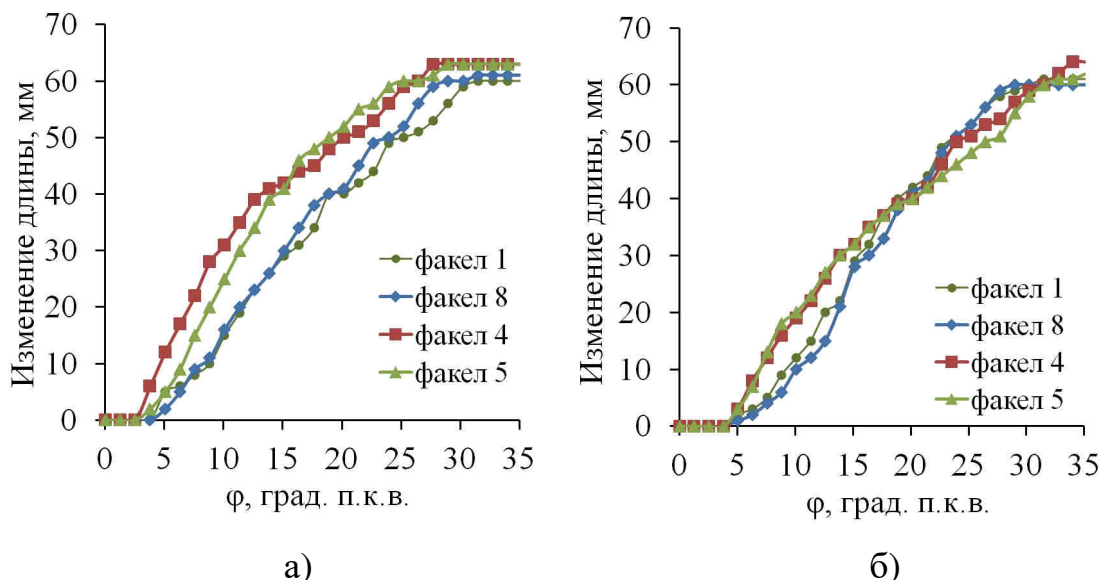


Рисунок 3.36 – Динамика изменения длины топливных факелов под номерами 1, 8 и 4, 5 у распылителя №1 (а) и распылителя №4 (б) при давлении в топливной рампе 100 МПа

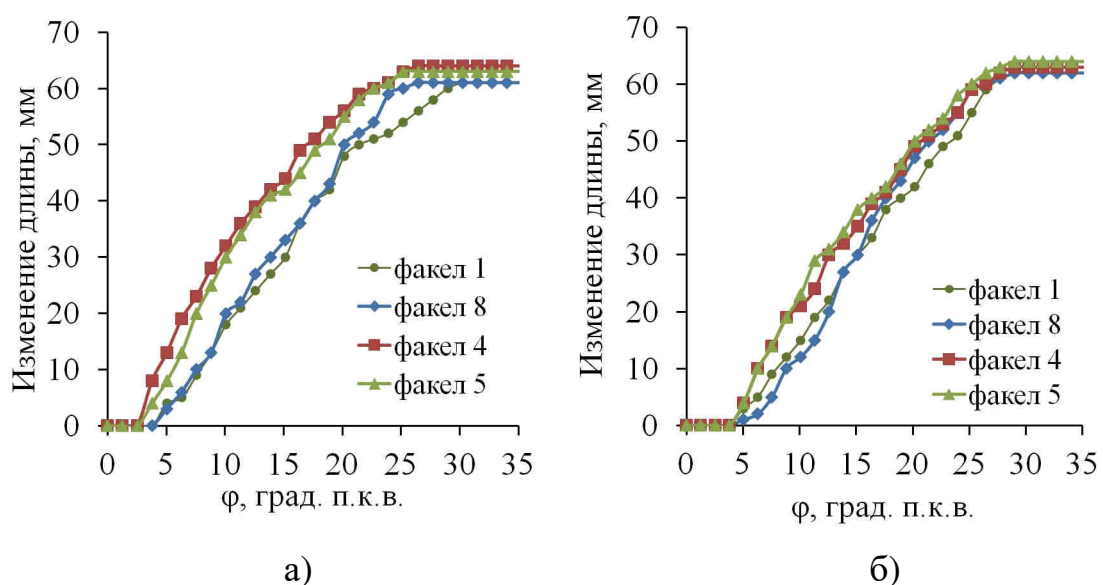


Рисунок 3.37 – Динамика изменения длины топливных факелов под номерами 1, 8 и 4, 5 у распылителя №1 (а) и распылителя №4 (б) при давлении в топливной рампе 130 МПа

При давлении топлива 165 МПа (рисунок 3.35) у распылителя №1 топливные факелы 4 и 5 в момент времени 1,0 мс от начала импульса управления имеют длину 35 и 44 мм, а остальные факелы 26–28 мм. Разница в длине достигает 15 мм и сохраняется в течение всего впрыска (рисунок 3.38, а). У распылителя №4 топливные факелы 4 и 5 в момент времени 1,0 мс от начала импульса управления имеют длину около 35–38 мм, что превышает длины остальных факелов на 3–5 мм. К моменту времени 1,8 мс разница длин уменьшается до 2–3 мм (рисунок 3.38, б). Для распылителя 1 топливные факелы 4 и 5 достигали стенки камеры через 1,7–1,8 мс, а факелы 1 и 8 отставали на 0,3–0,5 мс. Для распылителя 2 топливные факелы 4 и 5 достигали стенки камеры через 1,8–1,9 мс, а факелы 1 и 8 – отставали на ~0,2 мс.

Полученные результаты отражены на графиках изменения средней длины топливных факелов для распылителей №1 и №4 (рисунок 3.39).

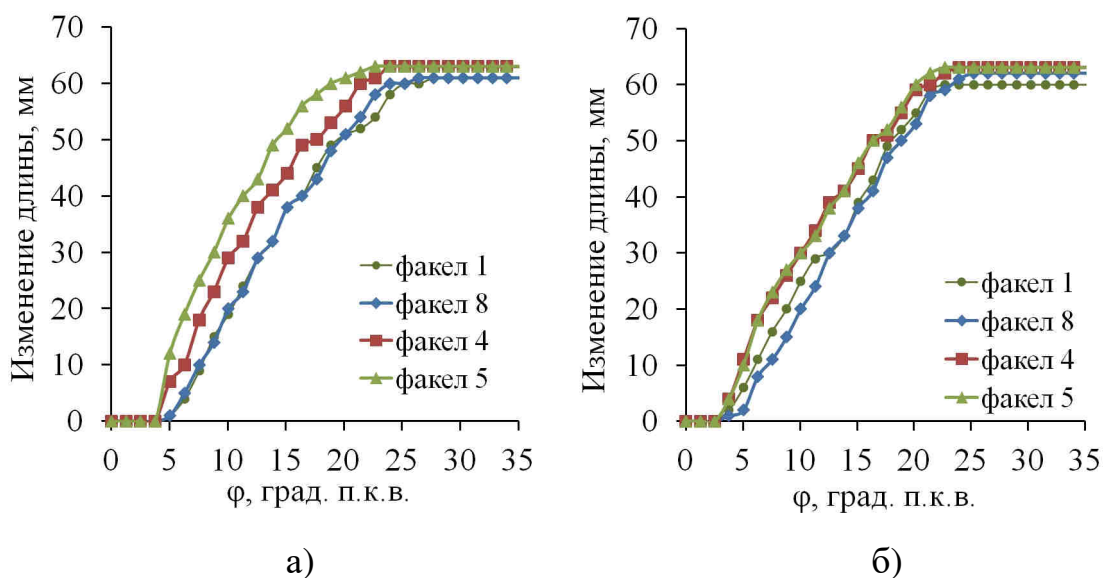


Рисунок 3.38 – Динамика изменения длины топливных факелов под номерами 1, 8 и 4, 5 у распылителя №1 (а) и распылителя №4 (б) при давлении в топливной рампе 165 МПа

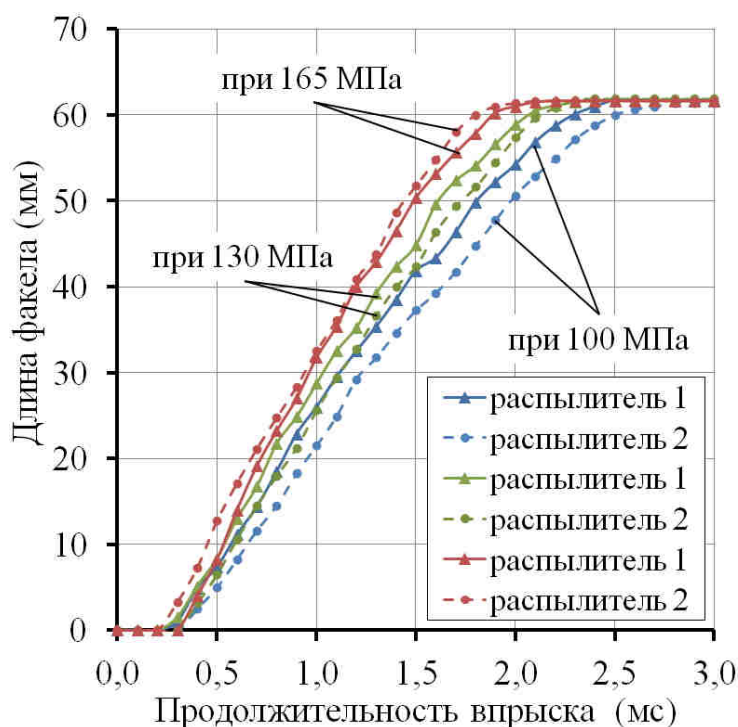


Рисунок 3.39 – Динамика изменения средних длин топливных факелов у распылителей с вариантами исполнения №1 и №4 при давлении в топливной рампе 100, 130 и 165 МПа

Определено, что на начальном участке впрыска в течение 1,0 мс длина топливных факелов увеличивается быстрее. Расчётная скорость изменения средних длин топливных факелов составляет от 35 м/с (при 100 МПа) до 50 м/с (при 165 МПа), затем она снижается до 31 м/с и 38 м/с, соответственно. В результате факелы достигают длины 60 мм в зависимости от давления топлива через 2,4–2,5 мс, ~2,1 мс и ~1,7 мс от начала подачи импульса управления.

При давлении топлива 100 МПа (рисунок 3.39) средняя скорость развития топливных факелов распылителя №4 составляет около 43 м/с. Это меньше чем у распылителя №1 (около 47 м/с). Но длины всех факелов отличаются незначительно (рисунок 3.33, б). То есть топливо более равномерно распределяется по камере сгорания. При этом скорость смесеобразования несколько меньше. Однако отставание в развитии топливных факелов составляет всего около 0,1 мс. При давлении топлива 130 МПа (рисунок 3.39) средняя

скорость развития топливных факелов распылителя №4 увеличивается до ~47 м/с, то есть на 4 м/с. У распылителя №1 эта скорость также увеличивается, но на меньшую величину ~2 м/с, и составляет около 48 м/с. Отставание в развитии топливных факелов у распылителя №4 при этом менее 0,1 мс. При давлении топлива 165 МПа (рисунок 3.39) средняя скорость развития топливных факелов распылителя №4 возрастает ещё больше – на 5 м/с и достигает около 52 м/с. А у распылителя №1 эта скорость также увеличивается, но на меньшую величину – на 4 м/с. В результате средние скорости развития топливных факелов выравниваются по величине и составляют около 52 м/с. Это обеспечивает практически одинаковую динамику их развития.

С увеличением давления в топливной рампе от 100 до 165 МПа углы конусов топливных факелов у распылителя №1 уменьшаются от 20°–22° до 18°–18,5°, в среднем на 13,6%. Углы конусов топливных факелов у распылителя 2 уменьшаются от 20°–24° до 19°–22,5°, в среднем на 5,7%.

По результатам сравнения средних значений углов конусов топливных факелов, которые приведены в таблице 3.4, определено, что при всех значениях давления топлива распылитель №4 даёт большие углы конусов (от 2,65% до 11,9%). С учётом того, что динамика развития топливных факелов у распылителя №4 незначительно меньше, можно ожидать увеличения объёма, занимаемого топливом в камере сгорания типа Гессельман, и улучшения смесеобразования и сгорания.

Таблица 3.4 – Средние значения углов конусов топливных факелов

Давление в топливной рампе (МПа)	Форсунка с распылителем №1	Форсунка с распылителем №4	Δ (%)
100	21,12°	21,68°	2,65
130	19,19°	20,56°	7,10
165	18,25°	20,43°	11,90

Результаты замера объёмной цикловой подачи топлива показали, что при увеличении давления в топливной рампе от 100 до 165 МПа с использованием

распылителя №1 она увеличивается на 31%, с использованием распылителя №4 – на 38,4% (рисунок 3.40).

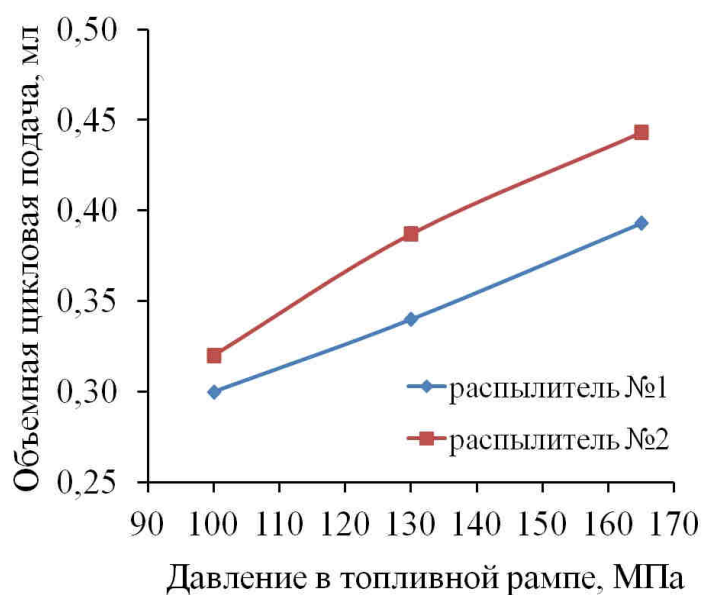


Рисунок 3.40 – Изменение объемной цикловой подачи топлива форсункой с распылителями №1 и №4 в зависимости от давления в топливной рампе

Применение увеличенных диаметров распыливающих отверстий у распылителя №4 приводит к существенному повышению цикловой подачи топлива (от 6,7% до 13,7%) по сравнению с распылителем №1. То есть в увеличенном объеме топливных факелов находится большее количество топлива.

Выводы по главе 3

1. Разработана, изготовлена и укомплектована регистрирующим оборудованием безмоторная экспериментальная установка для проведения экспериментальных исследований с визуализацией процессов подачи и распыливания жидкого топлива дизельной форсункой в камере постоянного объема. Камера постоянного объема выполнена в виде цилиндрического сосуда внутренним диаметром 150 мм и оснащена оптическими окнами для наблюдения и скоростной видеосъемки, элементами для подачи сжатого воздуха и регистрации температуры и давления внутри камеры. Для нагнетания и поддержания давления впрыска до 200 МПа используется топливный стенд,

оснащенный топливopодающей аппаратурой аккумуляторного типа. Синхронное управление работой всех систем установки осуществляется с помощью контроллера-синхронизатора.

2. Разработана программа и методика проведения экспериментальных исследований топливopодающей аппаратуры аккумуляторного типа с электронным управлением впрыска. Расчетom определено начальное давление в камере постоянного объема 3,0 МПа, соответствующее плотности рабочего тела в камере сгорания в конце такта сжатия форсированного транспортного дизеля на номинальном режиме.

3. Экспериментальными исследованиями в камере постоянного объема процесса смесеобразования распылителями №1 (8 отверстий по 0,30 мм), №2 (10 отверстий по 0,27 мм), №3 (10 отверстий по 0,28 мм) и №4 (8 отверстий различного диаметра) при давлении воздуха $p_{\text{кам}}=3,0$ МПа и температуре $t_{\text{кам}}=20^{\circ}\text{C}$, установлены следующие закономерности:

- конструктивное исполнение исследованных распылителей со смещением оси «шатра» распыливающих отверстий к оси форсунки на угол 35° приводит к существенному различию динамики изменения длин топливных факелов, оси которых расположены по ходу движения топлива в корпусе распылителя, от топливных факелов с разворотом осей;

- задержка начала процесса впрыска топлива от момента начала подачи электрического импульса управления форсункой для всех исследованных распылителей составила 0,3 мс;

- задержка окончания процесса впрыска топлива от момента окончания подачи электрического импульса управления форсункой для всех исследованных распылителей составила около 1,0 мс, за исключением режимов с продолжительностью электрического импульса управления форсункой 0,5 мс, на которых она составила 0,4 мс;

- для всех исследованных распылителей и режимов продолжительность процесса впрыска топлива на 0,7 мс больше продолжительности электрического импульса управления форсункой, за исключением режимов с

продолжительностью электрического импульса управления форсункой 0,5 мс, на которых она составила 0,1 мс;

- с увеличением давления в топливной рампе от 100 МПа до 165 МПа при всех исследованных продолжительностях электрического импульса управления форсункой более 1,0 мс время достижения топливными факелами длины 75 мм сокращается с 2,5 мс до 1,8 мс;

- с увеличением давления в топливной рампе $p_{т.р.}$ от 100 МПа до 165 МПа углы конусов топливных факелов уменьшаются от 20° – 22° до $17,5^{\circ}$ – $18,5^{\circ}$ у распылителей №1 (8х0,3 мм) и №2 (10х0,27 мм) и от 19° – 21° до 17° – $18,5^{\circ}$ у распылителя №3 (10х0,28 мм), то есть в среднем на 15 %;

- при увеличении давления в топливной рампе $p_{т.р.}$ от 100 МПа до 165 МПа цикловая подача увеличивается на 25–28 % при продолжительностях электрического импульса управления форсункой $\tau_{у.впр.}$ от 1,0 мс до 3,0 мс;

- при давлениях в топливной рампе $p_{т.р.}$ от 100 МПа до 130 МПа и увеличении $\tau_{у.впр.}$ от 0,5 мс до 1,5 мс цикловая подача возрастает заметно больше, чем при увеличении $\tau_{у.впр.}$ от 1,5 мс до 3,0 мс;

- при давлениях в топливной рампе $p_{т.р.}$ от 130 МПа до 165 МПа цикловая подача возрастает практически линейно в диапазоне $\tau_{у.впр.}$ от 1,0 мс до 3,0 мс;

- у распылителя №1 топливные факелы развиваются неодинаково: наибольшую длину имеют факелы из отверстий 4 и 5 разница с длинами факелов из других отверстий достигает 10–15 мм и сохраняется до касания со стенкой камеры;

- у распылителя №4 топливные факелы развиваются более равномерно: наибольшее отличие длин факелов из отверстий 4 и 5 от других составляет не более 3–5 мм;

- средняя скорость развития топливных факелов у распылителя №4 при давлении топлива 100 МПа на 10 % меньше, чем у распылителя №1 (43 м/с и 47 м/с соответственно), но при повышении давления до 165 МПа скорости выравниваются и составляют около 52 м/с;

– измеренные углы конусов топливных факелов четырех распыливающих отверстий под номерами 1, 2, 7 и 8 больше углов из остальных отверстий: у распылителя №1 эта разница составляет от $0,5^{\circ}$ до $1,5^{\circ}$, а у распылителя №4 достигает $3,0^{\circ}$ – $4,0^{\circ}$;

– с увеличением давления топлива от 100 МПа до 165 МПа углы конусов топливных факелов у распылителя №1 уменьшаются от 20° – 22° до 18° – $18,5^{\circ}$, в среднем на 13,6 %. Углы конусов топливных факелов у распылителя №4 уменьшаются от 20° – 24° до 19° – $22,5^{\circ}$, в среднем на 5,7 %;

– с увеличением давления в топливной рампе от 100 до 165 МПа с использованием распылителя №1 цикловая подача топлива увеличивается на 31%, с использованием распылителя №4 – на 38,4%.

4. При развитии топливного факела пластинами, имитирующими стесненные условия в камере сгорания форсированного транспортного дизеля при положении поршня в ВМТ, происходит его отражение с переносом большей части топлива в надпоршневой зазор.

ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ НАИЛУЧШИХ ИНДИКАТОРНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ФОРСИРОВАННОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ ЗА СЧЕТ КАЧЕСТВЕННОГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ

4.1. Исследование влияния различных параметров смесеобразования на процесс сгорания и показатели рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа ЧН15/16

Целью данного исследования являлось определение закономерностей влияния параметров, используемых при моделировании процесса смесеобразования, на показатели процесса сгорания и рабочего цикла при форсировании транспортного дизеля типа ЧН15/16 с учётом динамики развития топливных факелов топливной аппаратурой аккумуляторного типа. Для достижения этой цели решались задачи количественного определения влияния этих параметров на максимальные температуру и давление в цилиндре и индикаторные показатели рабочего цикла.

Исследование проводилось по разработанной программе «Дизель» [49] (пункт 2.3). В качестве исходных данных принимались следующие параметры: частота вращения коленчатого вала $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$, среднее индикаторное давление 1,69 МПа, соответствующее мощности 83,7 кВт, геометрическая степень сжатия 14, угол закрытия впускного клапана 30 град. п.к.в. после нижней мертвой точки, давление начала сжатия 0,31 МПа, температура в начале сжатия $T_a = 430 \text{ К}$, средняя температура стенок цилиндра $T_w = 450 \text{ К}$, средняя температура днища поршня $T_{\text{пор}} = 520 \text{ К}$, средняя температура головки $T_{\text{гол}} = 520 \text{ К}$, цикловая подача $q_{\text{ц}}$ дизельного топлива $25,0 \cdot 10^{-5} \text{ кг}$.

4.1.1. Исследование влияния динамики изменения количества испарившегося топлива в объёме, занимаемом топливными факелами, на процесс сгорания и показатели рабочего цикла

Исследование влияния закона изменения скорости смешения паров топлива на процесс сгорания и показатели рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа ЧН15/16 сначала производилось в зависимости от коэффициента коррекции закона впрыска. Величина коэффициента коррекции закона впрыска в первой половине продолжительности смешения λ_1 задавалась в диапазоне от 0 до 2,5. Величина коэффициента коррекции закона впрыска во второй половине λ_2 определялась из выражения (28) в зависимости от коэффициента λ_1 и доли топлива, подготовленного в первой половине впрыска. Остальные параметры, определяющие смесеобразование, принимались постоянными: доля топлива в первой половине (на участке 1) процесса смешения паров $\delta_{см1}=0,6$, продолжительность смешения паров топлива $\varphi_{см}=90$ град. п.к.в., угол начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=330$ град. п.к.в., угол конуса топливного факела $\gamma=20$ град., средняя скорость движения вершины топливного факела $W_{\varphi}=52$ м/с. Полученные значения индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре приведены на рисунке 4.1.

Здесь видно, что наилучшие индикаторные показатели рабочего цикла получены при нулевом значении коэффициента коррекции закона впрыска в первой половине продолжительности смешения λ_1 . В этом случае основное сгорание топлива происходит в течение ~ 40 град. п.к.в. в интервале углов 350–390 град. п.к.в. (рисунок 4.2).

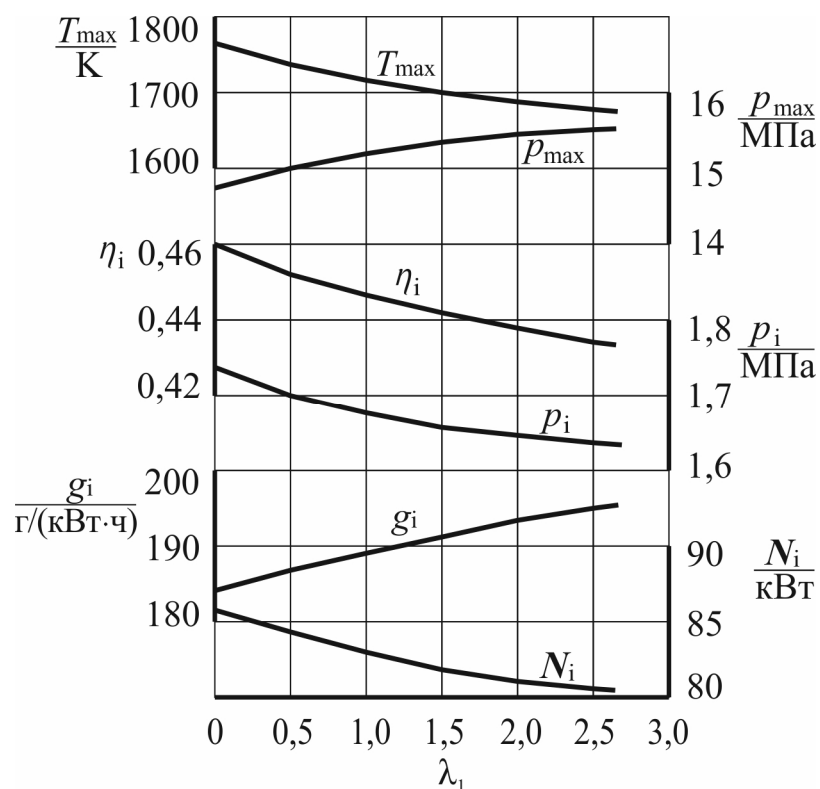


Рисунок 4.1 – Изменение индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре в зависимости от коэффициента коррекции закона впрыска λ_1

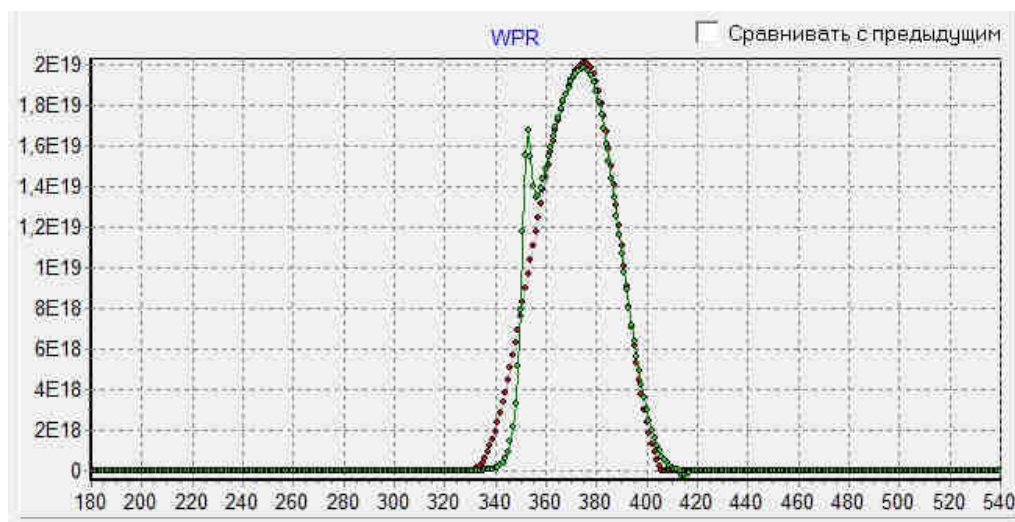


Рисунок 4.2 – Изменение скорости смешения паров топлива $W_{см}$ (коричневая кривая) и скорости сгорания (зеленая кривая) (количество молекул за град. п.к.в.) при коэффициенте коррекции закона впрыска $\lambda_1 = 0$

При увеличении коэффициента λ_1 до 2,5 все индикаторные показатели рабочего цикла постепенно ухудшаются на ~5,8%, максимальное давление в цилиндре растёт от 14,75 МПа на ~5,3%, а максимальная температура цикла снижается от 1768 К на 86° (~4,9%). Это происходит в результате изменения закона сгорания (рисунок 4.3). В этом случае основное сгорание топлива происходит в течение ~50 град. п.к.в. в интервале углов 348–398 град. п.к.в. (рисунок 4.3). Причём, в конце такта сжатия сгорает большая часть топлива, что приводит к увеличению максимального давления. При сопоставлении результатов расчёта с результатами обработки экспериментальных индикаторных диаграмм установлено, что наилучшее их совпадение происходит при коэффициенте $\lambda_1=0,75$. Эта величина использовалась при дальнейших расчётах.

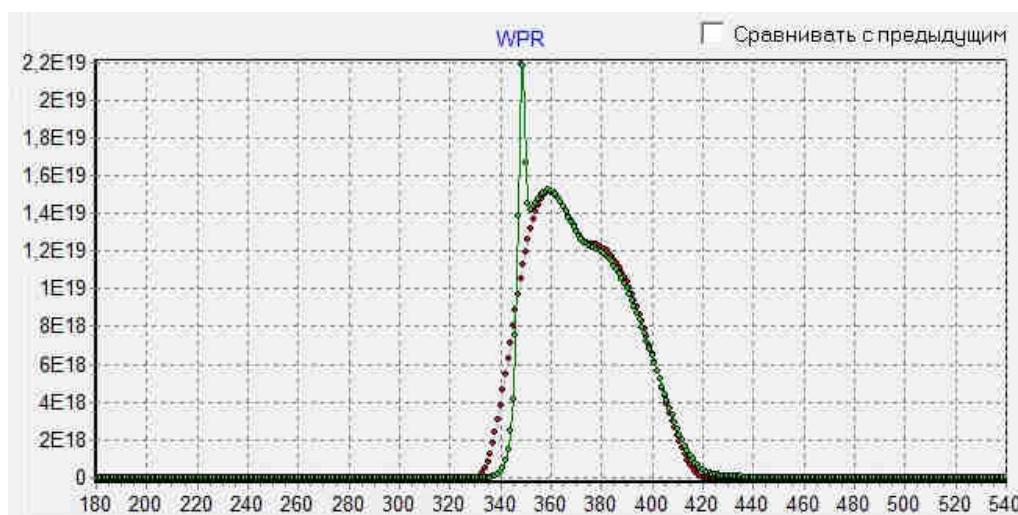


Рисунок 4.3 – Изменение скорости смешения паров топлива $W_{см}$ (коричневая кривая) и скорости сгорания (зеленая кривая) (количество молекул за град. п.к.в.) при коэффициенте коррекции закона впрыска $\lambda_1 = 2,5$

Исследование влияния закона изменения скорости смешения паров топлива на процесс сгорания и показатели рабочего цикла производилось также в зависимости от доли топлива в первой половине процесса смешения $\delta_{см1}$. Величина этого параметра задавалась в диапазоне от 0,3 до 0,62. Остальные параметры, определяющие смесеобразование, принимались постоянными: коэффициент коррекции закона впрыска $\lambda_1=0,75$, продолжительность смешения паров топлива $\varphi_{см}=90$ град. п.к.в., угол начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=330$ град.

п.к.в., угол конуса топливного факела $\gamma=20$ град., средняя скорость движения вершины топливного факела $W_\phi=52$ м/с. Полученные значения индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре приведены на рисунке 4.4.

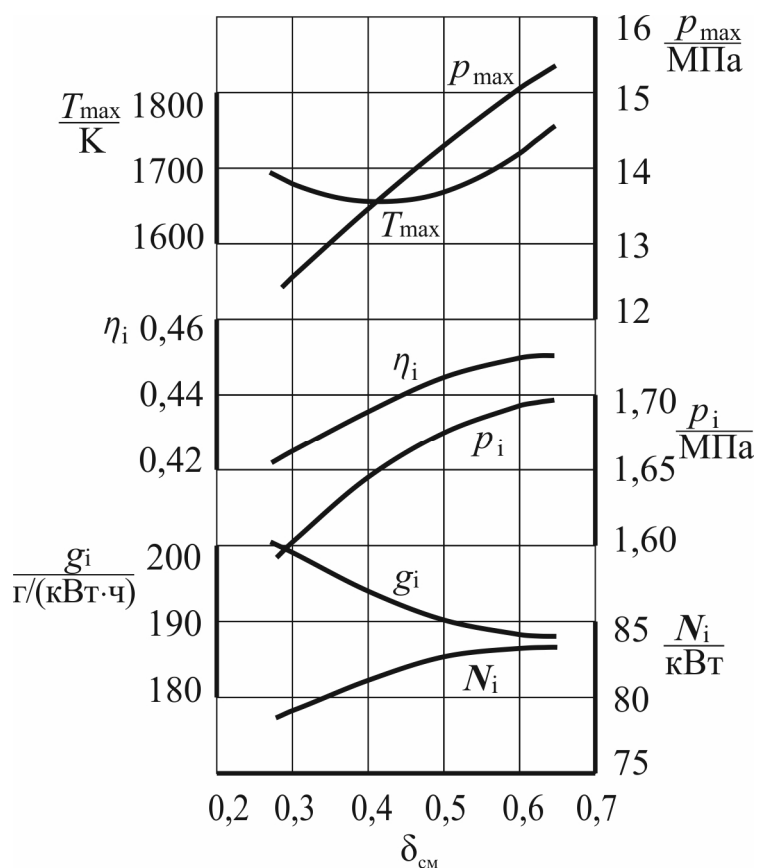


Рисунок 4.4 – Изменение индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре в зависимости от доли топлива в первой половине процесса смешения $\delta_{смI}$

Здесь видно, что наилучшие индикаторные показатели рабочего цикла получены при доле топлива в первой половине процесса смешения $\delta_{смI}=0,62$. В этом случае основное сгорание топлива происходит также в течение ~ 40 град. п.к.в. в интервале углов 350–390 град. п.к.в. (рисунок 4.5).

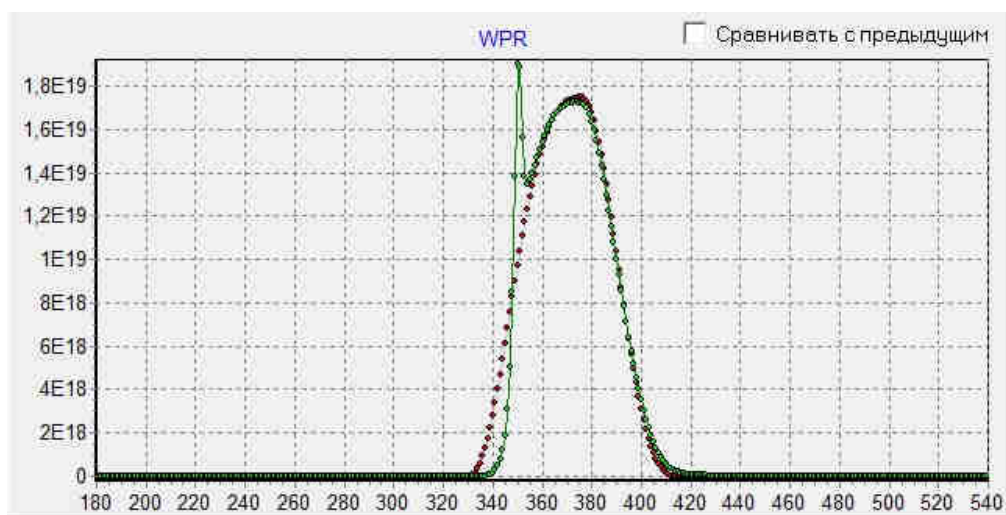


Рисунок 4.5 – Изменение скорости смешения паров топлива $W_{см}$ (коричневая кривая) и скорости сгорания (зеленая кривая) (количество молекул за град. п.к.в.) при доле топлива в первой половине процесса смешения $\delta_{смI} = 0,62$

При уменьшении доли топлива в первой половине процесса смешения $\delta_{смI}$ все индикаторные показатели рабочего цикла постепенно ухудшаются на ~5,7%, максимальное давление в цилиндре существенно снижается от 15,22 МПа на ~20,5%, а максимальная температура цикла сначала снижается от 1737 К на 57° (~3,4%), а затем немного повышается. Это происходит в результате изменения закона сгорания (рисунок 4.6). В этом случае основное сгорание топлива происходит в течение ~60 град. п.к.в. в интервале углов 352–412 град. п.к.в. (рисунок 4.5). Причём большая часть топлива сгорает после ВМТ в течение ~50 град. п.к.в. При анализе полученных результатов установлено, что для получения эффективного процесса сгорания необходимо интенсифицировать смешение в первой половине процесса топливоподачи, то есть доля топлива в первой половине процесса смешения $\delta_{смI}$ должна быть не менее 0,55.

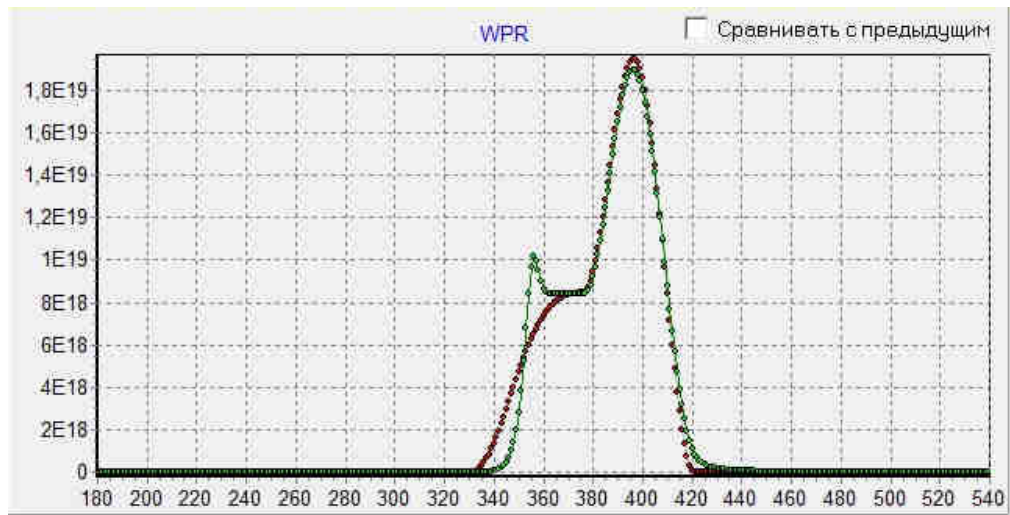


Рисунок 4.6 – Изменение скорости смешения паров топлива $W_{см}$ (коричневая кривая) и скорости сгорания (зеленая кривая) (количество молекул за град. п.к.в.) при доле топлива в первой половине процесса смешения $\delta_{смI} = 0,3$

Исследование влияния закона изменения скорости смешения паров топлива на процесс сгорания и показатели рабочего цикла производилось также в зависимости от продолжительности смешения паров топлива $\varphi_{см}$. Величина этого параметра задавалась в диапазоне от 50 до 110 град. п.к.в.. Остальные параметры, определяющие смесеобразование, принимались постоянными: доля топлива в первой половине (на участке 1) процесса смешения паров $\delta_{смI}=0,6$, коэффициент коррекции закона впрыска $\lambda_1=0,75$, угол начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=330$ град. п.к.в., угол конуса топливного факела $\gamma=20$ град., средняя скорость движения вершины топливного факела $W_{\varphi}=52$ м/с. Полученные значения индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре приведены на рисунке 4.7.

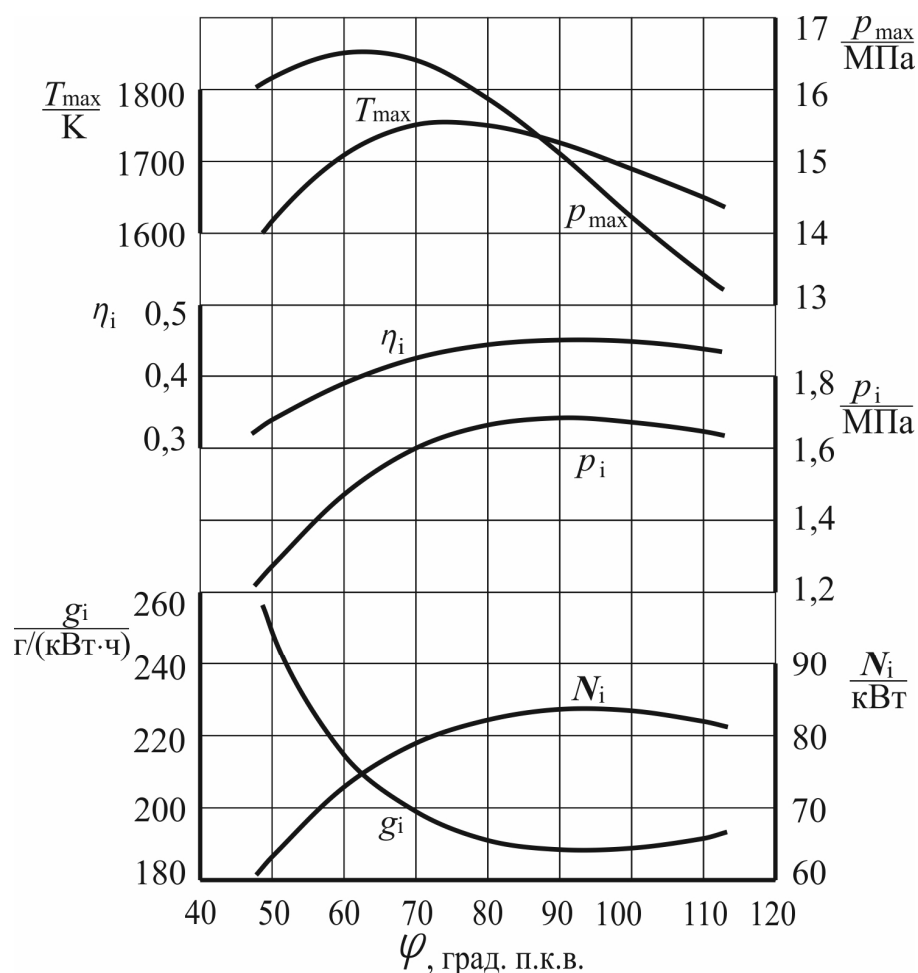


Рисунок 4.7 – Изменение индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре в зависимости от продолжительности смещения паров топлива $\varphi_{см}$

Здесь видно, что наилучшие индикаторные показатели рабочего цикла получены при продолжительности смещения паров топлива $\varphi_{см}=90$ град. п.к.в. В этом случае основное сгорание топлива происходит также в течение ~ 40 град. п.к.в. в интервале углов $350\text{--}390$ град. п.к.в. (как на рисунке 4.5).

При уменьшении или увеличении продолжительности смещения все индикаторные показатели рабочего цикла постепенно ухудшаются. При увеличении продолжительности смещения от 90 град. п.к.в. максимальное давление в цилиндре и максимальная температура цикла существенно снижаются, а при уменьшении – они сначала увеличиваются, а затем также снижаются. В первом случае при увеличении продолжительности смещения до 110 град. п.к.в. процесс сгорания растягивается. Большая часть топлива сгорает после ВМТ в

течение ~60 град. п.к.в. в интервале углов 350–410 град. п.к.в. (рисунок 4.8). Во втором случае при уменьшении продолжительности смещения до 50 град. п.к.в. процесс сгорания наоборот существенно сокращается – до 22–25 град. п.к.в. (рисунок 4.9).

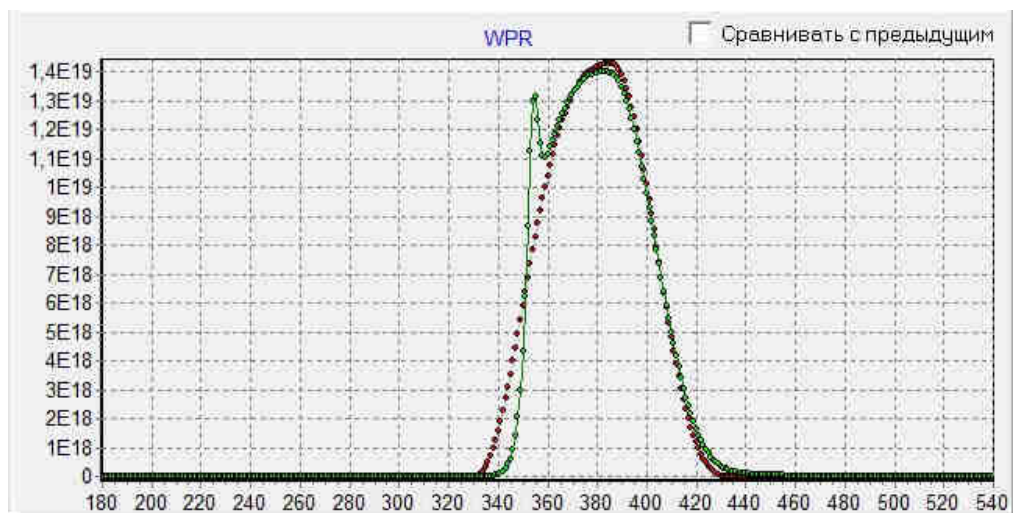


Рисунок 4.8 – Изменение скорости смешения паров топлива $W_{см}$ (коричневая кривая) и скорости сгорания (зеленая кривая) (количество молекул за град. п.к.в.) при продолжительности смещения $\varphi_{см} = 110$ град. п.к.в.

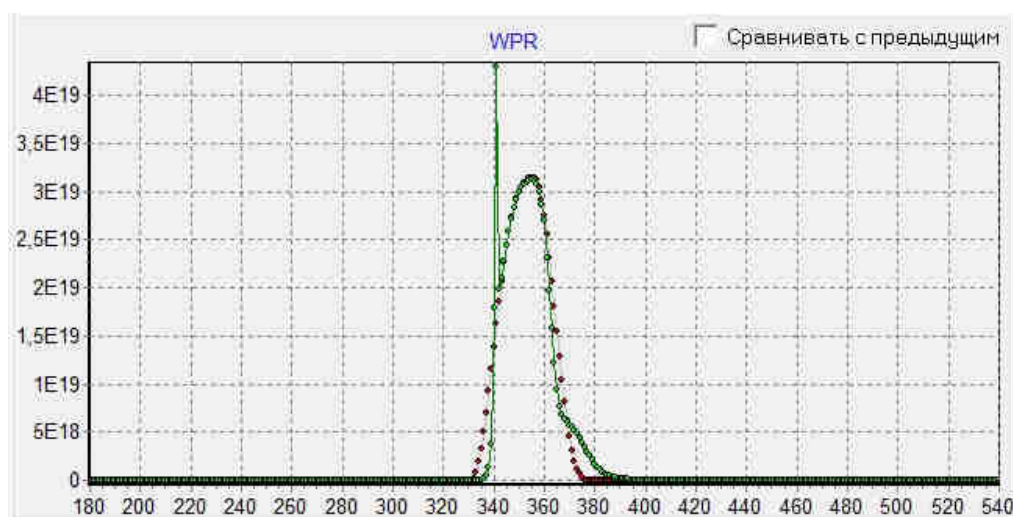


Рисунок 4.9 – Изменение скорости смешения паров топлива $W_{см}$ (коричневая кривая) и скорости сгорания (зеленая кривая) (количество молекул за град. п.к.в.) при продолжительности смещения $\varphi_{см} = 50$ град. п.к.в.

Одной из причин ухудшения индикаторных показателей является увеличенная отрицательная работа сжатия, так как большая часть топлива сгорает до ВМТ. При этом даже установка более позднего начала смесеобразования ($\varphi_{н.см}=345$ град. п.к.в.) для уменьшения отрицательной работы сжатия не позволяет компенсировать это ухудшение индикаторных показателей цикла. Основной же причиной ухудшения индикаторных показателей цикла являются очень большие потери энергии на диссоциацию диоксида углерода. Степень диссоциации последнего достигает 0,8.

Таким образом, для получения эффективного процесса сгорания и наилучших индикаторных показателей рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа ЧН 15/16 необходимо обеспечивать продолжительность смешения топлива на уровне около 90 град. п.к.в.

4.1.2. Исследование влияния динамики изменения размеров и объёма топливных факелов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла

Исследование влияния закона изменения размеров и объёма топливных факелов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа ЧН15/16 сначала производилось в зависимости от угла конуса топливных факелов γ . Величина этого угла на основании проведённых экспериментов (глава 3) задавалась в диапазоне от 18° до 22° . Остальные параметры, определяющие смесеобразование, принимались постоянными: доля топлива в первой половине (на участке 1) процесса смешения паров $\delta_{см1}=0,6$, коэффициент коррекции закона впрыска $\lambda_1=0,75$, продолжительность смешения паров топлива $\varphi_{см}=90$ град. п.к.в., угол начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=330$ град. п.к.в., средняя скорость движения вершины топливного факела $W_\phi=52$ м/с. Полученные значения индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре приведены на рисунке 4.10.

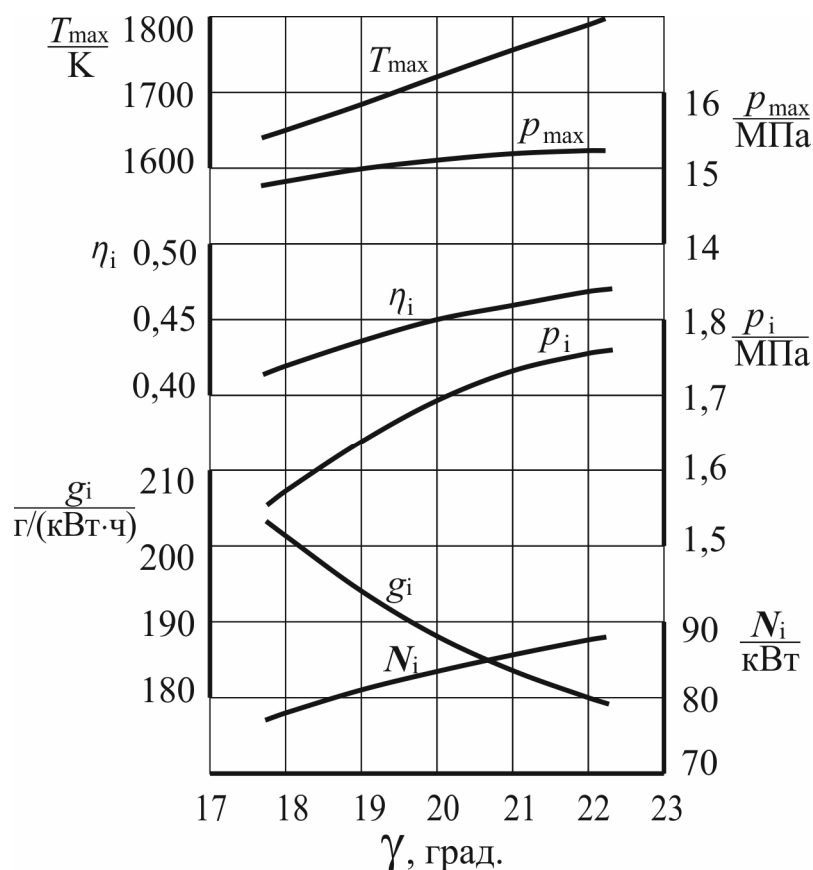


Рисунок 4.10 – Изменение индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре в зависимости от угла конуса топливных факелов γ

Здесь видно, что наилучшие индикаторные показатели рабочего цикла получены при максимальном принятом угле конуса топливных факелов $\gamma=22^\circ$. При уменьшении угла до 18° все индикаторные показатели рабочего цикла значительно ухудшаются на $\sim 10,9\%$, максимальное давление в цилиндре снижается от 14,84 МПа на $\sim 2,6\%$, а максимальная температура цикла снижается от 1793 К на 146° ($\sim 8,1\%$). Это происходит в результате уменьшения объёма топливных факелов, увеличения в нём концентрации топлива и температуры сгорания. Что, в свою очередь, приводит к повышенным потерям энергии на диссоциацию диоксида углерода. Степень диссоциации последнего при $\gamma=18^\circ$ достигает 0,377 (рисунок 4.11). Тогда как при увеличенном объёме топливных факелов ($\gamma=22^\circ$) степень диссоциации диоксида углерода составляет всего 0,16.

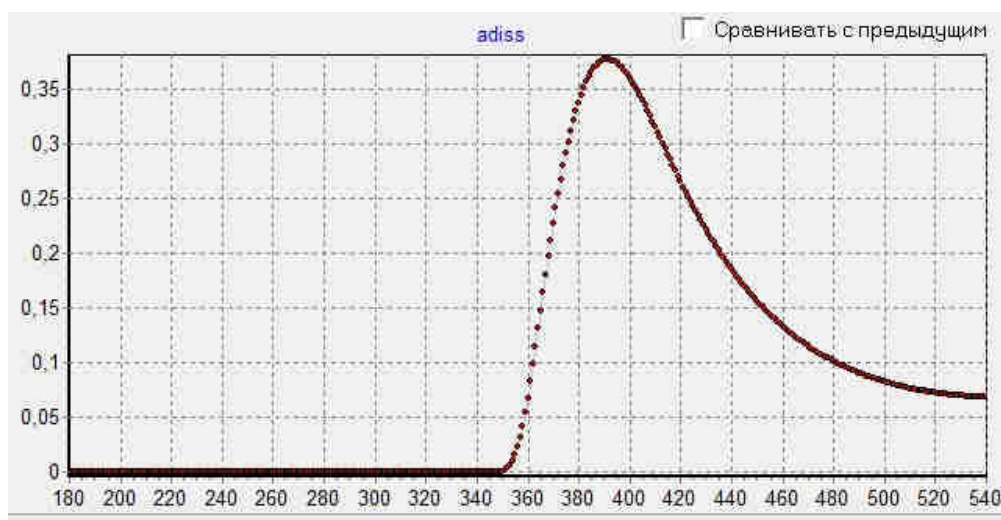


Рисунок 4.11 – Изменение степени диссоциации диоксида углерода в тактах сжатие-расширение при угле конуса топливных факелов 18°

В такте расширения происходит снижение степени диссоциации, энергия затраченная на этот процесс возвращается в рабочее тело. Но эффективность её использования значительно уменьшается. А индикаторные показатели рабочего цикла ухудшаются по сравнению с циклами, в которых углы конуса топливных факелов больше.

Таким образом, для получения эффективного процесса сгорания и наилучших индикаторных показателей рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа ЧН 15/16 необходимо стремиться получать по возможности больший угол конуса топливных факелов (до 22°). Но технически обеспечивать это требование пока очень трудно.

Исследование влияния закона изменения размеров и объёма топливных факелов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла производилось также в зависимости от средней скорости движения вершины топливного факела W_ϕ . Величина этого параметра задавалась в диапазоне от 40 до 90 м/с. Остальные параметры, определяющие смесеобразование, принимались постоянными: доля топлива в первой половине (на участке 1) процесса смешения паров $\delta_{см1}=0,6$, коэффициент коррекции закона впрыска $\lambda_1=0,75$, продолжительность смешения паров топлива $\varphi_{см}=90$ град. п.к.в., угол начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=330$ град. п.к.в., угол конуса топливного факела $\gamma=20$ град. Полученные значения

индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре приведены на рисунке 4.12.

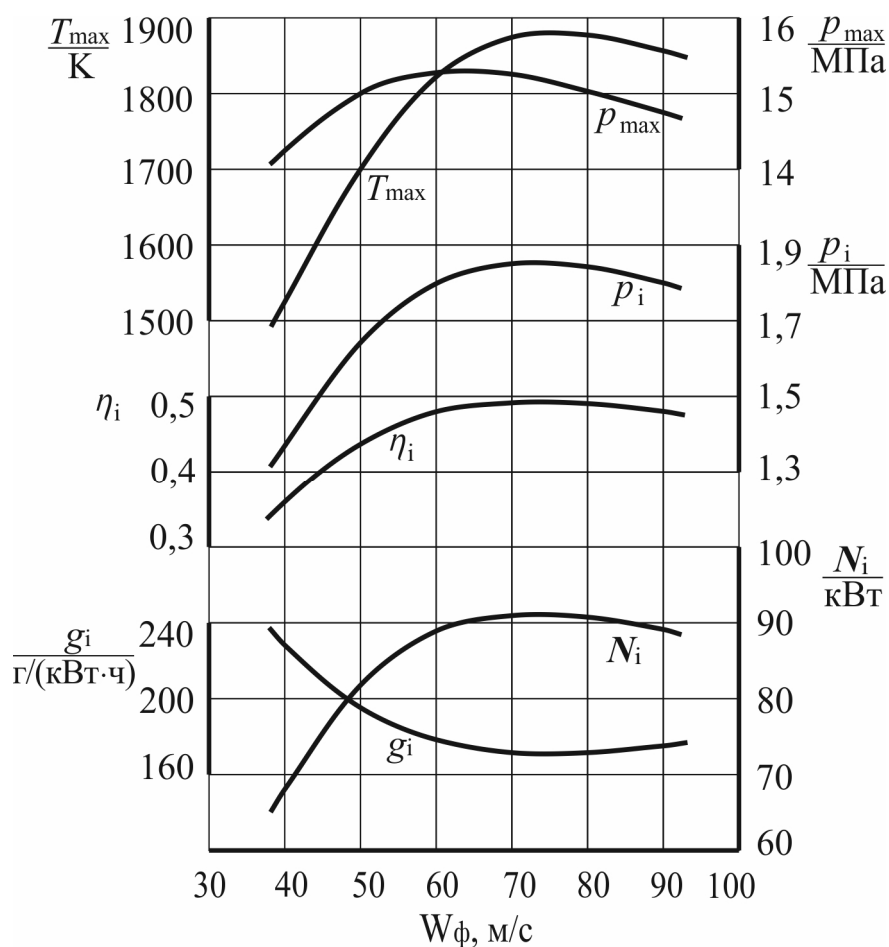


Рисунок 4.12 – Изменение индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре в зависимости от средней скорости движения вершины топливного факела W_ϕ

Здесь видно, что наилучшие индикаторные показатели рабочего цикла получены при средней скорости движения вершины топливного факела около 70 м/с. При уменьшении скорости от 70 м/с до 40 м/с все индикаторные показатели рабочего цикла значительно ухудшаются на ~34,2%, максимальная температура цикла также существенно снижается от 1881 К на 353° (~23,1%). Максимальное давление в цилиндре сначала несколько увеличивается. Но после скорости 60 м/с также заметно уменьшается от 15,23 МПа на ~6,9%. Это происходит в результате уменьшения объема топливных факелов, увеличения в нём концентрации топлива

и температуры сгорания. Что, в свою очередь, приводит к повышенным потерям энергии на диссоциацию диоксида углерода. Степень диссоциации последнего при средней скорости движения вершины топливного факела 40 м/с достигает 0,55 (рисунок 4.13). Тогда как при увеличенной средней скорости (до 70 м/с) степень диссоциации диоксида углерода не превышает 0,03. А при максимальной исследованной скорости (90 м/с) степень диссоциации диоксида углерода составляет не более 0,001.

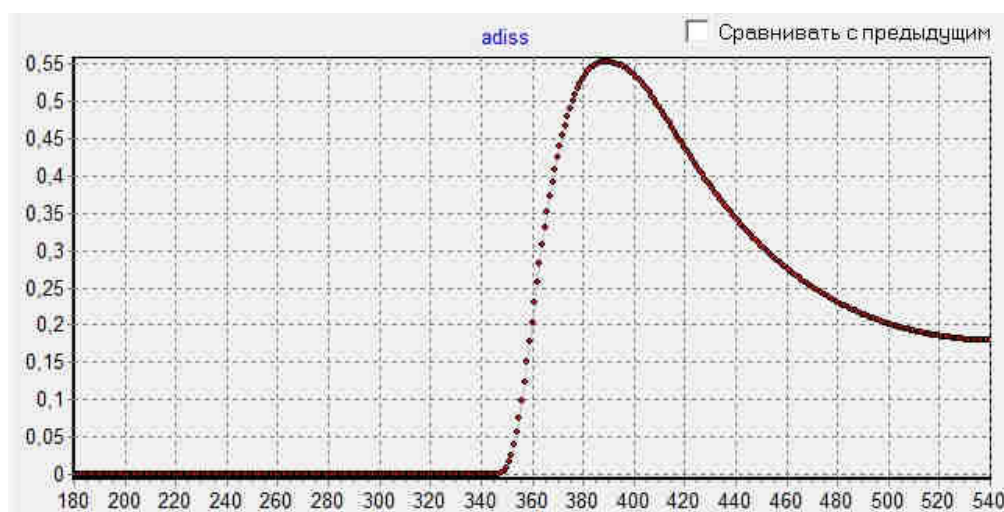


Рисунок 4.13 – Изменение степени диссоциации диоксида углерода в тактах сжатие-расширение при средней скорости движения вершины топливного факела 40 м/с

Исследование влияния закона изменения размеров и объёма топливных факелов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла производилось также в зависимости от угла начала смесеобразования $\varphi_{н.см}$. Величина этого параметра задавалась в диапазоне от 330 град. п.к.в. до 350 град. п.к.в. Остальные параметры, определяющие смесеобразование, принимались постоянными: доля топлива в первой половине (на участке 1) процесса смешения паров $\delta_{см1}=0,6$, коэффициент коррекции закона впрыска $\lambda_1=0,75$, продолжительность смешения паров топлива $\varphi_{см}=90$ град. п.к.в., угол конуса топливного факела $\gamma=20$ град., средняя скорость движения вершины топливного факела $W_\phi=52$ м/с. Полученные

значения индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре приведены на рисунке 4.14.

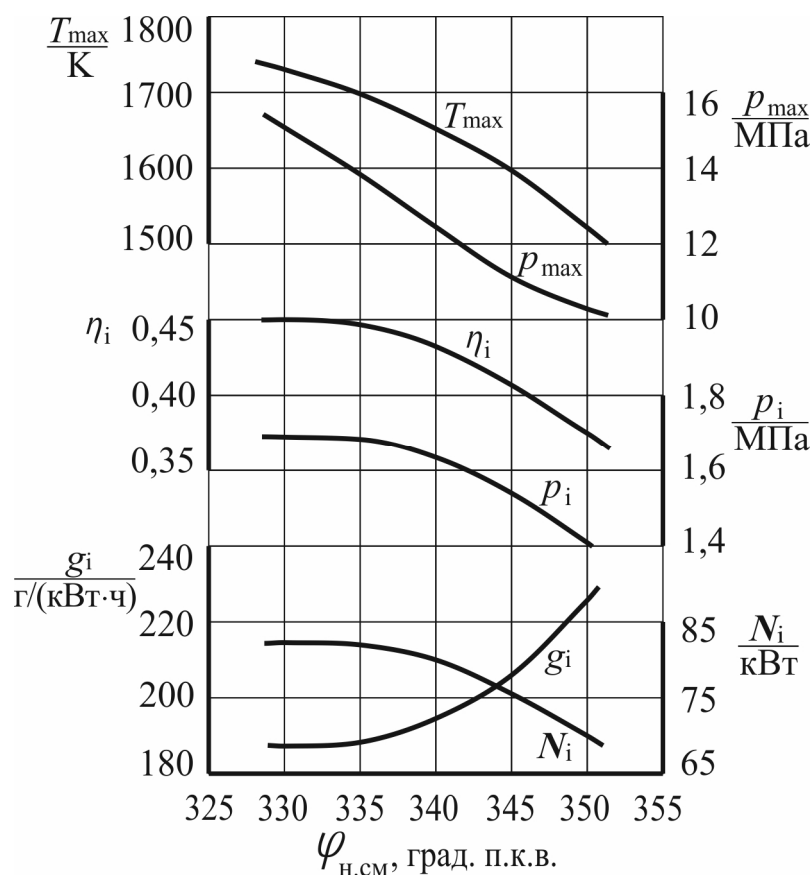


Рисунок 4.14 – Изменение индикаторных показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре в зависимости от угла начала смесеобразования $\varphi_{н.см}$

Здесь видно, что наилучшие индикаторные показатели рабочего цикла получены при угле начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=330$ град. п.к.в.. При увеличении угла до 350 град. п.к.в. все индикаторные показатели рабочего цикла значительно ухудшаются на ~19,9%. Максимальное давление в цилиндре снижается от 15,10 МПа на ~45,5%, а максимальная температура цикла снижается от 1728 К на 205° (~13,5%). Это происходит вследствие того, что при позднем начале подачи топлива длина топливных факелов до касания стенок камеры сгорания при подходе поршня к ВМТ сокращается. В результате объёмы топливных факелов при свободном развитии уменьшаются. Дополнительно

уменьшается объём тех частей топливных факелов, которые деформируются в стеснённых условиях в надпоршневом зазоре. Доля камеры сгорания, занимаемая топливными факелами при положении поршня в ВМТ, при $\varphi_{н.см}=330$ град. п.к.в. составляет 0,41, а при $\varphi_{н.см}=350$ град. п.к.в. уменьшается до 0,28. При сохранении величины цикловой подачи и уменьшении объёма топливных факелов происходит увеличение в нём концентрации топлива и температуры сгорания. Что, в свою очередь, приводит к повышенным потерям энергии на диссоциацию диоксида углерода. Степень диссоциации последнего при угле начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=350$ град. п.к.в. достигает 0,26 (рисунок 4.15).

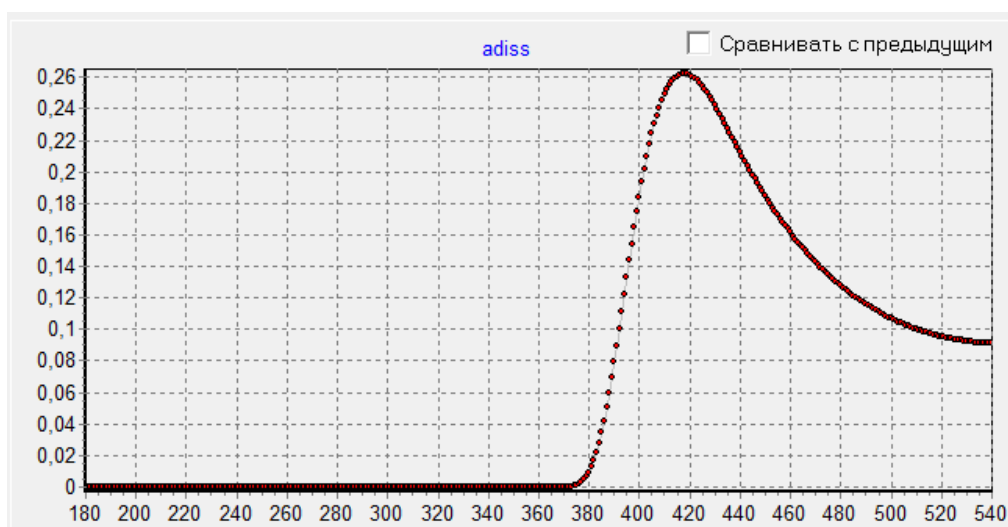


Рисунок 4.15 – Изменение степени диссоциации диоксида углерода в тактах сжатия-расширение при угле начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=350$ град. п.к.в.

Дополнительное ухудшение показателей рабочего цикла и максимальных давлений и температур в цилиндре происходит за счёт более позднего сгорания топлива. Если при угле начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=330$ град. п.к.в. основное сгорание топлива происходит в течение ~40 град. п.к.в. в интервале углов 350–390 град. п.к.в. (рисунок 4.16). То при угле начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=350$ град. п.к.в. основное сгорание топлива происходит в течение тех же ~40 град. п.к.в., но значительно позже – в интервале углов 370–410 град. п.к.в. (рисунок 4.17). В результате не только ухудшаются индикаторные показатели рабочего цикла, но и значительно увеличивается температура отработавших газов, достигая 997 К

(723°C), вместо 900 К (627°C) при угле начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=330$ град. п.к.в. То есть увеличение составляет 97 градусов.

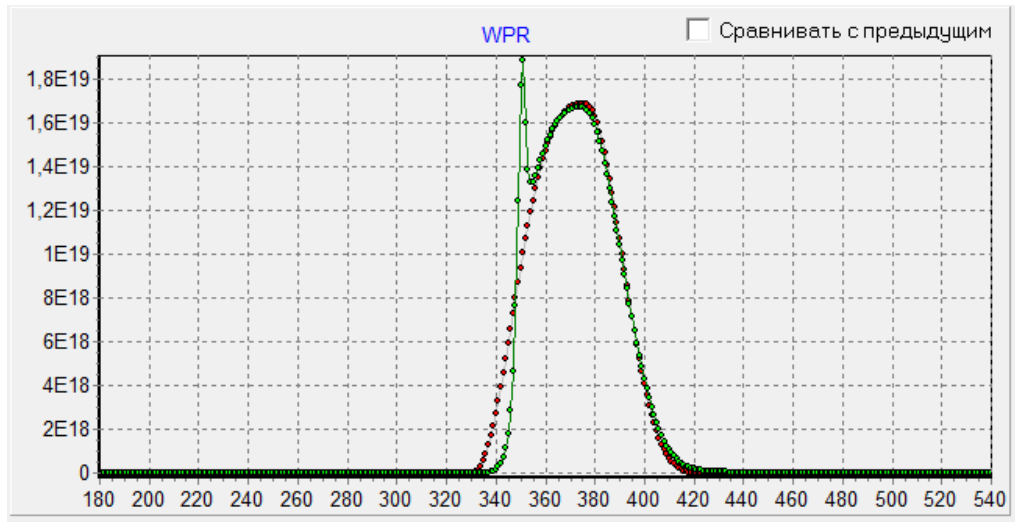


Рисунок 4.16 – Изменение скорости смещения паров топлива $W_{см}$ (коричневая кривая) и скорости сгорания (зеленая кривая) (количество молекул за град. п.к.в.) при угле начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=330$ град. п.к.в.

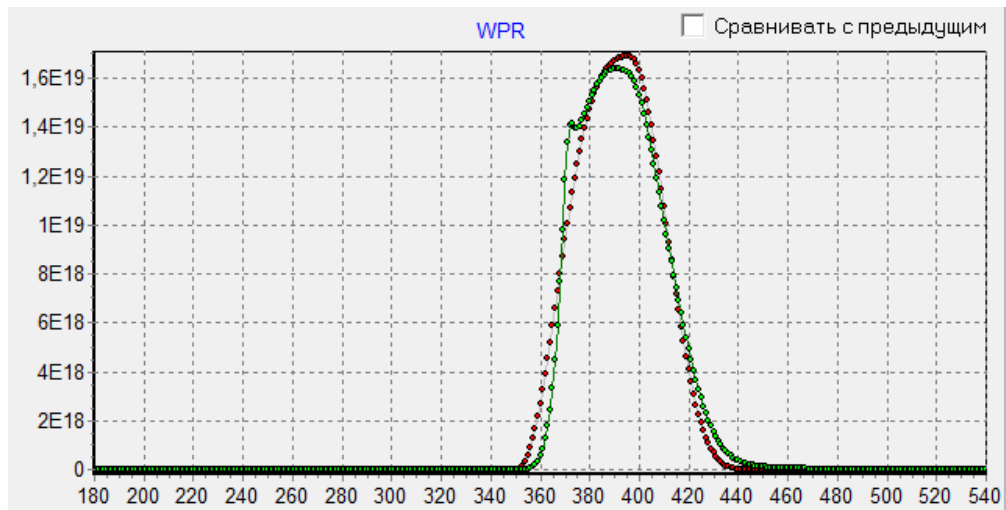


Рисунок 4.17 – Изменение скорости смещения паров топлива $W_{см}$ (коричневая кривая) и скорости сгорания (зеленая кривая) (количество молекул за град. п.к.в.) при угле начала смесеобразования $\varphi_{н.см}=350$ град. п.к.в.

4.2. Обоснование и разработка технических решений для получения наилучших индикаторных показателей рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа ЧН15/16 с наклонной форсункой

На основании результатов экспериментальных исследований процесса смесеобразования при различных условиях впрыска, доказывающих неравномерное распределение топлива между сторонами камеры сгорания (приведены в главе 3), расчетных исследований влияния различных параметров смесеобразования на процесс сгорания и показатели рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа ЧН15/16 (параграф 4.1) и с учетом разницы подачи топлива между соплами одного распылителя (рисунок 1.2), были рассмотрены два варианта технических решений по улучшению индикаторных показателей рабочего цикла.

Первое техническое решение заключается в смещении периферии камеры сгорания в поршне в сторону более длинных топливных факелов с одновременным углублением камеры, повторяющим форму топливного факела. Что обеспечивает поступление большего количества воздуха в эту часть камеры сгорания, в которую подается большее количество топлива. При этом с противоположной стороны объем камеры сгорания уменьшается в соответствии с уменьшенным количеством подаваемого топлива. За счет этого можно обеспечить равномерное распределение впрыскиваемого топлива и воздушного заряда по всему объему камеры сгорания при установке форсунки под наклоном к центральной оси цилиндра.

Из-за сложности изготовления поршня с такой камерой сгорания и неопределенности изменения траектории и амплитуды колебательного движения в цилиндре поршня со смещенным центром тяжести конструкторы форсированного транспортного дизеля типа ЧН15/16 выразили сомнение в возможности практической реализации этого технического решения в современных условиях.

Второе техническое решение заключается в применении распылителя №4 с различными диаметрами распыливающих отверстий для выравнивания динамики развития всех топливных факелов, которое подтверждено экспериментальными исследованиями, приведенными в главе 3. За счет этого можно обеспечить равномерное распределение впрыскиваемого топлива и воздушного заряда по всему объему камеры сгорания при установке форсунки под наклоном к центральной оси цилиндра.

Для обоснования целесообразности применения второго технического решения выполнены расчетные исследования рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа ЧН15/16 при четырёх различных вариантах процесса смесеобразования. Первый вариант предполагает применение распылителя, в котором топливные факелы имеют наименьшую длину. При этом начало смесеобразования принималась позже на 1,5–2,0 град. п.к.в. (при частоте вращения коленчатого вала 2100 об/мин), а цикловая подача топлива – меньше на 10% от номинального значения. Второй вариант предполагает применение распылителя, в котором топливные факелы имеют наибольшую длину. При этом начало смесеобразования принималась раньше на 1,5–2,0 град. п.к.в., а цикловая подача топлива – больше на 10% от номинального значения. Третий вариант предполагает применение распылителя, в котором 4 топливных факела имеют наибольшую длину и 4 топливных факела имеют наименьшую длину. Четвертый вариант предполагает применение распылителя, в котором топливные факелы имеют среднюю длину.

Расчеты выполнены по разработанной программе «Дизель» [49] (параграф 2.3). В качестве исходных данных для четвертого варианта процесса смесеобразования приняты следующие параметры: давление в начале сжатия $P_a = 0,310$ МПа, температура в начале сжатия $T_a = 430$ К; доля топлива в первой половине смешения $\delta_{см1} = 0,6$; коэффициент коррекции закона впрыска $\lambda_1 = 0,75$; угол конуса распыливания топлива в факеле $\gamma = 20^\circ$; количество топливных факелов $i_\phi = 8$; угол начала смешения паров топлива $\varphi_{н.см} = 333$ град.п.к.в.;

продолжительность смешения паров топлива $\varphi_{см} = 90$ град. п.к.в.; цикловая подача q_u дизельного топлива $25,0 \cdot 10^{-5}$ кг.

Расчеты влияния на показатели рабочего процесса выполнены при варьировании следующими параметрами: цикловой подачей топлива q_u , углом начала смесеобразования $\varphi_{н.см}$ и средней скоростью движения вершины факела W_ϕ .

Величина цикловой подачи топлива q_u принималась с изменением $\pm 5\%$ и $\pm 10\%$ от номинального значения. Величина средней скорости движения вершины топливного факела W_ϕ принималась от 49 м/с до 55 м/с. Величина угла начала смесеобразования $\varphi_{н.см}$ принималась от 330 град. п.к.в. до 336 град. п.к.в. Результаты расчетов представлены в таблицах 4.1–4.3.

Таблица 4.1 – Результаты расчета при различных значениях
цикловой подачи топлива q_u

Параметры	Варианты расчета				
	1	2	3	4	5
q_u (мг)	225	238	250	263	275
W_ϕ (м/с)	52				
$\varphi_{н.см}$ (град.п.к.в.)	333				
Параметры	Результаты расчета				
α	2,19	2,07	1,97	1,88	1,79
P_i (МПа)	1,5882	1,6531	1,7081	1,7626	1,8086
L_i (Дж)	4491	4674	4830	4984	5114
N_i (кВт)	78,6	81,8	84,5	87,2	89,5
g_i (г/кВт*ч)	180,4	183,3	186,4	190,0	193,6
η_i	0,4696	0,4621	0,4545	0,4459	0,4375
$P_{макс}$ (МПа)	13,859	14,083	14,282	14,490	14,672
$T_{макс}$ (К)	1670	1693	1711	1729	1744
$\alpha_{дисс макс}$	0,1531	0,1828	0,2104	0,2398	0,2663
$\delta_{кс}$ при 360 град. п.к.в.	0,4016	0,4016	0,4016	0,4016	0,4016
T_ϕ (К)	2748	2823	2886	2950	3005

Из таблицы 4.1 видно, что с увеличением цикловой подачи топлива в объеме факела от 225 мг до 275 мг индикаторные показатели, характеризующие мощностные качества двигателя (среднее индикаторное давление p_i , индикаторная работа L_i , индикаторная мощность N_i) повышаются на 11%. Однако показатели экономичности (удельный индикаторный расход топлива g_i , индикаторный КПД η_i) ухудшаются на ~10%. Это объясняется тем, что температура в объеме топливных факелов увеличивается от 2748 К до 3005 К, и затраты теплоты на диссоциацию диоксида углерода возрастают на 74%.

Таблица 4.2 – Результаты расчетов при различных значениях средней скорости движения вершины топливного факела W_ϕ

Параметры	Варианты расчета						
	1	2	3	4	5	6	7
q_u (мг)	250						
W_ϕ (м/с)	49	50	51	52	53	54	55
$\varphi_{н.см}$ (град.п.к.в.)	333						
Параметры	Результаты расчета						
α	1,97	1,97	1,97	1,97	1,97	1,97	1,97
P_i (МПа)	1,6581	1,6756	1,6923	1,7081	1,7229	1,7367	1,7495
L_i (Дж)	4688	4737	4785	4830	4871	4911	4947
N_i (кВт)	82,0	82,9	83,7	84,5	85,3	85,9	86,6
g_i (г/кВт*ч)	192,0	190,0	188,1	186,4	184,7	183,3	181,9
η_i	0,4412	0,4459	0,4504	0,4545	0,4585	0,4622	0,4656
$P_{макс}$ (МПа)	14,243	14,259	14,272	14,282	14,291	14,297	14,301
$T_{макс}$ (К)	1674	1687	1699	1711	1724	1735	1747
$\alpha_{дисс макс}$	0,2642	0,2460	0,2279	0,2104	0,1932	0,1766	0,1606
$\delta_{кс}$ при 360 град. п.к.в.	0,3563	0,3708	0,3859	0,4016	0,4179	0,4348	0,4524
T_ϕ (К)	2992	2958	2923	2886	2850	2812	2774

Из таблицы 4.2 видно, что с увеличением средней скорости движения вершины факела от 49 м/с до 55 м/с все индикаторные показатели улучшаются ~5,6%. Это объясняется тем, что с увеличением скорости W_ϕ объем топливных факелов увеличивается, а температура в нем уменьшается от 2992 К до 2774 К.

Затраты теплоты на диссоциацию диоксида углерода при этом также уменьшаются на ~64,5%.

Таблица 4.3 – Результаты расчетов при различных значениях угла начала смесеобразования $\varphi_{н.см}$

Параметры	Варианты расчета						
	1	2	3	4	5	6	7
q_u (МГ)	250						
W_ϕ (м/с)	52						
$\varphi_{н.см}$ (град.п.к.в.)	330	331	332	333	334	335	336
Параметры	Результаты расчетов						
α	1,97	1,97	1,97	1,97	1,97	1,97	1,97
P_i (МПа)	1,7185	1,7113	1,7106	1,7081	1,7039	1,6978	1,6902
L_i (Дж)	4859	4839	4837	4830	4818	4801	4779
N_i (кВт)	85	84,7	84,6	84,5	84,3	84,0	83,6
g_i (г/кВт*ч)	185,2	186,0	186,1	186,4	186,8	187,5	188,3
η_i	0,4573	0,4554	0,4552	0,4545	0,4534	0,4518	0,4498
$P_{макс}$ (МПа)	15,042	14,795	14,543	14,282	14,013	13,736	13,456
$T_{макс}$ (К)	1731	1725	1718	1711	1704	1696	1688
$\alpha_{дисс.макс}$	0,2432	0,2308	0,2199	0,2104	0,2021	0,1953	0,1899
$\delta_{кс}$ при 360 град. п.к.в.	0,4132	0,4095	0,4057	0,4016	0,3973	0,3928	0,3881
T_ϕ (К)	2968	2939	2911	2886	2864	2845	2828

Из таблицы 4.3 видно, что с увеличением угла начала смесеобразования $\varphi_{н.см}$ от 330 град.п.к.в. до 336 град.п.к.в. все индикаторные показатели ухудшаются на ~5,6%. Ухудшение показателей рабочего цикла и снижение максимальных давлений и температур в цилиндре при увеличении угла начала смесеобразования $\varphi_{н.см}$ происходит за счёт более позднего сгорания топлива. Одновременно при более позднем начале подачи топлива длина топливных факелов до касания стенок камеры сгорания при подходе поршня к ВМТ сокращается. В результате объёмы топливных факелов при свободном развитии уменьшаются.

Выполнены расчеты для первых двух и четвёртого вариантов процесса смесеобразования с развитием топливных факелов наименьших, наибольших и

средних длин, соответственно. Результаты расчёта рабочего цикла по третьему варианту получены как полусумма индикаторных показателей и других параметров, полученных при расчетах рабочего цикла для вариантов №1 и №2. Результаты расчетов представлены на рисунках 4.18–4.20.

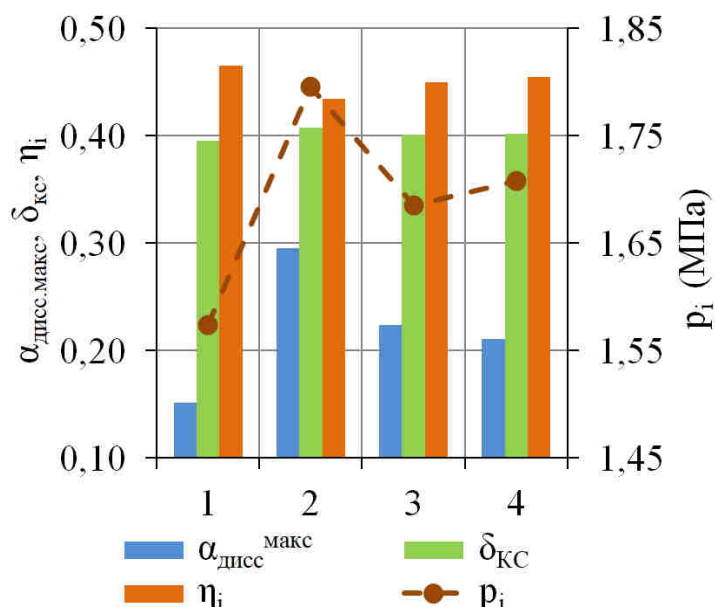


Рисунок 4.18 – Изменение среднего индикаторного давления p_i , индикаторного коэффициента полезного действия η_i , а также максимальной степени диссоциации $\alpha_{\text{дисс.макс}}$ и доли камеры сгорания $\delta_{\text{КС}}$ в зависимости от варианта процесса смесеобразования: 1 – с факелами наименьших длин, 2 – факелами наибольших длин, 3 – с четырьмя факелами наибольших длин и с четырьмя факелами наименьших длин и 4 – с факелами средних длин

На рисунках 4.18–4.20 видно, что среднее индикаторное давление P_i , индикаторная работа L_i и индикаторная мощность N_i по варианту №2 процесса смесеобразования увеличиваются по сравнению с вариантом №1 на ~13,7%. Это происходит за счет увеличения цикловой подачи топлива. Индикаторный КПД η_i и удельный индикаторный расход топлива g_i ухудшаются на ~7,5%. Это объясняется тем, что максимальная температура в объеме топливных факелов $T_{\text{ф}}^{\text{макс}}$ увеличивается от 2722 К до 3082 К, и максимальная степень диссоциации диоксида углерода $\alpha_{\text{дисс.макс}}$ также увеличивается от 0,146 до 0,304.

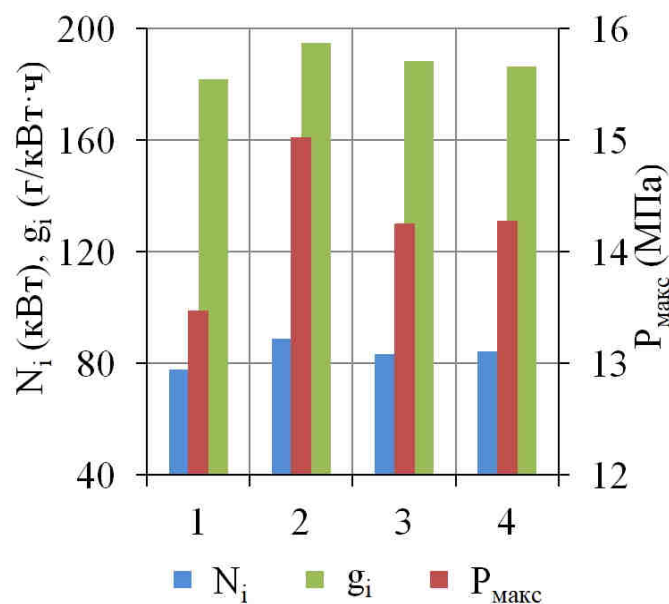


Рисунок 4.19 – Изменение индикаторной мощности N_i , удельного индикаторного расхода топлива g_i и максимального давления $P_{\max}$ в зависимости от варианта процесса смесеобразования (номера вариантов соответствует рисунку 4.18)

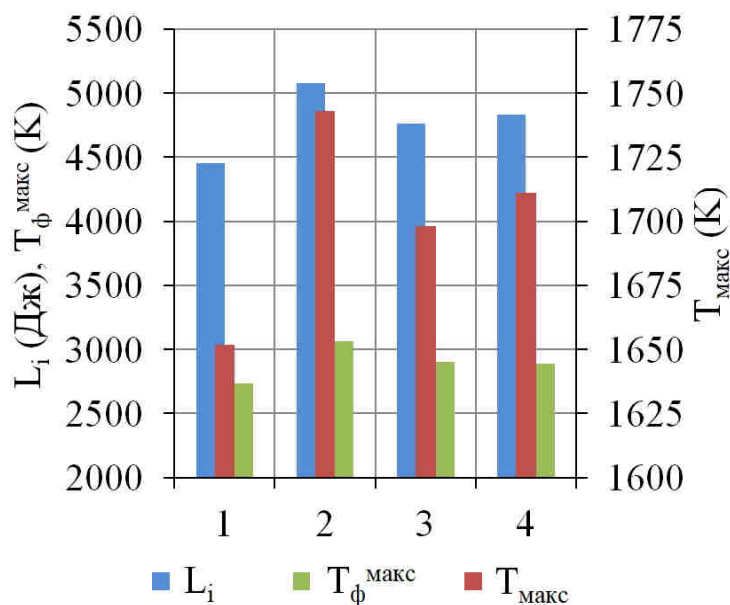


Рисунок 4.20 – Изменение индикаторной работы L_i , максимальной температуры в объеме топливных факелов $T_{\phi}^{\max}$ и максимальной температуры $T_{\max}$ в цилиндре в зависимости от варианта процесса смесеобразования (номера вариантов соответствует рисунку 4.18)

Среднее индикаторное давление P_i , индикаторная работа L_i и индикаторная мощность N_i по варианту №4 процесса смесеобразования больше, чем по

варианту №3 на $\sim 1,36\text{--}1,5\%$. А индикаторный КПД η_i и удельный индикаторный расход топлива g_i по варианту №4 процесса смесеобразования лучше, чем по варианту №3 на $\sim 1,0\text{--}1,23\%$. Кроме того, при применении процесса смесеобразования №4 с одинаковыми топливными факелами средней длины может быть получено более равномерное распределение температуры рабочего тела по объему камеры сгорания, что особенно важно при форсировании дизеля.

Выводы по главе 4

1. Исследованиями влияния динамики изменения испарившегося топлива в объеме, занимаемые топливными факелами, на процесс сгорания и показатели рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа ЧН15/16 установлены следующие закономерности:

- при увеличении коэффициента коррекции закона впрыска λ_1 до 2,5 все индикаторные показатели рабочего цикла постепенно ухудшаются на $\sim 5,8\%$, максимальное давление в цилиндре возрастает от 14,75 МПа на $\sim 5,3\%$, а максимальная температура цикла снижается от 1768 К на 86° ($\sim 4,9\%$). При коэффициенте $\lambda_1 = 2,5$ основное сгорание топлива происходит в течение 50 град. п.к.в.;

- при увеличении доли топлива в первой половине процесса смешения $\delta_{смI}$ от 0,3 до 0,62 индикаторные показатели рабочего цикла улучшаются на $\sim 5,7\%$, максимальное давление в цилиндре возрастает от 12,63 МПа на $\sim 20,5\%$, а максимальная температура цикла увеличивается от 1680 К на 57° ($\sim 3,4\%$). При $\delta_{смI} = 0,62$ основное сгорание топлива происходит в течение 40 град. п.к.в.;

- при увеличении продолжительности смешения паров топлива $\varphi_{см}$ от 50 до 90 град. п.к.в. индикаторные показатели улучшаются на $\sim 32\%$, максимальная температура сначала увеличивается на 115° до 1752 К, а затем снижается, при дальнейшем увеличении до 110 град. п.к.в. индикаторные показатели ухудшаются на $\sim 2,1\%$. При $\varphi_{см} = 50$ град. п.к.в. ухудшение индикаторных показателей происходит из-за большой потери энергии на диссоциацию диоксида углерода

при степени диссоциации 0,8, максимальное давление в цилиндре снижается от 16,55 МПа на ~19%.

2. Исследованиями влияния закона изменения размеров и объема топливных факелов на процесс сгорания и показатели рабочего цикла форсированного транспортного дизеля типа ЧН15/16 установлены следующие закономерности:

- при уменьшении угла конуса топливных факелов γ от 22° до 18° индикаторные показатели рабочего цикла ухудшаются на ~10,9%, максимальное давление в цилиндре снижается от 14,84 МПа на ~2,6%, а максимальная температура цикла снижается от 1793 К на 146° (~8,1%) из-за увеличения степени диссоциации диоксида углерода от 0,160 до 0,377;

- при увеличении средней скорости движения вершины топливного факела W_ϕ от 40 до 70 м/с индикаторные показатели рабочего цикла улучшаются на ~34,2%, максимальное давление в цилиндре возрастает от 14,25 МПа на ~6,9%, а максимальная температура цикла повышается от 1528 К на 353° (~23,1%) из-за уменьшения степени диссоциации диоксида углерода от 0,55 до 0,03;

- при увеличении угла начала смесеобразования $\varphi_{н.см}$ от 330 до 350 град. п.к.в. все индикаторные показатели рабочего цикла ухудшаются на ~19,9%, максимальное давление в цилиндре снижается от 15,10 МПа на ~45,5%, а максимальная температура цикла снижается от 1728 К на 205° (~13,5%).

3. Для получения наилучших индикаторных показателей рабочего цикла форсированного транспортного дизеля с наклонной форсункой предложено два варианта технических решений. Первый вариант предполагает смещение периферии камеры сгорания в поршне в сторону более длинных топливных факелов с одновременным углублением камеры, повторяющим форму топливного факела. Второй вариант заключается в применении распылителя с различными диаметрами распыливающих отверстий для выравнивания динамики развития всех топливных факелов для обеспечения равномерного распределения топлива по всему объему камеры сгорания.

4. Выполнено расчетное обоснование второго варианта технического решения, которое показывает, что применение распылителя с различными диаметрами отверстий обеспечит улучшение индикаторных показателей рабочего цикла на $\sim 1,0\text{--}1,5\%$ и более равномерное распределение температуры рабочего тела по объему камеры сгорания, что особенно важно при форсировании дизеля.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В результате анализа отечественной и зарубежной литературы установлено, что развитие технологий вычислений и скоростной видеосъёмки за последние десятилетия выводит изучение процессов впрыскивания и распыливания топлива, а также процессов смесеобразования и сгорания на безмоторных моделирующих установках на новый уровень. Поэтому при форсировании дизеля целесообразно проводить экспериментальные исследования топливоподающей аппаратуры на безмоторных установках, оснащенных камерой постоянного объема с оптическими окнами и скоростной видеосъёмкой, которые совместно с расчётно-теоретическими исследованиями позволят ускорить отработку процессов смесеобразования и сгорания и повысить их эффективность.

2. Разработана математическая модель процесса смесеобразования в форсированном транспортном дизеле с неразделенной камерой сгорания и увеличенной цикловой подачей топлива аккумуляторной системой топливоподдачи, которая представлена в виде систем уравнений и описывает скорость смешения молекул топлива с воздухом, изменение объёма всех топливных факелов и долю, которую они занимают в камере сгорания дизеля. Эта доля, в которой топливо распределено равномерно по объёму, определяется как при условиях свободного развития топливных факелов, так и при развитии факелов в периферийной зоне камеры сгорания.

3. Развита математическая модель процесса сгорания в объёме, занимаемом топливными факелами, где сгорание рассматривается как совокупность последовательных реакций окисления групп активных молекул топлива, протекающих по закону Аррениуса. Условная продолжительность окисления групп активных молекул топлива определяется в зависимости от объёма топливных факелов, количества молекул кислорода и инертных компонентов в этом объёме. Теплота, выделяющаяся при окислении каждой группы активных молекул топлива, расходуется на повышение давления в

цилиндре и температуры смеси в объёме, занимаемом топливными факелами, а также на процесс диссоциации диоксида углерода.

4. Разработаны алгоритм и программа расчета рабочего цикла двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель», в которой реализованы математические модели процессов смесеобразования и сгорания. Программа позволяет при форсировании дизеля моделировать процесс смесеобразования в зависимости от параметров аккумуляторной системой топливоподачи для получения эффективного процесса сгорания и рациональных показателей рабочего цикла.

5. Выявлены закономерности развития топливных факелов при различных условиях впрыска топливной аппаратурой аккумуляторного типа, полученные при экспериментальных исследованиях на уникальной научной установке «Впрыск», состоящие в том, что задержка начала и окончания процесса впрыска топлива составляет 0,3 мс и 1,0 мс, соответственно, с повышением давления в топливной рампе от 100 до 165 МПа уменьшаются углы конусов топливных факелов на ~15% (от 20°–22° до 17,5°–18,5°), увеличиваются средние скорости развития топливных факелов на ~20% (от 43 м/с до 52 м/с), увеличиваются цикловые подачи топлива на 25–28%.

6. Выявлены закономерности изменения параметров рабочего цикла при форсировании транспортного дизеля типа ЧН15/16 с учётом реальной динамики развития топливных факелов топливной аппаратурой аккумуляторного типа и закона тепловыделения, состоящие в том, что индикаторные показатели рабочего цикла улучшаются при уменьшении коэффициента коррекции закона впрыска λ_l от 2,5 до 0, увеличении доли топлива в первой половине процесса смешения $\delta_{см1}$ от 0,3 до 0,62, увеличении продолжительности смешения паров топлива $\varphi_{см}$ от 50 до 90 град. п.к.в., увеличении угла конуса топливного факела γ от 18° до 22°, увеличении средней скорости развития топливных факелов W_ϕ от 40 м/с до 70 м/с и уменьшении угла начала смесеобразования $\varphi_{н.см}$ от 350 до 330 град. п.к.в.

7. Для получения наилучших индикаторных показателей рабочего цикла форсированного транспортного дизеля с наклонной форсункой предложено два варианта технических решений. Первый вариант предполагает смещение

периферии камеры сгорания в поршне в сторону более длинных топливных факелов с одновременным углублением камеры, повторяющим форму топливного факела. Второй вариант заключается в применении распылителя с различными диаметрами распыливающих отверстий для выравнивания динамики развития всех топливных факелов для обеспечения равномерного распределения топлива по всему объему камеры сгорания. Выполнено расчетное обоснование второго варианта технического решения, которое показывает, что применение распылителя с различными диаметрами отверстий обеспечит улучшение индикаторных показателей рабочего цикла на $\sim 1,0\text{--}1,5\%$ и более равномерное распределение температуры рабочего тела по объёму камеры сгорания, что особенно важно при форсировании дизеля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автотракторный дизель: Пат. 2135790 Рос. Федерация. МПК8 F02B23/00; F02M61/00 / В.Н. Луканин, В.И. Мальчук; № 97107547/06; заявл. 06.05.1997; опубл. 27.08.1999, Бюл. № 24 – 7 с.
2. Астахов, И.В. Подача и распыливание топлива в дизелях / И.В. Астахов, В.И. Трусов, А.С. Хачиян и др. – М.: Машиностроение, 1972. – 359 с.
3. Беляков, А.С. Оптимизация геометрических параметров камеры сгорания в поршне дизеля // Молодой учёный. – 2017. – № 25 (159). – С. 62–65.
4. Брилинг, Н.Р. Быстроходные дизели / Н.Р. Брилинг, М.М. Вихерт, И.И. Гутерман. – М.: Машгиз, 1951. – 520 с.
5. Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателей / И.И. Вибе. – М.; Свердловск: Машгиз, 1962. – 272 с.
6. Воинов, А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / А.Н. Воинов. – М.: Машиностроение, 1977. – 277 с.
7. ВПРЫСК: УНИКАЛЬНАЯ НАУЧНАЯ УСТАНОВКА. – URL: <https://sites.susu.ru/inject/> (дата обращения: 02.12.2019).
8. Гаврилов, В.В. Физическое моделирование развития топливной струи – основа повышения качества смесеобразования и сгорания в дизеле // Известия Томского политехнического университета. – 2003. – Т. 306. №6. – С. 77–81.
9. Грехов, Л. В. Программный комплекс ВПРЫСК четвертого поколения / Л.В. Грехов, А. С. Кулешов, Ю. М. Фадеев, А. А. Кулешов // Сборник научных трудов международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана / под ред. Н.А. Иващенко, В.А. Вагнера, Л.В. Грехова – М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – С. 319–321.
10. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: учебник для ВТУЗов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С.

- Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
11. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник для ВТУЗов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
 12. Еникеев, Р.Д. Математическая модель комбинированного сгорания в тепловых двигателях / Р.Д. Еникеев, М.Д. Гарипов, А.О. Борисов, А.А. Черноусов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2007. – № 2. – С. 97–102.
 13. Еникеев, Р.Д. Рабочий процесс перспективного поршневого ДВС / Р.Д. Еникеев, М.Д. Гарипов // Вестник УГАТУ. – 2006. – № 3 (16). – С. 12–22.
 14. Еськов, А.В. Динамика яркостных зон топливной струи из видеозаписи / А.В. Еськов, С.П. Кулманаков, И.И. Кирюшин // Известия АлтГУ. – 2015. – №1 (85). – С.26–30.
 15. Еськов, А.В. Использование высокоскоростной цифровой камеры для изучения динамики длины струи распыленного топлива / А.В. Еськов, И.И. Кирюшин // Вестник ЮГУ. – 2014. – №2 (33). – С.29–31.
 16. Еськов, А.В. Исследование характеристик массопереноса распыленного топлива дизельной форсункой / А.В. Еськов, А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский // Вестник Алтайской науки. – 2009. – № 2. – С. 128–132.
 17. Еськов, А.В. Система контроля качества распылителей на основе скоростной съёмки и обработки изображения топливных струй / А.В. Еськов, А.Е. Свистула // Ползуновский вестник. – 2006. – № 4. – С. 73–77.
 18. Зеленцов, А.А. Анализ влияния геометрии камеры сгорания на процессы турбулентного сгорания и локального теплообмена в цилиндре двигателя // Тепловые процессы в технике. – 2015. – Т. 7, № 4. – С. 183–187.
 19. Зенин, А.А. Совершенствование процессов распыливания топлива и смесеобразования транспортного дизеля, работающего на дизельном

- топливе и биотопливах на основе рапсового масла: Автореферат дисс. ... канд. техн. наук (05.04.02). – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 18 с.
20. Информация об уникальной научной установке на портале «Научно-техническая инфраструктура Российской Федерации». – URL: http://ckp-rf.ru/usu/501210/?sphrase_id=557325 (дата обращения: 02.12.2019).
 21. Кавтарадзе, Р.З. Влияние альтернативного процесса впрыскивания топлива на локальные образования оксидов азота и сажи в камере сгорания дизеля / Р.З. Кавтарадзе, Д.О. Онищенко, И.А. Зиновьев, А.С. Голосов // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2016. – № 5. – С. 152–159.
 22. Кавтарадзе, Р.З. Влияние формы полуразделенной камеры сгорания на образование оксидов азота в газовом двигателе / Р.З. Кавтарадзе, Д.О. Онищенко, А.С. Голосов, А.В. Шибанов // Транспорт на альтернативном топливе. – 2016. – № 5 (53). – С. 31–39.
 23. Кавтарадзе, Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учебное пособие / Р. З. Кавтарадзе. – 2 изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472 с.
 24. Кавтарадзе, Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.
 25. Кавтарадзе, Р.З. Трехмерное моделирование нестационарных теплофизических процессов в поршневых двигателях / Р.З. Кавтарадзе, А.А. Зеленцов, Д.О. Онищенко. – М. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 88 с.
 26. Камалтдинов, В.Г. Новая модель процесса горения топлива в ДВС // Двигателестроение. – 2008. – № 3 (233). – С. 17–20.
 27. Камалтдинов, В.Г. Организация эффективного процесса сгорания топлива для перспективного поршневого двигателя внутреннего сгорания: Дисс. ... докт. техн. наук (05.04.02). – Челябинск, ЮУрГУ, 2012. – 298 с.
 28. Корректирующий распылитель форсунки для дизеля: Пат. 2138675 Рос. Федерация. МПК8 F02M61/10 / В.Н. Луканин, В.И. Мальчук; № 98106802/06; заявл. 13.04.1998; опубл. 27.09.1999, Бюл. № 27 – 9 с.

29. Костин, А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: справочное пособие / А.К. Костин, В.В. Ларионов, Л.И. Михайлов. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. – 222 с.
30. Крупский, М.Г. Опыт организации процессов объёмного смесеобразования по результатам исследований на двигателе с прозрачными окнами / М.Г. Крупский, В.Ю. Рудаков // Двигателестроение. – 2009. – № 2. – С. 31–34.
31. Кулешов, А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле с многократным впрыском: Расчет распределения топлива в струе // Ползуновский вестник. – 2006. – № 4-1. – С. 78–86.
32. Кулешов, А.С. Программа расчета и оптимизация двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 123 с.
33. Кулешов, А.С. Расчет тепловыделения в дизеле с многократным впрыском // Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель – 2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана / под ред. Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 122–127.
34. Лазарев, В.Е. Технология экспериментальной оценки и причины неустойчивого впрыскивания распылителем топливной форсунки / В.Е. Лазарев, Г.В. Ломакин, Е.А. Лазарев // Вестник машиностроения. – 2013. – № 12. – С. 3–7.
35. Лазарев, Е.А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей: монография. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – 288 с.
36. Леонтьев, А.И. Влияние формы камеры на нестационарные процессы переноса и турбулентного сгорания в дизеле, конвертированном в газовый двигатель / А.И. Леонтьев, Р.З. Кавтарадзе, А.В. Шибанов, А.А. Зеленцов,

- С.С. Сергеев // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2009. – № 2. – С. 49–63.
37. Лышевский, А.С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками / А.С. Лышевский. – М.: Машгиз, 1963. – 180 с.
38. Мальчук, В.И. Совершенствование подачи и распыливания топлива в быстроходных дизелях в условиях зонального смесеобразования // Сборник научных трудов по материалам Международной конференции Двигатель – 2007, посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана / под ред. Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 75–80.
39. Марков, В.А. Влияние качества процесса топливоподачи на экономические и экологические показатели транспортного дизеля / В.А. Марков, С.Н. Девянин, В.И. Мальчук // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». – 2005. – №2. – С. 78–102.
40. Марков, В.А. Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях / В.А. Марков, С.Н. Девянин, В.И. Мальчук. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 360 с.
41. Марков, В.А. Зависимость показателей дизеля от конструкции распылителя форсунки / В.А. Марков, С.Н. Девянин, В.И. Мальчук // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». – 2005. – №1. – С. 73–94.
42. Марков, В.А. Конструкция проточной части распылителя форсунки и показатели транспортного дизеля / В.А. Марков, С.Н. Девянин, А.А. Зенин // Известия вузов. Машиностроение. – 2008. – №10. – С. 59–72.
43. Марченко, А.П. Математическая модель процесса сгорания топлива в дизеле / А.П. Марченко, А.А. Осетров, О.Ю. Линьков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – №1. – С. 3–10.
44. Матиевский, Д.Д. Оптическое исследование скорости массопереноса потока распыленного топлива / Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула, А.В. Еськов, Е.С. Силаев // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение». – 2006. – № 1 (62). – С. 99–109.

45. Матиевский, Д.Д. Экспериментальное исследование рабочего процесса дизеля при интенсификации впрыска топлива / Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула, Ю.В. Андреев, И.В. Огнев // Ползуновский вестник. – 2004. – № 1. – С. 188–191.
46. Матиевский, Д.Д. Экспериментальные исследования топливного факела дизеля оптическим методом / Д.Д. Матиевский, А.Е. Свистула, И.В. Огнев, А.В. Еськов // Повышение экологической безопасности автотракторной техники. Российская академия транспорта АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ им. И.И. Ползунова, 2003. – С. 94–102.
47. Никифоров, С.С. Разработка методики профилирования открытой камеры сгорания при форсировании четырехтактного быстроходного транспортного дизеля: Дисс. ... канд. техн. наук (05.04.02). – Челябинск, ЮУрГУ, 2006. – 199 с.
48. Онищенко, Д.О. Трехмерное моделирование рабочего процесса среднеоборотного дизеля и его применение для анализа возможности снижения концентрации оксидов азота в отработавших газах путем изменения формы камеры сгорания / Д.О. Онищенко, С.А. Панкратов, В.А. Рыжов // Тепловые процессы в технике. – 2016. – Т. 8, № 6. – С. 264–271.
49. Программа расчета рабочего цикла поршневого двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель» / В.Г. Камалтдинов, И.О. Лысов: свидетельство государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017619130, Российская Федерация. Опубликовано 15.08.2017.
50. Разлейцев, Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н.Ф. Разлейцев. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. – 169 с.
51. Распылитель для дизельного двигателя: Пат. 2700119 Рос. Федерация. МПК8 F02M61/10; F02M61/18 / В.И. Мальчук, М.Г. Шатров, А.Ю. Дунин, С.Д. Скороделов, С.М. Калинина; № 2017135877; заявл. 10.10.2017; опубл. 12.09.2019, Бюл. № 26 – 7 с.

52. Распылитель форсунки дизеля: Заявка на изобр. 2004120241 Рос. Федерация. МПК8 F02M1/00 / В.А. Марков, В.И. Мальчук, С.Н. Девянин, В.А. Павлов, А.В. Тихонов, А.А. Зенин; № 2004120241/06; заявл. 05.07.2004; опубл. 10.01.2016, Бюл. № 1 – 2 с.
53. Свиридов, Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях / Ю.Б. Свиридов. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1972. – 224 с.
54. Свистула, А.Е. Диагностика скорости массопереноса потока распыленного топлива дизельными форсунками / А.Е. Свистула, А.В. Еськов, А.В. Ключков, Е.С. Силаев // Наука и молодёжь. АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ им. И.И. Ползунова, 2004. – С. 76–80.
55. Тер-Мкртчян, Г.Г. Обеспечение малотоксичного рабочего процесса форсированных перспективных дизельных двигателей / Г.Г. Тер-Мкртчян, М.В. Мазинг, А.Г. Ветошников // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – № 5 – 8 с. – URL: <http://www.science-education.ru/pdf/2013/5/251.pdf/> (дата обращения: 02.12.2019).
56. Транспортный дизель: Пат. 2190776 Рос. Федерация. МПК8 F02M61/00; F02B23/00 / В.Н. Луканин, В.И. Мальчук, Ю.В. Трофименко; №2000114500/06; заявл. 08.06.2000; опубл. 10.10.2002, Бюл. №28 – 5 с.
57. Ульрих, С.А. Моделирование геометрических и динамических параметров топливной струи при впрыске в камеру сгорания дизеля на основе эксперимента в бомбе / С.А. Ульрих, В.В. Чертищев, П.К. Сеначин // Известия ВолгГТУ. – 2013. – №12 (115). – С. 64–67.
58. Ульрих, С.А. Оптические исследования дисперсности капель топливно-воздушного факела дизеля с системой топливоподачи высокого давления / С.А. Ульрих, В.В. Чертищев, П.К. Сеначин // Известия ВолгГТУ. – 2013. – №12 (115). – С. 60–64.
59. Форсунка дизеля: Заявка на изобр. 2005120719 Рос. Федерация. МПК8 F02M61/00 / В.А. Марков, В.И. Мальчук, С.Н. Девянин, А.А. Зенин; №2005120719/06; заявл. 05.07.05; опубл. 20.01.07, Бюл. №2 – 2 с.

60. Черноусов, А.А. Модель процесса в рабочей камере ДВС и метод идентификации модели по индикаторной диаграмме // Вестник УГАТУ. – 2017. – №1 (75). – С. 50–55.
61. Шароглазов, Б.А. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2011. – 524 с.
62. Ambrozik, A. Examination of fast-changing quantities in engine with common rail injection system / A. Ambrozik, T. Ambrozik, D. Kurczynski, P. Lagowski // Journal of KONES Powertrain and Transport. – 2010. – Vol. 17 (3) – P. 17–24.
63. Arai, M. Physics behind Diesel Sprays / M. Arai // 12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems (ICLASS), September 2-6, 2012 Heidelberg, Germany – 18 p.
64. Brusiani, F. Influence of the Diesel Injector Hole Geometry on the Flow Conditions Emerging from the Nozzle / F. Brusiani, S. Falfari, P. Pelloni // Energy Procedia. – 2014. – Vol. 45. – P. 749–758.
65. Cernik, F. Phenomenological Combustion Modeling for Optimization of Large 2-stroke Marine Engines under both Diesel and Dual Fuel Operating Conditions: Doctoral thesis Ph.D. / F. Cernik – Prague, 2018. – 168 p.
66. Channappagoudra, M.N. Optimization of Combustion Chamber Geometry for a Direct Injection Diesel Engine: A Review / M.N. Channappagoudra, Sunil Thaned, K. Ramesh, G. Manavendra // International Journal of Engineering Research & Technology. – 2013. – Vol. 2 (11). – P. 568–577.
67. Crua, C. Dropsizing of Near-Nozzle Diesel and RME Sprays by Microscopic Imaging / C. Crua, G. de Sercey, M.R. Heikal, M. Gold // ICLASS 2012, 12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Heidelberg, Germany, September 2-6, 2012. – 8 p.
68. Crua, C. Microscopic imaging of the initial stage of diesel spray formation / C. Crua, M.R. Heikal, M.R. Gold // Fuel. – 2015. – Vol. 157. – P. 140–150.
69. Crua, C. On the transcritical mixing of fuels at diesel engine conditions/ C. Crua, J. Manin, L.M. Pickett // Fuel. 2017 – 208. – P. 535 – 548.

70. Diesel engine combustion system: CN101818712 China. IPC F02M61/14; F02M61/16; F02F3/26 / Wuqiang Long, Kunpeng Qi, Yongxu Sui, Wenzheng Tan; Application CN201010161549; Application date: 28.04.2010; Publication date: 01.09.2010. – 6 p.
71. Dober, G. Investigations of Diesel Spray structure using Spray Momentum Measurements and link to injector performance / G. Dober, C. Garsi, N. Guerrassi, T. Leonard // 2nd Conference on Engine Processes Proceedings July 2–3, 2015 Berlin. – P. 182 – 195.
72. Dober, G. Mixture Preparation and Combustion Analysis, a Key Activity for Future Trends in Diesel Fuel Injection Equipment / G. Dober, N. Guerrassi, K. Karimi // SIA Diesel Powertrain International Conference, Rouen, June 2012. – 10 p.
73. Dong, Q. Spray characteristics of V-type intersecting hole nozzles for diesel engines / Q. Dong, W. Long, T. Ishima, H. Kawashima // Fuel. – 2013. – Vol. 104. – P. 500–507. DOI: 10.1016/j.fuel.2012.07.021.
74. Eagle, W.E. High-speed imaging of transient diesel spray behavior during high pressure injection of a multi-hole fuel injector / W. E. Eagle, S. B. Morris, M. S. Wooldridge // Fuel. – 2014. – Vol. 116. – P. 299–309.
75. Fu, Y. Visualization investigation of the influence of chamber profile and injection parameters on fuel spray spreading in a double-layer diverging combustion chamber for a DI diesel engine / Y. Fu, L. Feng, H. Tian, W. Long, D. Dong, X. Leng // Energies. – 2018. – Vol. 11 (9). – 16 p. DOI: 10.3390/en11092343.
76. Ghojel, J.I. Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research // International Journal of Engine Research. – 2010. – Vol. 11 (4). – P. 297–312. DOI: 10.1243/14680874JER06510
77. Gouda, M. Virtual erosion prediction, design optimization and combustion system integration of high pressure fuel injector systems / M. Gouda, D. Greif, M.

- Suffa, E. Winklhofer, D. Gill, V. Srinivasan // Fuel Systems for IC Engines - 1st Edition. - Woodhead Publishing, 2012. – P. 291 – 298.
78. Hansen, H. Influence of the spray hole geometries on cavitation formation inside diesel injector nozzles / H. Hansen, S. Jollet, D. Niemeyer, L. Thimm, F. Dinkelacker // 2nd Conference on Engine Processes Proceedings. – 2015. – P. 158–168.
 79. Hellström, E. A Linear Least-Squares Algorithm for Double-Wiebe Functions Applied to Spark-Assisted Compression Ignition / E. Hellström, A. Stefanopoulou, L. Jiang // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2014. – Vol. 136 (9). – 7 p. DOI: 10.1115/1.4027277.
 80. Herfatmanesh, M.R. Experimental investigation into the effects of two-stage injection on fuel injection quantity, combustion and emissions in a high-speed optical common rail diesel engine / M. R. Herfatmanesh, P. Lu, M. A. Attar, H. Zhao // Fuel. – 2013. – Vol. 109. – P. 137–147.
 81. Hiroyasu, H. Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines / H. Hiroyasu, T. Kadota // SAE Paper. – 1976. – Vol. 760129. – 14 p. DOI: 10.4271/760129.
 82. Hiroyasu, H. Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines / H. Hiroyasu, M. Arai // SAE Technical Paper. – 1990. – Vol. 900475. – 15 p.
 83. Hiroyasu, T. Reduction of Heavy Duty Diesel Engine Emission and Fuel Economy with Multi-Objective Genetic Algorithm and Phenomenological Model / T. Hiroyasu, M. Miki, M. Kim, S. Watanabe, H. Hiroyasu, H. Miao // SAE Paper. – 2004. – Vol. 2004-01-0531. – 14 p.
 84. Hu, S. Burnt fraction sensitivity analysis and 0-D modelling of common rail diesel engine using Wiebe function / S. Hu, H. Wang, C. Yang, Y. Wang // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 115. – P. 170–177.
 85. Hu, S. Zero-Dimensional Prediction Combustion Modelling of a Turbocharging Diesel Engine / S. Hu, H. Wang, Y. Sun, Y. Wang // Transactions of CSICE. – 2016. – Vol. 34(4). – P. 311 – 318. DOI: 10.16236/j.cnki.nrjxb.201604042.

86. Imanishi, H. Simulation Study of Effects of Injection Rate Profile and Air Entrainment Characteristics on D.I. Diesel Combustion / H. Imanishi, T. Yoshizaki, H. Hiroyasu // SAE Paper. – 1996. – Vol. 962059. – 12 p. DOI: 10.4271/962059.
87. Isermann, R. Engine Modeling and Control: Modeling and Electronic Management of Internal Combustion Engines / R. Isermann. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014. – 637 p.
88. Jagus, K. Assessment of large-eddy simulation feasibility in modelling the unsteady diesel fuel injection and mixing in a highspeed direct-injection engine / K. Jagus, X. Jiang, G. Dober, G. Greeves, N. Milanovic, H. Zhao // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – 2009. – Vol. 223 (8). – P. 1033–1048. DOI: 10.1243/09544070JAUTO1052.
89. Johnson, J.E. Characteristics of 3000 bar Diesel Spray Injection under Non-Vaporizing and Vaporizing Conditions / J.E. Johnson, S.H. Yoon, J.D. Naber, Seong-Young Lee, G. Hunter, R. Truemner, T. Harcombe // ICLASS 2012, 12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Heidelberg, Germany, September 2-6, 2012. – 8 p.
90. Kamaltdinov, V. Combustion process modeling in HCCI engine // SAE Technical Paper. – 2011. – Vol. 2011-01-1789. – 10 p. DOI: 10.4271/2011-01-1789.
91. Karimi, K. Characterisation of Multiple-Injection Diesel Sprays at Elevated Pressures and Temperatures: Ph.D. Thesis / K. Karimi. – School of Engineering, University of Brighton in collaboration with Ricardo UK – 2007. – 257 p.
92. Kirsch, V. Zooming into primary breakup mechanisms of high-pressure automotive sprays / V. Kirsch, M.A. Reddemann, J. Palmer, R. Kneer // ILASS–Europe 2017, 28th Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, 6-8 September 2017, Valencia, Spain. – 2017. – 8 p.
93. Kowalski, J. Influence of fuel injector holes diameter on parameters of combustion process in the cylinder of the marine 4-stroke Diesel engine / J. Kowalski // Journal of Polish CIMEEAC. – 2016. – Vol. 11 (1). – P. 95–102.

94. Lai, M.-C. Correlating the Nozzle Flow to Spray and Primary Breakup using Visualization and Multi-phase Simulation / M.-C. Lai, F. Wang, X. Xie, J. Shi, G. Dober, N. Guerrassi, Y. Meslem, Y. Gao, J. Wang, E. Durfresne, S. Moon // Rouen 2014, International Congress : SIA Powertrain, Rouen, France, May 21-22, 2014. – 9 p.
95. Li, X. Effects of lateral swirl combustion chamber geometries on the combustion and emission characteristics of DI diesel engines and a matching method for the combustion chamber geometry / X. Li, Y. Chen, L. Su, F. Liu // Fuel. – 2018. – Vol. 224. – P. 644–660. DOI: 10.1016/j.fuel.2018.03.063.
96. Li, X.-R. Mixing and combustion mechanisms within lateral swirl combustion system (LSCS) in a DI diesel engine/ Xiang-Rong Li, W. Yang, Li-Wang Su, Fu-Shui Liu// Applied Thermal Engineering. – 2017. – 123. – P. 7–18.
97. Liu, J. Optimization of the injection parameters and combustion chamber geometries of a diesel/natural gas RCCI engine / J. Liu, J. Wang, H. Zhao // Energy. – 2018. – Vol. 164. – P. 837–852. DOI: 10.1016/j.energy.2018.09.064
98. Luo, T. Measurement and validation of hole-to-hole fuel injection rate from a diesel injector / T. Luo, S. Jiang, A. Moro, C. Wang, L. Zhou, F. Luo // Flow Measurement and Instrumentation. – 2018. – Vol. 61. – P. 66–78. DOI: 10.1016/j.flowmeasinst.2018.03.014
99. Majer, C. Innovative measurement technologies for fuel injection systems / C. Majer, B. Janetzky, R. Döll // Fuel Systems for IC Engines - 1st Edition. - Woodhead Publishing, 2012. – P. 301–311.
100. Mariani, A. Instrument for the test of the injectors based on the measuring of spray momentum / A. Mariani, L. Postrioti, C. Ungaro // Fuel Systems for IC Engines - 1st Edition. - Woodhead Publishing, 2012. – P. 313–324.
101. Maroteaux, F. Development and validation of double and single Wiebe function for multi-injection mode Diesel engine combustion modelling for hardware-in-the-loop applications / F. Maroteaux, C. Saad, F. Aubertin // Energy Conversion and Management. – 2015. – Vol. 105. – P. 630–641, DOI: 10.1016/j.enconman.2015.08.024.

102. Mitroglou, N. Spray stability from VCO and a new Diesel nozzle design concept / N. Mitroglou, M. Gavaises, D. Arcoumanis // Fuel Systems for IC Engines - 1st Edition. - Woodhead Publishing, 2012. – P. 279 – 290.
103. Murayama, T. A simulation of diesel engine combustion noise / T. Murayama, N. Kojima, Y. Satomi // SAE Technical Paper. – 1976. – Vol. 760552. – 16 p.
104. Nouri, J.M. Effect of viscosity, temperature and nozzle length-to-diameter ratio on internal flow and cavitation in a multi-hole injector / J.M. Nouri, S. Mackenzie, C. Gaskell, A. Dhunput // Fuel Systems for IC Engines – 1st Edition. – Woodhead Publishing, 2012. – P. 265 – 278.
105. Payri, F. A phenomenological combustion model for direct-injection, compression-ignition engines / F. Payri, J. Benajes, F.V. Tinaut // Applied Mathematical Modelling. – 1988. – Vol. 12 (3). – P. 293–304. DOI: 10.1016/0307-904X(88)90037-6.
106. Pinkert, F. Nozzle geometry impact on spray, ignition and combustion of large fuel injection jets / F. Pinkert, I. Najjar, M. Drescher, C. Fink, H. Harndorf // 2nd Conference on Engine Processes Proceedings. – 2015. – P. 140 – 156.
107. Postrioti, L. Zeuch method-based injection rate analysis of a common-rail system operated with advanced injection strategies / L. Postrioti, G. Buitoni, F. C. Pesce, C. Ciaravino // Fuel. – 2014. – Vol. 128. – P. 188–198.
108. Salvador, F.J. Analysis of the combined effect of hydrogrinding process and inclination angle on hydraulic performance of diesel injection nozzles / F.J. Salvador, M. Carreres, D. Jaramillo, J. Martinez-Lopez // Energy Conversion and Management. – 2015. – Vol. 105. – P. 1352–1365.
109. Salvador, F.J. Experimental investigation of the effect of orifices inclination angle in multihole diesel injector nozzles. Part 1 – Hydraulic performance / F.J. Salvador, J.J. Lopez, J. De la Morena, M. Cialesi-Esposito // Fuel. – 2018. – Vol. 213. – P. 207–214.
110. Salvador, F.J. Using a homogeneous equilibrium model for the study of the inner nozzle flow and cavitation pattern in convergent–divergent nozzles of diesel

- injectors / F.J. Salvador, D. Jaramillo, J.-V. Romero, M.-D. Rosello // *Journal of Computational and Applied Mathematics*. – 2017. – Vol. 309. – P. 630–641.
111. Seykens, X.L.J. Development and validation of a phenomenological diesel engine combustion model: Thesis Ph.D. / X.L.J. Seykens – Eindhoven, 2010. – 220 p.
 112. Seykens, X.L.J. Detailed modeling of common rail fuel injection process / X.L.J. Seykens, L.M.T. Somers, R.S.G. Baert // *MECCA*. – 2005. – № 3 (2–3). – P. 30–39.
 113. Shi, J. Complex physics modelling of diesel injector nozzle flow and spray supported by new experiments / J. Shi, N. Guerrassi, G. Dober, K. Karimi, Y. Meslem // *THIESEL 2014, Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Direct Injection Engines*, 2014. – 21 p.
 114. Shi, J. Fuel Injection: Breaking Up is Hard to Do / J. Shi, P.L. Aguado // *Ansys Advantage*. – 2017. – Vol. 11 (3). – P. 38–41.
 115. Shi, J. Using LES and x-ray imaging to understand the influence of injection hole geometry on Diesel spray formation / J. Shi, P.L. Aguado, G. Dober, N. Guerrassi, W. Bauer, M.-C. Lai // *THIESEL 2016, Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Direct Injection Engines*, Valencia, Spain, September 13-16, 2016. – 21 p.
 116. Stiesch, G. Modeling Engine Spray and Combustion Processes / G. Stiesch. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003. – 282 p.
 117. Sun, Y. Development and validation of a marine sequential turbocharging diesel engine combustion model based on double Wiebe function and partial least squares method / Y. Sun, H. Wang, C. Yang, Y. Wang // *Energy Conversion and Management*. – 2017. – Vol. 151. – P. 481–495.
 118. Tahmasebi, E. An investigation of the validity of a homogeneous equilibrium model for different diesel injector nozzles and flow conditions / E. Tahmasebi, T. Lucchini, G. D’Errico, A. Onorati, G. Hardy // *Energy Conversion and Management*. – 2017. – Vol. 154. – P. 46–55. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.10.049.

119. Taskiran, O.O. Effect of nozzle dimensions and fuel type on flame lift-off length / O.O. Taskiran, M. Ergeneman // *Fuel*. – 2014. – Vol. 115. – P. 833–840. DOI: 10.1016/j.fuel.2013.03.005.
120. Tolou, S. Combustion model for a homogeneous turbocharged gasoline direct-injection engine / S. Tolou, R.T. Vedula, H. Schock, G. Zhu, Y. Sun, A. Kotrba // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2018. – Vol. 140 (10). – 10 p. DOI: 10.1115/1.4039813.
121. Watson, N. A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation / N. Watson, A.D. Pilley, M. Marzouk // *SAE Technical Paper*. – 1980. – Vol. 800029. – 13 p. DOI: 10.4271/800029.
122. Wickman, D.D. Diesel engine combustion chamber geometry optimization using genetic algorithms and multi-dimensional spray and combustion modeling / D.D. Wickman, P.K. Senecal, R.D. Reitz // *SAE Technical Papers*. – 2001. – 2001-01-0547. – P. 90814. DOI: 10.4271/2001-01-0547.
123. Wiebe, I.I. *Brennverlauf und Kreisprozeß von Viebrennnungsmotoren*. Berlin: Vebverlagstechnik, 1970. – 286 p.
124. Wisłocki, K. Optical analysis of combustion chamber and fuel spray interaction in terms of chamber geometry modification and injection parameters change / K. Wisłocki, I. Pielecha, P. Borowski, W. Bueschke, W. Cieřlik, M. Skowron // *2nd Conference on Engine Processes Proceedings*. – 2015. – P. 127 – 139.
125. Xin, Q. *Diesel engine system design* / Q. Xin. – Woodhead Publishing Limited, 2011. – 1088 p.
126. Xu, S. A phenomenological combustion analysis of a dual-fuel natural-gas diesel engine / S. Xu, D. Anderson, M. Hoffman, R. Prucka, Z. Filipi // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. – 2017. – Vol. 231 (1). – P. 66–83. DOI: 10.1177/0954407016633337.
127. Xue, F. Numerical analyses of transient flow characteristics within each nozzle hole of an asymmetric diesel injector / F. Xue, F. Luo, H. Cui, A. Moro, L. Zhou // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2017. – 104. – P. 18–27.

128. Yoshikawa, S. Visualization of Fuel-Air Mixing Processes in a Small D.I. Diesel Engine Using the Liquid Injection Technique / S. Yoshikawa, K. Nishida, M. Arai, H. Hiroyasu // SAE Technical Paper. – 1988. – Vol. 880296. – 10 p.
129. Yoshizaki, T. Approach to Low NO_x and Smoke Emission Engines by Using Phenomenological Simulation / T. Yoshizaki, K. Nishida, H. Hiroyasu // SAE Technical Papers. – 1993. – Vol. 930612. – 16 p. DOI: 10.4271/930612.