

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(национальный исследовательский университет)

На правах рукописи



Байтимеров Рустам Миндиахметович

**РАЗРАБОТКА ДИЗЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ  
С УПРАВЛЯЕМОЙ ФОРМОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ  
ВПРЫСКИВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ  
МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

05.04.02 — Тепловые двигатели

**ДИССЕРТАЦИЯ**

на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
доктор технических наук, доцент  
Погуляев Юрий Дмитриевич

Челябинск — 2016

## Оглавление

Введение.....	6
Глава 1 Влияние дизелей на окружающую среду и способы снижения содержания вредных веществ в отработавших газах .....	11
1.1 Рабочий цикл дизеля и его влияние на окружающую среду. Экологические стандарты.....	11
1.2 Способы снижения эмиссии вредных веществ в ОГ дизелей.....	21
1.2.1 Системы очистки ОГ .....	21
1.2.2 Управление процессом сгорания топлива в цилиндрах дизеля .....	24
1.3 Выводы по Главе 1.....	39
Глава 2 Конструкции дизельных ТПС с управляемой формой характеристики впрыскивания.....	41
2.1 Обзор современных серийных ТПС дизелей.....	41
2.1.1 Аккумуляторные ТПС типа CR .....	41
2.1.2 Насос-форсунки и ИТН .....	56
2.2 Обзор опытных ТПС.....	63
2.2.1 ТПС с управлением проходным сечением распылителя .....	63
2.2.2 Опытные ТПС с управлением давлением впрыскивания .....	67
2.3 Предлагаемая ТПС.....	72
2.3.1 Управление формой характеристики впрыскивания.....	74
2.4 Выводы по главе 2 .....	75
Глава 3 Разработка математических моделей гидродинамических процессов в ТПС дизеля.....	76
3.1 Методы математического моделирования гидродинамических процессов в ТПС дизелей .....	76
3.2 Математическая модель гидродинамических процессов в электромагнитной ЭГФ 2-го поколения фирмы Bosch .....	96
3.3 Математическая модель гидродинамических процессов в пьезоэлектрической ЭГФ 3-го поколения фирмы Bosch.....	99

3.4 Математическая модель гидродинамических процессов в предлагаемой форсунке (AC3) .....	104
3.5 Сравнение результатов расчета с экспериментом.....	106
3.6 Выводы по главе 3 .....	107
Глава 4 Расчетное исследование ТПС дизеля .....	109
4.1 Результаты расчета ТПС типа CR фирмы Bosch 3-го поколения с пьезоэлектрической ЭГФ (AC1).....	109
4.2 Результаты расчета предлагаемой аккумуляторной системы (AC3) .....	119
4.3 Выводы по главе 4 .....	127
Выводы .....	128
Список литературы .....	130

## Основные принятые сокращения

АС - аккумуляторная система;  
ВМТ - верхняя "мертвая" точка;  
ВПГ - верхний поршень гидротолкателя;  
ВПО - впрыск после основного;  
ДВС - двигатель внутреннего сгорания;  
ДМЭ - диметиловый эфир;  
ДТ - дизельное топливо;  
ЕС - Европейский Союз;  
ИТН - индивидуальный топливный насос;  
КПД - коэффициент полезного действия;  
КРД - клапан регулирования давления;  
КШМ - кривошипно-шатунный механизм;  
ЛВД - линия высокого давления;  
ЛНД - линия низкого давления;  
НМТ - нижняя "мертвая точка";  
НПГ - нижний поршень гидротолкателя;  
НФ - насос форсунки;  
ОВ - основное впрыскивание;  
ОГ - отработавшие газы;  
ПВ - предварительное впрыскивание;  
ПЭК - пьезоэлектрический клапан;  
ТНВД - топливный насос высокого давления;  
ТПН - топливоподкачивающий насос;  
ТПС - система топливоподачи;  
ТЧ - твердые частицы;  
ЭГФ - электрогидравлическая форсунка;  
ЭМК - электромагнитный клапан;

APCRS - ТПС типа Common Rail со встроенным в форсунку мультиплликатором давления;

CR - аккумуляторная система типа Common Rail;

DOC - окислительный каталитический нейтрализатор;

DPF - фильтр твердых частиц;

NSC - каталитический нейтрализатор NOx накопительного типа;

SCR - селективный каталитический нейтрализатор;

## Введение

**Актуальность работы.** В связи с постоянным ужесточением экологических норм на содержание вредных веществ в отработавших газах (ОГ) производители вынуждены интенсивно совершенствовать тепловые двигатели в целом и топливоподающие системы (ТПС) в частности.

**Актуальность работы.** К современным дизелям предъявляются жесткие и зачастую противоречивые требования, заключающиеся в повышении удельной мощности, топливной экономичности и эксплуатационных свойств, при одновременном снижении эмиссии вредных веществ с отработавшими.

Одним из перспективных способов решения проблемы является совершенствование рабочего цикла дизеля путем повышения степени управляемости процессом сгорания применением управляемого впрыскивания топлива.

**Степень разработанности темы.** Изучение влияния управляемого впрыскивания топлива на рабочий цикл дизеля ведется с середины XX века. Исследованиями в данной области в разные периоды занимались И.В. Астахов, В.Г. Дьяченко, М.Г. Сандомирский, Б.Н. Семенов, И.М. Ротарь, З.А. Хандов, Е.А. Лазарев, Л.В. Грехов, Р. Herzog, Н. Erlach, Н. J. Beck, J. W. Hwang, D.T. Hountalas, G.P. Merker, T. Kammerdiener, B. Mahr, J. Stegemann, J. Seebode, S. Meyer, T. Delebinski, R. Leonhard, J.M. Desantes, A. Azetsu, K. Tanabe, S. Kohketsu, R.D. Reitz, S. Pischinger, F. Atzler, O. Kostner, J. Benajes, V. Luckhchoura, B. Mohan, P. Grzeschik и другие.

Многочисленные расчетные и экспериментальные исследования показывают, что возможность управлять формой характеристики впрыскивания в зависимости от режима работы дизеля с непосредственным впрыскиванием топлива в цилиндры позволяет улучшить эксплуатационные и экологические характеристики дизеля. Однако широкое применение управляемого впрыскивания топлива на дизелях ограничено из-за отсутствия подходящей топливоподающей системы (ТПС). Наиболее распространеными на сегодняшний день ТПС дизелей являются аккумуляторные системы (АС) типа Common Rail (CR) и насос-

форсунки (НФ) с электрогидравлическим управлением, данные системы позволяют изменять форму характеристики впрыскивания только путем многофазного впрыскивания. Большинство существующих серийных и опытных ТПС с управляемой формой характеристики впрыскивания обладают недостатками, не позволяющими им найти широкое применение, такими как: сложность и дороговизна конструкции; высокий расход топлива на управление; невозможность управления параметрами характеристики впрыскивания в широких пределах и др.

Таким образом, **тема** данной работы, посвященной разработке дизельной ТПС с управляемой формой характеристики впрыскивания, является **актуальной**.

**Цель** данного исследования - разработка дизельной системы топливоподачи с управляемой формой характеристики впрыскивания с широкими возможностями по управлению ее параметрами.

Для достижения поставленной цели решаются следующие **задачи**:

1. Анализ причин и способов снижения содержания вредных веществ в ОГ дизелей.
2. Анализ существующих ТПС с управляемой формой характеристики впрыскивания.
3. Разработка нового способа управления формой характеристики впрыскивания с широкими возможностями по управлению ее параметрами.
4. Разработка и уточнение математических моделей гидродинамических процессов следующих ТПС: 1) предлагаемой в данной работе аккумуляторной ТПС с управляемой формой характеристики впрыскивания (AC3); 2) аккумуляторных систем фирмы Bosch типа CR 2-го (AC1) и 3-го (AC2) поколения. Проверка адекватности моделей путем сравнения результатов расчета ТПС AC1 и AC2 с литературными экспериментальными данными.
5. Расчетно-теоретическое исследование влияния конструктивных и регулировочных параметров ТПС на характеристику впрыскивания.

## Научная новизна

1. Разработаны математические модели гидродинамических процессов впрыскивания трех ТПС: предлагаемой в данной работе аккумуляторной ТПС с возможностью управления формой характеристики впрыскивания и систем Common Rail фирмы Bosch 2-го и 3-го поколения с электрогидравлическими форсунками (ЭГФ). Модели учитывают переменность физических свойств топлива с изменением давления, деформацию внутренних полостей и подвижных элементов ТПС, переменность гидравлических характеристик отверстий, динамику электромагнитных процессов приводов управляющих клапанов.

2. Предложен способ управления формой характеристики впрыскивания дизельной ТПС, позволяющий осуществлять прямоугольную, треугольную и ступенчатую характеристики впрыскивания. Способ заключается в установке двух дополнительных электроуправляемых клапанов в корпус традиционной ЭГФ АС типа Common Rail. Первый клапан (пьезоэлектрический) устанавливается между форсункой и топливопроводом, соединяющим аккумулятор с форсункой. Второй соединяет форсунку со сливом. При закрытом первом клапане с помощью второго клапана в камере распылителя устанавливается нужное для начала впрыскивания пониженное давление. Первый клапан открывается позже, когда нужно увеличить давление впрыскивания. Таким образом, варьированием проходным сечением и скоростью открытия первого клапана, моментами открытия и закрытия обоих клапанов осуществляется гибкое управление параметрами впрыскивания. Научная новизна подтверждена патентом РФ на изобретение.

**Методика исследования.** Расчетно-теоретическое исследование гидродинамических процессов проводилось и использованием математических моделей разработанных автором. Основу метода моделирования составляет решение уравнений неустановившегося одномерного течения жидкости в топливопроводах с граничными условиями в виде массовых балансов топлива в конечных объемах рассматриваемой ТПС. Расходы топлива определялись с помощью теории истечения жидкости из отверстия, основанной на уравнении

Бернулли. Уравнения неустановившегося одномерного течения вязкой сжимаемой жидкости в топливопроводах решалось методом линеаризованного распада-разрыва, предложенного Л.В. Греховым.

Совместно с уравнениями гидродинамических процессов решались уравнения динамического равновесия запирающих элементов (игла, управляющие клапаны) и уравнения электромагнитных процессов исполнительных механизмов: электромагнита (с использованием теории электрических и магнитных цепей с учетом насыщения материала магнитопровода) и многослойного пьезоактуатора (с использованием уравнений термодинамического состояния У. Мэзона).

Для определения гидравлических характеристик отверстий проводился численный эксперимент по исследованию течения в них вязкой сжимаемой жидкости. Моделирование течения топлива в распылителях осуществлялось в пакете ANSYS CFX на основе уравнений Навье-Стокса, при этом использовалась  $k-\epsilon$  модель турбулентности и модель кавитации Релея-Плессета.

**Объект исследования.** Гидродинамические процессы в системах топливоподачи дизелей.

**Предмет исследования.** Взаимосвязи между конструктивными и управляющими параметрами ТПС и характеристикой впрыскивания.

**Достоверность и обоснованность** научных положений работы обусловлена применением фундаментальных законов гидродинамики, механики и электромагнетизма; удовлетворительной сходимостью результатов математического моделирования с результатами экспериментальных исследований, взятых из литературы.

### **Практическое значение работы.**

Динамические модели в среде Matlab/Simulink, реализующие математические модели гидродинамических процессов в трех типах ТПС могут быть использованы при анализе их работы и модернизации, в учебном процессе.

Разработанная библиотека элементов-примитивов (трубопроводы, полости, отверстия, распылитель, игла, электромагнит, клапаны и др.) в среде

Matlab/Simulink может быть использована при создании математических моделей новых ТПС.

**На защиту выносятся:**

- способ управления формой характеристики впрыскивания дизельной аккумуляторной ТПС;
- математические модели и результаты моделирования гидродинамических процессов впрыскивания трех типов ТПС.

**Реализация.** Результаты диссертационной работы используются в ООО "ЧТЗ-Уралтрак" (г. Челябинск) при оценке конструкций форсунок аккумуляторных систем топливоподачи.

**Апробация.** Основные положения диссертации рассматривались и обсуждались: на XLVIII международной научно-технической конференции "Достижения науки - агропромышленному производству", г. Челябинск, 2009 г.; на научно-технических конференциях Южно-Уральского государственного университета, г. Челябинск, 2009–2015 гг.; на VII международной научно-практической конференции "Научная дискуссия: инновации в современном мире", 2012 г.; на научных семинарах на кафедре ДВС ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (НИУ), 2013-2015 гг.; на международной научно-технической конференции "Пром-Инжиниринг" 2015", г. Челябинск, 2015 г.

**Публикации.** Основные научные и практические результаты диссертации изложены в 19 работах, в том числе 5 в журналах, рекомендованных ВАК, и 2 в журналах, индексируемых в БД Scopus. Получен патент РФ на изобретение.

**Структура и объем диссертационной работы**

Диссертация состоит из введения, четырех глав основного текста и выводов, списка литературы из 156 наименований. Общий объем диссертации — 148 страниц, включая 77 рисунков и 4 таблицы.

# Глава 1 Влияние дизелей на окружающую среду и способы снижения содержания вредных веществ в отработавших газах

## 1.1 Рабочий цикл дизеля и его влияние на окружающую среду. Экологические стандарты

Дизель был изобретен Рудольфом Дизелем в 1890 году. Первые же успешные попытки реализации предложенного двигателя покали, что он обладает более высоким КПД по сравнению с другими тепловыми машинами (34-38% против 8% в паровом двигателе и 25% в двигателе Отто [19]). КПД современных дизелей могут достигать более 45-50%.

На рис.1.1 представлена индикаторная диаграмма 4-тактного дизеля с наддувом [39]. За начало отсчета принята ВМТ после окончания предыдущего цикла.

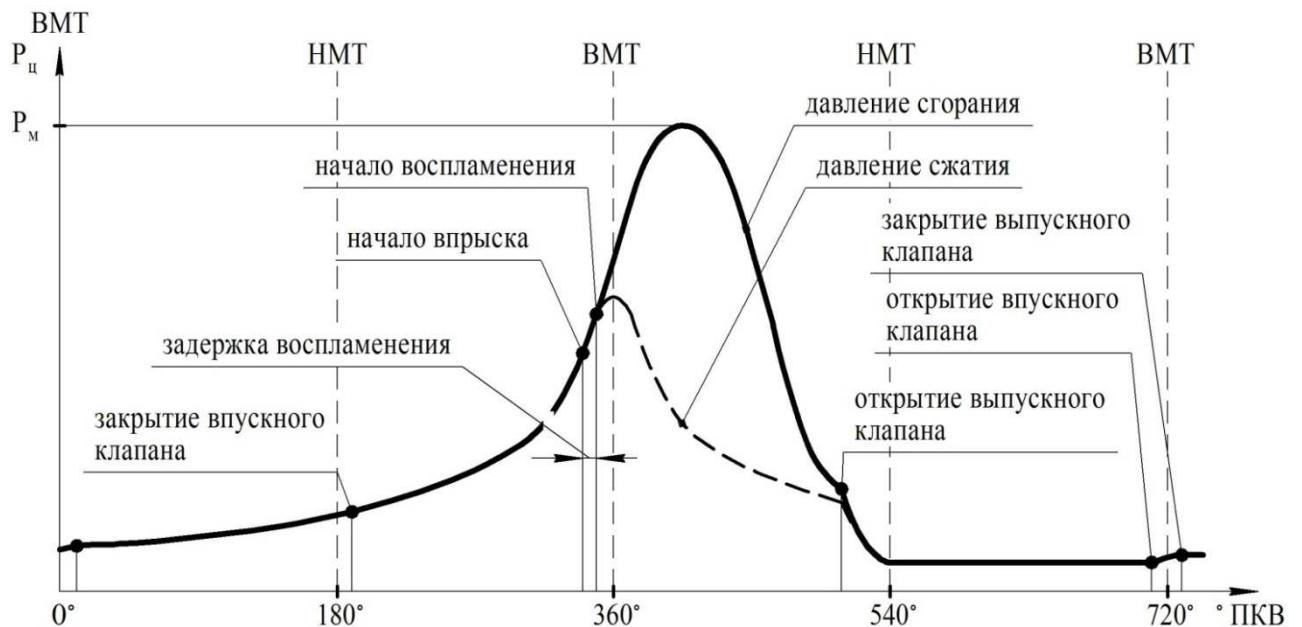


Рис.1.1 Индикаторная диаграмма 4-хтактного дизеля с наддувом [39]

**Такт впуска.** Впускной и выпускной клапаны открыты, поршень движется вниз, цилиндр заполняется свежим воздухом, одновременно вытесняются остатки ОГ. Через 5-20° ПКВ после ВМТ выпускной клапан закрывается.

**Такт сжатия.** После прохождения НМТ поршень движется вверх. Впускной клапан закрывается только через 20-60° ПКВ после НМТ, это делается для лучшего наполнения цилиндра кислородом. Воздух сжимается до 2,5-3,5 МПа и нагревается до высокой температуры (500-600 °C). За 0-25° ПКВ до или через 0-10° ПКВ после ВМТ в разогретый воздух под высоким давлением впрыскивается топливо, мелкие капельки топлива активно испаряются и перемешиваются с воздухом. Через 5-10° ПКВ (задержка воспламенения) топливовоздушная смесь самовоспламеняется. Величина задержки воспламенения зависит от свойств топлива, температуры нагретого воздуха в цилиндре и качества распыления.

**Рабочий ход.** После инициализации горения впрыскивание продолжается. Давление и температура горения повышаются, максимум давления достигается после ВМТ. При движении поршня от ВМТ вниз энергия сгорания преобразуется в механическую энергию коленчатого вала посредством КШМ.

Более высокий КПД дизеля по сравнению с двигателем Отто объясняется более совершенным с точки зрения отдачи полезной работы процессом сгорания. В цилиндр бензинового двигателя подается уже готовая топливовоздушная смесь, воспламеняемая от внешнего источника, которая очень быстро сгорает, резко увеличивая давление в цилиндре. Энергия сгорания с высокой эффективностью преобразуется в полезную работу только у ВМТ. В дизеле же давление в цилиндре растет медленнее и достигает максимального значения после ВМТ. Благодаря чему эффективный отбор полезной энергии происходит более длительное время.

**Такт выпуска.** За 40-60° ПКВ перед НМТ происходит открытие выпускного клапана. Давление ОГ в цилиндре избыточное, вследствие чего они начинают выходить из цилиндра и далее вытесняются поршнем при его движении вверх от НМТ. За 0-25° ПКВ перед ВМТ открывается выпускной клапан, цилиндр наполняется свежим воздухом. Далее цикл повторяется.

Образовавшиеся продукты сгорания топлива через выпускной клапан поступают в систему выпуска ОГ и далее в окружающую среду.

Сгорание представляет из себя химическую реакцию окисления кислородом воздуха углеводородного топлива, продуктами которой в идеальном случае являются вода и углекислый газ. Углекислый газ не является вредным для человека веществом, но переизбыток его в атмосфере является причиной парникового эффекта.

Поскольку условия сгорания неидеальные, а также из-за сложного химического состава топлива и воздуха, ОГ представляют из себя многокомпонентную смесь газов, капель жидкости, паров и твердых частиц, всего около 280 компонентов [24].

На рис. 1.2 представлена диаграмма с составом ОГ для легкового дизеля без применения нейтрализаторов на режиме неполной нагрузки [123].

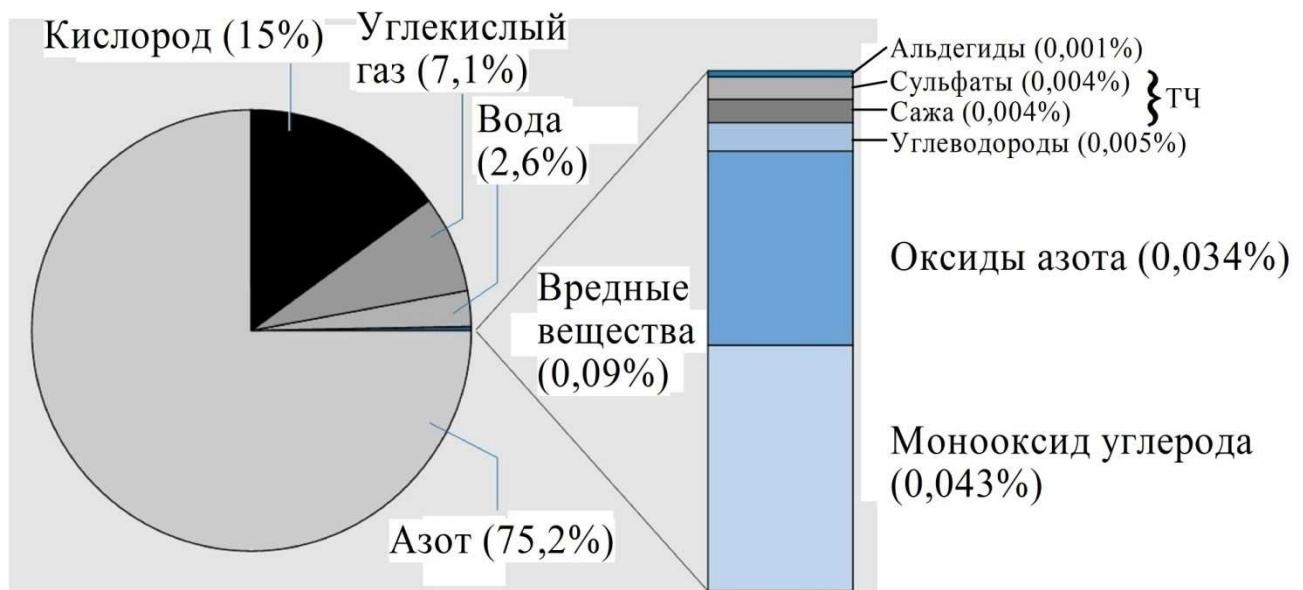


Рис. 1.2 Состав ОГ (по массе) легкового дизеля без нейтрализаторов на режиме неполной нагрузки [123]

Основную часть массы ОГ составляют азот и кислород (как составляющие воздуха, не вступившие в реакцию) и продукты полного сгорания топлива - углекислый газ и вода. Также к нетоксичным компонентам ОГ относятся водород и инертные газы.

Масса токсичных веществ в ОГ составляет доли процента, при этом львиная доля приходится на оксиды азота ( $\text{NO}_x$ ), монооксид углерода (СО), углеводороды,

твёрдые частицы и альдегиды. Кроме того стоит отметить оксиды серы, доля которых в составе ОГ зависит от содержания серы в топливе.

Вредные вещества в составе ОГ ДВС образуются в результате неполного сгорания топлива и в результате окисления химических элементов под действием высоких температур в КС. Поскольку дизели в отличие от бензиновых работают с высоким коэффициентом избытка воздуха, основной проблемой для них является снижение уровней содержания оксидов азота и ТЧ.

Оксиды азота образуются в результате окисления инертного в нормальных условиях азота воздуха под действием высоких температур и давлений. Основная часть оксидов азота образуется в фазе быстрого горения до достижения максимальной температуры в цилиндре [16].

Оксиды азота относятся к веществам 2-го класса опасности, при высоких концентрациях могут привести к серьезному отравлению человека или к смерти [24]. Являются причиной возникновения кислотных дождей и смога, наряду с оксидами серы.

Образование оксидов серы в составе ОГ дизелей обусловлено содержанием серы в дизельном топливе. Законодательные нормы ограничивают содержание серы в топливе.

Кроме того, содержание серы в топливе приводит к возникновению сульфатов, входящих в состав твёрдых частиц.

Основными продуктами неполного сгорания топлива в цилиндре дизеля являютсяmonoоксид углерода, углеводороды и сажа.

Монооксид углерода или угарный газ является сильным дыхательным ядом, что объясняется его высокой активностью при взаимодействии с гемоглобином крови с образованием устойчивого соединения. Образование монооксида углерода наблюдается на всех стадиях сгорания в зонах с недостатком кислорода.

Причинами образования углеводородов являются: нарушение концентраций кислорода; срыв пламени вблизи стенок КС; распад тяжелых углеводородов, входящих в состав топлива и моторного масла; испарение топлива и т.д. При этом образуется широкая гамма веществ: газообразные (парафины, олефины), жидкие

моноциклические ароматические углеводороды (бензол), твердые полициклические ароматические углеводороды (нафталин, бензапирен и др.).

Легкие газообразные углеводороды являются одной из причин смога, обладают наркотическим действием на человека. При высоких концентрациях приносят значительный вред флоре и фауне.

Ароматические углеводороды обладают резко выраженными токсичными и канцерогенными свойствами. Наиболее опасен бензапирен, являющийся твердым веществом, способным накапливаться в частях растений и в организме человека, вызывая различные раковые заболевания.

В середине 2012 года Всемирная организация здравоохранения постановила классифицировать сажу как канцерогенное вещество [87]. Сажа в основном состоит из атомарного углерода и представлена в виде мелких частиц неправильной формы средним размером до 0,5 мкм. При этом площадь поверхности таких частиц может достигать  $90 \text{ м}^2/\text{г}$  сажи [24], благодаря чему на поверхности сажи абсорбируются другие вредные вещества (бензапирен).

Сажа образуется в результате распада углеводородов топлива при высоких температурах и недостатке кислорода, основная часть углерода в дальнейшем окисляется до углекислого газа, причем, чем выше температура, тем выше скорость окисления, а оставшаяся часть попадает в состав ОГ. Содержание сажи в ОГ зависит от баланса процессов образования углерода и последующего его окисления.

Сажа является основным компонентом ТЧ в ОГ, наряду с сульфатами, тяжелыми углеводородами, капельками воды и др.

На режимах неполной нагрузки двигателя в составе ОГ может быть значительным содержание альдегидов (рис. 1.2), которые образуются в период задержки воспламенения в результате предпламенных реакций. На режимах полной нагрузки под действием высоких температур альдегиды практически полностью выгорают. Альдегиды - токсичные вещества, которые наряду с другими приводят к образованию смога.

Транспорт является одной из главных причин загрязнения окружающей среды. Согласно [108] на транспорт приходится 48,57% мировых выбросов оксидов азота, 37,5%monoоксида углерода, 17,7% ТЧ, 10,7% неметановых углеводородов и 18% углекислого газа.

В большинстве стран мира защита окружающей среды от вредного влияния ДВС транспортных средств осуществляется введением жестких экологических стандартов, регулирующие содержания вредных веществ (ВВ) в составе ОГ. Первый такой стандарт был принят в Калифорнии в 60-х годах XX века [39], это было вызвано неблагоприятным состоянием атмосферы в крупных городах. И сегодня Калифорния имеет свой собственный стандарт CARB (Калифорнийский совет по воздушным ресурсам), который жестче чем в остальных штатах США. В России с 1999 г. действуют экологические стандарты ЕС [7].

Экологические нормативы постоянно ужесточаются. Так, по сравнению Евро-0 (1990 г.) нормы содержания оксидов азота ОГ для грузовых автомобилей на настоящий момент уменьшились в 6,5 раз [1].

В таблице 1.1 представлены сроки введения норм Евро в Европе и в России из которой видно, что Россия в среднем отстает на 8-9 лет.

Таблица 1.1 Годы введения экологических норм Евро

Нормы	Год введения	
	В ЕС	В России
Евро-0	1990 г.	-
Евро-1	1993 г.	1999 г.
Евро-2	1996 г.	2006 г.
Евро-3	2000 г.	2008 г.
Евро-4	2005 г.	2013 г.
Евро-5	2008 г.	2016 г.
Евро-6	2015 г.	-

Автомобили делятся на бензиновые и дизельные, а также на грузовые (с разрешенной полной массой свыше 3,5 т или способные перевозить более 9

человек) и на легковые и малотоннажные грузовые. Для каждого типа предъявляются свои требования по токсичности ОГ и предусмотрены собственные программы испытаний.

На рис. 1.3 представлена динамика ужесточения экологических норм Евро для легковых и малотоннажных грузовых автомобилей с дизелями, а на рис. 1.4 для грузовых автомобилей.

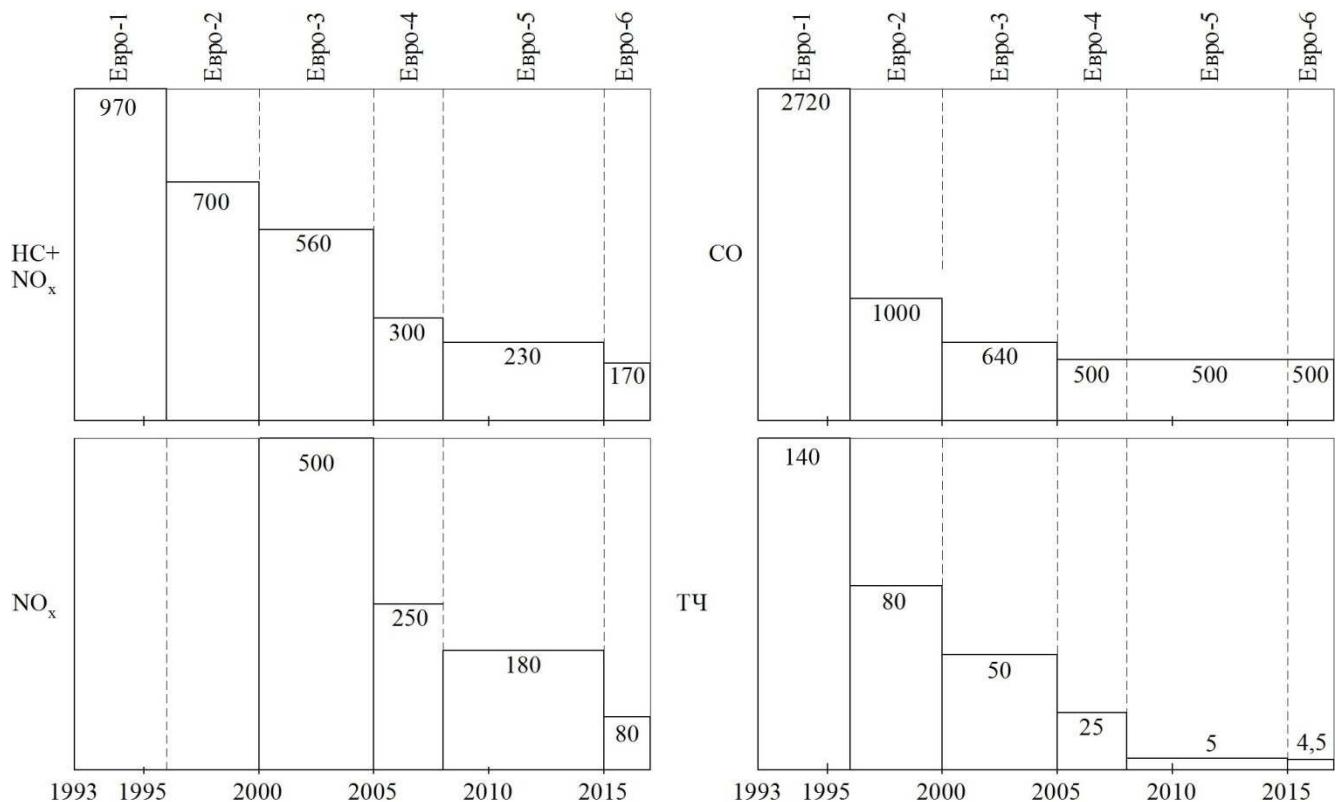


Рис. 1.3 Динамика изменения европейских норм токсичности ОГ для легковых и малотоннажных грузовых автомобилей с дизелями (мг/км) [154]

Для легковых и малотоннажных грузовых автомобилей токсичность ОГ оценивается в мг на 1 км пройденного пути, для грузовых - в г на 1 кВт\*ч работы, совершенной двигателем.

Также ужесточаются не только сами нормы, но и процедуры испытаний на соответствие транспортных средств этим нормам. Например: при переходе с Евро-2 на Евро-3 для легковых автомобилей был введен "Новый европейский

цикл движения" (NMEDC), одним из отличий которого от предыдущего цикла было включение фазы пуска холодного двигателя в программу испытаний.

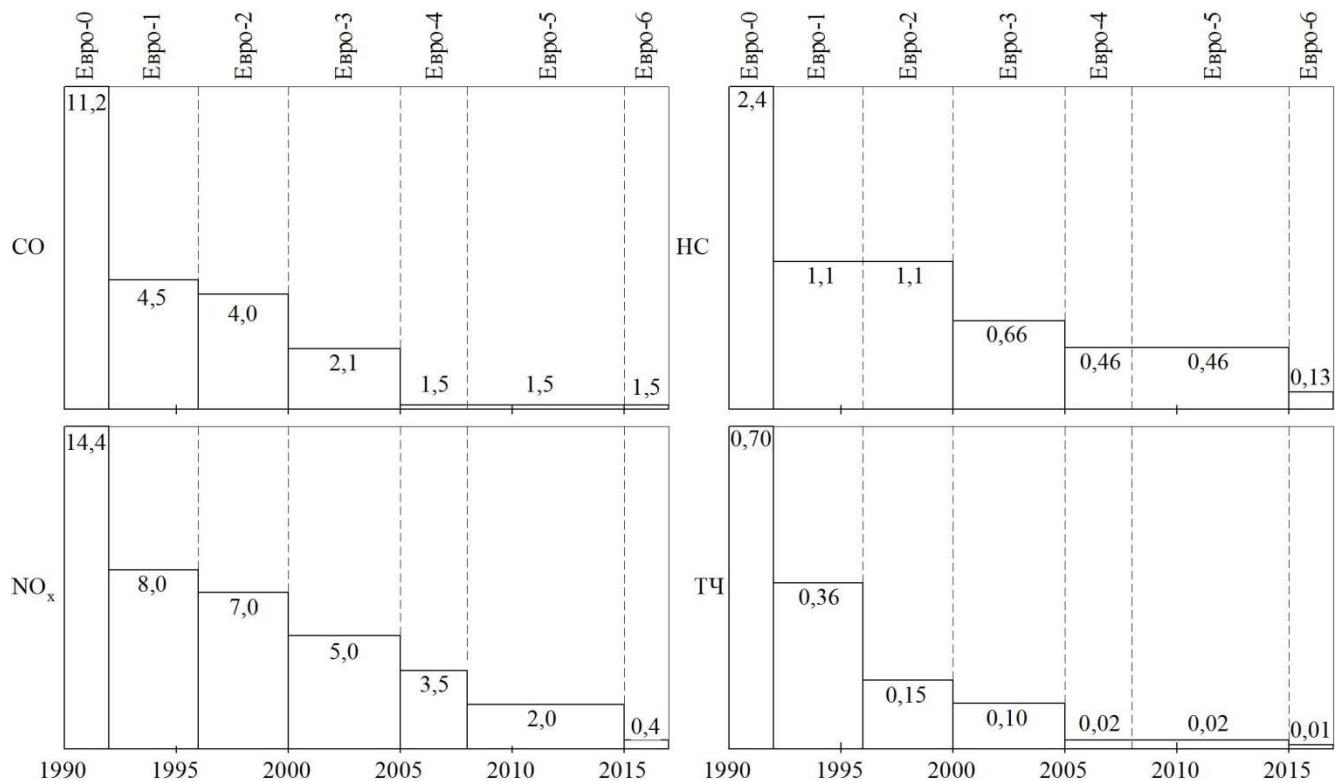


Рис. 1.4 Европейские нормы токсичности ОГ  
для грузовых автомобилей с дизелями (г/кВт\*ч) [155]

Новый стандарт Евро вводится в два этапа:

- 1 этап - требованиям стандарта должны удовлетворять все новые модели двигателей;
- 2 этап (через 1 год после введения стандарта) - требованиям стандарта должны удовлетворять все вновь регистрируемые автомобили.

На данный момент в Европе действует стандарт Евро-6, который должен был быть введен в конце 2013 г., но из-за сложностей с его выполнением ввод был перенесен на 2015 г. С 1 января 2013 г. в России был введен стандарт Евро-4.

Для легковых и малотоннажных грузовых автомобилей на данный момент предусмотрен цикл NMEDC (Новый модифицированный европейский цикл движения, рис. 1.5). Цикл разделен на два этапа: городской и загородный (рис.

1.5). Масса токсичных компонентов делится на пройденное расстояние в км. С введением стандарта Евро-6 планируется перейти на всемирный согласованный испытательный цикл WLTP [1].

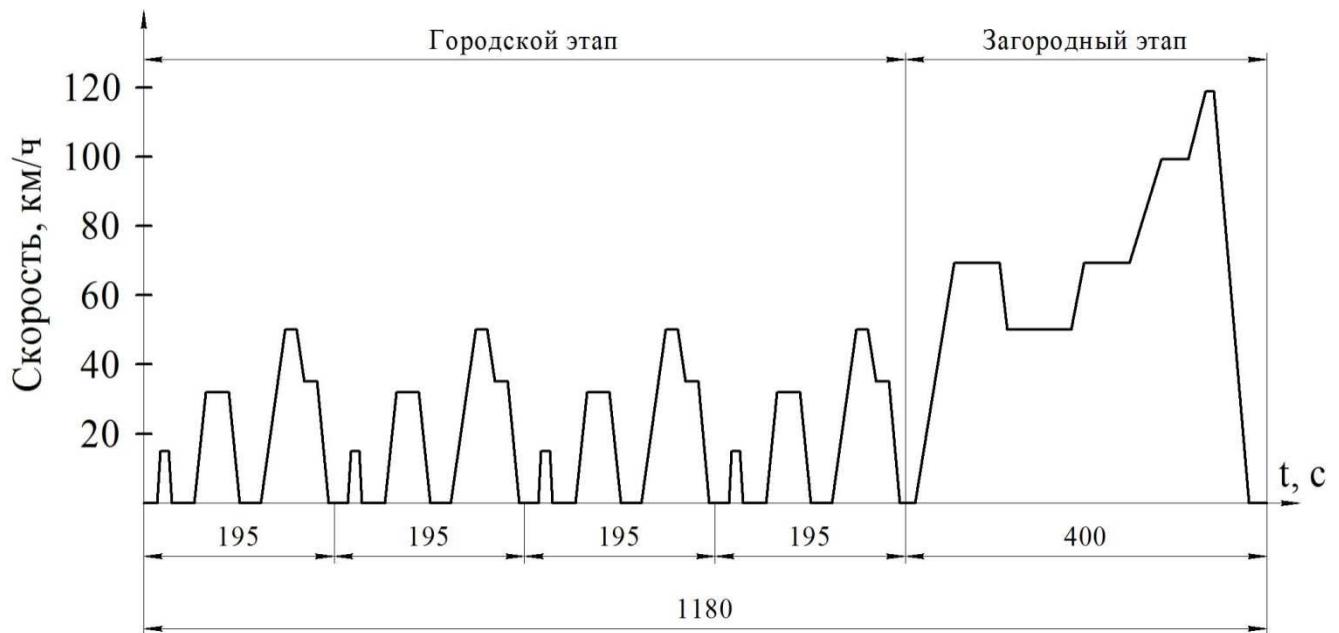


Рис. 1.5 Испытательный цикл NMEDC для легковых и малотоннажных грузовых автомобилей [60]

Двигатели для грузовых автомобилей подвергаются двум типам испытаний:

- ESC - стационарный испытательный цикл (рис. 1.6), в ходе которого исследуется состав неочищенных ОГ. Предусмотрено проведение измерений токсичности ОГ в 13 установившихся режимах работы двигателя, включая холостой ход;
- ETC - нестационарный испытательный цикл (рис. 1.7), который разделен на 3 этапа: городской, автомагистраль и скоростная магистраль. Испытания продолжаются 30 минут, при этом по времени регламентируются участки, в которых поддерживаются определенные частота вращения и крутящий момент.

Также для большегрузных автомобилей предусмотрено проведение измерений дымности ОГ. Двигатели подвергаются испытаниям с резким изменением нагрузки по циклу ELR (European Load Response). Цикл состоит из четырех этапов с разными частотами вращения двигателя, на первых трех этапах

скорости фиксированы, на четвертом произвольная. На каждом этапе нагрузка изменяется от 100% до 10 % и наоборот несколько раз.

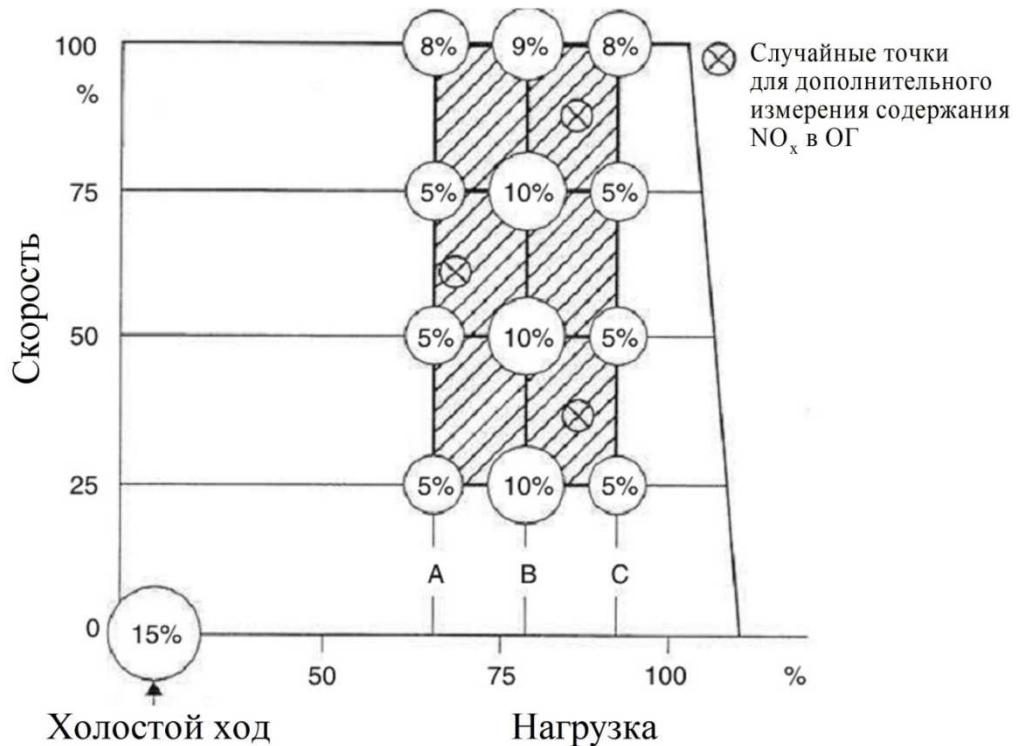


Рис. 1.6 Стационарный испытательный цикл ESC для грузовых автомобилей [108]

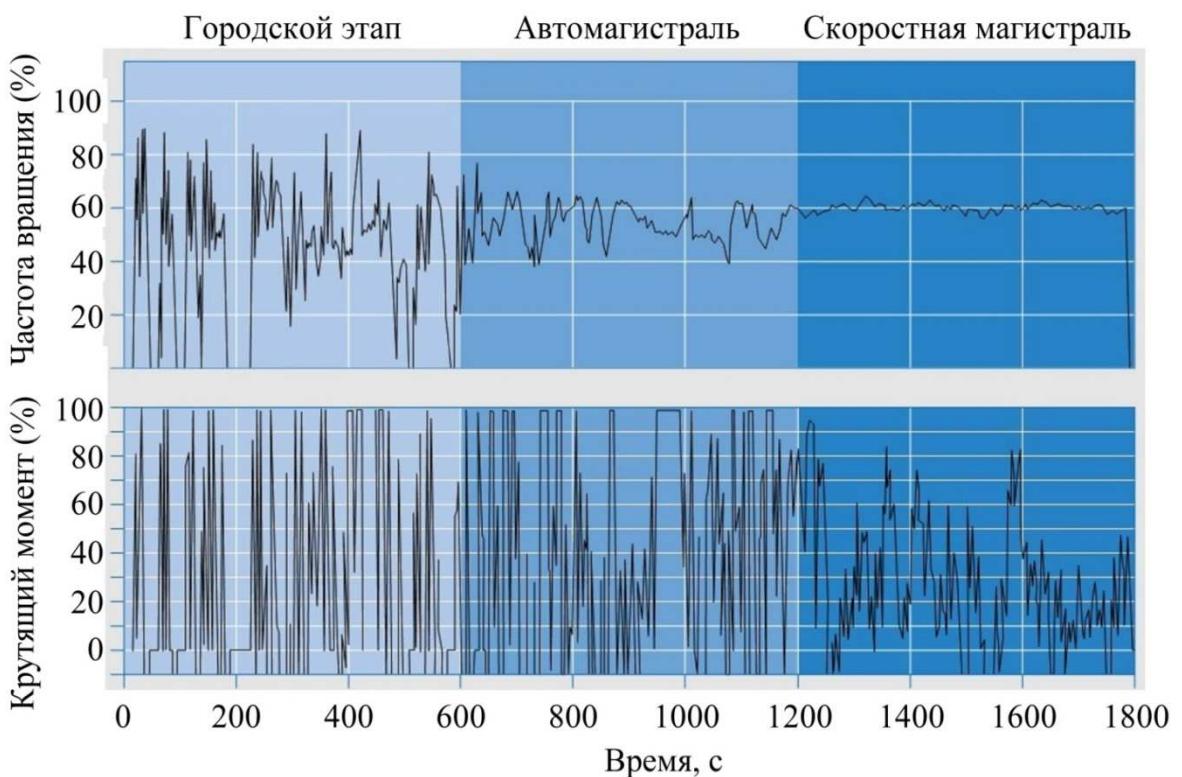


Рис. 1.7 Цикл ЕТС грузовых для автомобилей [123]

Наиболее сложной для дизелей задачей является одновременное снижение содержания оксидов азота и твердых частиц в ОГ дизелей, поскольку принимаемые меры по снижению концентрации первого приводят к увеличению концентрации второго, и наоборот.

На стадии разработки находятся нормы по содержанию углекислого газа в ОГ. Предполагается, что производители двигателей достигнут необходимого уровня эмиссии углекислого газа к 2015 г. Среднее значение для легковых и малотоннажных грузовых автомобилей будет составлять 130 г/км, что эквивалентно расходу 4,9 л/100 км [154], стратегия снижения выбросов углекислого газа для грузовых автомобилей полной массой выше 3,5 т будет опубликована в 2013 г. [155]. Как известно концентрация CO<sub>2</sub> прямо пропорциональна расходу топлива. Производители, не сумевшие обеспечить требуемые нормы, будут штрафоваться.

Также важной задачей является снижение шумности работы дизеля. Характерный звук при работе дизеля связан с резким возрастанием давления в цилиндре на начальном этапе горения топлива. Уровень внешнего шума, издаваемого автомобилем нормируется Директивой ЕС 70/157/EEC [1].

## 1.2 Способы снижения эмиссии вредных веществ в ОГ дизелей

Снизить содержание вредных веществ в составе ОГ можно двумя принципиально отличающимися путями: управлением процессами сгорания топлива в цилиндрах и очисткой ОГ от вредных веществ.

### 1.2.1 Системы очистки ОГ

Обеспечение современных экологических норм практически невозможно без применения систем очистки ОГ, в особенности для грузовых автомобилей, главной целью этих систем является снижение содержания оксидов азота и ТЧ. В основе систем очистки ОГ дизелей лежат окислительные каталитические нейтрализаторы (снижение содержания углеводородов и CO), восстановительные

катализитические нейтрализаторы (снижение содержания оксидов азота) и сажевые фильтры.

Дизели работают с высоким коэффициентом избытка воздуха, таким образом значительную часть ОГ составляет кислород. Сочетание такой окислительной среды с использованием окислительных катализитических нейтрализаторов (DOC - Diesel Oxidation Catalyst) дает хороший эффект по снижению эмиссии CO, углеводородов и сажи. Кроме того, в окислительных нейтрализаторах NO окисляется до NO<sub>2</sub>, что важно для работы сажевых фильтров и аккумуляторных нейтрализаторов оксидов азота.

Для успешной работы окислительных нейтрализаторов необходима высокая температура ОГ, поэтому их устанавливают как можно ближе к выпускному коллектору. При температуре ОГ от 170-220°C CO и углеводороды окисляются практически полностью с образованием углекислого газа и воды [1].

Для снижения содержания оксидов азота применяются нейтрализаторы двух типов: катализитические нейтрализаторы аккумуляторного типа (NSC - NO<sub>x</sub> Storage Catalyst) и селективные катализитические нейтрализаторы (SCR - Selective Catalytic Reduction).

Аккумуляторный нейтрализатор работает в два этапа. На первом этапе происходит аккумулирование NO<sub>2</sub> связыванием его кислородом и соединениями нейтрализатора (например: BaCO<sub>3</sub>), с образованием нитратов. Данный этап проходит при работе двигателя с высоким коэффициентом избытка воздуха. Важным моментом является то, что в NSC не аккумулируется NO, поэтому его устанавливают за окислительными нейтрализаторами. Процесс накопления нитратов занимает от 30 с до 5 мин.

На втором этапе нейтрализатор регенерируется в восстановительной среде, которая обеспечивается режимом работы двигателя с низким коэффициентом избытка воздуха в течение 2-10 с. В результате нитраты восстанавливаются с образованием азота.

Селективный катализитический нейтрализатор использует свойство аммиака восстанавливать оксиды азота до азота. Обычно для получения аммиака

используется раствор мочевины в воде, так как аммиак токсичен, в качестве альтернативы мочевине предлагаются некоторые твердые вещества (соли аммония и аммиакаты металлов) [72]. Раствор мочевины впрыскивается в ОГ непосредственно перед SCR и в результате гидролиза образуется аммиак. Далее аммиак реагирует с оксидами азота с образованием азота и воды. Реакция аммиака с оксидами азота проходит по разным сценариям в зависимости от условий. Лучшие результаты SCR показывает при высоких температурах (выше 300°C).

С целью снижения содержания сажи в ОГ двигатели оборудуются сажевыми фильтрами (DPF - Diesel Particle Filter), имеющие сотовую структуру. При прохождении ОГ через такой фильтр частицы сажи остаются в нем и накапливаются. Поэтому периодически фильтр требует регенерации, которая осуществляется путем окисления или сжигания накопившейся сажи.

Существует несколько способов регенерации сажевых фильтров:

- сжигание сажи в кислороде, содержащимся в ОГ. Для этого необходимы высокие температуры порядка 600°C, которые достигаются дополнительным поздним впрыскиванием топлива [46], запаздыванием основного впрыскивания, использованием специальных горелок [91] и др.;
- добавкой специальных присадок, снижающих температуру окисления сажи;
- использование в качестве регенератора сажевых фильтров окислительных каталитических нейтрализаторов;
- использование каталитических покрытий в сажевых фильтрах;
- впрыскивание топлива в систему выпуска ОГ непосредственно перед сажевым фильтром [127];
- применение специальных испарителей [71].

Поскольку для дизеля важно снижение всех токсичных компонентов ОГ, в особенности оксидов азота и ТЧ, при комплектации системы очистки ОГ обычно используется принцип комбинирования различных каталитических нейтрализаторов и фильтров [39, 122, 53, 62]. Для выполнения норм Евро-6 на грузовые дизели одновременно устанавливаются DOC, SCR и PDF [1].

Современные системы очистки ОГ позволяют снизить их токсичность более чем на 95% [53, 74, 1]. Такие высокие показатели позволяют оптимизировать работу двигателя с целью снижения расхода топлива, а соответственно и эмиссию углекислого газа.

### 1.2.2 Управление процессом сгорания топлива в цилиндрах дизеля

На рабочий цикл дизеля влияет множество факторов: состав топлива, состав воздушного заряда, качество смесеобразования, форма камеры сгорания, степень сжатия, характер и скорость движения воздушного заряда в цилиндре, параметры впрыскивания и др.

В качестве альтернативных ДТ топлив рассматриваются биотоплива, в том числе диметиловый эфир (ДМЭ), природный газ, спирты, водород и др.

ДМЭ получают из природного газа, нефти, угля и, что наиболее важно, из биомассы. С точки зрения снижения содержания вредных веществ в ОГ ДМЭ имеет ряд преимуществ по сравнению с ДТ:

- отсутствие серы в составе ДМЭ;
- более низкие выбросы углекислого газа;
- возможное снижение выбросов оксидов азота более чем в 3,5 раза [28];
- практически отсутствует образование сажи [151]. На рис. 1.8 показано снижение содержания сажи в ОГ в зависимости от содержания ДМЭ в топливе.

Однако в тоже время применение ДМЭ увеличивает содержание угарного газа в ОГ; существуют сложности из-за низкой температуры кипения ДМЭ; также ДМЭ является взрывоопасным веществом.

Биотоплива - возобновляемый источник энергии, состоящий преимущественно изmonoалкиловых эфиров и жирных кислот [120]. Получают биотоплива из растительных масел и животных жиров. Вопросам применения различных биотоплив в качестве альтернативы ДТ посвящено множество исследований [120, 86, 150, 88, 46 и др.].

В целом использование биотоплива в качестве самостоятельного топлива или в смеси с ДТ дает положительные результаты по снижению токсичности ОГ, что обусловлено практически полным отсутствием в составе биотоплив серы, полиароматических углеводородов, а также высоким содержанием кислородосодержащих углеводородов.

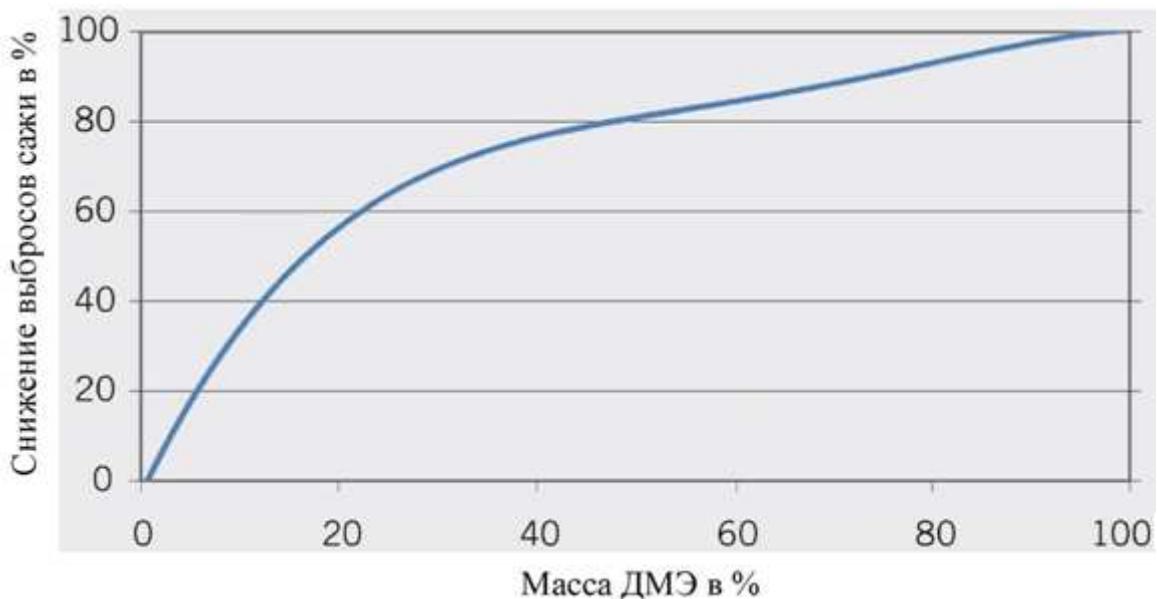


Рис. 1.8 Влияние массового содержания ДМЭ в топливной смеси с ДТ на выбросы сажи [151]

Использование природного газа в качестве топлива дает значительное снижение эмиссии углекислого газа. Однако есть и существенные недостатки: для обеспечения стехиометрического сгорания требуется большое количество воздуха; применение природного газа снижает мощность двигателя; стабильность метана затрудняет работы систем очистки ОГ [69].

Применение метилового спирта, большая часть которого получается из природного газа, способствует снижению выбросов оксидов азота и ТЧ. Однако метanol обладает гораздо большей теплотой испарения, чем ДТ, что приводит к плохому воспламенению топливно-воздушной смеси [24]. Воспламенение метанола может осуществляться с помощью небольшой порции ДТ.

Поскольку физико-химические свойства ДТ и спиртов довольно сильно разнятся, то применение чистых спиртов требует значительных изменений в двигателе. Чтобы избежать этого используются смеси спиртов с ДТ [24, 85, 136]. Например в [85] показано, что в случае когда масса спирта составляет 30% удалось значительно снизить выбросы сажи при той же высокой эффективности сгорания. Отрицательным моментом является возросшая шумность работы двигателя.

Эффективным средством улучшения экологических характеристик дизелей является впрыскивание воды непосредственно в КС совместно с ДТ [24, 116, 52], в виде водотопливной эмульсии [24, 140, 141] или во впускной трубопровод.

Положительный эффект от подачи воды в КС дизеля объясняется снижением максимальной и средней температуры сгорания, что снижает образование оксидов азота, а также дроблением капель воды в процессе сгорания, что улучшает смесеобразование, а следовательно снижает эмиссию угарного газа, углеводородов и сажи, а также расход топлива.

Оксиды азота образуются в результате высокотемпературной реакции азота воздуха с кислородом. Известен способ снижения выбросов оксида азота с помощью специального мембранных фильтра, устанавливаемого во впускном коллекторе, отделяющего часть азота от воздуха [7]. При этом также снижается уровень сажи, но возрастает расход топлива.

Еще одним средством снижения расхода топлива дизелями, а следовательно и выбросов углекислого газа, является рекуперация тепла, производимого двигателями [111, 101, 121, 125].

Эффективный способом снижения выбросов оксидов азота является рециркуляция части ОГ [39, 24, 122, 76, 149, 78, 125]. Часть ОГ снова подается в КС, при этом уменьшается концентрация кислорода, медленнее развивается процесс горения, снижается температура в КС (за счет высокой теплоемкости газов, не участвующих в горении), а также уменьшается масса ОГ. Лучшие результаты рециркуляция ОГ показывает, если перед подачей в КС отобранные ОГ охлаждаются.

Большое влияние на рабочий цикл дизеля оказывает управление параметрами воздушного заряда. Основными методами осуществляющими такое управление являются турбонаддув и система изменения фаз газораспределения.

Принцип работы турбонаддува основан на использовании энергии ОГ для раскручивания турбины, которая сидит на одном валу с компрессором. Компрессор нагнетает воздух в цилиндры двигателя. Таким образом увеличивается плотность воздушного заряда, соответственно увеличивается мощность двигателя. Двигатели с турбонаддувом имеют более высокий КПД и низкий уровень расхода топлива.

Для эффективного использования турбонаддува применяются турбины с изменяемой геометрией лопаток, позволяющие оптимизировать плотность воздушного заряда в зависимости от режима работы двигателя.

Применение турбонаддува улучшает смесеобразование, а следовательно и выбросы продуктов неполного сгорания с ОГ.

Система изменения фаз газораспределения позволяет управлять моментами открытия и закрытия клапанов ГРМ в зависимости от режима работы двигателя, тем самым оптимизируя рабочий цикл. При этом снижается расход топлива и эмиссия вредных веществ в ОГ, увеличивается КПД. Существует множество систем изменения фаз газораспределения, от электромагнитных до механических [67, 138, 70].

Наряду с механизмом газораспределения одним из ключевых компонентов дизеля, определяющего параметры его рабочего цикла, является система топливоподачи. Основные параметры топливоподающих систем (ТПС) - это давление впрыскивания, момент начала впрыскивания, закон подачи топлива, точность дозирования.

Высокое давление впрыскивания приводит к очень мелкому распыливанию топлива повышая тем самым качество смесеобразования, сокращая время задержки воспламенения, увеличивает интенсивность сгорания. Соответственно сокращаются выбросы ТЧ и продуктов неполного сгорания. На рис. 1.9 показано влияние давления впрыскивания на эмиссию ОГ при изменении степени

рециркуляции ОГ. Современные ТПС способны обеспечивать сверхвысокие давления впрыскивания - до 300 МПа [139, 57, 049, 59, 152].

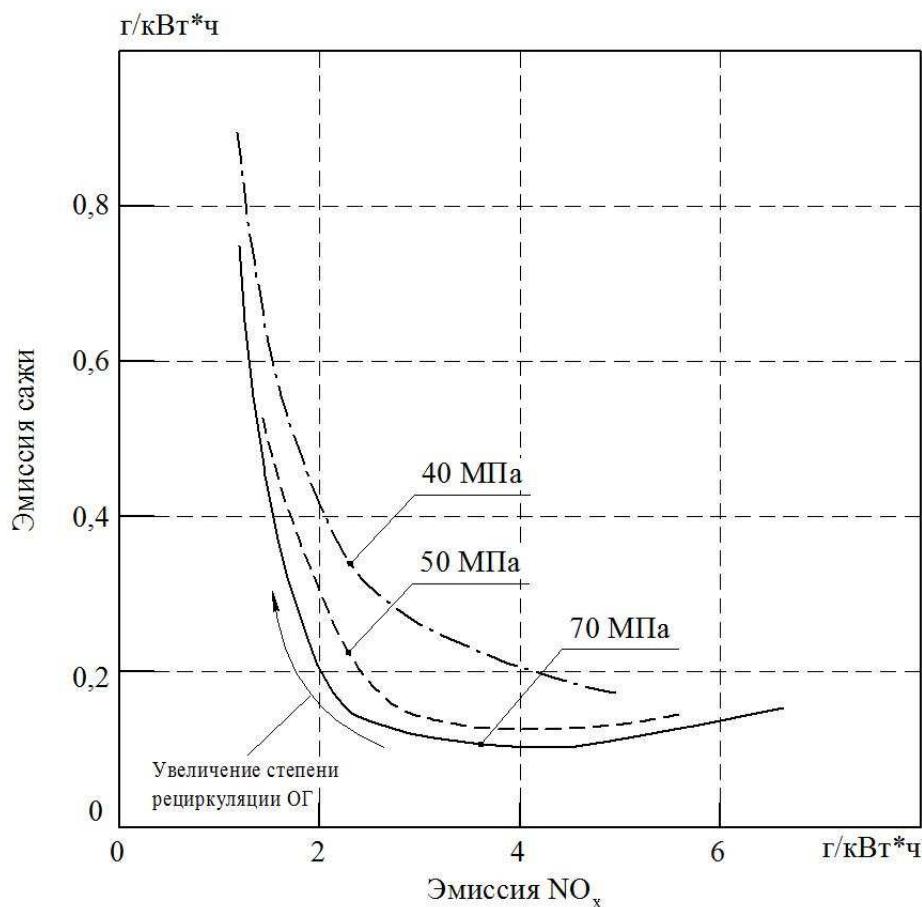


Рис. 1.9 Влияние давление впрыскивания на эмиссию [145]

Уровень эмиссии оксидов азота зависит от времени начала впрыскивания. При ранних впрыскиваниях расход топлива и эмиссия ТЧ снижается, увеличивается мощность двигателя, но при этом повышаются выбросы оксидов азота. Это объясняется тем, что до ВМТ впрыскивается большое количество топлива, и к моменту начала воспламенения в КС образуется богатая топливовоздушная смесь, которая вспыхивает практически одновременно по всей КС, приводя к резкому росту температуры и давления. При более поздних впрыскиваниях картина обратная: впрыскивание начинается близко к ВМТ или после нее, воздух в КС уже достаточно сильно разогрет, до начала воспламенения впрыскивается сравнительно небольшое количество топлива, а оставшаяся часть

продолжает впрыскиваться в уже горячую среду. Это приводит к более медленному нарастанию температуры и давления в КС, следовательно снижается уровень эмиссии  $\text{NO}_x$  и шум.

Влияние момента начала впрыскивания на эмиссию  $\text{NO}_x$  и ТЧ показано на рис. 1.10.

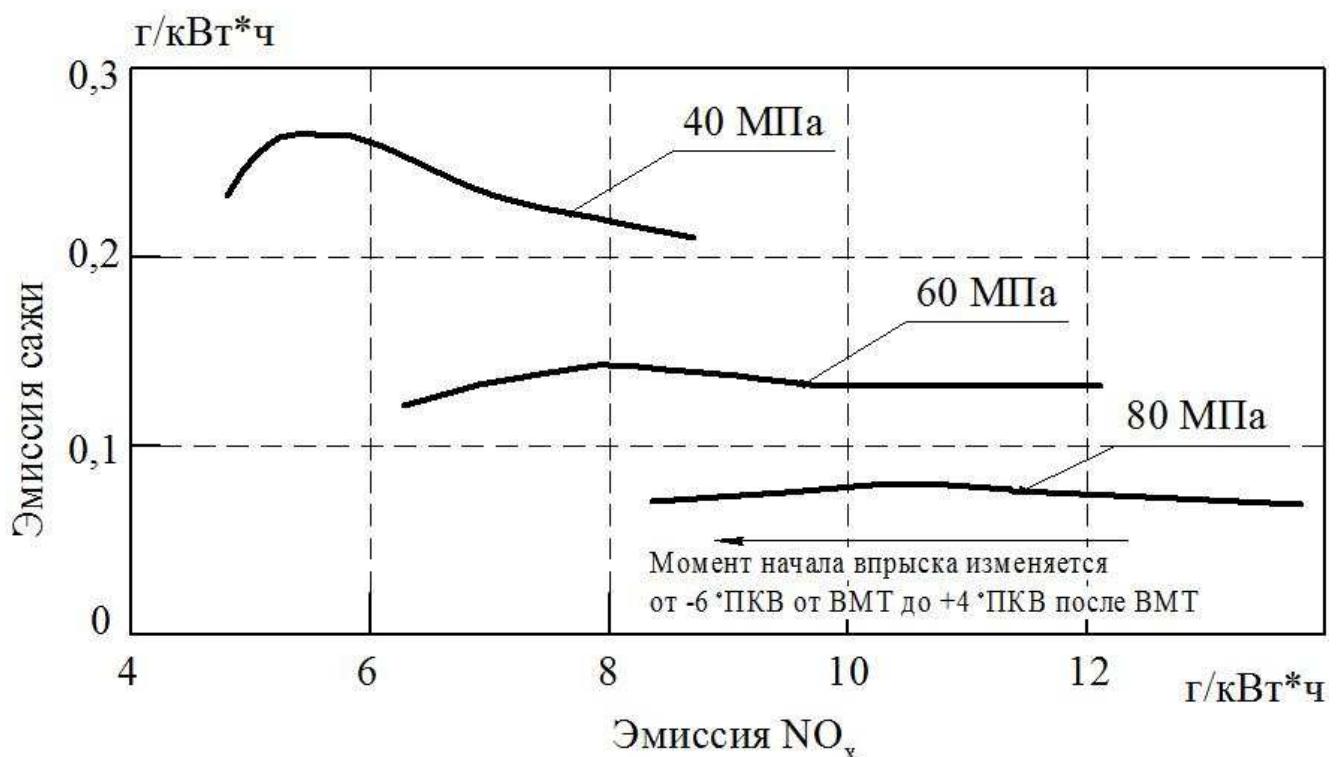


Рис. 1.10 Влияние давление и момента начала впрыскивания на эмиссию [68]

Поскольку для успешного выполнения нормативов экологических стандартов необходимо снижение уровней эмиссии и ТЧ, и  $\text{NO}_x$ , необходимо впрыскивать топливо при оптимальном моменте начала впрыскивания на каждом режиме работы двигателя, изменение момента начала подачи топлива должно осуществляться очень точно.

Одним из перспективных направлений совершенствования рабочего цикла дизеля является повышение степени управляемости процессом сгорания применением управляемого впрыскивания топлива [21]. Управляемое

впрыскивание топлива может осуществляться двумя способами: многофазным впрыскиванием и управлением формой характеристики впрыскивания.

Основная идея управляемого впрыскивания топлива заключается в сокращении количества подаваемого в цилиндр топлива за период задержки воспламенения за счет снижения интенсивности впрыскивания на начальном этапе подачи топлива. В результате снижается быстрота нарастания давления в цилиндре, максимальное давление цикла, максимальная температура, что приводит к снижению эмиссии оксидов азота, нагруженности деталей, шума.

Исследования влияния управляемого впрыскивания топлива на рабочий цикл дизеля проводились уже в середине прошлого века [21, 3, 37]. При этом основной упор делался на снижение жесткости работы и нагруженности деталей двигателя. Применение управляемого впрыскивания топлива позволило значительно снизить задержку воспламенения, быстроту нарастания давления, максимальное давление цикла, дымность отработавших газов. Однако, несовершенство топливной аппаратуры не позволило в полной мере реализовать потенциал применения управляемого впрыскивания топлива.

С появлением топливной аппаратуры с электроуправлением, в особенности аккумуляторного типа, организация многофазного впрыскивания значительно упростилась. На рис. 1.11 представлено сравнение кривых давления в КС при 1-фазном и 2-фазном впрыскиваниях.

При 2-хфазном впрыскивании небольшое количество топлива (предварительное впрыскивание - ПВ) подается в КС до основного впрыскивания (ОВ), в результате происходят предпламенные реакции с образованием альдегидов и других промежуточных продуктов и частичное горение, давление и температура в КС увеличиваются [68]. При впрыскивании основной порции топлива в такую химически активную среду с повышенным давлением и температурой задержка воспламенения сокращается (с 4-10° ПКВ до 1-2° ПКВ [39]), в результате происходит более плавное возрастание давления в КС, с низким уровнем эмиссии оксидов азота и шума. Однако при этом как правило увеличиваются выбросы сажи.

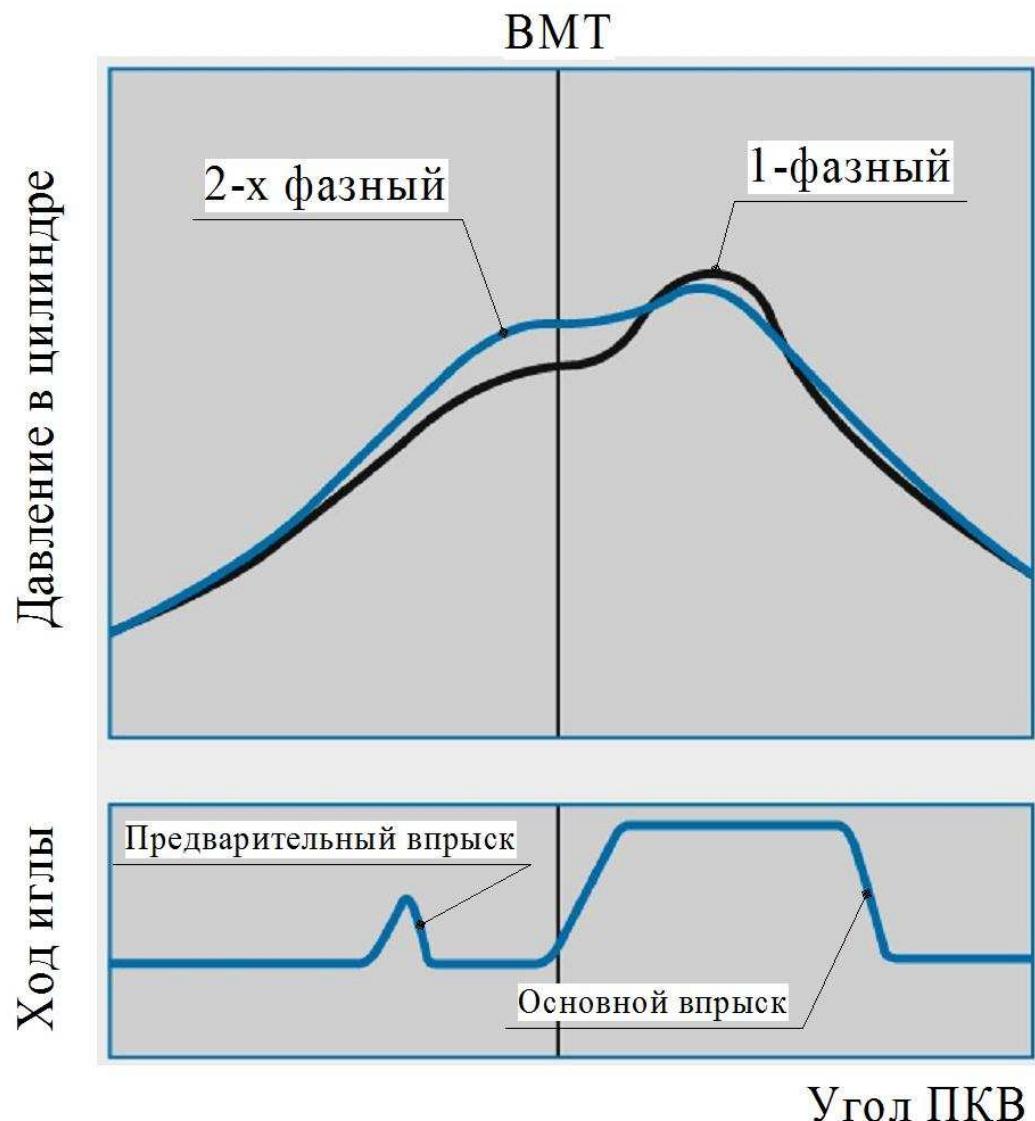


Рис. 1.11 Давление в цилиндре при 1-фазном и 2-хфазном впрыскиваниях [122]

При 2-хфазном впрыскивании важными параметрами являются количество топлива подаваемого на ПВ, а также интервал между ПВ и ОВ. Обычно объем ПВ составляет 1-4  $\text{мм}^3$ , это предъявляет к ТПС дополнительные требования по впрыскиванию сверхмалых доз топлива.

Для снижения выбросов сажи эффективным оказывается дополнительное впрыскивание после ОВ (ВПО - впрыскивание после основного) под высоким давлением во все еще горящую КС [77, 113, 114]. В результате горение интенсифицируется, и оставшиеся частицы сажи успешно сжигаются.

Использование дополнительного ВПО в подходящих условиях позволяет снизить эмиссию сажи на 5-70% без существенного роста расхода топлива [122, 79, 115].

Еще одним вариантом организации управляемого впрыскивания является управление формой характеристики впрыскивания. На рис. 1.12 представлен пример ступенчатой формы характеристики впрыскивания. За период воспламенения в цилиндры поступает малое количество топлива, в результате снижается жесткость сгорания и эмиссия оксидов азота. Далее происходит резкое возрастание давления впрыскивания для более тонкого распыления топлива, что приводит к более полному сгоранию и снижению эмиссии сажи. Окончание впрыскивания осуществляется максимально быстро при высоком давлении, чтобы не допустить образование крупных капель и закоксовывания распылителя.

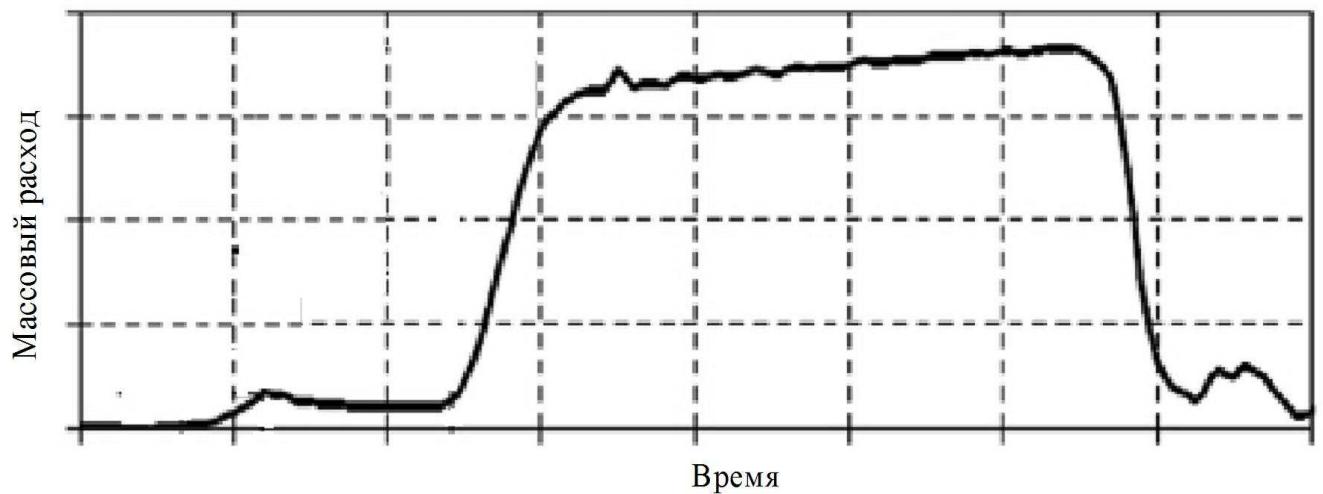


Рис. 1.12 Ступенчатое впрыскивание [79]

Принято различать три вида форм характеристики впрыскивания: прямоугольную, треугольную и ступенчатую. Возможность в ходе работы дизеля изменять форму характеристики впрыскивания позволяет повысить степень управляемости процессом сгорания и является эффективным инструментом оптимизации рабочего цикла дизеля.

Исследованию влияния возможности управления формой характеристики впрыскивания на эмиссию и экономичность дизеля посвящено большое количество научных работ.

В исследовании [45] для формирования ступенчатой характеристики впрыскивания использовалась насос-форсунка с возможностью ограничения хода иглы для формирования ступенчатой характеристики впрыскивания. Результаты испытаний показали снижение содержания оксидов азота на 50%, при увеличении удельного эффективного расхода топлива на 1%, несмотря на увеличение продолжительности сгорания с 26 до 42 град. ПКВ.

После кропотливой работы по исследованию влияния параметров впрыскивания (момента начала впрыскивания, формы характеристики впрыскивания, параметров топливной струи) на процессы смесеобразования и сгорания топлива специалистами фирмы AVL была предложена стратегия формирования характеристик впрыскивания в поле режимов работы дизеля [66] (рис. 1.13). Как видно на рис. 1.13 все характеристики впрыскивания - ступенчатые, отличающиеся фазовыми и амплитудными параметрами. Причем, не допускается формирование первой "ступеньки" за счет дросселирования топлива при неполных подъемах иглы, чтобы не допустить влияния дросселивания на идентичность топливных струй.

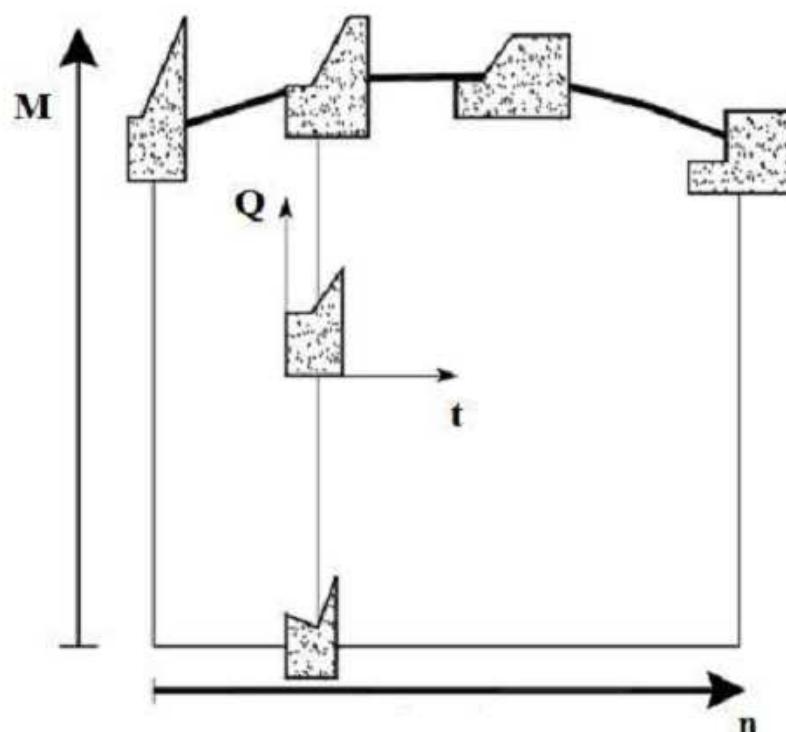


Рис. 1.13 "Идеальные" характеристики впрыскивания в поле режимов работы дизеля, предложенные фирмой AVL [66]

Предложенная стратегия была реализована с использованием опытной топливной системой, представляющей из себя насос-форсунку с кулачковым приводом, двумя электромагнитными клапанами и клапаном регулирования давления. Эксперимент, проведенный на одноцилиндровом двигателе объемом 2л в рабочей точке с параметрами:  $n=1000$  об/мин,  $V_{ц}=200$   $\text{мм}^3$  (75% от максимальной), показал возможность уменьшения эмиссии оксидов азота на 14% без увеличения удельного эффективного расхода топлива и дымности либо одновременного уменьшения эмиссии оксидов азота (на 9%) и расхода топлива (на 7%) без увеличения дымности.

В работе [84] исследовалось влияние управления формой характеристики впрыскивания на эмиссию оксидов азота и твердых частиц на различных режимах работы двигателя. Для управления характеристикой впрыскивания использовалась ТПС традиционного типа со стандартным кулачком привода топливного насоса, модернизированная путем установки между форсункой и топливопроводом электромагнитного клапана, позволяющего воздействовать на характеристику впрыскивания перепуском топлива на слив. Была проведена оптимизация рабочего цикла дизеля на 9 режимах работы (скорости вращения коленчатого вала составляли 1500, 1700 и 1900 об/мин, нагрузки 25, 50 и 75% от максимальной) дизеля с целью снижения эмиссии оксидов азота и твердых частиц. На режимах низкой нагрузки удалось достичь одновременного снижения эмиссии  $\text{NO}_x$  и твердых частиц, на режимах с высокой нагрузкой эмиссия  $\text{NO}_x$  снизилась на 40%, без увеличения дымности.

Расчетное исследование влияния формы характеристики впрыскивания (прямоугольной, треугольной и ступенчатой) на эксплуатационные и экологические характеристики дизеля на трех режимах работы (1 -  $n=1130$  об/мин, нагрузка 50%; 2 -  $n=1130$  об/мин, нагрузка 100%; 3 -  $n=1710$  об/мин, нагрузка 100%;) было проведено в [80]. Для всех трех рассматриваемых режимов лучший результат с точки зрения снижения эмиссии оксидов азота и твердых частиц был получен при использовании ступенчатой характеристики впрыскивания. Однако

на режиме низкой скорости и полной нагрузки при этом увеличился расход топлива по сравнению с прямоугольной характеристикой впрыскивания.

Исследования влияния управления характеристикой впрыскивания на эмиссию ВВ, экономичность и шумность двигателя с использованием опытной аккумуляторной ТПС с давлением впрыскивания до 130 МПа было проведено в работе [90]. Эксперименты проводились на одноцилиндровом двигатели объемом 0,533 л на режиме работы с  $n=2000$  об/мин и  $V_{Ц}=26$  мм<sup>3</sup>. Результаты показали, что применение ТПС с управляемой характеристикой впрыскивания в сравнении с традиционной ТПС типа Common Rail позволила снизить эмиссию оксидов азота на 27% и шумность работы на 3,4 дБ при неизменной эффективной мощности.

Обширные исследования влияния управляемой характеристики впрыскивания на работу дизеля проводятся фирмой Bosch [102, 97, 95, 47]. На основании проведенных исследований на одноцилиндровых и многоцилиндровых дизелях с использованием систем топливоподачи с управляемым давлением впрыскивания и подъемом иглы была разработана оптимальная характеристика впрыскивания, состоящая из пяти частей (рис. 1.14): два ПВ при низком давлении впрыскивания необходимы для снижения шумности работы двигателя и уровня эмиссии оксидов азота; ОВ ступенчатой формы с крутym передним фронтом первой ступеньки, плавным повышением давления впрыскивания до максимального и резким окончанием впрыскивания - для снижения выбросов NO<sub>x</sub> и сажи; короткий ВПО при высоком давлении - для дожигания оставшихся частиц сажи; поздний ВПО - для восстановления каталитических нейтрализаторов [102].

Для реализации управляемого впрыскивания фирмой Bosch была разработана аккумуляторная ТПС CRSN4.2, оснащенная форсункой со встроенным плунжерным мультиплликатором давления. На сегодняшний момент данная система выпускается серийно для коммерческих грузовиков [95]. На рис. 1.15 представлен пример оптимизации рабочего цикла использованием управляемого впрыскивания в поле режимов работы дизеля.

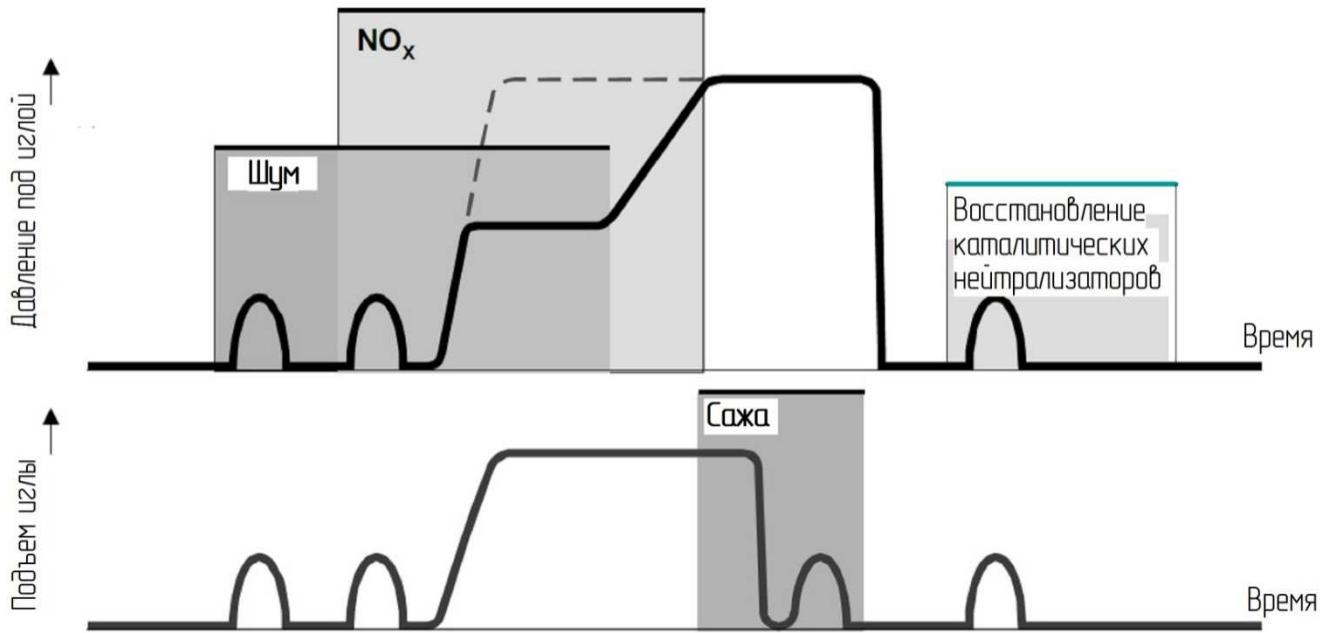


Рис. 1.14 Оптимальная характеристика давления впрыскивания и подъемов иглы, предложенная фирмой Bosch [102]

С использованием представленной стратегии по результатам испытательного цикла ESC было получено снижение эмиссии оксидов азота, а также расхода топлива на 3,5% по сравнению с дизелем, оснащенным традиционной системой Common Rail [97].

Другой пример оптимизации рабочего цикла в поле режимов работы дизеля с использованием системы CRSN4.2 представлен на рис. 1.16. Оптимизация была проведена фирмой Daimler для двигателей OM 470, удовлетворяющим требованиям стандарта Евро 6 [95].

Исследования управляемого впрыскивания проводились также фирмой Caterpillar [54]. Управление характеристикой впрыскивания осуществлялось с использованием ТПС HEUI-B с плунжерным мультиплликатором давления. На рис. 1.17 представлены оптимальные характеристики впрыскивания в поле режимов работы дизеля [54].

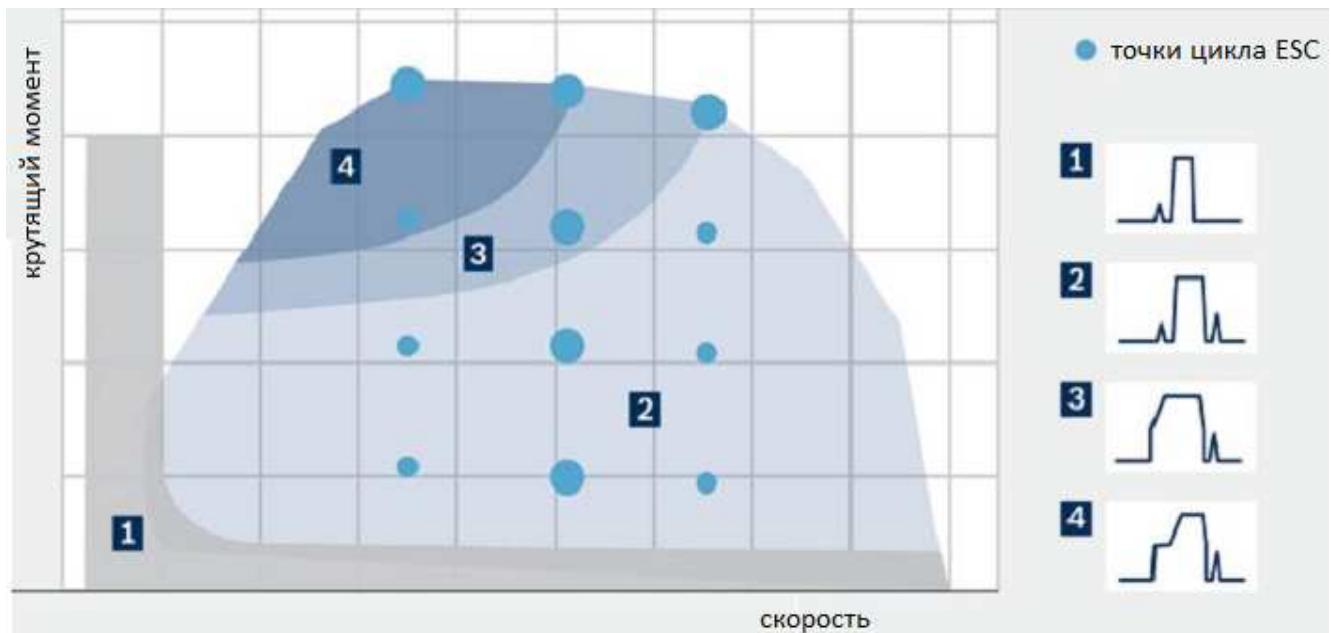


Рис. 1.15 Оптимальные характеристики впрыскивания  
в поле режимов работы дизеля[97]

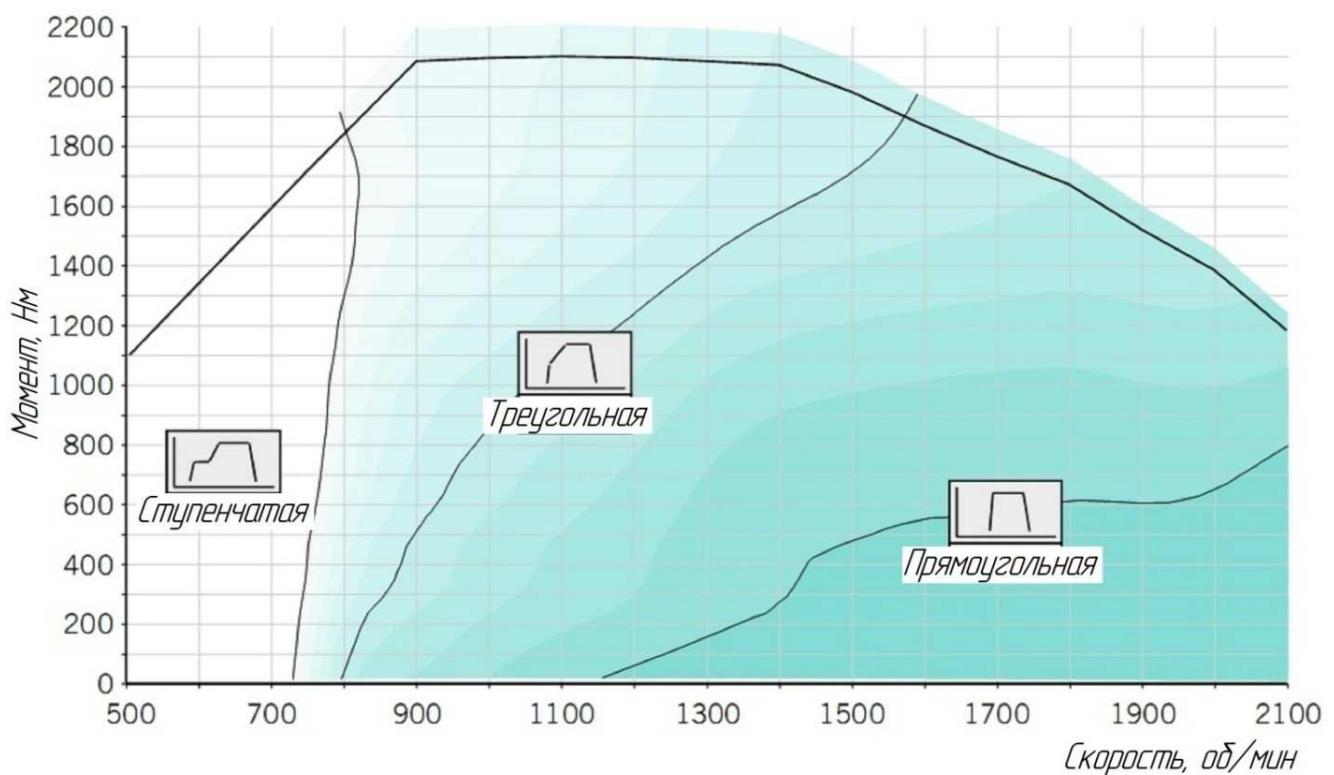


Рис. 1.16 Оптимальные характеристики основного впрыскивания  
в поле режимов работы дизеля[95]

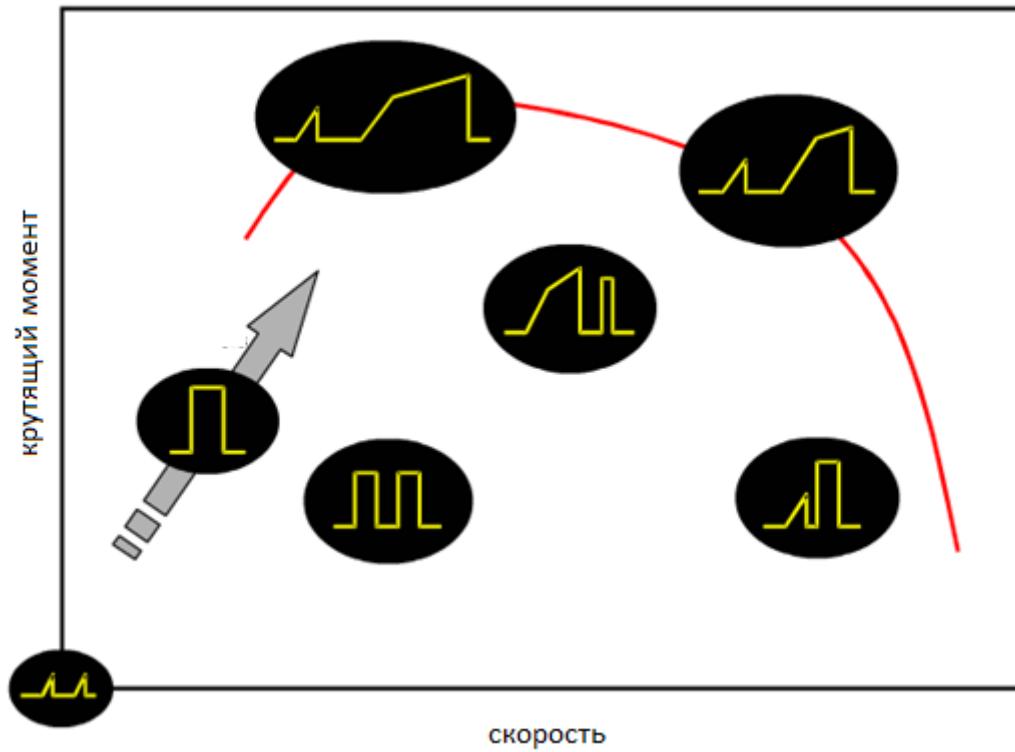


Рис. 1.17 Оптимальные характеристики впрыскивания в поле режимов работы дизеля, предложенные Caterpillar [54]

Проведенный анализ показывает, что возможность управления характеристикой впрыскивания является эффективным инструментом для оптимизации рабочего цикла дизеля в зависимости от режима его работы и задачи оптимизации. Помимо благотворного влияния на динамику сгорания топлива, а следовательно и на нагруженность деталей дизеля, характеристика впрыскивания с пологим началом (ступенчатая, треугольная) позволяет снизить эмиссию оксидов азота, а высокое среднее давление впрыскивания приводит к тонкому распыливанию топлива и более полному его сгоранию.

На основании вышесказанного можно сформулировать требования, предъявляемые к ТПС с целью выполнения перспективных экологических нормативов:

- 1) Высокое максимальное давление впрыскивания на всех режимах работы двигателя;
- 2) Гибкое управление началом и окончанием впрыскивания;

- 3) Возможность осуществления многофазного впрыскивания;
- 4) Возможность подачи сверхмалых порций топлива;
- 5) Возможность обеспечения малых интервалов между последовательными впрыскиваниями;
- 6) Возможность управления давлением впрыскивания в рамках одного цикла топливоподачи;
- 7) Минимальная стоимость, масса и габариты;
- 8) Надежность, долговечность, ремонтопригодность, простота обслуживания.

### 1.3 Выводы по Главе 1

1. Постоянно ужесточающиеся экологические стандарты требуют от производителей дизелей совершенствования всех его систем, в том числе системы топливоподачи, с целью обеспечения более полного сгорания топлива с низкими показателями эмиссии ВВ.

2. Возможность управлять формой характеристики впрыскивания двигателя является эффективным инструментом оптимизации рабочего цикла в зависимости от режима работы дизеля и имеет значительный потенциал по снижению эмиссии ВВ с ОГ и расхода топлива.

3. Результаты исследований ведущих зарубежных фирм показывают, что для достижения лучших показателей по эмиссии ВВ и расхода топлива система топливоподачи должна обеспечивать высокие давления впрыскивания, обладать возможностью гибкого управления характеристикой впрыскивания (прямоугольная, треугольная и ступенчатая характеристики, многофазное впрыскивание).

На основе проведенного анализа исследований по влиянию формы характеристики впрыскивания на эксплуатационные и экологические показатели дизелей сформулирована цель и задачи исследования.

Цель - разработка дизельной системы топливоподачи с управляемой формой характеристики впрыскивания с широкими возможностями по управлению ее параметрами.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

1. Анализ причин и способов снижения содержания вредных веществ в ОГ дизелей.
2. Анализ существующих ТПС с управляемой формой характеристики впрыскивания.
3. Разработка нового способа управления формой характеристики впрыскивания с широкими возможностями по управлению ее параметрами.
4. Разработка и уточнение математических моделей гидродинамических процессов следующих ТПС: 1) предлагаемой в данной работе аккумуляторной ТПС с управляемой формой характеристики впрыскивания (AC3); 2) аккумуляторных систем фирмы Bosch типа CR 2-го (AC1) и 3-го (AC2) поколения. Проверка адекватности моделей путем сравнения результатов расчета ТПС AC1 и AC2 с литературными экспериментальными данными.
5. Расчетно-теоретическое исследование влияния конструктивных и регулировочных параметров ТПС на характеристику впрыскивания.

## Глава 2 Конструкции дизельных ТПС с управляемой формой характеристики впрыскивания

### 2.1 Обзор современных серийных ТПС дизелей

Ведущие современные производители (Bosch, Delphi, Denso, Siemens, Continental, Cummins и др.) выпускают в основном два типа ТПС: аккумуляторные ТПС типа Common Rail (CR) и индивидуальные, к которым относятся насос-форсунки (НФ) и индивидуальные топливные насосы (ИТН).

#### 2.1.1 Аккумуляторные ТПС типа CR

Отличительной особенностью ТПС типа CR является разделение процессов создания высокого давления и дозирования топлива. Схема ТПС типа CR для легкового автомобиля представлена на рис. 2.1.

Принцип работы системы CR заключается в следующем: топливо из топливного бака 3 с помощью топливоподкачивающего насоса (ТПН) подается в топливный насос высокого давления (ТНВД) 1. В ТНВД 1 топливо сжимается до высоких давлений и далее подается в аккумулятор 5. В аккумуляторе 5 поддерживается постоянное давление с помощью клапана регулирования давления (КРД) 8. Топливо, вытекающее из КРД 8 попадает в магистраль отвода топлива и далее в на слив в топливный бак 3. Из аккумулятора 5 топливо подается к электрогидравлическим форсункам (ЭГФ) 7, через которые осуществляется впрыскивание непосредственно в КС. Дозирование впрыскиваемого топлива производится изменением длительности управляемого импульса электромагнита клапана управления ЭГФ.

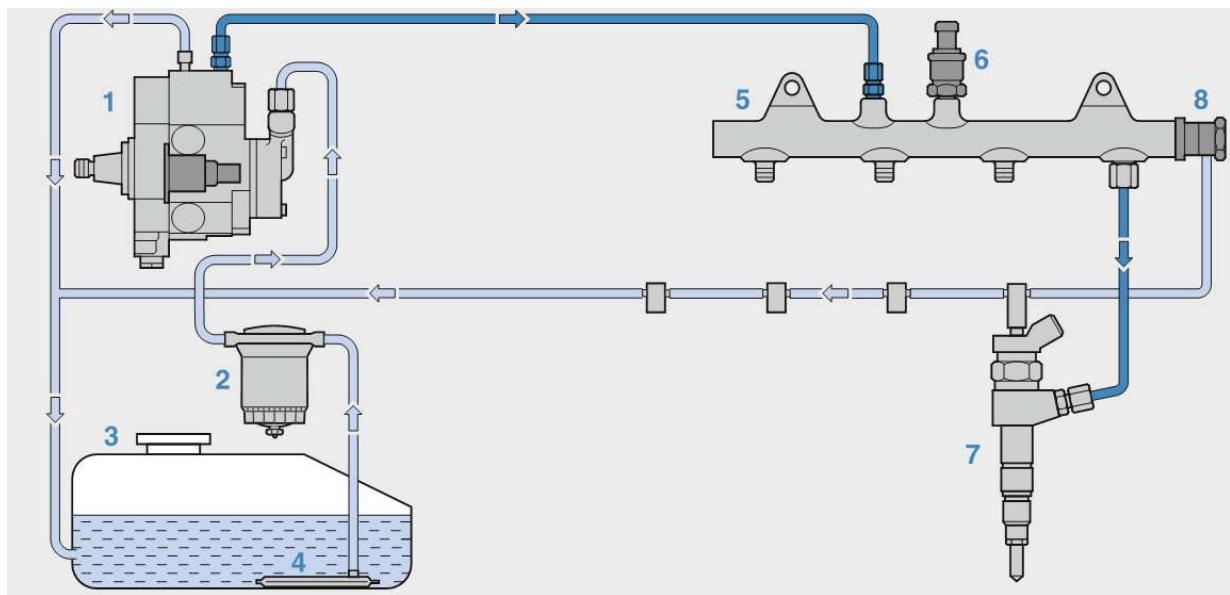


Рис. 2.1 ТПС типа CR для легкового автомобиля [122]

1 - ТНВД с встроенным ТПН; 2 - топливный фильтр; 3 - топливный бак; 4 - фильтр предварительной очистки; 5 - гидравлический аккумулятор высокого давления; 6 - датчик давления; 7 - электрогидравлическая форсунка; 8 - клапан регулирования давления

Использование такой конструкции позволяет поддерживать постоянным давление в аккумуляторе практически независимо от режима работы двигателя в отличие от других типов ТПС (рис. 2.2). В купе с технологичной электроуправляемой форсункой это позволяет точно дозировать впрыскиваемое топливо в зависимости от режима работы двигателя, также снижается неравномерность подачи топлива по цилиндрам.

Быстродействующая ЭГФ позволяет осуществлять многофазное впрыскивание. Последние модификации ЭГФ способны на 7 и более впрыскиваний за цикл [134].

На рис. 2.3 представлена схема работы ЭГФ с электромагнитным клапаном.

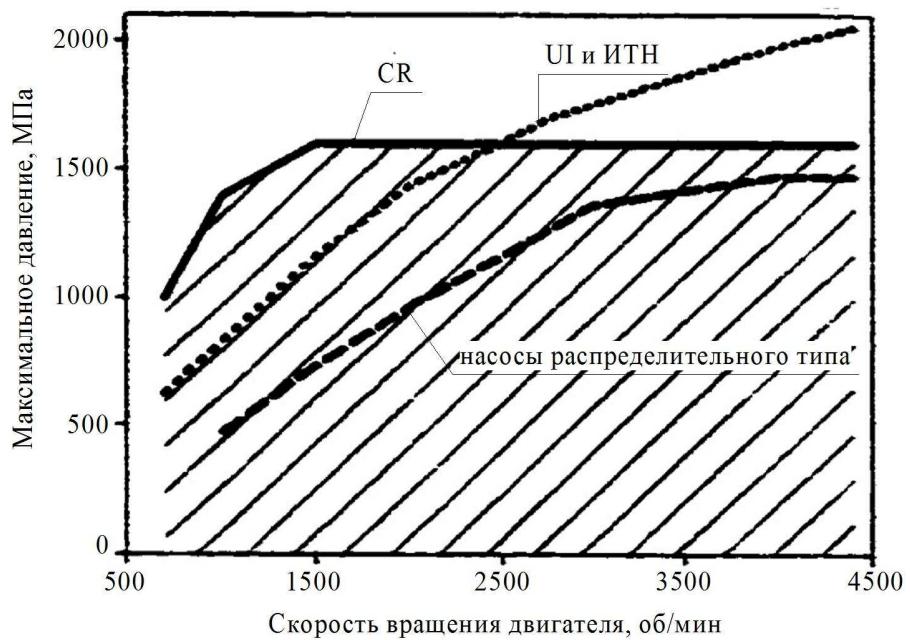


Рис. 2.2 Зависимость максимального давления впрыскивания от скорости вращения двигателя разных ТПС [132]

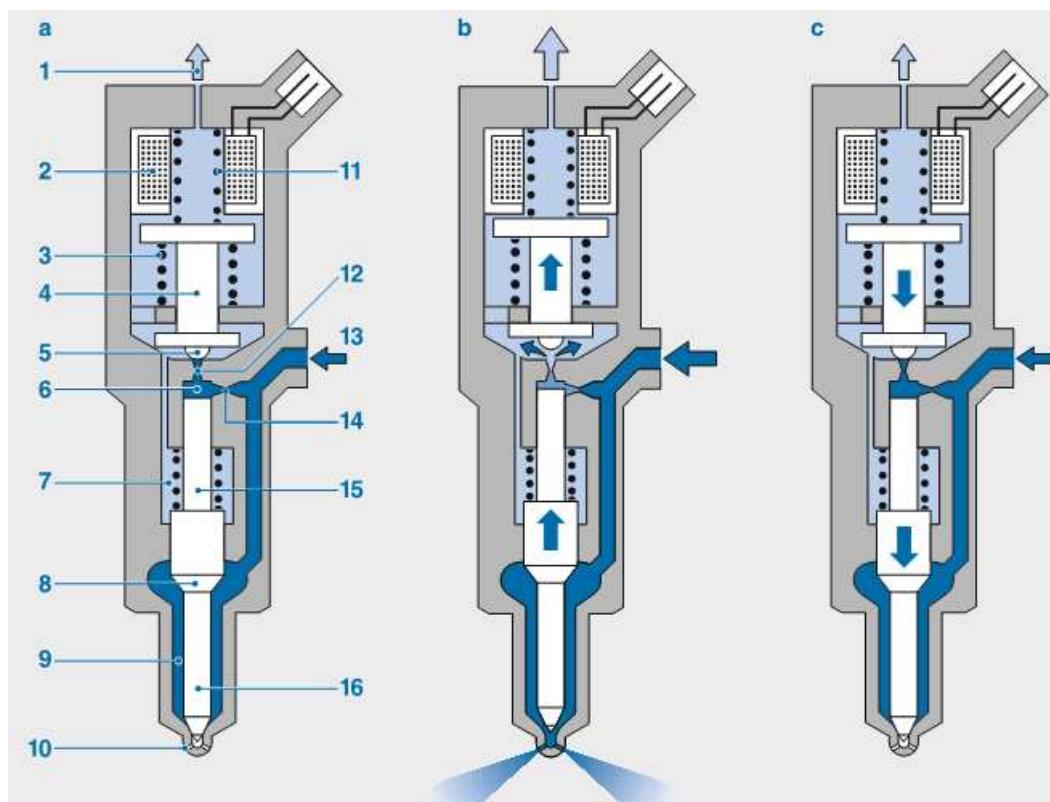


Рис. 2.3 Принцип работы ЭГФ [39]

1 - слив; обмотка электромагнитного клапана; 3 - пружина управляющего клапана; 4 - якорь электромагнита; 5 - управляющий клапана; 6 - камера управления; 7 - пружина иглы; 8 - дифференциальная площадка иглы; 9 - камера распылителя; 10 - распыливающие отверстия; 11 - пружина электромагнита; 12, 14 - дроссели; 13 - подвод топлива от аккумулятора; 15 - поршень; 16 - игла

На рис. 2.3, а ЭГФ находится в состоянии отсечки между впрыскиваниями. Напряжения на электромагните отсутствует, управляющий клапан 5 под действием пружины 11 закрыт. Топлива под высоким давлением аккумулятора находится в камере управления 6 и камере распылителя 9. Поскольку давления в этих камерах одинаковы, то результирующая сила (сила давления на поршень 15 плюс сила пружины иглы 7 выше, чем сила давления на дифференциальную площадку 8), действующая на иглу 16 прижимает ее к седлу.

При подаче управляющего импульса напряжения на обмотку электромагнита 2 клапан управления 5 открывается (рис. 2.3, б). Давление в камере управления 6 падает, результирующая сила меняет знак, и игла поднимается вверх. Осуществляется впрыскивание.

После снятия напряжения с электромагнита, управляющий клапан 5 под действием пружины 11 закрывается (рис. 15, с). Давление в управляющей камере 6 возрастает, результирующая сила снова меняет знак, и игла сидится на седло. Впрыскивание закончено.

Важным параметром работы ЭГФ является время задержки начала впрыскивания топлива, обуславливаемая косвенным действием управляющего органа на иглу. После подачи управляющего импульса на обмотки электромагнита управляющий клапан открывается с задержкой из-за электромагнитных переходных процессов, которая является основной составляющей задержки впрыскивания. Далее происходит гидродинамический процесс снижения давления в управляющей камере до величины, необходимой для подъема иглы. Время этого процесса зависит от сечения дросселя соединяющего камеру управления со сливом. Однако увеличить сечение дросселя означает увеличить утечки топлива на управление во время впрыскивания. Сечение дросселя подбирается таким, чтобы обеспечить компромисс между скоростью подъема иглы и утечками на управление.

Высокая динамика управляющего клапана ЭГФ необходима для организации впрыскивания сверхмалых порций топлива перед ОВ, увеличения количества возможных впрыскиваний за цикл топливоподачи и обеспечения резкого

окончания ОВ. Время открытия электромагнитов ЭГФ 1-го и 2-го поколения систем CR составляет 0,2-0,4 мс [8].

Чтобы улучшить скорость открытия и закрытия управляющего клапана ЭГФ 3-го поколения оснащаются пьезоэлектрическими клапанами [48, 65, 82, 135]. Быстродействие пьезоклапана составляет менее 0,1 мс.

На рис. 2.4 изображена пьезоэлектрическая форсунка Bosch.

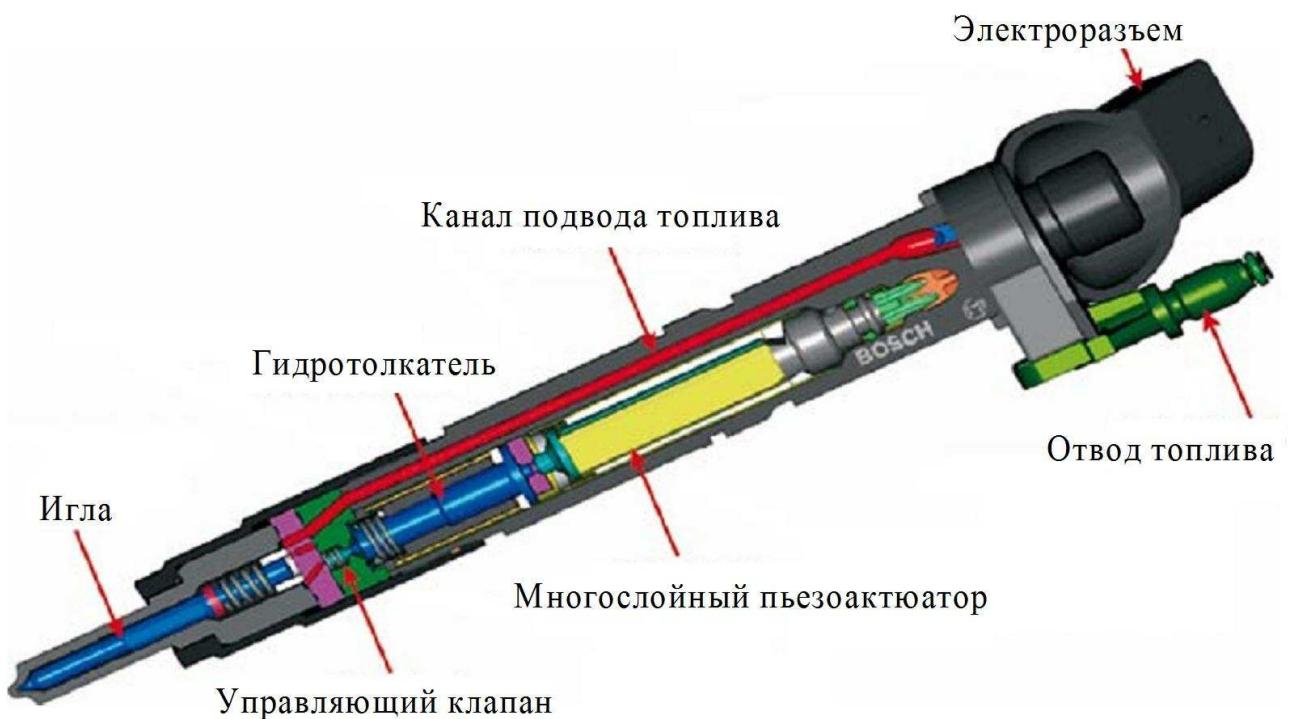


Рис. 2.4 Пьезоэлектрическая ЭГФ Bosch [96]

Принцип действия пьезоэлектрической ЭГФ как и у электромагнитной основан на изменении давления в надыгольной камере. Управляющий клапан приводится в движение с помощью многослойного пьезоактуатора через гидротолкатель. Применение гидротолкателя обусловлено необходимостью исключения влияния температурного расширения пьезоэлемента на работу управляющего клапана, а также для увеличения хода и снижения нагрузки на клапан. Устройство гидротолкателя показано на рис. 2.5.

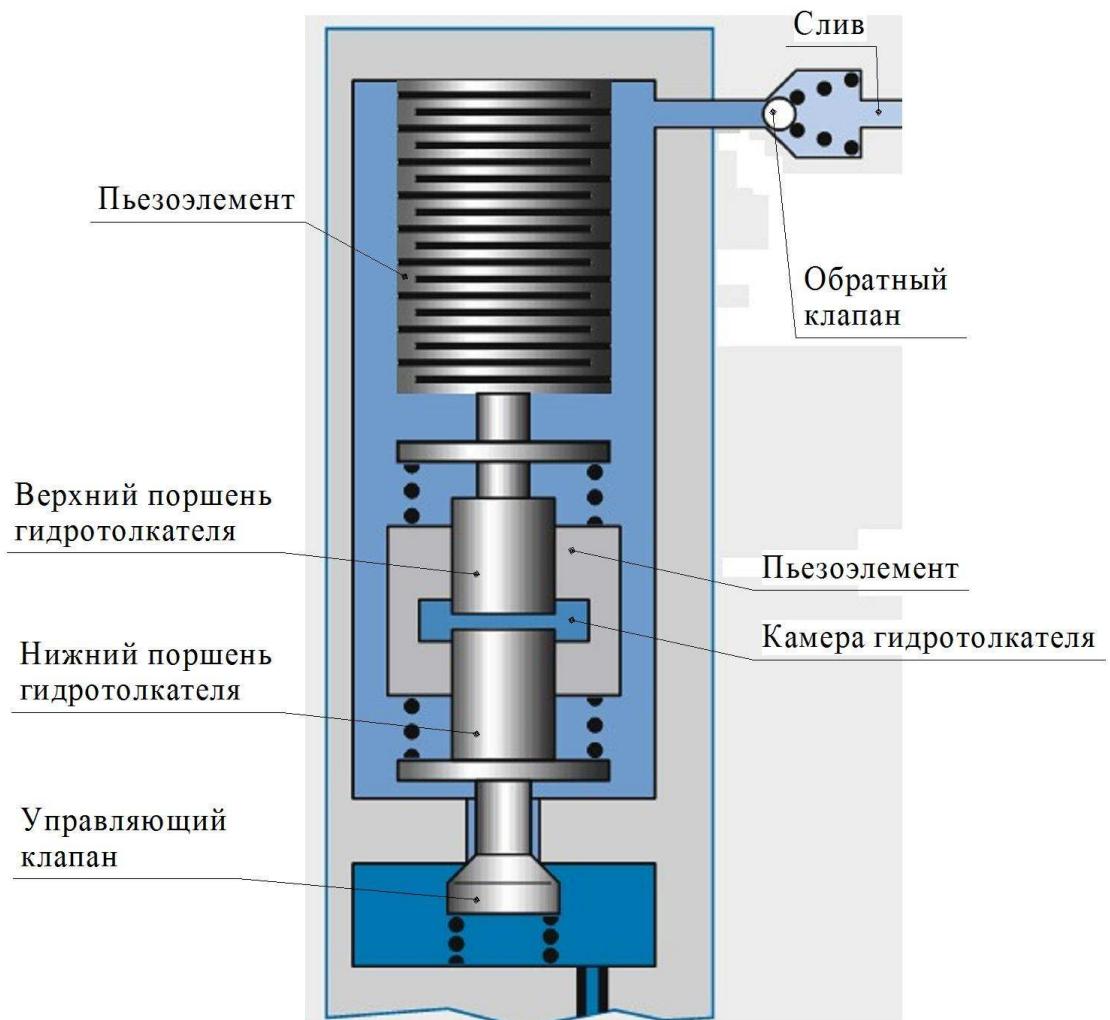


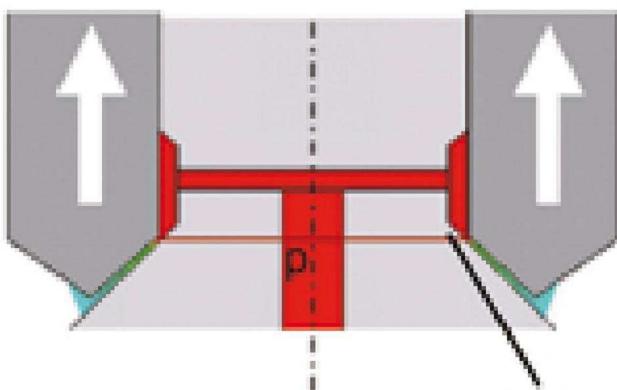
Рис. 2.5 Гидротолкатель

При расширении пьезоэлемента верхний поршень гидротолкателя движется вниз, давление в камере гидротолкателя увеличивается, воздействует на нижний поршень, который механически связан с клапаном управления. Клапан открывается. Обычно диаметр верхнего поршня больше, чем диаметр нижнего, благодаря чему увеличивается ход клапана и снижается нагрузка на него.

Однако производство пьезоактуаторов технологически более сложное и дорогое, чем производство электромагнитов. Поэтому работы по увеличению быстродействия электромагнитных клапанов продолжаются. Например: специалистам фирмы Bosch удалось достичь динамики электромагнитного клапана, сравнимой с пьезоклапанами [98]. Обычная ЭГФ с электромагнитным

клапаном имеет шариковый клапан управления, был предложен гидравлически разгруженный клапан (рис. 2.6).

Гидравлические разгруженный клапан



Шариковый клапан

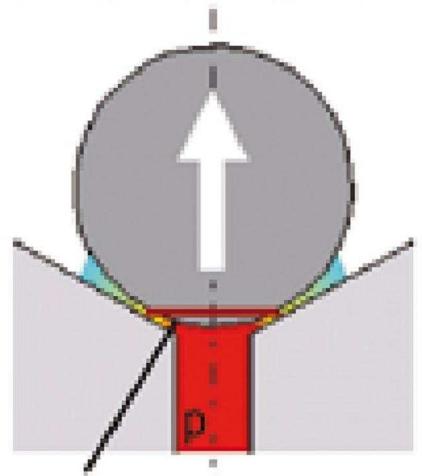


Рис. 2.6 Шариковый и гидравлически разгруженный клапаны [98]

Гидравлически разгруженный клапан обеспечивает ту же самую площадь проходного сечения, как и шариковый, при меньших ходах, поэтому открытие происходит быстрее. В то же время за счет разгруженности, меньшие гидравлические силы действуют на клапан со стороны линии высокого давления, и посадка клапана занимает меньшее время. Время открытия и посадки при давлении в аккумуляторе в 180 МПа составляет соответственно 0,15 и 0,115 мс, для шарикового - 0,2 и 0,18 мс [98].

Фирмой Denso разработан другой быстродействующий электромагнитный клапан, практически не уступающий пьезоэлектрическому [104]. Устройство и принцип действия данного клапана изображены на рис. 2.7. В камеру управления установлена дополнительная гидроуправляемаяющая пластина, которая в состоянии отсечки находится в крайнем нижнем положении. При срабатывании электромагнитного клапана давление над пластиной падает и она быстро переустанавливается в верхнее положение под действием пружины. При этом перекрывается подвод топлива под высоким давлением в камеру управления. Давление в камере управления быстро падает и игла поднимается.

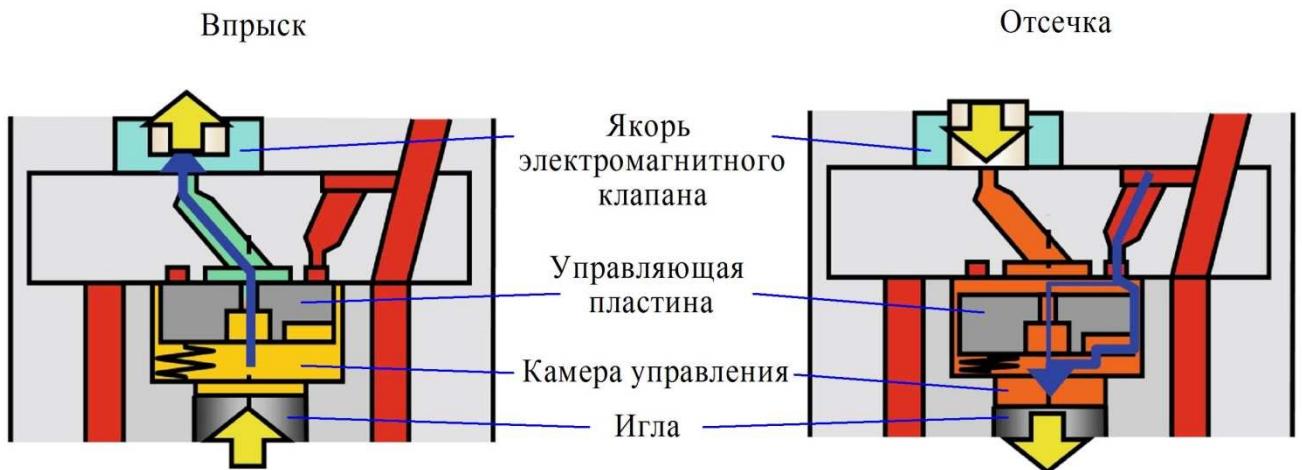


Рис. 2.7 Быстродействующий электромагнитный клапан Denso [104]

После закрытия электромагнитного клапана давление над управляющей пластиной возрастает и перемещает ее в нижнее положение. Одновременно открывается подвод топлива высокого давления в камеру управления, давление в которой быстро возрастает. Игла садится на седло.

Данный клапан обладает высоким быстродействием благодаря гидравлическому управления управляющей пластины. В то же время при впрыскивании управляющая пластина перекрывает подвод топлива от аккумулятора в камеру управления, что в несколько раз снижает расход топлива на управление.

Недостатком ТПС типа CR является необходимость слива топлива с высоким давлением для ее работы. Этот слив происходит через КРД (для поддержания постоянным давления в аккумуляторе) и в ЭГФ на управление. Такие потери энергии отражаются на высокой мощности ТНВД. По сравнению с насосами распределительного типа при том же давлении впрыскивания мощность ТНВД в 1,5 раза больше [11]. Для оптимизации потерь мощности применяется регулирование расхода топлива на всасывании в ТНВД и ТПН в зависимости от режима работы двигателя.

Несмотря на эти недостатки ТПС типа CR является доминирующей концепцией топливоподачи для коммерческих и легковых автомобилей. На большинстве автомобилей, удовлетворяющих нормам Евро-4 и Евро-5

установлена ТПС типа CR [133, 144, 64, 100, 89]. Уже в 2006 г. CR составляли более 80% всех производимых фирмой Bosch для легковых автомобилей ТПС (рис. 2.8). С введением 2008-2009 гг. стандарта Евро-5 эта доля должна была еще увеличиться.

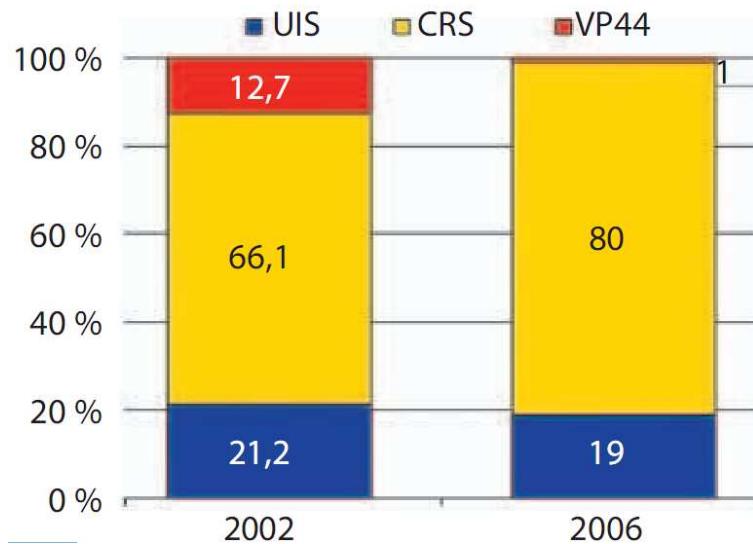


Рис. 2.8 Структура производства фирмой Bosch ТПС для легковых дизелей [81]

Однако требования экологических стандартов продолжают ужесточаться. Для одновременного снижения расхода и эмиссии токсичных веществ необходима будет оптимизация впрыскивания на всех режимах работы двигателя. Традиционные ТПС типа CR не способны обеспечивать сложную форму ОВ, типа ступенчатой или треугольной, но только изменять моменты начала и окончания каждого впрыскивания (рис. 2.9).

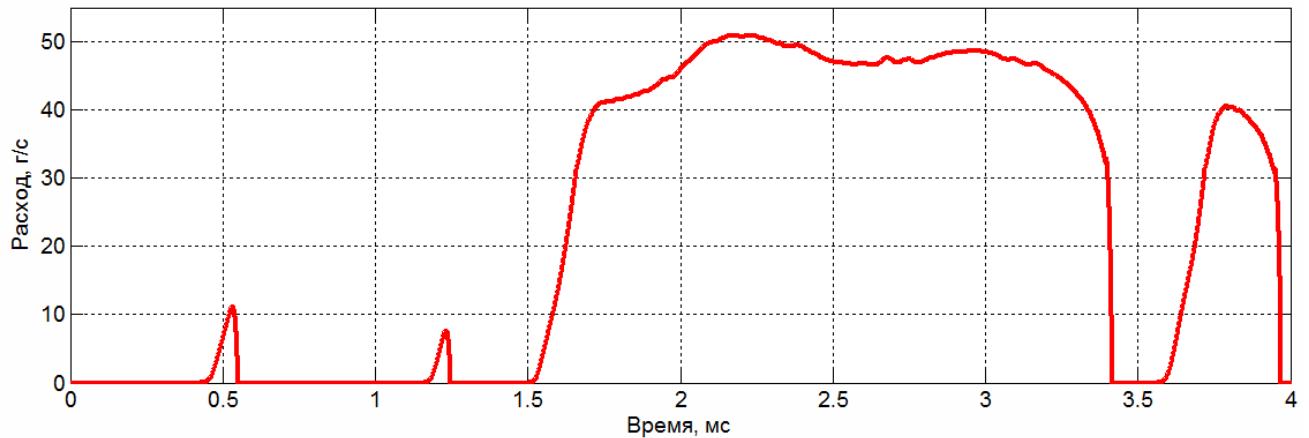


Рис. 2.9 Характеристика впрыскивания пьезоэлектрической ЭГФ

Чтобы расширить возможности ТПС типа CR было сделано несколько модификаций форсунок, которые внедрены в серийное производство: форсунки с непосредственным управлением иглой распылителя и форсунки со встроенным мультиплексором давления.

Форсунки с непосредственным пьезоэлектрическим приводом разработаны фирмами Delphi [134, 148, 63, 96] и Continental [148]. На рис. 2.10 представлена форсунка фирмы Delphi. Отличительной особенностью этой форсунки является встроенный гидравлический мультиплексор перемещения (рис. 2.11), который служит для увеличения хода иглы.



Рис. 2.10 Форсунка Delphi с прямым пьезоприводом иглы

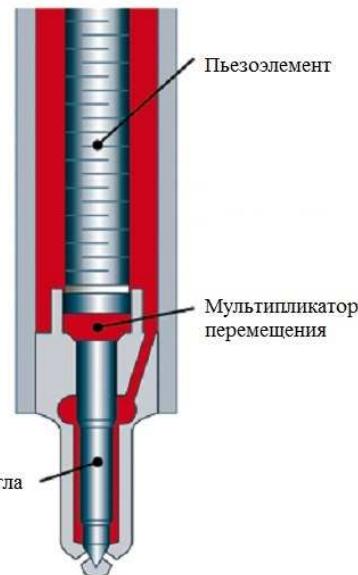


Рис. 2.11 Принцип работы форсунки Delphi с прямым пьезоприводом иглы

Впрыскивание осуществляется разрядкой пьезоэлемента, в результате его длина уменьшается, и игла поднимается. Для окончания впрыскивания на пьезоэлемент подается управляющее напряжение. Особенностью данной форсунки является большой внутренний объем, заполненный топливом, играющий роль своеобразного аккумулятора, ограничивающей влияние волн давления на впрыскивание. К достоинствам следует отнести высокую скорость срабатывания, хорошую управляемость (минимально возможный объем впрыскивания менее 1 мг), отсутствие утечек на управление, отсутствие влияние соседних впрыскиваний друг на друга, в следствии малого влияние волн давления.

Форсунка фирмы Continental (рис. 2.12) отличается тем, что при удлинении пьезоэлемента игла открывается, а при укорочении закрывается. То есть пьезоэлемент и игла движутся в разные стороны. Это достигается с помощью специальной системы рычагов (рис. 2.12).



Рис. 2.12 Форсунка Continental с прямым пьезоприводом иглы [148]

Форсунки с прямым приводом иглы способны обеспечивать ступенчатое впрыскивание (148). Изменяя напряжение на пьезоэлементе, можно осуществить частичный подъем иглы, при котором сечение под конусом иглы будет меньше сечения распыливающих отверстий, и интенсивность впрыскивания снизиться. В нужный момент игла открывается полностью для впрыскивания основной порции топлива с высокой интенсивностью.

Amplified-Pressure Common Rail System (APCRS) - ТПС со встроенным мультипликатором давления [47, 102, 97], которая в какой-то степени является комбинацией CR и насос-форсунки. Гидравлическая схема представлена на рис. 2.13.

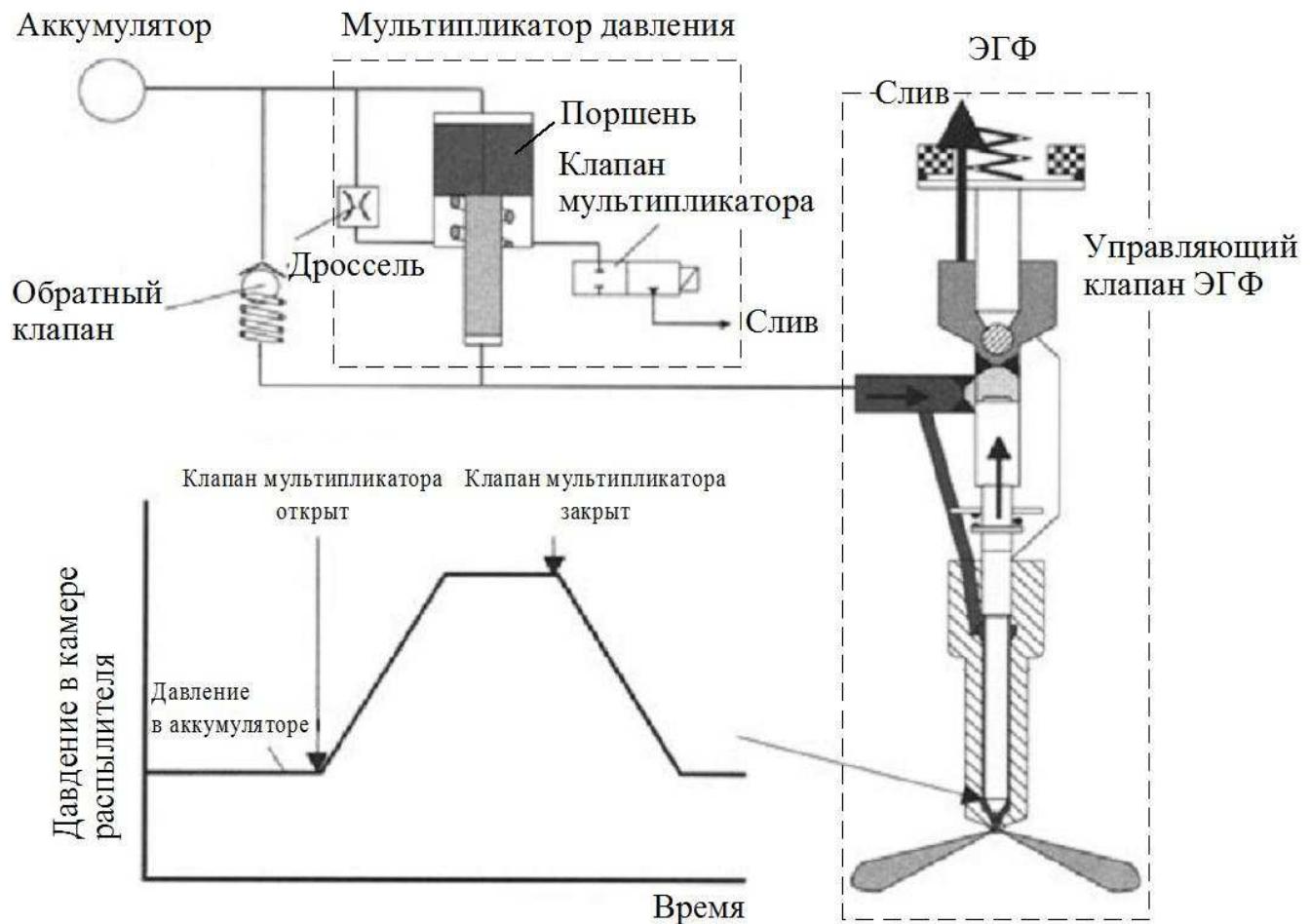


Рис. 2.13 ТПС APCRS

Форсунка APCRS (рис. 2.14) состоит из двух частей, располагаемых в одном корпусе: мультипликатора давления и ЭГФ с электромагнитным клапаном (рис. 2.13). Мультипликатор давления представляет из себя плунжерную пару, управляемую поршнем. Давление от аккумулятора поступает в камеры над и под поршнем. Нижняя камера поршня связана со сливом посредством электромагнитного клапана. Если клапан закрыт, результирующая сила, действующая на поршень, устанавливает поршень в верхнем положении. При открытии клапана, давление в нижней камере поршня падает, результирующая сила меняет знак, поршень начинает двигаться вниз. Топливо под плунжером сжимается и подается к ЭГФ. Давление в камере распылителя ЭГФ растет.

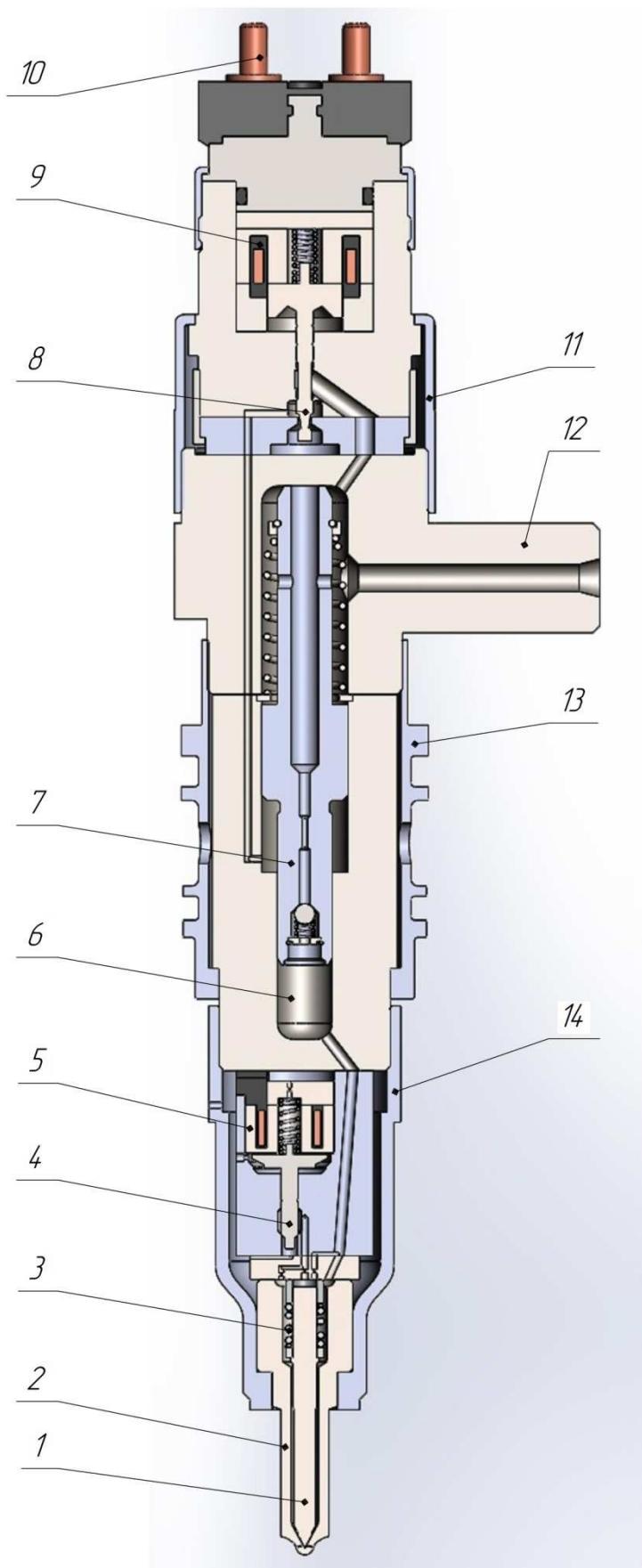


Рис. 2.14 - Форсунка APCRS фирмы Bosch

1 - игла; 2 - распылитель; 3 - пружина; 4 - клапан управления иглой; 5 - электромагнит; 6 - камера высокого давления; 7 - плунжер; 8 - клапан управления мультиплексором; 9 - электромагнит; 10 - электрический контакт; 11,13,14 - накидная гайка; 12 - штуцер

После закрытия клапана мультиплликатора, давление в нижней камере поршня снова возрастает, результирующая сила, действующая на поршень, снова меняет знак, плунжер начинает двигаться вверх. В результате давление в распылителе ЭГФ падает до давления аккумулятора, которое меньше, чем в обычных системах CR и составляет от 25-1350 МПа, благодаря чему большую часть времени ЭГФ не нагружена сверхвысокими давлениями.

ЭГФ системы APCRS представляет из себя обычную ЭГФ для CR, управляемую изменением давления в надыгольной полости. Таким образом система APCRS имеет два независимо управляемых клапана, один из которых управляет давлением впрыскивания, а другой - иглой. В целом получается довольно гибкая ТПС, способная обеспечить многофазное впрыскивание с прямоугольной, треугольной и ступенчатой формой ОВ (рис. 2.15).

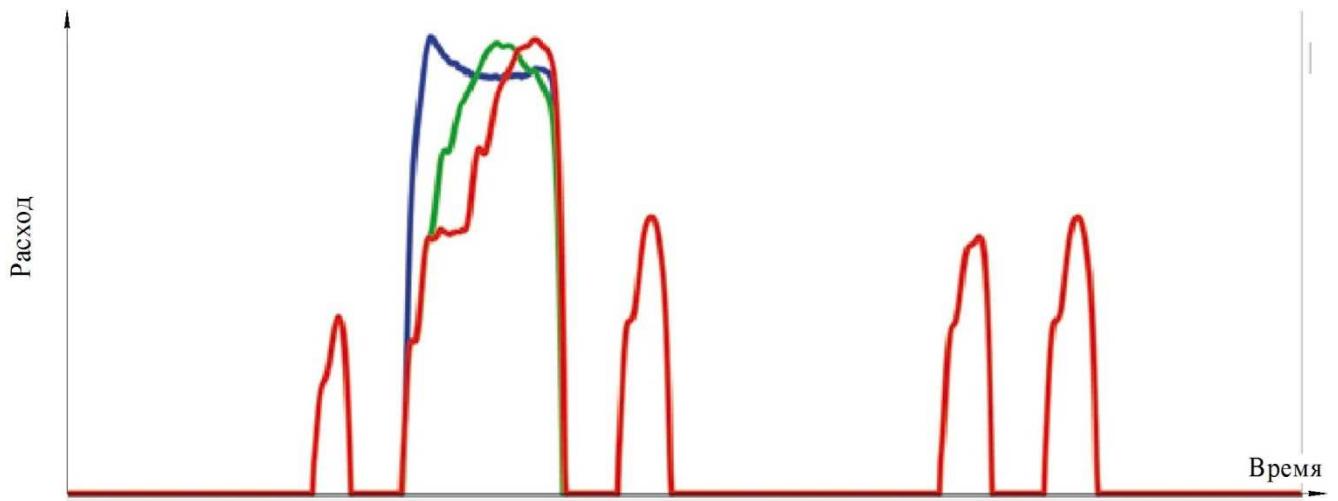


Рис. 2.15 Варианты характеристики впрыскивания системы APCRS [97]

Оптимизация работы двигателя на каждом режиме работы с помощью системы APCRS позволяет одновременно снизить расход топлива и эмиссию вредных веществ с ОГ [97, 95, 75].

Однако систему APCRS нельзя назвать идеально гибкой. Ее возможности ограничены: максимальное давление впрыскивания может быть не более чем в 2 раза выше, чем давление в аккумуляторе, поэтому, например, "высота первой ступеньки" при ступенчатом впрыскивании не может быть ниже определенной, при необходимости высоких давлений на ОВ. То есть на отдельном цикле

топливоподачи возможные значения давлений ограничивается диапазоном от  $P_A$  до  $2P_A$ . Кроме того управление скоростью движения плунжера, от которой зависит скорость нарастания давления, осуществляется косвенно, что безусловно сказывается на точности.

### 2.1.2 Насос-форсунки и ИТН

ТПС с насос-форсунками и ИТН отличаются тем, что высокое давление для каждого цилиндра создается своим (индивидуальным) одноплунжерным топливным насосом. Обычно плунжер насоса приводится в действие от кулачкового вала, таким образом характеристика давления таких систем зависит от формы кулачка.

Насос-форсунки отличаются от ИТН, тем, что в них плунжерная пара и собственно форсунка располагаются в одном корпусе. В ИТН топливный насос удален от форсунки, соединение между ними осуществляется с помощью нагнетательного трубопровода. Преимущества насос-форсунок в компактности, отсутствии влияния на впрыскивание волновых процессов, близость насоса к распылителю. Однако, применение насос-форсунок ограничено из-за возможных сложностей с компоновкой узлов двигателя. ИТН с кулачковым валом можно разместить на удалении от головки блока цилиндров, в удобном месте. В то же время ИТН можно делать много мощнее чем насос-форсунки, потому что в случае с насос-форсунками усилия от кулачкового вала передается на блок головки цилиндров.

Установка на насос-форсунки электроуправляемых клапанов позволило получить довольно гибкую ТПС.

На рис. 2.16 показана схема насос-форсунки с электромагнитным управляемым клапаном, разработанная Siemens совместно с Volkswagen [14]. Данная насос-форсунка способна обеспечить многофазное впрыскивание с одним ПВ.

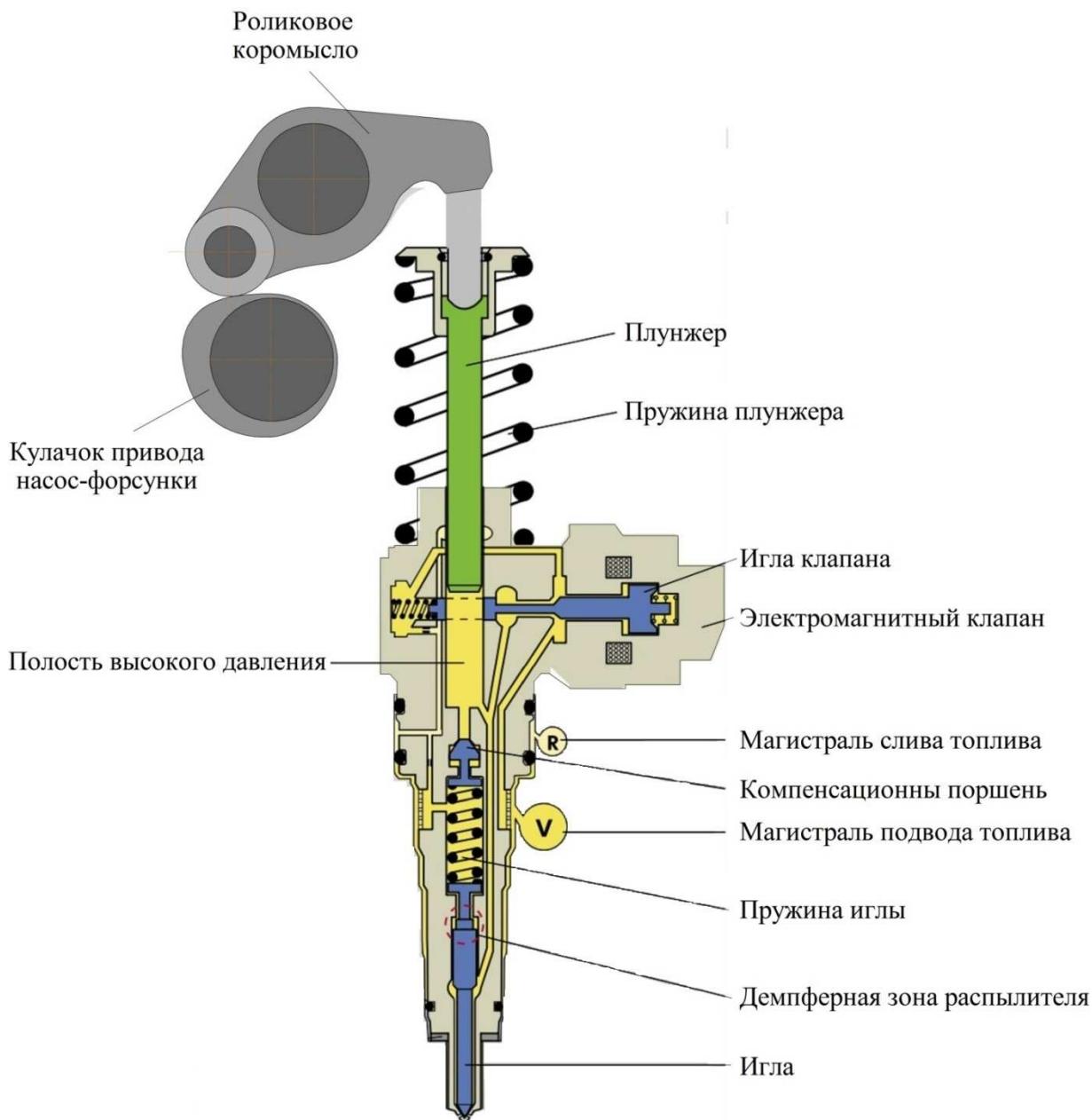


Рис. 2.16 Насос-форсунка Siemens с электромагнитным клапаном [14]

В начале фазы нагнетания давление в полости высокого давления насос-форсунки небольшое, поскольку управляющий клапан обесточен, и топливо вытесняется плунжером в магистраль подвода топлива.

Компенсационный поршень зафиксирован в верхнем положении за счет силы пружины иглы.

После подачи напряжения на обмотку управляющего клапана игла клапана садится на седло.

Путь к магистрали подвода топлива при этом перекрывается.

Давление в полости высокого давления начинает расти, и при достижении определенного давления в полости распылителя игла начинает подниматься.

Одновременно под действием давления в полости высокого давления компенсационный поршень перемещается в нижнее положение.

При этом, с одной стороны, за счет поджатия пружины компенсационным поршнем сверху увеличивается давление, необходимое для подъема иглы. С другой стороны, увеличивается объем полости высокого давления и уменьшается давление под плунжером. Это ограничивает максимальное давление впрыскивания и является принципиальным недостатком данной насос-форсунки.

Поскольку перемещение компенсационного поршня приводит к увеличению затяжки пружины иглы и одновременно к уменьшению давления в камере высокого давления и под иглой, то, в какой-то момент времени направление результирующей силы, действующей на иглу, меняется и игла садится на седло. ПВ заканчивается.

Электромагнитный клапан остается закрытым до окончания основного впрыскивания. Управляющее воздействие для предварительного и основного впрыскиваний одно, что является особенностью конструкции НФ1.

Плунжер продолжает движение вниз, давление в распылителе растет. Когда оно достигает величины, необходимой для подъема иглы, начинается основное впрыскивание. Окончания основного впрыскивания инициируется снятием напряжения с обмотки электромагнитного клапана.

Под действием пружины игла клапана перемещается на упор. Открывается путь топливу в магистраль подвода. Давление в камере высокого давления и распылителе падает, игла под действием пружины становится на седло.

Таким образом предварительное впрыскивание заложено в работу насос-форсунки, не может быть отменено и выполняется в паре с основным впрыскиванием.

Объем подачи при предварительном впрыскивании не регулируется. Для его уменьшения предусмотрено демпфирование хода иглы.

В верхней части иглы находится демпферная зона (рис. 2.16). Когда игла поднимается на первой трети хода ничего ей не мешает (рис. 2.17, а). Далее демпферный клапан входит в отверстие, перекрывая путь топливу из демпферной зоны (рис. 2.17, б).

Топливо из демпферной зоны может вытекать только через небольшой зазор.

Поэтому давление в демпферной зоне возрастает, препятствуя подъему иглы. И, поскольку при предварительном впрыскивании давления в распылителе небольшие, выше игла не поднимается. Ход иглы ограничивается, в результате уменьшается объем подачи топлива при предварительном впрыскивании.

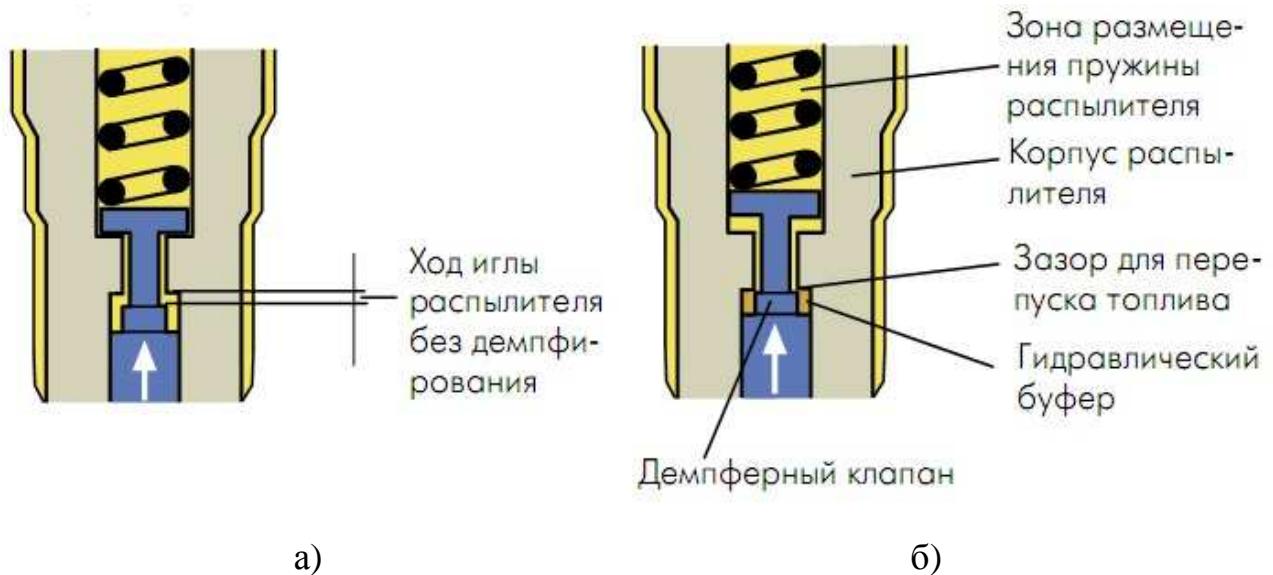


Рис. 2.17 Демпфирование хода иглы [14]

Модификацией рассмотренной носос-форсунки является насос-форсунка с пьезолектрическим клапаном (рис. 2.18) [29, 94].

В насос форсунке с пьезоэлектрическим клапаном количество предварительных задается электронным блоком управления (ЭБУ). Максимальное количество предварительных впрыскиваний равно двум.

При этом, управление всеми фазами впрыскивания в этой насос-форсунке осуществляются одинаково.

При открытом управляющем клапане, топливо из полости высокого давления вытекает в магистраль подвода.

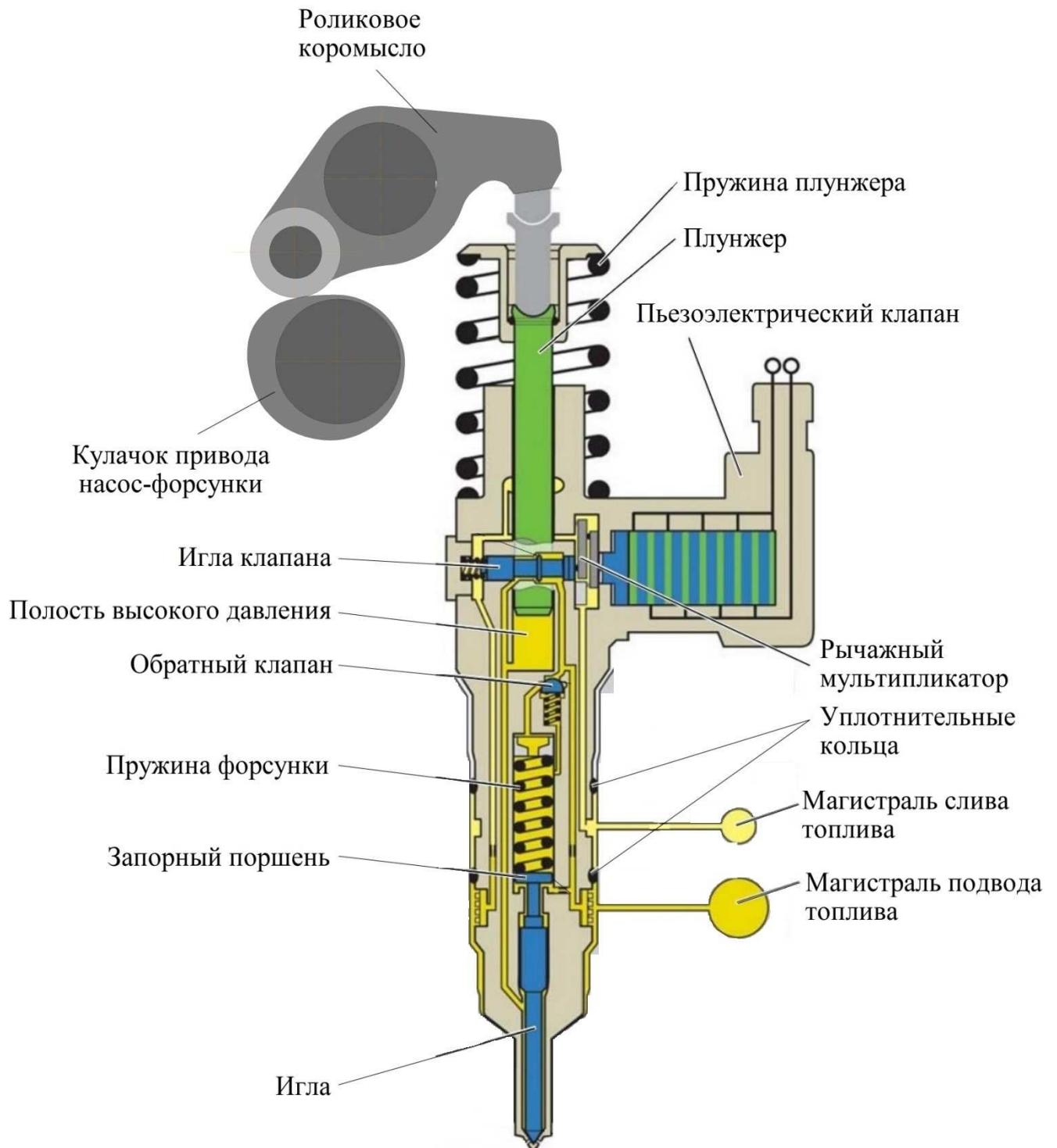


Рис. 2.18 Насос-форсунка Siemens с пьезоклапаном [29]

Когда клапан закрывается, давление в распылителе возрастает, игла поднимается, преодолевая усилие пружины и давления топлива на запорный поршень.

Когда клапан открывается, топливо через дроссель начинает перетекать в магистраль подвода топлива.

Топливом при перетечке создается определенное давление. Под действием этого давления открывается обратный клапан. Топливо поступает в полость пружины иглы. Повышается давление в полости пружины. Таким образом, одновременно снижается давление под иглой и повышается давление, действующее на запорный поршень. Игла садится на седло.

Давление в полости пружины иглы остается повышенным к следующей фазе впрыскивания.

Поэтому при основном впрыскивании для открытия иглы необходимо более высокое давление в распылителе. Таким образом осуществляется управление давлением начала подъема иглы.

После окончания всех фаз впрыскивания давление в полости пружины иглы падает за счет утечек через зазор между кромками запорного поршня и стенок полости пружины, поскольку к следующему циклу подачи топлива для осуществления предварительного впрыскивания необходимо относительно небольшое давление в распылителе.

Данная насос-форсунка устанавливалась на 2-хлитровые дизели для легковых автомобилей и обеспечивала выполнение норм стандарта Евро-4. Однако с введением Евро-5 они были заменены на ТПС типа CR.

Более гибкими являются насос-форсунки фирмы Delphi с двумя независимыми управляющими клапанами (рис. 2.19) [73, 103, 56].

Таким образом данная насос-форсунка состоит из насоса и ЭГФ, схожую с ЭГФ систем CR. Независимое управление двумя клапанами позволяет в зависимости от режима работы двигателя изменять время и давление начала и окончания впрыскивания.

Главный недостаток насос-форсунок и ИТН - зависимость максимального давления впрыскивания от частоты вращения коленчатого вала. Поскольку тестовые испытания проводятся на большом количестве режимов, причем

частичные составляют значительную часть, то с ужесточением нормативов этим ТПС будет все сложнее их выполнять.

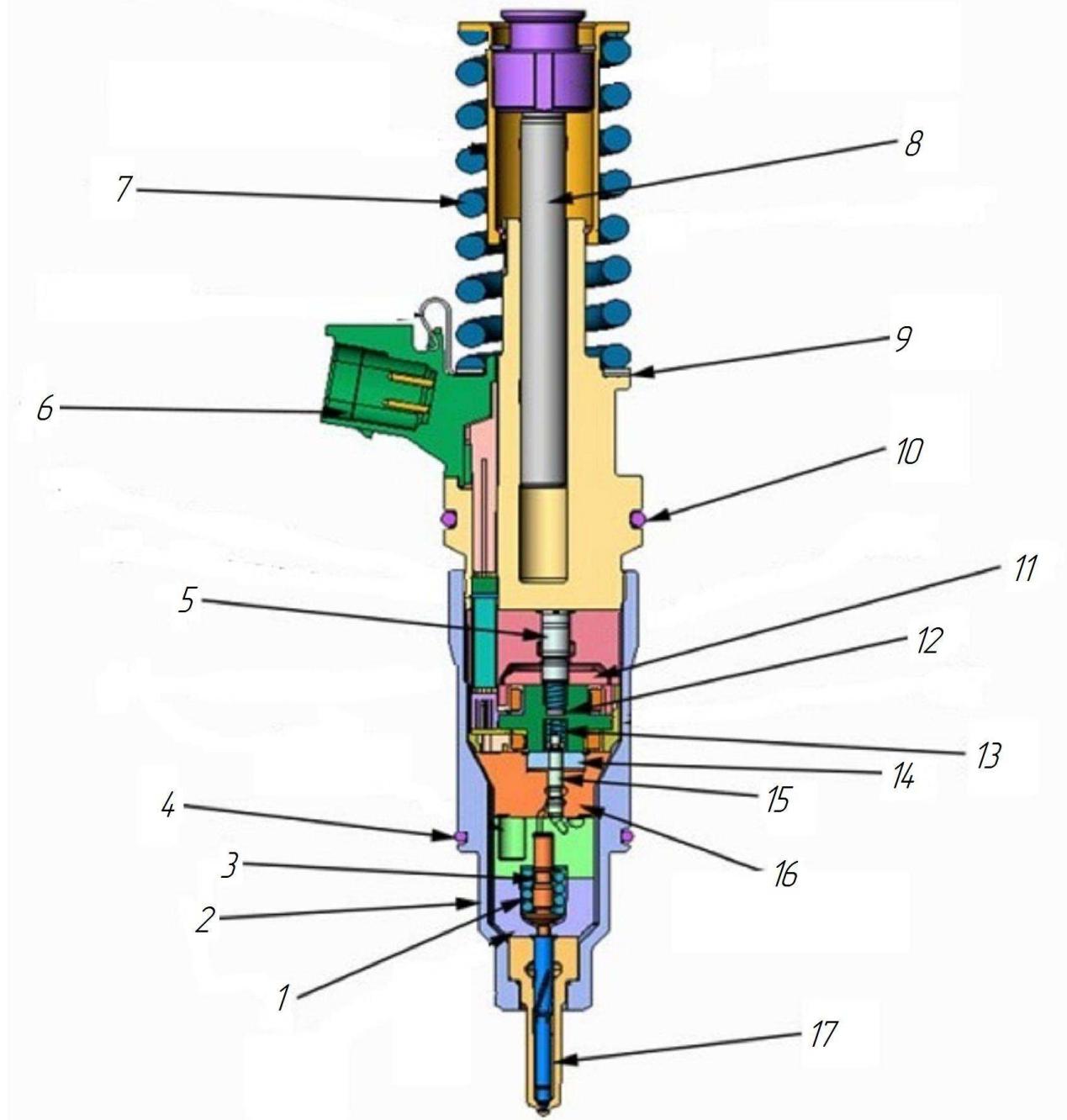


Рис. 2.19 - Насос-форсунка Е3 фирмы Delphi с двумя управляющими клапанами

1 - пружина; 2 - накидная гайка; 3 - шток-; 4,10 - уплотнения; 5 - клапан; 6 - электрический разъем; 7 - пружина; 8 - плунжер; 9 - шайба; 11,14 - якорь; 12 - магнитопровод; 13 - пружина; 15 - клапан; 16 - направляющая клапана; 17 - распылитель в сборе

## 2.2 Обзор опытных ТПС

По способу управления характеристикой спрыска ТПС можно разделить на два типа: управление давлением впрыскивания и управление проходным сечением распылителя при постоянном давлении в камере распылителя.

### 2.2.1 ТПС с управлением проходным сечением распылителя

О форсунках с непосредственным приводом иглы уже было сказано выше, однако они имели ограниченные возможности в связи с установкой дополнительных устройств (гидравлических и механических) между приводом (пьезоэлемент) и иглой.

В Ганноверском университете была разработана форсунка с прямым пьезоэлектрическим приводом иглы без промежуточных звеньев (рис. 2.20) [105, 106, 44, 142]. Для обеспечения необходимых перемещений иглы и достаточных усилий для ее посадки был изготовлен пьезоэлемент больших габаритов: 13x13x150 мм. Но даже при длине в 15 см для достаточного хода иглы потребовалось напряжение в 1000 В. Время полного открытия и закрытия иглы составляет порядка 0,1 мс.

Управление напряжением на пьезоэлементе позволяет достаточно свободно задавать скорость и величины подъема иглы. При частоте вращения двигателя 3500 об/мин возможно до 10 впрыскиваний за цикл, при 5000 об/мин - до 6.

Таким образом форсунка способна гибко формировать характеристику впрыскивания. Вместе с тем ее недостатками являются большие габариты, а следовательно и стоимость, и необходимость высоких напряжений, а следовательно и мощностей.

К ТПС с управлением эффективным проходным сечением распылителя можно отнести также форсунки с двумя рядами распыливающих отверстий. Такие конструкции предлагались разными исследователями в разное время, в том числе отечественными: С.Г. Рогановым и В.И. Ищенко [40], В.М. Сергеевым [38].

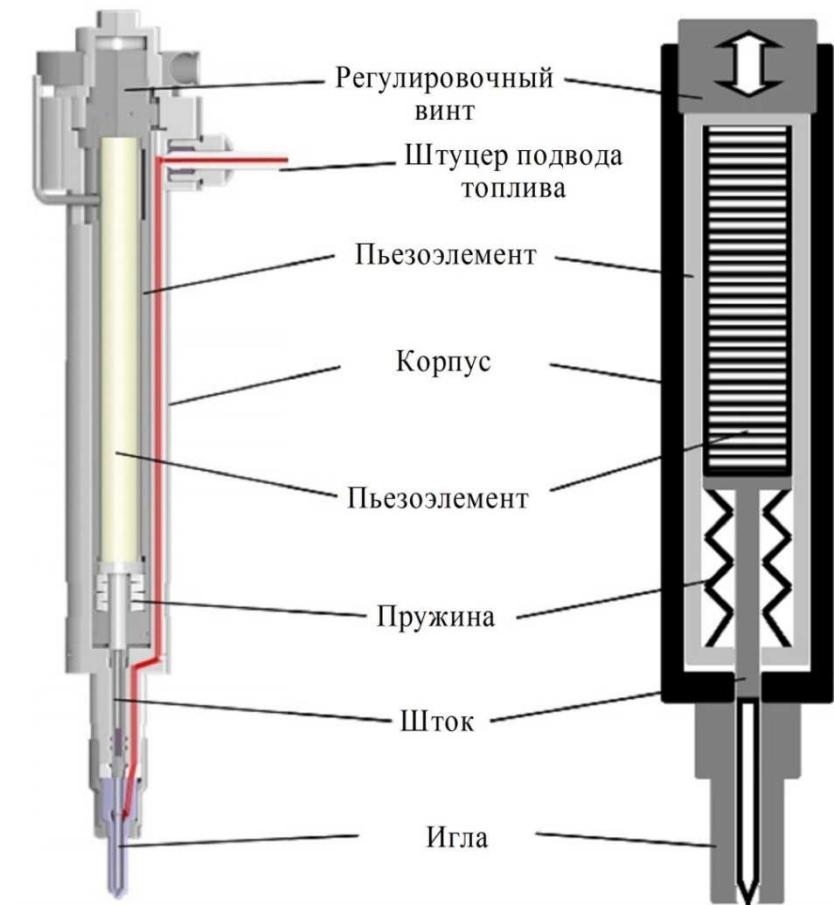


Рис. 2.20 Пьезоэлектрическая форсунка конструкции Ганноверского университета [142]

Форсунка Сергеева В.М. с двумя рядами распыливающих отверстий имеет два запирающих элемента - иглу и концентрическую с ней втулку. Иглу запирает нижний ряд отверстий, втулка верхний. Каждый запирающий элемент имеет собственную пружину, прижимающую его к седлу, причем пружина втулки имеет меньшее усилие затяжки. Диаметр нижнего ряда распыливающих отверстий меньше, чем диаметр верхнего ряда. Таким образом на режиме частичных нагрузок, когда давление впрыскивания ниже, поднимается только игла, и впрыскивание происходит только через нижний ряд. Сечение отверстий ряда небольшие, поэтому качество распыливания улучшается.

При работе на полной нагрузке, когда давления впрыскивания высокие, сначала поднимается а затем втулка. Отсечка происходит в обратном порядке. Таким образом в начале и конце впрыскивания топливо подается через нижний

уровень отверстий, что улучшает качество распыливания в этих критических фазах впрыскивания.

Данная форсунка предлагалась для ТПС непосредственного действия, где давление впрыскивания зависит от режима работы, но она может быть адаптирована и для систем CR. В этом случае управление клапанное, с одним или двумя управляющими клапанами. В случае с двумя клапанами управление каждым рядом отверстий осуществляется независимо, что дает широкие возможности для гибкого управления впрыскиванием. Пример такой форсунки представлен на рис. 2.21 [33, 32, 110].

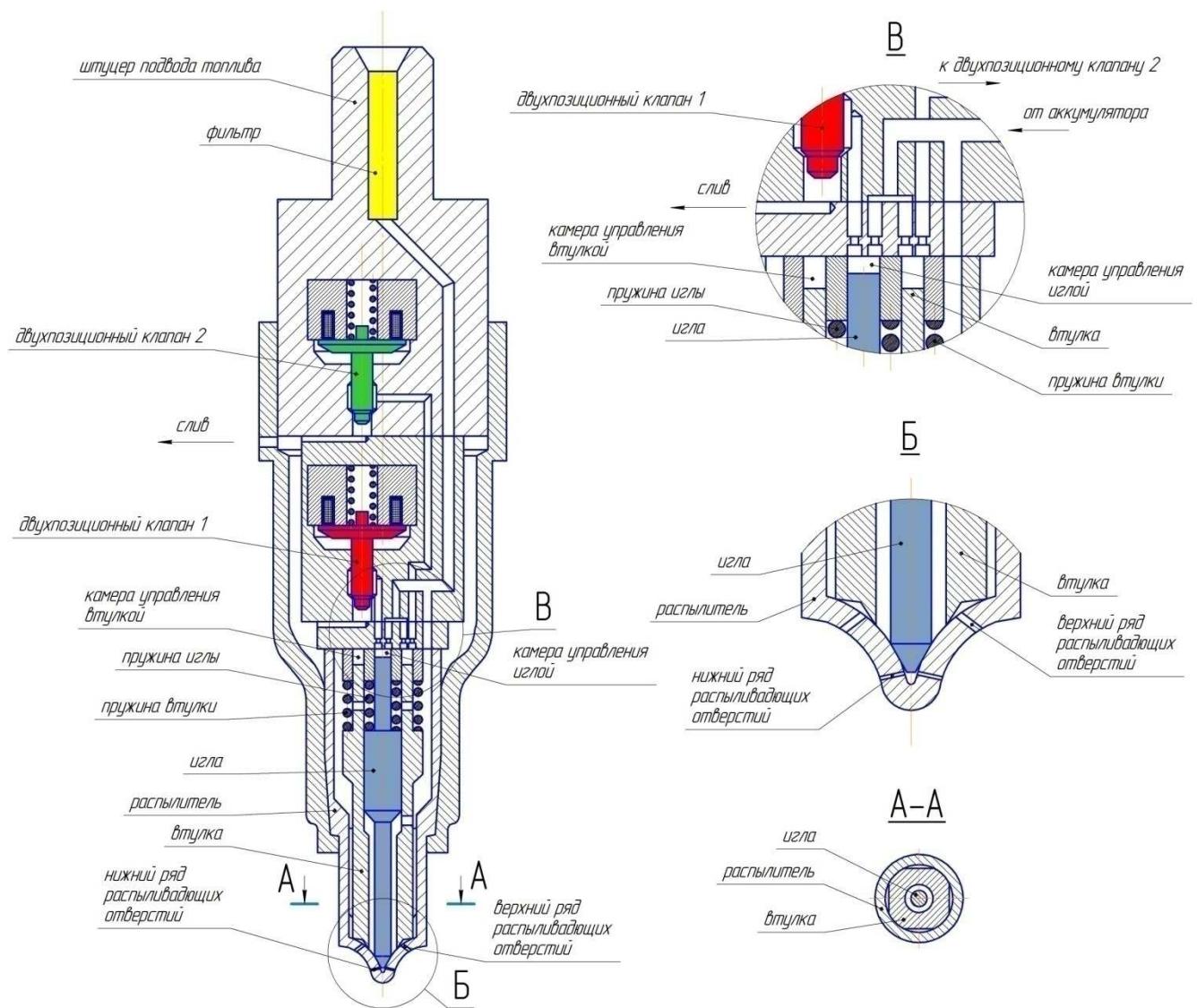


Рис. 2.21 Форсунка для систем CR с двумя рядами распыливающих отверстий

Каждый запирающий орган имеет свой индивидуальный управляющий клапан, в данном случае двухпозиционный, со своим приводом. Привод может быть любым: электромагнитным, пьезоэлектрическим, механическим.

Для лучшего распыливания и дозирования ПВ и "первая ступенка" ступенчатого ОВ могут подаваться через первый ряд распыливающих отверстий. Подача же основной порции топлива может осуществляться через верхний ряд или через оба разом.

Форсунка с двумя рядами распыливающих отверстий разработана также фирмой Bosch и позиционируется как форсунка для систем CR 4-го поколения [50, 43], наряду с системами APCRS. Данная форсунка управляет пьезоэлектрическим клапаном и имеет возможность независимо управлять каждым уровнем отверстий.

Также предлагаются другие конструкции распылителей с двумя рядами отверстий, в которых только один запирающий элемент, например: представленный на рис. 2.22.

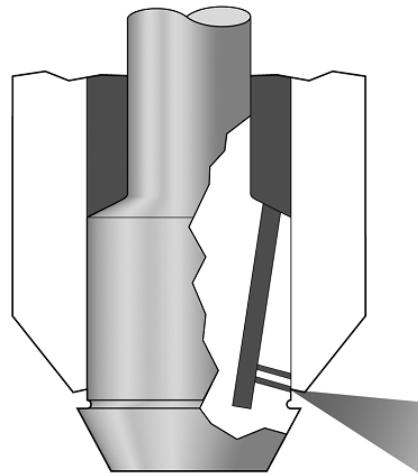


Рис. 2.22 Распылитель с двумя рядами отверстий [102]

На данный момент ТПС двумя и более рядами распыливающих отверстий не выпускаются, что, по видимому, вызвано технологическими сложностями при их изготовлении.

## 2.2.2 Опытные ТПС с управлением давлением впрыскивания

К этому типа ТПС можно отнести систему APCRS, которая была рассмотрена выше. Гибкого управления давлением впрыскивания невозможно добиться без серьезного усложнения конструкции ТПС. В той же самой системе APCRS потребовалось установить дополнительную плунжерную пару и управляющий клапан к ней, и при этом возможности этой системы достаточно ограничены.

На рис. 2.23 представлена гидравлическая схема ТПС, предлагаемая фирмой Mitsubishi [147, 156], название этой системы "Next-generation Common Rail System" (NCRS). От традиционной системы CR данная ТПС отличается наличием дополнительного гидравлического аккумулятора низкого давления (ГАНД), питание которого осуществляется от аккумулятора высокого давления (ГАВД) через дроссель. Величина давления в ГАНД регулируется с помощью КРД.

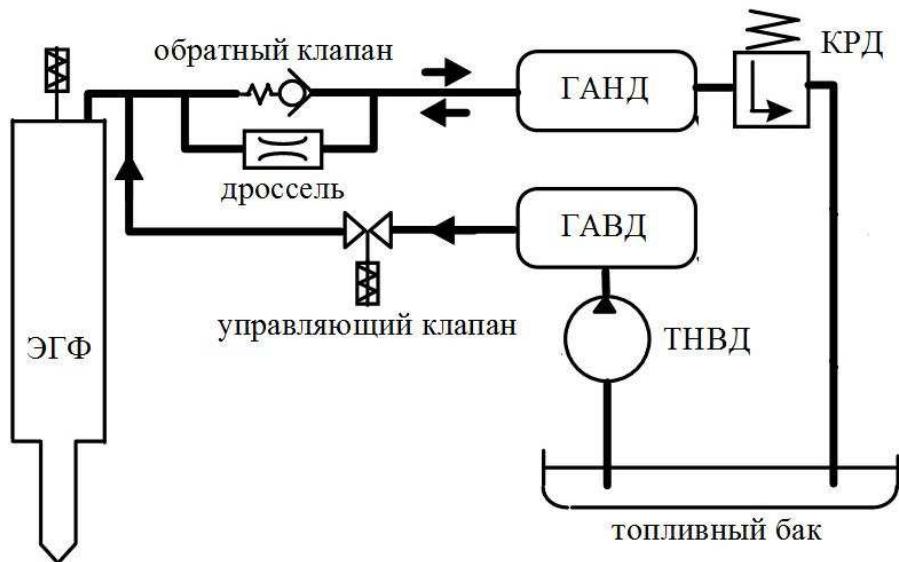


Рис. 2.22 Схема системы NCRS фирмы Mitsubishi [147]

ЭГФ в данном случае не претерпела изменений. На выходе из ГАВД установлен дополнительный управляющий клапан, который может отключить подачу топлива высокого давления.

Принцип работы. Перед впрыскиванием клапан управления (рис. 2.23) отключен. Таким образом ЭГФ связана только с ГАНД через обратный клапан.

ПВ и первая часть ОВ осуществляется при малом давлении от ГАНД. В нужный момент открывается управляющий клапан, и давление впрыскивания начинает расти. Отсечка осуществляется как обычно, закрытием управляющего клапана ЭГФ.

Таким образом управляемыми параметрами являются: давление ГАНД, давление ГАВД и время открытия управляющего клапана (рис. 2.23). Варьирование этими параметрами дает возможность управлять формой характеристики впрыскивания.

Результаты испытаний на одноцилиндровом двигателе показали заметное снижение эмиссии токсичных веществ с ОГ. На режиме работы с высокой нагрузкой и средней скоростью при одинаковом расходе топлива NCRS вырабатывала на 22% меньше оксидов азота, а при одинаковом уровне  $\text{NO}_x$  расход топлива уменьшился на 2,6 %.

Недостатками данной системы является: усложнение ТПС, а следовательно и удорожание; сложностью установки данной системы на многоцилиндровый двигатель (поскольку управление формой характеристики впрыскивания осуществляется с помощью только одного управляющего клапана); повышенным расходом топлива на управление (из-за управления давлением в ГАНД). Для гибкого управления впрыскиванием в каждый цилиндр, по-видимому, необходимо будет устанавливать управляющий клапан к каждой форсунке в отдельности.

Похожая система была предложена фирмой Isuzu (рис. 2.24) [106].

Отличие заключается в том, что ГАНД в данном случае питается от собственного ТНВД, а не от ГАВД. С одной стороны это удорожит систему, а с другой позволит более гибко устанавливать величину давления в ГАНД.

В Ганноверском университете разработана двухаккумуляторная ТПС - Twin-CR, называемая "ТПС, полностью управляющая формой впрыскивания" ("Injection System for Fully Variable Control of the Shape") [142, 143, 90, 137, 55, 44]. Гидравлическая схема данной ТПС представлена на рис. 2.25.

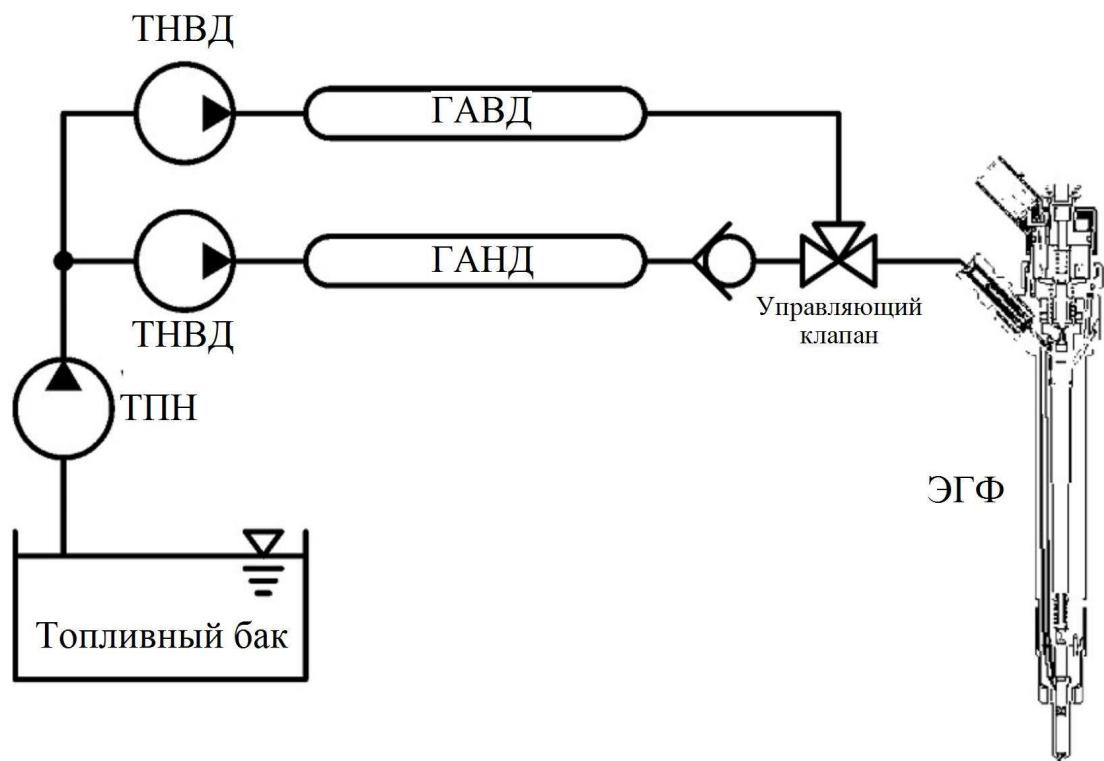


Рис. 2.24 ТПС фирмы Isuzu с двумя аккумуляторами [106]

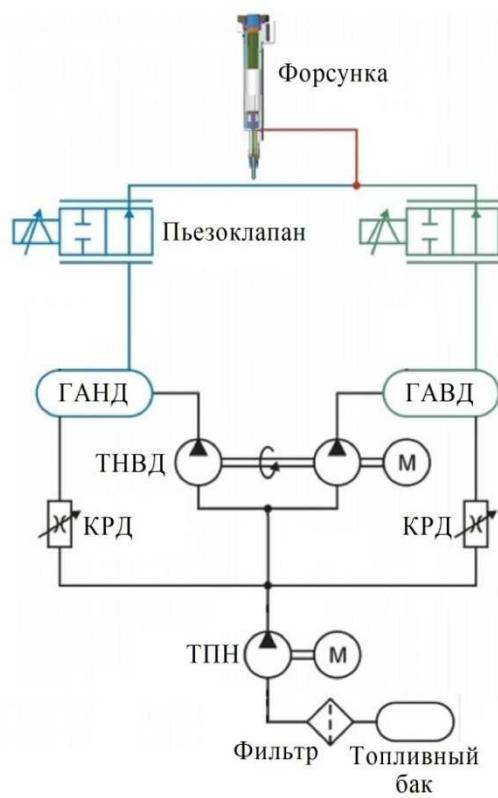


Рис. 2.26 ТПС Twin-CR Ганноверского университета [137]

Отличием данной ТПС от двух предыдущих является наличие пьезоэлектрических клапанов, по два на каждую форсунку, соединяющих форсунку с аккумуляторами. Варьируя давления в обоих аккумуляторах, скорость открытия и закрытия пьезоэлектрических клапанов можно очень гибко управлять формой впрыскивания. Возможности данной ТПС представлены схематически на рис. 2.27.

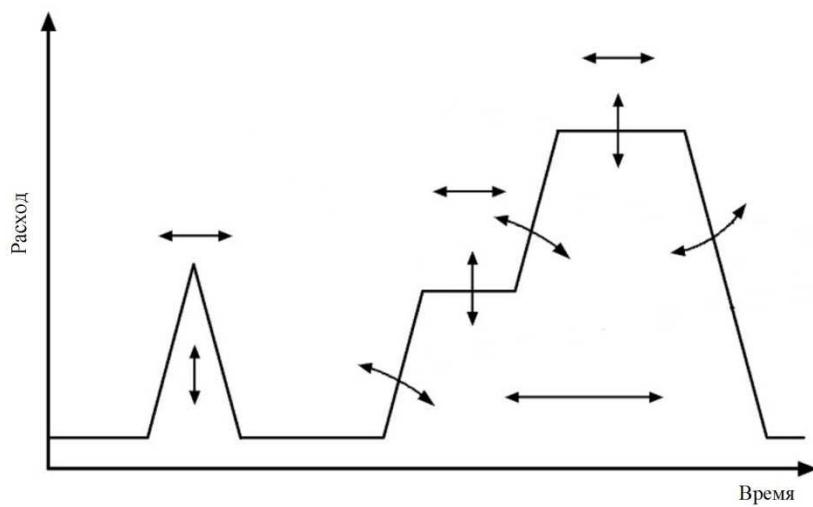


Рис. 2.27 Возможности системы Twin-CR [106]

Данная ТПС является самой сложной и самой дорогой из рассмотренных в данной работе, но вместе с тем, она обладает широчайшими возможностями для управления формой впрыскивания, а следовательно для реализации малотоксичного рабочего цикла дизеля.

Фирмой AVL была предложена другая ТПС (рис. 2.28) [90, 106, 137].

ТПС фирмы AVL, как и традиционная система CR, оснащена одним ТНВД и аккумулятором. Форсунка представляет из себя обычную ЭГФ. Управление давлением впрыскивания осуществляется с помощью двух клапанов, устанавливаемых на каждую форсунку. Управляющий клапан - 2/2-ходовой пьезоэлектрический клапан с возможностью регулировать проходное сечение. Клапан регулирования давления - обратный клапан с дросселем.

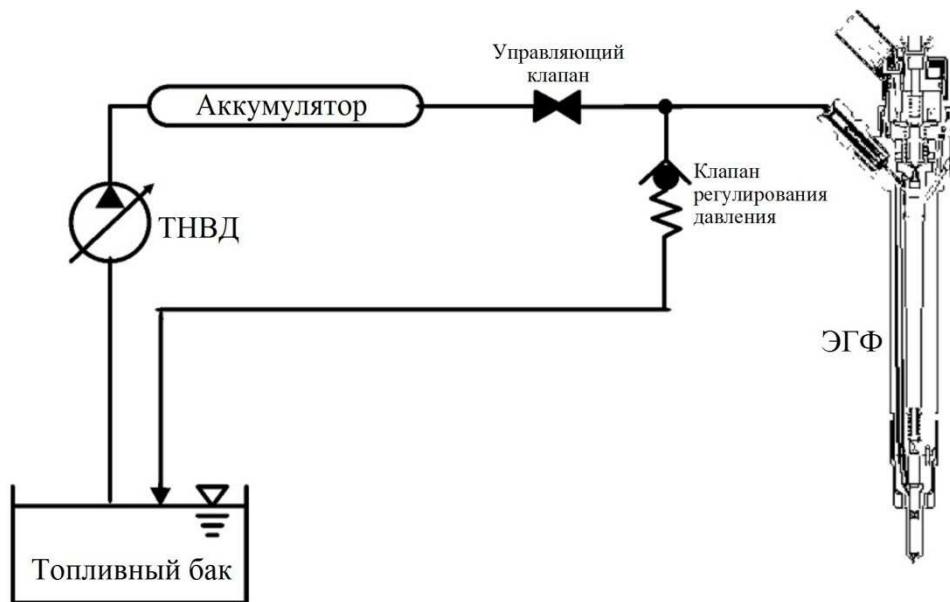


Рис. 2.28 ТПС фирмы AVL с управлением давлением впрыскивания [90]

Перед очередным впрыскиванием управляющий клапан закрыт, давление в форсунке задается КРД. ПВ и начальный этап ОВ производится при пониженном давлении. Затем управляющий клапан открывается, давление в форсунке начинает расти, скорость возрастания давления зависит от того, насколько широко открыт управляющий клапан. После впрыскивания управляющий клапан снова закрывается. Топливо вытекает через КРД до тех пор, пока не установится пониженное давление, определяемое затяжкой пружины КРД.

Варьируя временем открытия и величиной проходного сечения управляющего клапана можно получить прямоугольную, треугольную и ступенчатую характеристику впрыскивания. Также к достоинствам данной ТПС можно отнести необходимость всего в одном аккумуляторе и одном ТНВД. Недостатки: невозможность изменения давления для ПВ и первого этапа ОВ; значительные утечки топлива через КРД.

Рассмотренные в данном разделе перспективные ТПС имеют одну общую черту - значительное усложнение конструкции по сравнению со стандартной системой CR. Это усложнение является основной причиной того, что по техническим и экономическим причинам данные системы не выпускаются

серийно, за исключением системы NCRS фирмы Mitsubishi (в 2005 г. такой ТПС были оснащены среднеоборотные судовые двигатели [137]).

### 2.3 Предлагаемая ТПС

На основе анализа конструкций, схем и принципов работы существующих серийных и опытных ТПС был разработан новый способ управления характеристикой впрыскивания дизельной системы топливоподачи. Управление формой характеристики впрыскивания осуществляется путем управления давлением топлива перед распыливающими отверстиями распылителя. Предлагаемая ТПС является модификацией традиционной аккумуляторной системы типа Common Rail и отличается от нее только форсункой. Схема предлагаемой форсунки представлена на рис. 2.29.

Данная форсунка представляет из себя модификацию традиционной ЭГФ с электромагнитным управляющим клапаном для аккумуляторной системы типа CR, отличающаяся установкой двух дополнительных клапанов регулирования давления 1 и 2 (КРД1 и КРД2, рис. 2.27). КРД1 - пьезоэлектрический, установлен между гидравлическим аккумулятором и форсункой. КРД1 - нормально закрытый клапан, проходное сечение КРД1 может меняться путем изменением напряжения, прикладываемого к пьезоэлементу. Таким образом, с помощью КРД1 мы можем изменять расход топлива, поступающего от аккумулятора к форсунке.

КРД2 - электромагнитный, связывает линию высокого давления форсунки со сливом. С помощью КРД2 мы можем снизить давление в форсунке.

Кроме того в предлагаемой форсунке есть электромагнитный клапан управления иглой, как у традиционной ЭГФ систем CR.

В мировой практике известны форсунки и насос-форсунки, конструкция которых позволяла разместить по два электромагнитных клапана и плунжерную пару в одном компактном корпусе. Это насос-форсунка Е3 фирмы Delphi [73] и форсунка с мультиплликатором давления APCRS-HADIS фирм Bosch и Delphi [47, 102, 97]. Данные форсунки представлены на рис. 2.14 и 2.19.

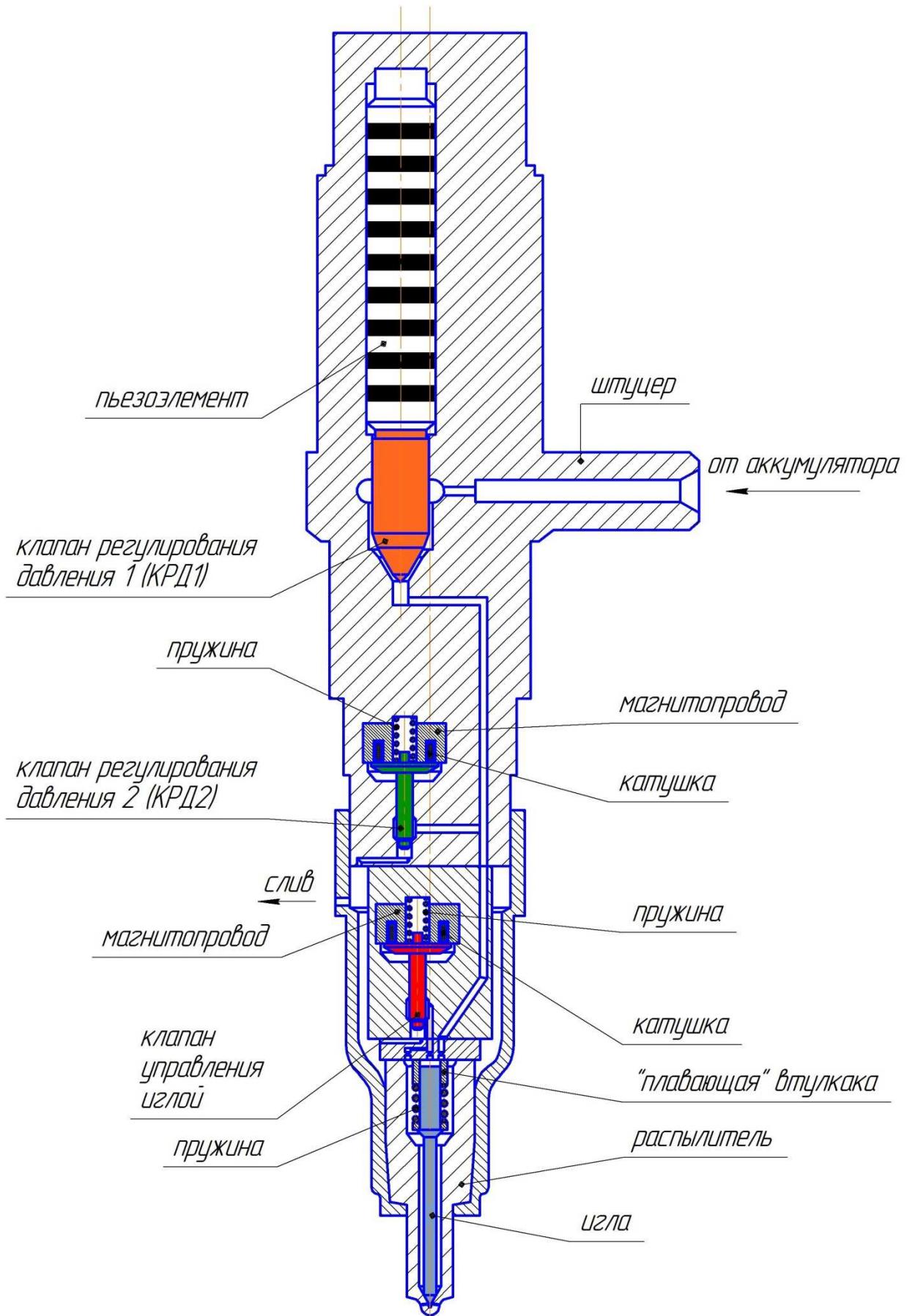


Рис. 2.29 - Схема предлагаемой форсунки

Поскольку в предлагаемой форсунке отсутствует плунжерная пара, которая требует значительного места, решено объединить все три клапана форсунки в одном корпусе.

### 2.3.1 Управление формой характеристики впрыскивания

Предлагаемая форсунка управляет с помощью трех электроуправляемых клапанов, причем два клапана предназначены для управления давлением впрыскивания, а третий для управления иглой. Таким образом давление и игла управляются независимо.

При осуществлении прямоугольной характеристики впрыскивания КРД2 закрыт, КРД1 открыт, проходное сечение КРД1 - максимальное. По сути в таком состоянии форсунка представляет из себя традиционную форсунку систем CR. Впрыскивание осуществляется при постоянном давлении, близком к давлению в аккумуляторе.

Для осуществления ступенчатой характеристики впрыскивания КРД2 перед началом впрыскивания открывается (КРД1 при этом закрыт), давление в форсунке падает до величины, которая зависит от длительности нахождения КРД2 в открытом состоянии. Впрыскивание начинается после подъема иглы (игла управляется независимо), одновременно с открытием иглы приоткрывается клапан КРД1. Давление впрыскивания зависит от соотношения проходных сечений распыливающих отверстий и КРД1. Таким образом осуществляется первая "ступенька" характеристики впрыскивания. Далее, в нужный момент, КРД1 открывается сильнее, давление впрыскивания растет, пока не достигает максимального значения. Окончание впрыскивания осуществляется при максимальном давлении посадкой иглы на седло.

Треугольная характеристика впрыскивания. КРД1 закрыт, с помощью клапана КРД2 давление в форсунке снижается. Игла открывается, одновременно с ней открывается КРД1. Скорость открытия КРД1 может изменяться подачей напряжения с пологим фронтом на пьезоэлемент. Вследствие чего давление

впрыскивания медленно нарастает, пока не достигнет максимального значения. Впрыскивание оканчивается при максимальном давлении посадкой иглы на упор.

## 2.4 Выводы по главе 2

1. Современные серийные ТПС либо не позволяют управлять формой характеристики впрыскивания, либо имеют значительные ограничения по управлению параметрами характеристики впрыскивания.
2. Опытные ТПС с возможностью управления формой характеристики впрыскивания технически сложны и дороги. Возможность гибкого управлением формой впрыскивания дается только за счет значительного усложнения конструкции ТПС и/или ее удорожания. Оптимальное решение, дающее необходимую гибкость ТПС, и при этом технически и экономически реализуемое на данный момент не найдено.
3. Предложен способ управления формой характеристики впрыскивания дизельной ТПС, позволяющий осуществлять прямоугольную, треугольную и ступенчатую характеристики впрыскивания. Способ заключается в установке двух дополнительных электроуправляемых клапанов в корпус традиционной ЭГФ АС типа Common Rail. Первый клапан (пьезоэлектрический) устанавливается между форсункой и топливопроводом, соединяющим аккумулятор с форсункой. Второй соединяет форсунку со сливом. При закрытом первом клапане с помощью второго клапана в камере распылителя устанавливается нужное для начала впрыскивания пониженное давление. Первый клапан открывается позже, когда нужно увеличить давление впрыскивания. Таким образом, варьированием проходным сечением и скоростью открытия первого клапана, моментами открытия и закрытия обоих клапанов осуществляется гибкое управление параметрами впрыскивания. Научная новизна подтверждена патентом РФ на изобретение.
4. Показано, что предлагаемая форсунка позволяет осуществлять прямоугольную, треугольную и ступенчатую характеристики впрыскивания.

## Глава 3 Разработка математических моделей гидродинамических процессов в ТПС дизеля

### 3.1 Методы математического моделирования гидродинамических процессов в ТПС дизелей

ТПС современного дизеля представляет из себя сложнейшую, высокотехнологическую систему, разработка которой немыслима без детального, адекватного математического моделирования ее работы. При этом решается междисциплинарная задача, включающая в себя рассмотрение как минимум гидродинамических, механических и электромагнитных процессов, и может быть дополнена учетом термодинамических явлений, влияния электронных компонентов системы управления и т.д.

Поскольку предлагаемые в данной работе перспективные ТПС не реализованы на данный момент "в железе", инструментом для их исследования является математическое моделирование.

Для расчета гидродинамических процессов был применен метод Астахова-Голубкова [4, 5], как наиболее удобный и достаточно точный.

Метод Астахова-Голубкова в том или ином виде представляет из себя решение уравнений неустановившегося одномерного течения жидкости в топливопроводах с граничными условиями в виде объемных или массовых балансов топлива в конечных объемах ТПС. Также совместно уравнениями гидродинамических процессов решаются уравнения динамического равновесия запирающих элементов (игла, управляющие клапаны) и уравнения электромагнитных процессов исполнительных механизмов.

Впервые метод был предложен Астаховым в 1948 г. [2]. В качестве уравнений нестационарного течения были приняты уравнения гидравлического удара Н.Е. Жуковского:

$$\begin{cases} \frac{\delta u}{\delta t} + \frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta x} = 0, \\ \frac{\delta u}{\delta x} + \frac{1}{a^2 \rho} \frac{\delta p}{\delta t} = 0, \end{cases} \quad (3.1.1)$$

с граничными условиями в виде уравнений объемного баланса:

$$\frac{dp_i(t)}{dt} = \frac{\sum_{k=1}^K Q_{i-k} + \sum_{n=1}^N U_{i-n} f_n + \sum_{j=1}^J \frac{dV_{i-j}}{dt}}{\beta V_i}; \quad (3.1.2)$$

здесь  $t$  - время;  $\rho$  - плотность топлива;  $u$  - скорость течения топлива в топливопроводе;  $p$  - давление топлива;  $a$  - скорость звука в топливе;  $\beta$  - коэффициент сжимаемости топлива;  $p_i, V_i$  - соответственно текущее давление и объем  $i$ -й полости;  $Q_{i-k}$  - объемная скорость перетечек топлива между  $i$ -й и  $k$ -й полостями;  $U_{i-n}$  - скорость втекания из (в)  $n$ -го топливопровода;  $f_n$  - площадь поперечного сечения  $n$ -го топливопровода.

Третий член числителя правой части выражения (3.2) характеризует объемную скорость вытеснения топлива под действием движущихся элементов ТПС.

Объемная скорость истечения топлива из одной полости в другую вычисляется согласно уравнению Бернулли:

$$Q_{i-k} = \text{sign}(p_k - p_i) (\mu f)_{i-k} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_k - p_i|}; \quad (3.1.3)$$

здесь  $\text{sign}$  - знаковая функция;  $(\mu f)_{i-k}$  - эффективное проходное сечение отверстия между полостями.

Выражение (3.1) решается аналитически - методом Даламбера:

$$\begin{cases} p(x, t) - p_0 = F\left(t - \frac{x}{a}\right) - W\left(t + \frac{x}{a}\right), \\ u(x, t) - u_0 = \frac{1}{a\rho} \left[ F\left(t - \frac{x}{a}\right) + W\left(t + \frac{x}{a}\right) \right], \end{cases} \quad (3.1.4)$$

здесь  $x$  - координата рассматриваемого сечения трубопровода от его начала;  $F\left(t - \frac{x}{a}\right), W\left(t + \frac{x}{a}\right)$  - соответственно прямая и обратная волны давления в

трубопроводе;  $p_0, u_0$  - соответственно остаточные от предыдущего впрыскивания давление и скорость топлива в трубопроводе.

Несмотря на то, что в системе уравнений (3.1.1)-(3.1.2) не учитываются множество факторов: зависимости плотности, скорости звука, коэффициента сжимаемости топлива от давления, изменение температуры топлива, вязкость топлива и др. - результаты расчетов достаточно точно сходились с экспериментальными [4]. Однако с развитием ТПС дизелей необходимо было развивать и уточнять методы расчета, чему были посвящены работы И.В. Астахова, Л.Н. Голубкова, Ю.Я. Фомина, Т.Ф. Кузнецова, Грехова Л.В. и др.

Самые современные математические модели ТПС основаны на численном решении неустановившегося течения вязкой сжимаемой двухфазной жидкости в трубопроводах совместно с уравнениями массового баланса [11].

Поскольку в данной работе рассматриваются современные ТПС с высокими давлениями впрыскивания, то для получения адекватных результатов целесообразно использовать математические модели учитывающие изменение физических свойств топлива (плотность, скорость звука, коэффициент сжимаемости) при сжатии. Для этого был выбран метод, основанный на решении уравнений изотермического одномерного нестационарного течения вязкой сжимаемой жидкости:

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} = -\frac{\lambda \rho |u| u}{2d_{TP}}, \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0, \end{cases} \quad (3.1.5)$$

здесь  $\lambda$  - коэффициент гидравлического трения;  $d_{TP}$  - диаметр трубопровода.

Уравнения (3.1.5) решались численно методом линеаризованного распада-разрыва, предложенного профессором Л.В. Греховым [10].

В качестве граничных условий выступают уравнения массового баланса [10]:

$$\frac{dp_i(t)}{dt} = \frac{\frac{1}{\rho_i} \sum_{k=1}^K G_{i-k} + \sum_{n=1}^N U_{i-n} f_n + \sum_{j=1}^J \frac{dV_{i-j}}{dt}}{\beta V_i}; \quad (3.1.6)$$

здесь  $G_{i-k}$  - массовый расход топлива между  $i$ -й и  $k$ -й полостями:

$$G_{i-k} = \text{sign}(p_k - p_i) (\mu f)_{i-k} \sqrt{2\rho_k |p_k - p_i|}. \quad (3.1.7)$$

здесь  $(\mu f)_{i-k}$  - эффективное проходное сечение отверстия между  $i$ -й и  $k$ -й полостями.

При моделировании принимаются следующие допущения:

- рассматриваемые гидродинамические процессы - изотермические;
- рассматривается только ЛВД, давления в аккумуляторе, ЛНД и цилиндре двигателя считаются постоянными;
- гидродинамические процессы в трубопроводах одномерны;
- топливо однофазно.

Справедливость принимаемых допущений оправдывается удовлетворительными результатами сходимости результатов математического моделирования современных ТПС (как аккумуляторных, так и насос-форсунок) с экспериментами в большом количестве работ [7, 28, 31, 18].

Чтобы проверить адекватность применяемой математической модели были проведен расчеты впрыскивания топлива современными ТПС типа CR фирмы Bosch 2-го и 3-го поколения с электромагнитной и пьезоэлектрической ЭГФ соответственно [123, 122, 108, 11, 25], с целью сравнения полученных результатов с экспериментом. Параметры форсунок, свойства топлива, условия проведения и результаты экспериментов были взяты из литературы [119, 130, 131].

При моделировании ТПС одним из определяющих является выбор уравнений для описания изменения физических параметров (плотность, коэффициент сжимаемости, скорость звука) дизельных топлив с изменением давления и температуры. Поскольку для жидкостей универсальных уравнений состояния, как, например, для газов, исследователями предлагаются эмпирические выражения.

По данным фирмы Siemens для летнего дизельного топлива уравнение состояния записывается как [93]:

$$\rho(P, T) = \sum_{i=1}^3 \left( \sum_{j=1}^3 A_{ij} T^{j-1} \right) P^{j-1}; \quad (3.1.8)$$

здесь  $A_{ij}$  - матрица 3x3 эмпирических коэффициентов;  $p$  - давление топлива в Па;  $T$  - температура топлива в К.

Фирмой Bosch получено следующее выражение [99]:

$$\rho(P, T) = \frac{\rho_0 (1 - \alpha T)}{1 - A \cdot \ln \left( \frac{B_1 + B_2 T + B_3 T^2 + B_4 T^3 + P}{B_1 + B_2 T + B_3 T^2 + B_4 T^3} \right)}; \quad (3.1.9)$$

здесь  $A_{ij}$  - матрица 3x3 эмпирических коэффициентов;  $p$  - давление топлива в Па;  $T$  - температура топлива.

В работе [110] получено выражение:

$$\rho(P, t) = \frac{C_1 + C_2(t-15) + C_3(t-15)^2}{1 - C_4 \cdot \ln \left| \frac{C_5 e^{-C_6(t-15)} + P}{C_5 e^{-C_6(t-15)} + 0,1} \right|}; \quad (3.1.10)$$

где  $C_1$  - плотность топлива при атмосферном давлении и температуре 15 °C;  $C_2 - C_6$  - эмпирические коэффициенты;  $p$  - давление топлива в МПа;  $t$  - температура топлива в °C.

Греховым Л.В. на основе обработки большого количества опытных данных получено выражение для описания состояния топлива [12]:

$$\rho(P, t) = \rho_{0t} \left( \frac{B + P}{B} \right)^{1/n}; \quad (3.1.11)$$

здесь  $B = [222,3 - 1,2575(t-20) + 0,615(\rho_{20} - 825)] \cdot 10^6$ ;  $n = 7,49 + 0,0086(t-20)$ ;  $P$  - давление топлива в Па,  $t$  - температура топлива в °C;  $\rho_{20}$  - плотность топлива при атмосферном давлении и температуре 20 °C;  $\rho_{0t}$  - плотность топлива при атмосферном давлении и температуре  $t$ .

Для определения  $\rho_{0t}$  можно воспользоваться эмпирическим выражением [11], при этом необходимо знать лишь плотность топлива при какой-либо температуре и атмосферном давлении:

$$\rho_{0t} = \rho_0 - (1,8 - 0,0013\rho_0)(t - t_0); \quad (3.1.12)$$

где  $\rho_0$  - известная величина плотности топлива при атмосферном давлении и температуре  $t_0$ .

Используя уравнение (3.1.11) необходимые для расчета гидродинамических процессов в ТПС уравнения для коэффициента сжимаемости и скорости звука как функций от давления и температуры находятся как [11]:

$$\beta(p, t) = \frac{1}{n(B + p)}; \quad (3.1.13)$$

$$\alpha(P, t) = \sqrt{\frac{nB^{\frac{1}{n}}(B + P)^{\frac{n-1}{n}}}{\rho_{0t}}}. \quad (3.1.14)$$

### 3.1.1 Определение расходных параметров распылителей дизельных ТПС с использованием пакета вычислительной гидродинамики ANSYS CFX

Для создания адекватных математических моделей современных дизельных систем топливоподачи, характеризующихся высокой динамикой процессов, а также высокими и даже сверхвысокими давлениями впрыскивания [139, 153, 27], необходимо учитывать большое количество факторов. Одним из важнейших узлов ТПС с этой точки зрения является собственно распылитель форсунки.

Современные ТПС в основном комплектуются сопловыми распылителями двух типов - со сверлением отверстий в колодец и под конус запирающей иглы [122, 22, 15].

Основным достоинством распылителей со сверлением отверстий в колодец является высокая степень равномерности подачи топлива по всем отверстиям, основным недостатком же является повышенные выбросы углеводородов с отработавшими газами за счет испарения топлива из мертвого объема колодца при закрытой игле. Применение распылителей со сверлением сопловых отверстий под конус снижает уровень выбросов углеводородов, за счет уменьшения мертвого объема под запертой иглой, но в то же время это ухудшает равномерность подачи топлива по сопловым отверстиям.

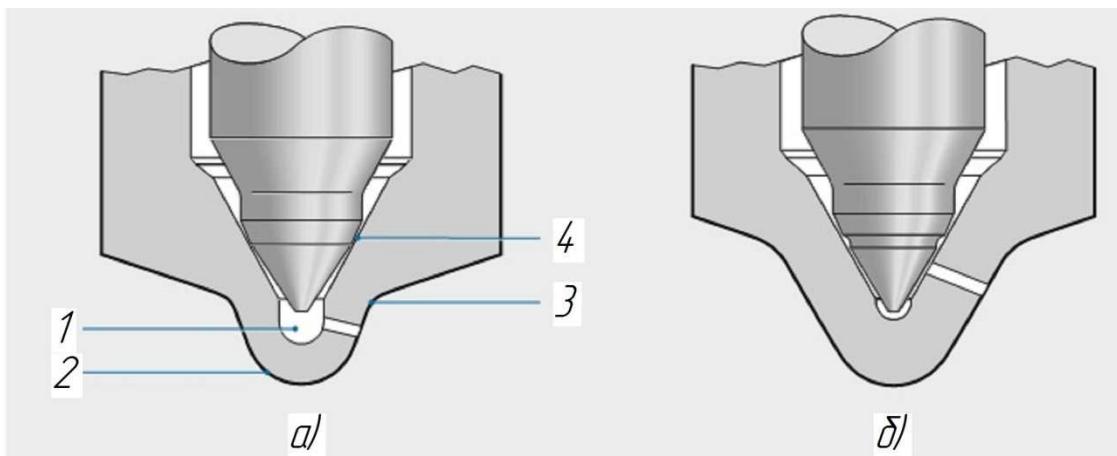


Рис. 3.1.1 Сопловые распылители [122]:

а) со сверлением отверстий в колодец; б) со сверлением под конус иглы

1 - колодец; 2 - носок распылителя; 3 - галтель по радиусу; 4 - седло

Таким образом, на сегодняшний день лучшими считаются так называемые распылители с микроколодцем [122, 112] (рис. 3.1.2), у которых объем колодца значительно снижен, за счет чего уменьшаются выбросы углеводородов по сравнению с традиционными распылителями со сверлением отверстий в колодец, но в то же время равномерность подачи топлива по отверстиям выше чем у распылителей со сверлением отверстий под конус иглы.

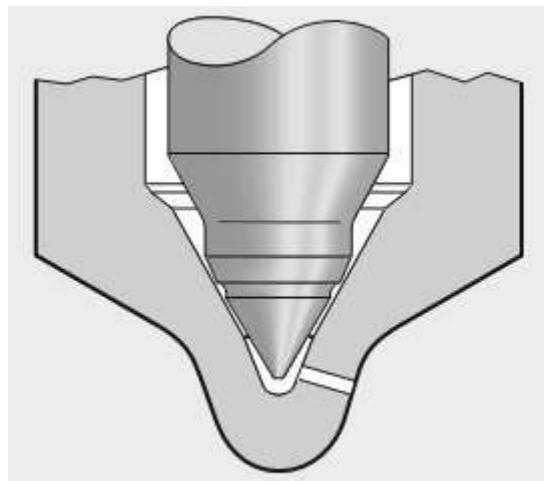


Рис. 3.1.2 Сопловой распылитель с микроколодцем [122]

Также распылители могут различаться количеством и длиной сопловых отверстий. Обычно число сопловых отверстий составляет от 2 до 8, а длина около 1 мм. Эти параметры зависят от многих факторов, поскольку влияют на

проходное сечение отверстий, а следовательно мелкость распыливания и другие параметры топливной струи.

Форма сопловых отверстий также может быть различной. Серийно выпускаются распылители с цилиндрическими и коническими отверстиями, сужающимися к выходу. Однако исследователями предлагаются и другие формы отверстий [23].

Кроме того, отверстия распылителей могут выполняться с острыми и скругленными кромками, что довольно сильно влияет на расходные характеристики распылителя.

Таким образом, поскольку распылители современных дизельных форсунок довольно разнообразны, при моделировании процессов впрыскивания важно иметь адекватные данные о коэффициентах расхода сопловых отверстий. Традиционно для определения коэффициентов расхода используется проливка, что весьма трудоемко, требует материальных затрат и м наличие распылителя в "железе". Если ТПС только проектируется, то используются известные эмпирические зависимости, которые, однако, рассчитывались для определенного типа распылителей и не всегда могут подходить.

В этом случае удобным оказывается применение методов вычислительной гидродинамики, которые сейчас довольно широко применяются [36, 13, 83, 42, 92, 118, 416\*].

Для определения расходных характеристик распылителей с данной работе использовался пакет вычислительной гидродинамики ANSYS CFX, обладающий широкими возможностями для моделирования различных газогидродинамических процессов [41].

Моделирование течения топлива в распылителях осуществлялось на основе уравнений Навье-Стокса. Чтобы получить адекватные результаты, в работе учитывались турбулентность потока, сжимаемость дизельного топлива и явление кавитации.

Для учета турбулентности использовалась  $k$ - $\epsilon$  модель, которая представляет из себя совместное решение уравнений Навье-Стокса для осредненных по

времени составляющих переменных и двух дополнительных уравнений для определения пульсационных составляющих [41, 129]:

- уравнение неразрывности (сохранения массы):

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \frac{\delta}{\delta x_i} (\rho u_i) = 0; \quad (3.1.15)$$

- уравнение движения (сохранения импульса):

$$\frac{\delta \rho u_i}{\delta t} + \frac{\delta}{\delta x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\delta p}{\delta x_i} + \frac{\delta}{\delta x_j} \left[ \mu \left( \frac{\delta u_i}{\delta x_j} + \frac{\delta u_j}{\delta x_i} - \frac{2}{3} \delta_{i,j} \frac{\delta u_l}{\delta x_l} \right) \right] + \frac{\delta}{\delta x_j} \left[ -\rho \overline{u'_i u'_j} \right]; \quad (3.2.16)$$

- уравнение переноса кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\delta(\rho k)}{\delta t} + \frac{\delta}{\delta x_i} (\rho u_i k) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\delta k}{\delta x_j} \right] - \rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\delta u_j}{\delta x_i} - \rho \varepsilon; \quad (3.2.17)$$

- уравнение диссипации кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\delta(\rho \varepsilon)}{\delta t} + \frac{\delta}{\delta x_i} (\rho u_i \varepsilon) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\delta \varepsilon}{\delta x_j} \right] - C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\delta u_j}{\delta x_i} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}; \quad (3.2.18)$$

здесь  $t$  - время;  $\rho$  - плотность;  $x$  - координата;  $i, j, l$  - индексы, принимающие значения 1, 2, 3;  $u$  - осредненная по времени скорость;  $u'$  - пульсационная составляющая скорости;  $\delta_{i,j}$  - оператор Кронекера;  $p$  - осредненное по времени давление;  $\mu$  - динамическая вязкость жидкости;  $\overline{u'_i u'_j}$  - осредненное по времени произведение пульсационных составляющих проекций скоростей на оси координат;  $k$  - кинетическая энергия турбулентности;  $\varepsilon$  - скорость диссипации кинетической энергии турбулентности;  $C_\mu, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$  - константы;  $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$

- турбулентная вязкость.

Сжимаемость дизельного топлива учитывалось применением выражения (3.1.11) в качестве уравнения состояния.

Для учета явления кавитации использовалась доступная в ANSYS CFX модель на базе уравнения Релея-Плессета [41], по которому рассчитывается динамика роста пузырька пара:

$$R_\pi \frac{d^2 R_\pi}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_\pi}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_\infty R_\pi} = \frac{p_{\text{пар}} - p}{\rho_\infty}; \quad (3.1.19)$$

здесь  $R_{\pi}$  - радиус пузырька пара;  $\sigma$  - коэффициент поверхностного натяжения между жидкостью и ее паром;  $p_{\text{нп}}$  - давление насыщенных паров;  $p$  - давление жидкости вокруг пузырька.

При этом массоперенос между жидкостью и паром рассчитывается согласно уравнениям парообразования [41]:

$$\dot{m}_{\text{исп}} = F_{\text{исп}} \frac{3a_{\text{опо}} (1 - a_{\pi}) \rho_{\pi}}{R_{\pi}} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{(p_{\text{нп}} - p)}{\rho_{\text{ж}}}}, \quad (3.1.20)$$

и конденсации [41]:

$$\dot{m}_{\text{конд}} = F_{\text{конд}} \frac{3a_{\pi} \rho_{\pi}}{R_{\pi}} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{(p_{\text{нп}} - p)}{\rho_{\text{ж}}}}, \quad (3.1.21)$$

здесь  $\dot{m}_{\text{исп}}, \dot{m}_{\text{конд}}$  - перенос массы в единице объема вследствие парообразования и конденсации соответственно;  $a_{\text{опо}}$  - объемная доля очага парообразования;  $a_{\pi}$  - объемная доля пара;  $\rho_{\pi}$  - плотность пара;  $F_{\text{исп}}, F_{\text{конд}}$  - безразмерные коэффициенты.

В уравнениях (5.1)-(5.4) топливо рассматривается как гомогенная смесь жидкой и газовой фазы, при этом плотность и вязкость рассчитываются как:

$$\rho = a_{\pi} \rho_{\pi} + (1 - a_{\pi}) \rho_{\text{ж}}; \quad (3.1.21)$$

$$\mu = a_{\pi} \mu_{\pi} + (1 - a_{\pi}) \mu_{\text{ж}}; \quad (3.1.22)$$

здесь  $\mu_{\pi}, \mu_{\text{ж}}$  - динамическая вязкость пара и жидкости соответственно.

Для проверки возможности применения приведенной выше модели при расчете расходных характеристик распылителей дизельных ТПС был проведен расчет распылителя с известными параметрами с целью дальнейшего сравнения результатов расчета с экспериментом.

Параметры распылителя, также как и результаты экспериментов и условия экспериментов были взяты из опубликованных источников [129, 117].

Данный распылитель представляет из себя сопловой распылитель с микроколодцем с шестью сопловыми отверстиями, выполненными с закругленными кромками. Эскиз разреза по одному из сопловых отверстий проточной части распылителя в сборе с иглой представлен на рис. 3.1.3.

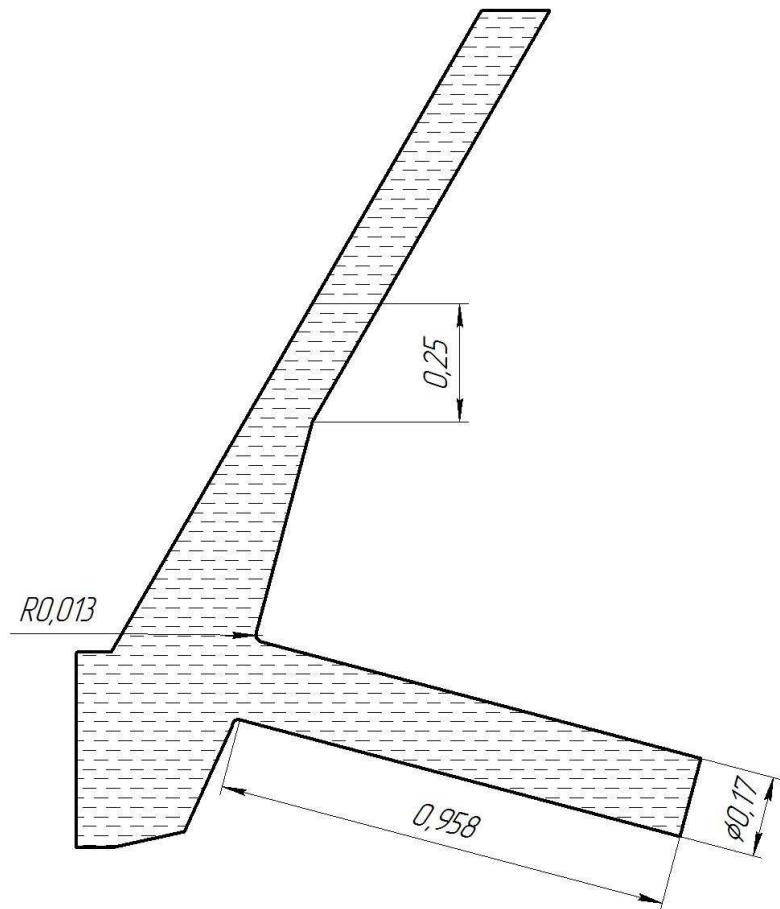


Рис. 3.1.3 Разрез проточной части распылителя

Поскольку распылитель симметричен, для уменьшения времени расчета рассматривалась 1/6 его часть, при этом на места сечения накладывались периодические граничные условия. Для полученного сектора была сгенерирована качественная гексаэдрическая сетка (рис. 3.1.4).

Расчеты проводились для различных давлений на входе и выходе распылителя по схеме экспериментов, проведенных в [129, 117] (таблица 3.1).

Таблица 3.1 Схема экспериментов [129, 117]

Давление на входе, МПа	Давления на выходе
30	3; 5; 7; 9
80	3; 5; 7; 9
160	3; 5; 7; 9

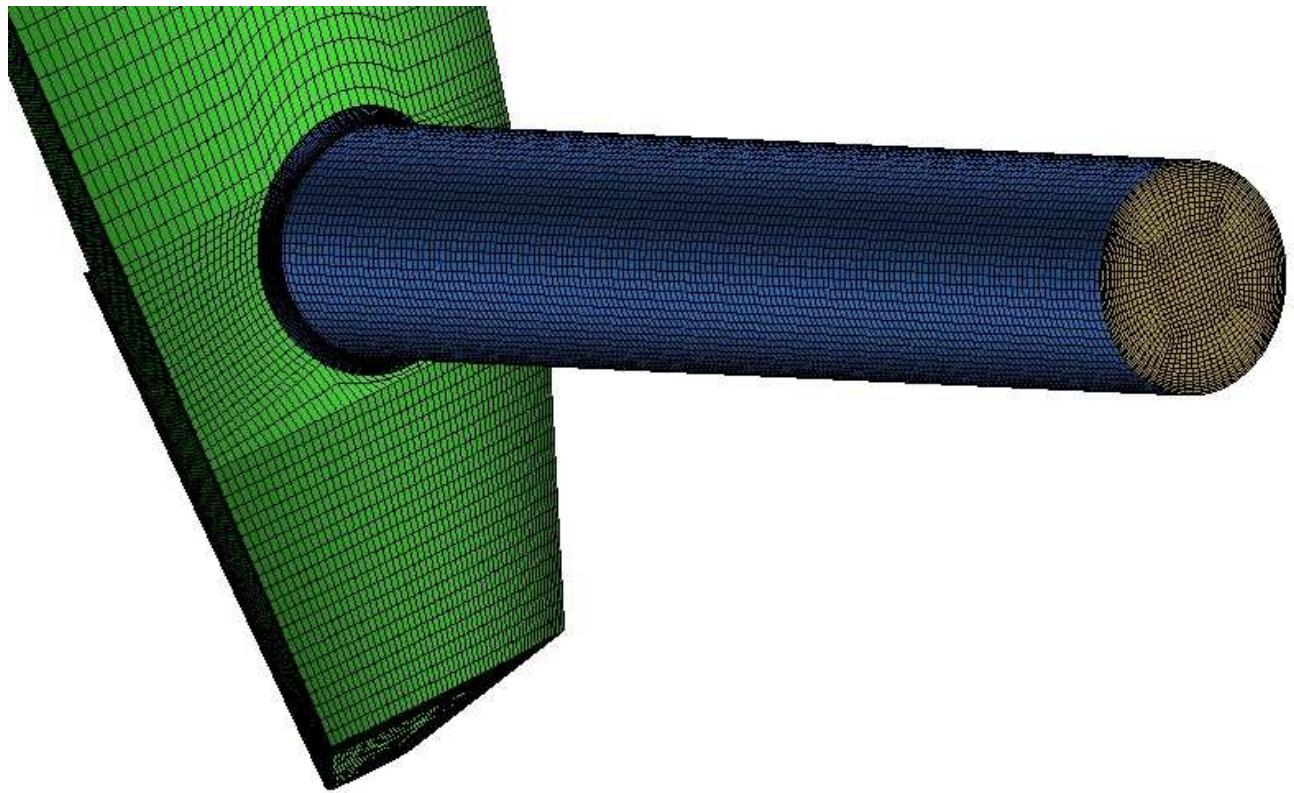


Рис. 3.1.4 Расчетная сетка 1/6 части распылителя

Расчет проводился в статической постановке для случая полностью поднятой иглы. Результаты сравнения расчета и эксперимента по массовому расходу представлены на рис. 3.1.5.

Из рис. 3.1.5 видно, что используемая математическая модель вполне удовлетворительные результаты в широких пределах изменения давлений на входе и выходе распылителя, максимальная ошибка составляет порядка 6,7%, а средняя по всем 12 точкам - 4%.

На рис. 3.1.6-3.1.9 представлены распределения давления, скорости, плотности топлива и объемной доли пара по среднему сечению соплового отверстия для случая  $P_{вх}=160$  МПа,  $P_{вых}=3$  МПа.

На рис. 3.1.6 видна область пониженного давления в месте перехода стенки колодца распылителя в сопловое отверстие, вызванного резким увеличением скорости движения жидкости (рис. 3.1.7). В этой области происходит процесс кавитационного массопереноса топлива из жидкой фазы в пар, что хорошо видно по распределению плотности топлива и объемной доли пара (рис. 3.1.8, 3.1.9).

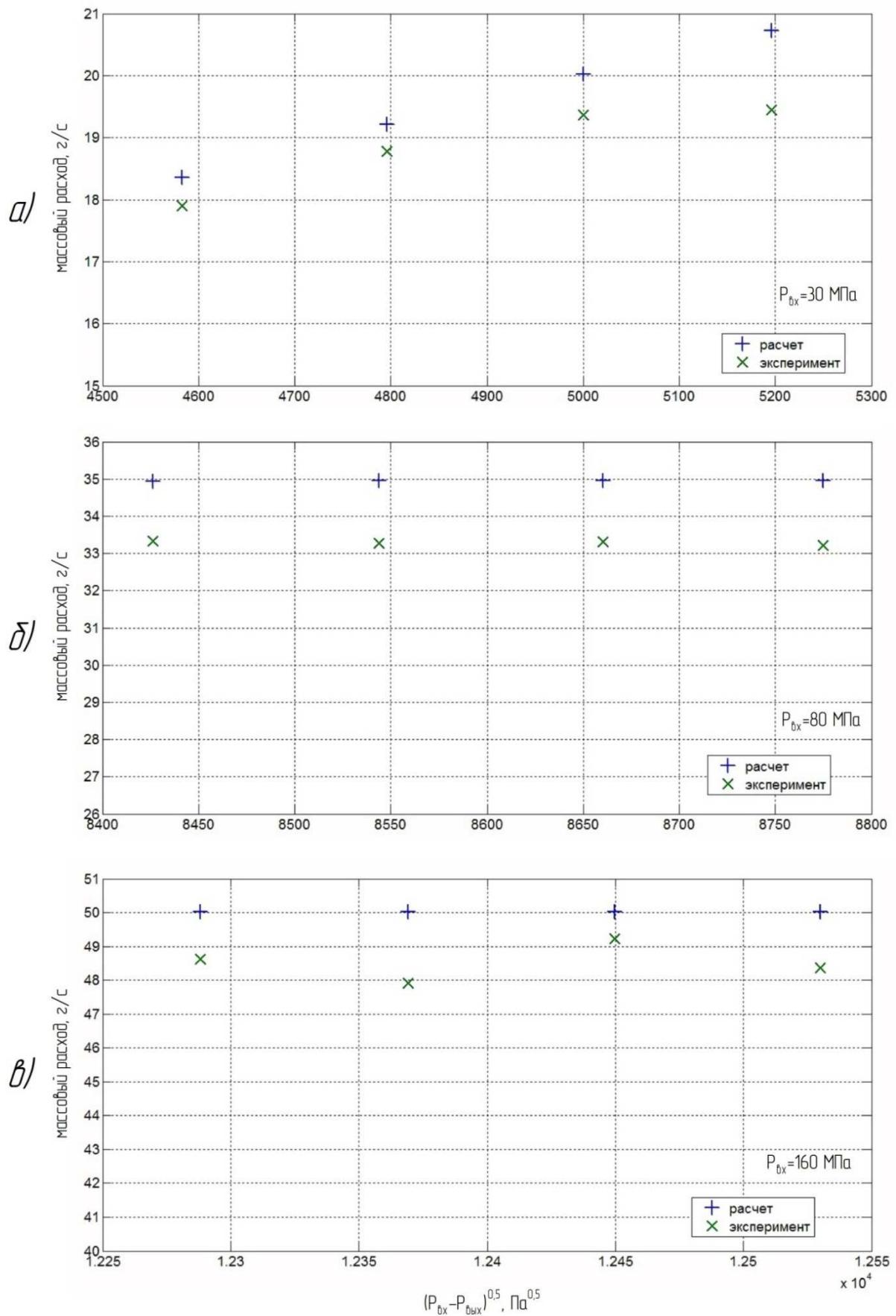


Рис. 3.1.5 Сравнение расчетных и экспериментальных массовых расходов распылителя

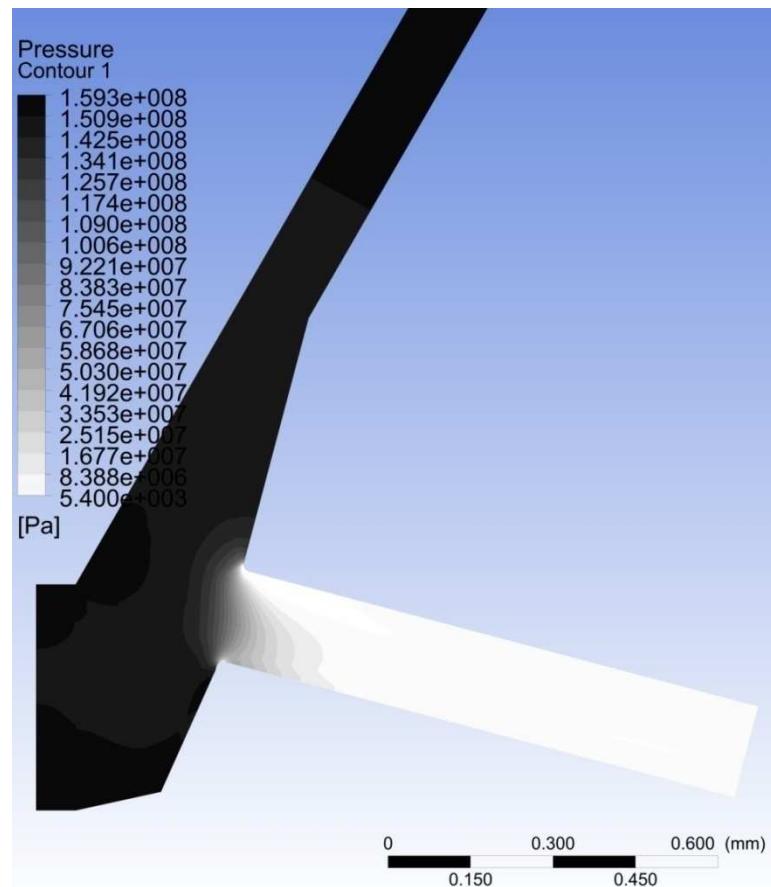


Рис. 3.1.6 Распределение давления топлива по среднему сечению соплового отверстия ( $P_{вх.}=160$  МПа,  $P_{вых}=3$  МПа)

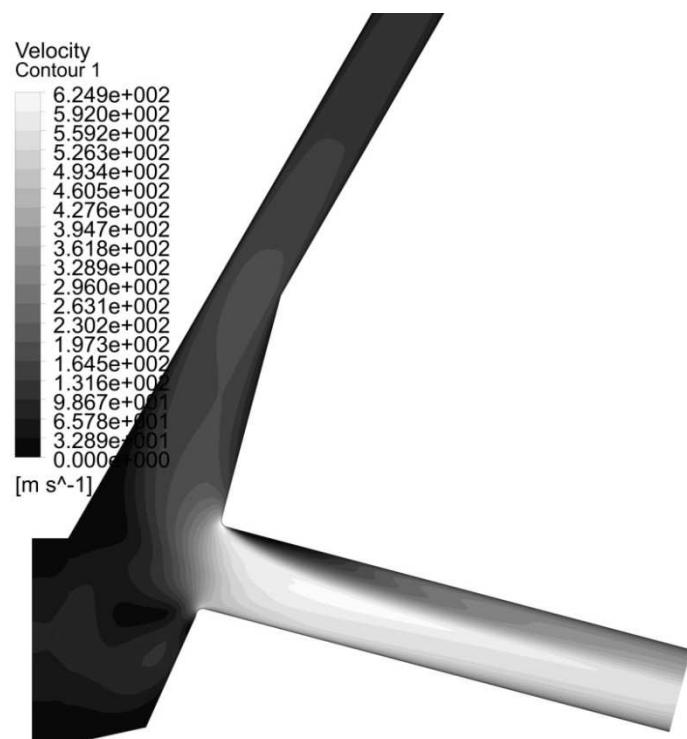


Рис. 3.1.7 Распределение скорости топлива по среднему сечению соплового отверстия ( $P_{вх.}=160$  МПа,  $P_{вых}=3$  МПа)

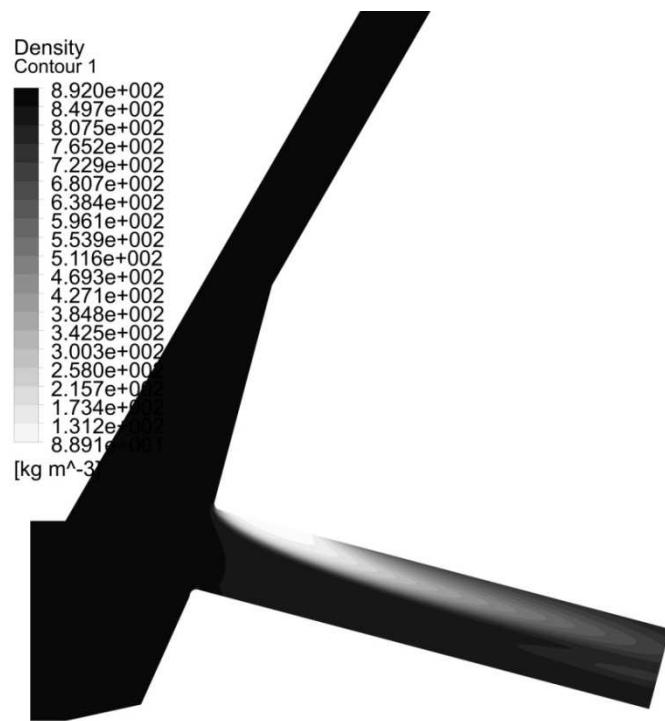


Рис. 3.1.8 Распределение плотности топлива по среднему сечению соплового отверстия ( $P_{вх.}=160$  МПа,  $P_{вых}=3$  МПа)

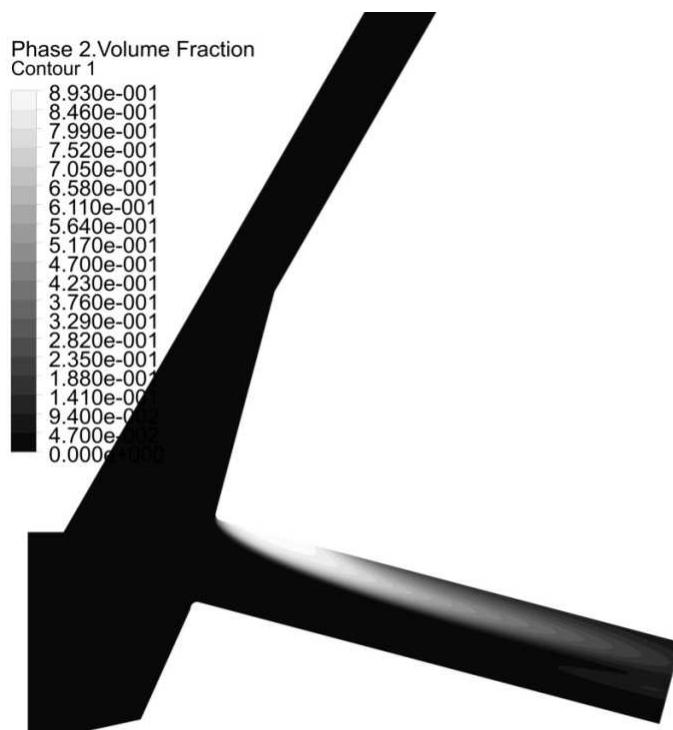


Рис. 3.1.9 Распределение объемной доли пара по среднему сечению соплового отверстия ( $P_{вх.}=160$  МПа,  $P_{вых}=3$  МПа)

Далее по длине отверстия давление увеличивается, и начинается процесс конденсации пара (рис. 3.1.9).

Вследствие кавитации в сопловом отверстии в сопловом отверстии образуется объемная область с высоким содержанием пара, которая, сужая проходное сечение распылителя и уменьшая плотность топлива, влияет на расходные характеристики распылителя. При этом интенсивность кавитационного массопереноса, а следовательно и влияние кавитации на расходные характеристики конкретного распылителя, зависит от давлений на входе и выходе.

На рис. 3.1.10 представлены расчетные распределения объемной доли пара по среднему сечению соплового отверстия для случаев с разными давлениями на выходе распылителя.

По рис. 3.1.5, а видно, что массовый расход топлива через распылитель при давлении на входе 30 МПа практически линейно зависит от  $\sqrt{P_{ex} - P_{вых}}$ . Это означает, что коэффициент расхода практически неизменен, и кавитация практически отсутствует. Данный вывод хорошо подтверждается рис. 3.1.10.

На рис. 3.1.5, б и в массовый расход топлива практически постоянен и не зависит от  $\sqrt{P_{ex} - P_{вых}}$ , следовательно коэффициент расхода сопловых отверстий изменяется из-за влияния кавитации. Что опять же хорошо иллюстрируется рис. 3.1.10.

На рис. 5.11 показано сравнение опытных и расчетных коэффициентов расхода, которые рассчитываются по формуле:

$$\mu_c = \frac{\dot{m}}{f \sqrt{2\rho(P_{ex} - P_{вых})}}; \quad (3.1.23)$$

здесь  $\mu_c$  - коэффициент расхода сопловых отверстий распылителя;  $\dot{m}$  - массовый расход топлива;  $f$  - суммарная площадь проходных сечений сопловых распылителей.

Также на рис. 3.1.11 приведены коэффициента расхода сопловых отверстий, рассчитанные по известной эмпирической формуле В.И. Трусова [11]:

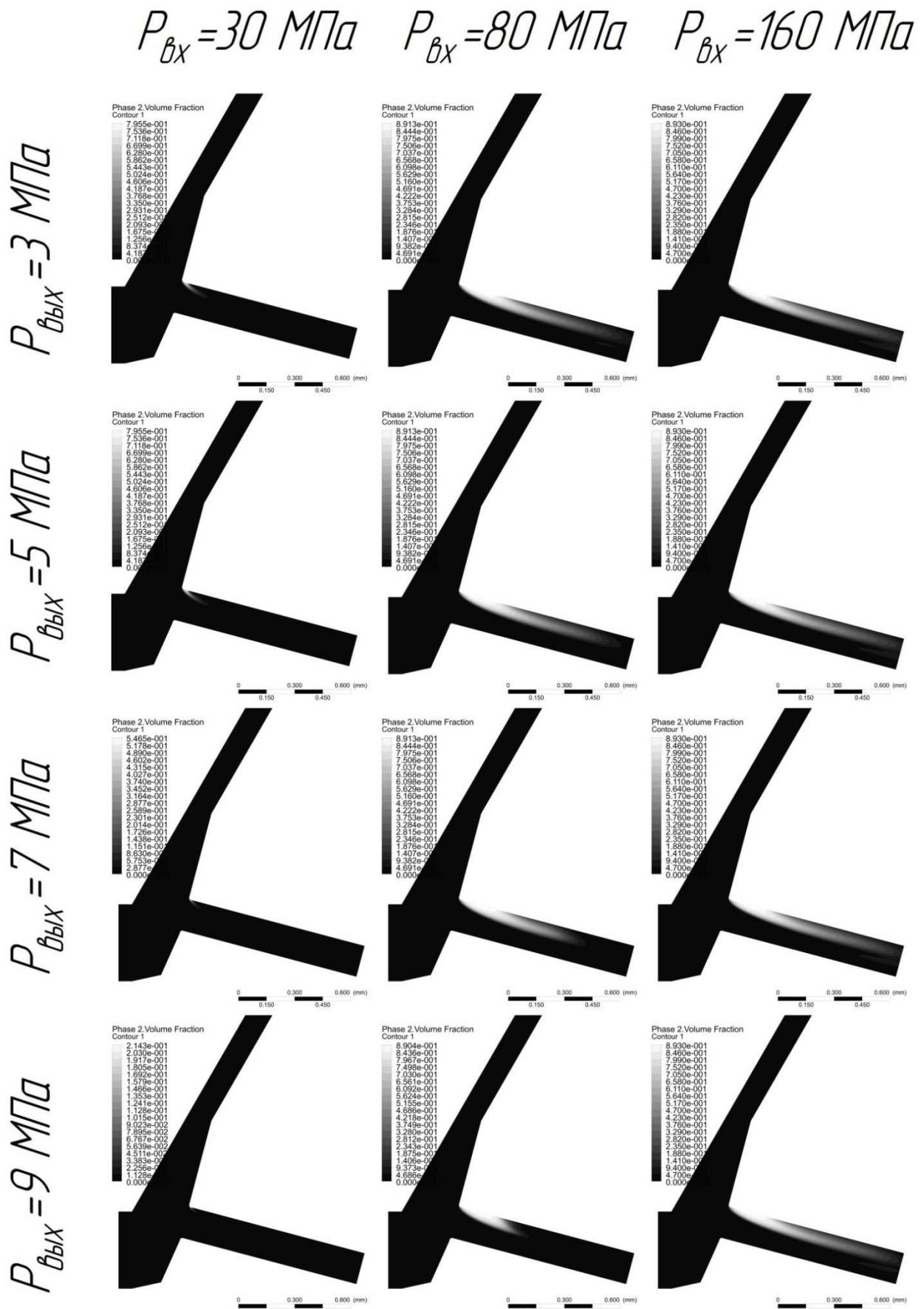


Рис. 3.1.10 Распределение объемной доли пара по среднему сечению соплового отверстия для различных давлений на входе и выходе распылителя

$$\mu_c = \begin{cases} \mu_c^{amm} + 0,15; & \text{если } K_{кавит} \leq 1,5; \\ \mu_c^{amm} + \frac{4,6}{(K_{кавит} + 6)^{1,7}}; & \text{если } K_{кавит} > 1,5; \end{cases} \quad (3.1.24)$$

здесь  $K_{кавит} = (P_{вх} - P_{вых}) / P_{вых}$  - число кавитации;  $\mu_c^{amm}$  - коэффициент расхода сопловых отверстий при впрыскивании в атмосферу с  $P_{вх}$  не менее 5 МПа или при  $K_{кавит} > 50$  (величина  $\mu_c^{amm}$  для рассматриваемого распылителя взята из [117]).

Из рис. 3.1.11 видно, что при развитой кавитации эмпирическая формула В.И. Трусова (3.1.21) дает очень хорошую сходимость с экспериментом, лучшую, чем расчет. Однако, при малых числах кавитации результаты расчета гораздо ближе к эксперименту.

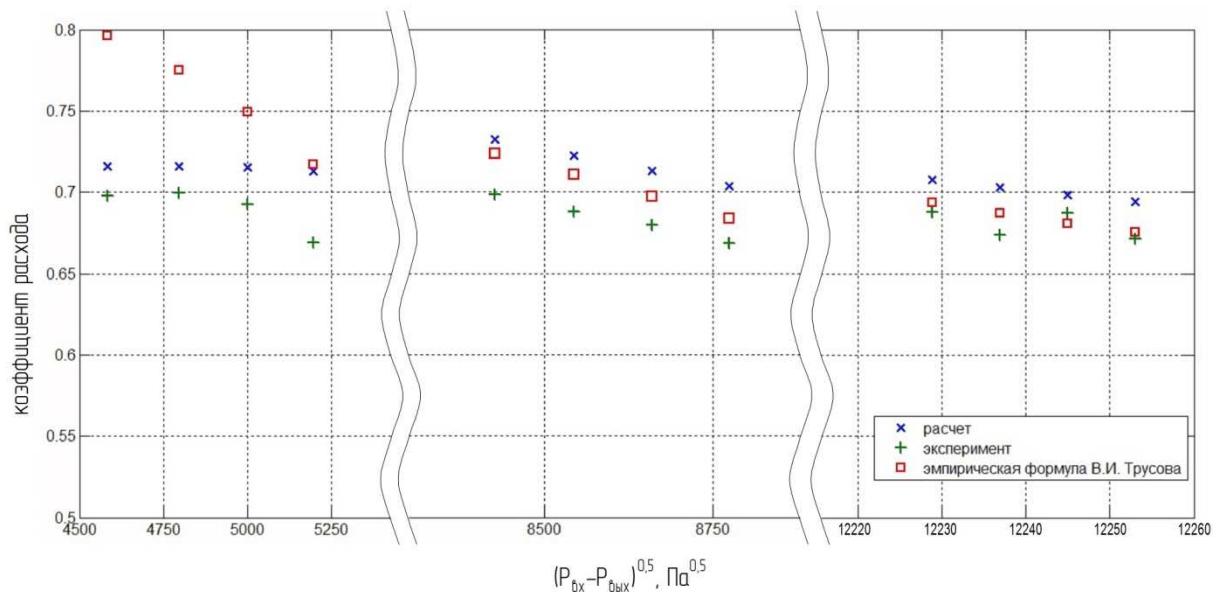


Рис. 3.1.11 Коэффициенты расхода сопловых отверстий распылителя

Плохое соответствие результатов расчета по эмпирической формуле при малых числах кавитации можно объяснить тем, что у рассматриваемого распылителя кромки сопловых отверстий скруглены (рис. 3.1.3), и, вероятно, эмпирическая формула была получена для распылителей с острыми кромками сопловых отверстий.

Таким образом, численное определение расходных характеристик распылителей видится очень перспективным методом, позволяющим при отсутствии достаточной статистической экспериментальной базы с

удовлетворительной точностью определять коэффициенты расхода сопловых отверстий в зависимости от условий впрыскивания и с учетом нюансов конструкции распылителя.

В данной работе при моделировании процессов впрыскивания исследовались два конкретных распылителя [119, 130, 131]. Для удобства обозначим распылитель электромагнитной ЭГФ [119, 130] как распылитель №1, а пьезоэлектрической ЭГФ как распылитель №2.

Для получения адекватных результатов сначала было проведено численное исследование рассматриваемых распылителей с использованием пакета вычислительной гидродинамики ANSYS CFX в широком диапазоне давлений на входе и выходе распылителей. Результаты расчетов представлены на рис. 3.1.12 и 3.1.13.

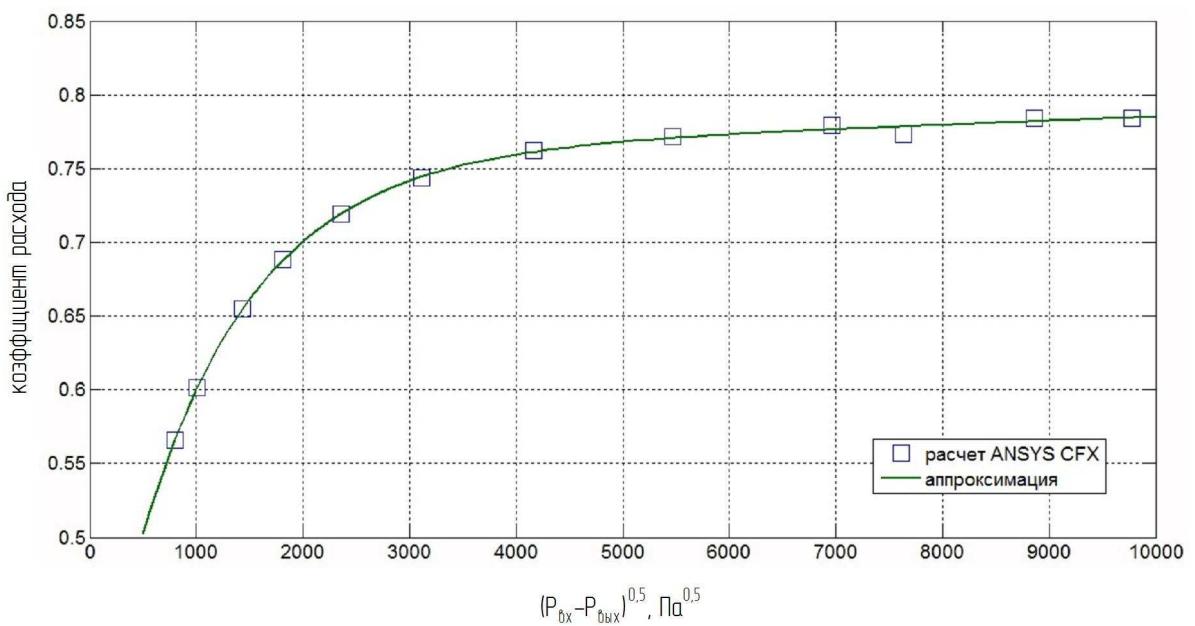


Рис. 3.1.12 Коэффициенты расхода через распылитель №1

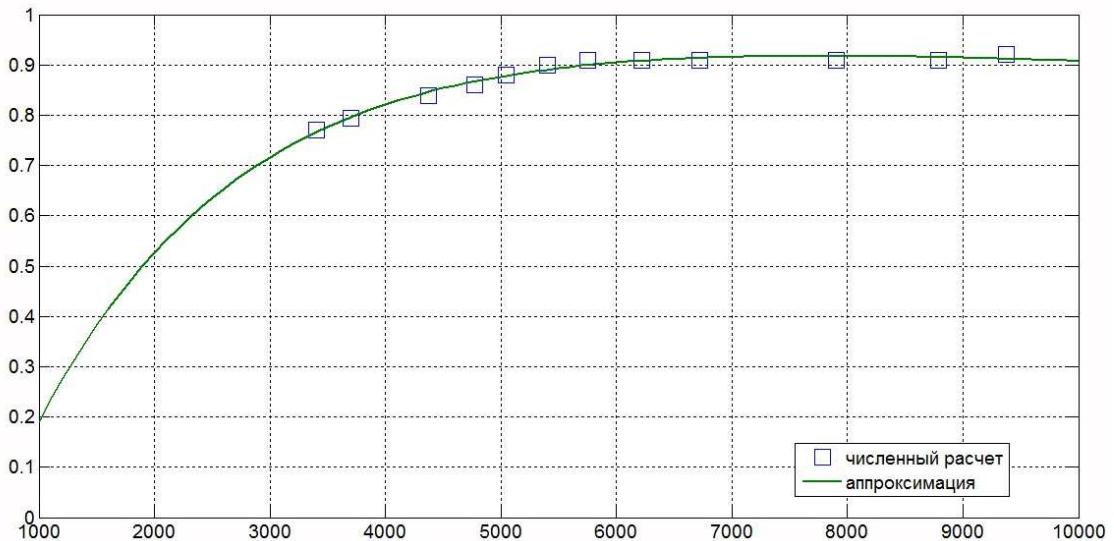


Рис. 3.1.13 Коэффициенты расхода через распылитель №2

Также на рис. 3.1.12 и 3.1.13 приведены кривые аппроксимации, которая была сделана на основе формулы В.И. Трусова (3.1.21):

$$\mu_c = \begin{cases} \mu(\text{Re}); \text{ если } K_{\text{кавит}} \leq K_{\text{крит}}; \\ \mu_{\min} + \frac{4,6}{(K_{\text{кавит}} + 6)^{1,7}}; \text{ если } K_{\text{кавит}} > K_{\text{крит}}; \end{cases} \quad (3.1.22)$$

здесь  $\mu_{\min}$  - соответственно минимальный коэффициент расхода, полученные при численном исследовании;  $K_{\text{крит}}$  - число, при котором начинает проявляться влияние кавитации.

Видно, что аппроксимация достаточно успешная. Для получения адекватных выражений по формуле (3.1.22) необходимо провести численное исследование в широких пределах входных и выходных давлений. Результаты аппроксимации были использованы при моделировании процессов впрыскивания.

При сравнении рис. 3.1.12 и 3.1.13 бросается в глаза то, что максимальный коэффициент расхода распылителя №2 составляет порядка 0,91, что значительно больше чем у распылителя №1 - 0,78, при том, что оба распылителя с микроколодцем.

Это объясняется тем, что у распылителя №1 сопловые отверстия цилиндрические, а у распылителя №2 - конические. При конических отверстиях переход от стенки колодца к распылителю более плавный, что приводит к

уменьшению локальных скоростей течения, а следовательно уменьшению кавитационных массопереносов.

### 3.2 Математическая модель гидродинамических процессов в электромагнитной ЭГФ 2-го поколения фирмы Bosch

Расчетная схема электромагнитной ЭГФ фирмы Bosch 2-го поколения представлена на рис. 3.2.1 [119, 130].

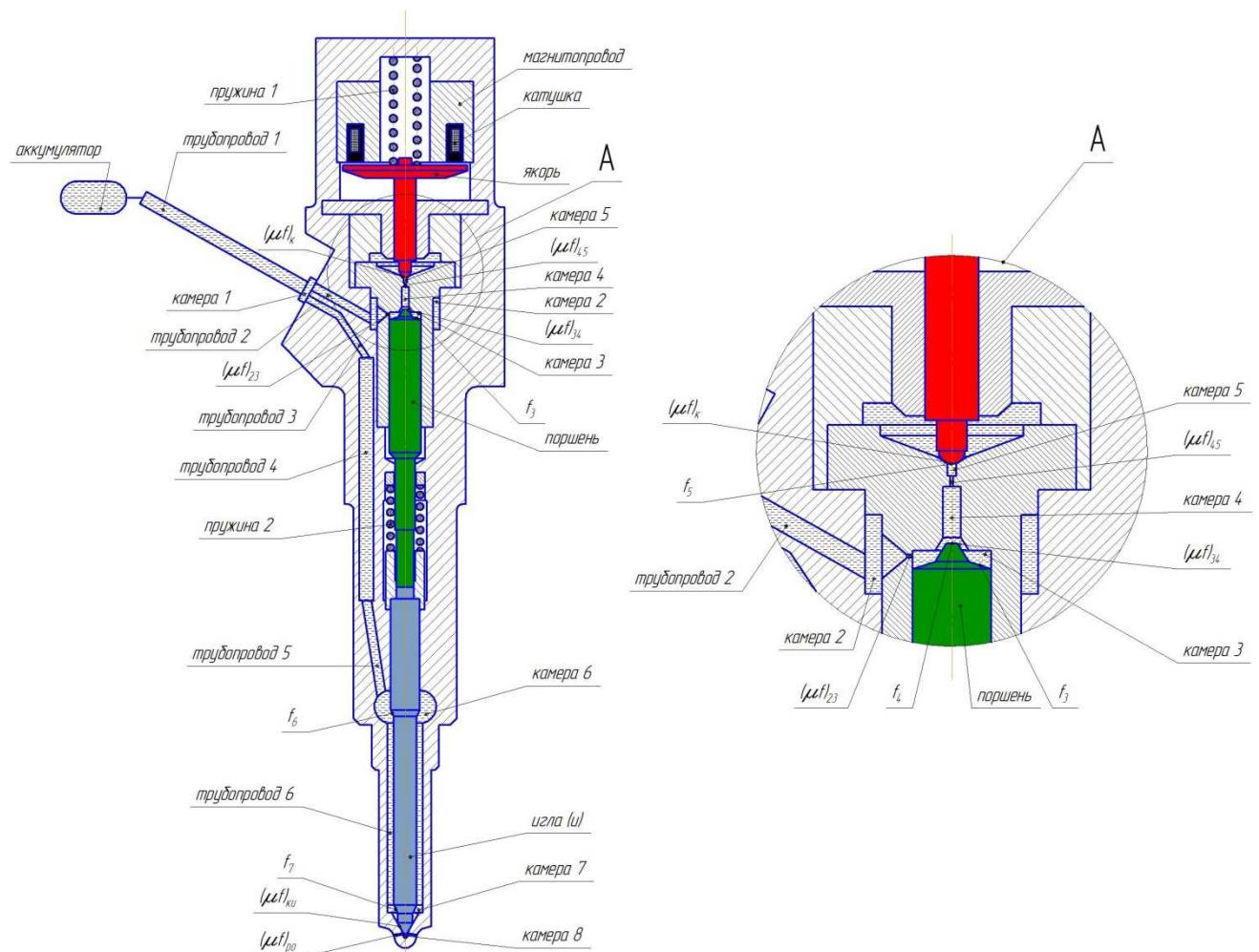


Рис. 3.2.1 Расчетная схема электромагнитной ЭГФ фирмы Bosch 2-го поколения [119, 130].

Система уравнений математической модели впрыскивания топлива рассматриваемой форсункой выглядит так:

- уравнение массового баланса в камере 1:

$$\frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{f_{TP1}u_1^\kappa - f_{TP2}u_2^\kappa - f_{TP3}u_3^\kappa}{\beta_1 V_1}; \quad (3.2.1)$$

- уравнение массового баланса в камере 2:

$$\frac{dp_2(t)}{dt} = \frac{f_{TP2}u_2^\kappa - \frac{\sigma_{23}}{\rho_2}G_{23}}{\beta_2 V_2}; \quad (3.2.2)$$

- уравнение массового баланса в камере 3:

$$\frac{dp_3(t)}{dt} = \frac{\frac{\sigma_{23}}{\rho_3}G_{23} - \frac{\sigma_{34}}{\rho_3}G_{34} + f_3 \frac{dx_{II}(t)}{dt}}{\beta_3 [V_3 - f_3 x_{II}(t)]}; \quad (3.2.3)$$

- уравнение массового баланса в камере 4:

$$\frac{dp_4(t)}{dt} = \frac{\frac{\sigma_{34}}{\rho_4}G_{34} - \frac{\sigma_{45}}{\rho_4}G_{45}}{\beta_4 V_4}; \quad (3.2.4)$$

- уравнение массового баланса в камере 5:

$$\frac{dp_5(t)}{dt} = \frac{\frac{\sigma_{45}}{\rho_5}G_{45} - \frac{\sigma_{50}}{\rho_5}G_{50}}{\beta_5 V_5}; \quad (3.2.5)$$

- уравнение массового баланса в камере 6:

$$\frac{dp_6(t)}{dt} = \frac{f_{TP5}u_5^\kappa - f_{TP6}u_6^\kappa - f_6 \frac{dx_u(t)}{dt}}{\beta_6 (V_6 + f_6 x_u(t))}; \quad (3.2.6)$$

- уравнение массового баланса в камере 7:

$$\frac{dp_7(t)}{dt} = \frac{f_{TP6}u_6^\kappa - \frac{\sigma_{78}}{\rho_7}G_{78} - f_7 \frac{dx_u(t)}{dt}}{\beta_7 (V_7 + f_7 x_u(t))}; \quad (3.2.7)$$

- уравнение массового баланса в камере 8:

$$\frac{dp_8(t)}{dt} = \frac{\frac{\sigma_{78}}{\rho_8}G_{78} - \sigma_{8II}(\mu f)_{po} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_8(t) - P_{II}|} - f_8 \frac{dx_u(t)}{dt}}{\beta_8 [V_8 + f_8 x_u(t)]}; \quad (3.2.8)$$

- уравнение динамики иглы:

$$m_u \cdot \frac{d^2 x_u(t)}{dt^2} = \sum_{i=6}^9 p_i(t) \cdot f_i - p_3(t) \cdot f_3 - k_{np4} x_u(t) - d_{np4} \frac{dx_u(t)}{dt} - F_{np4}; \quad (3.2.9)$$

- уравнение динамики плунжера:

$$[m_K + m_{nm}] \frac{d^2 x_{KL}(t)}{dt^2} = p_{10}(t) \cdot f_{nn} + k_{np2} x_K(t) + d_{np2} \frac{dx_K(t)}{dt} + F_{np2} - k_{np3} x_K(t) - d_{np3} \frac{dx_K(t)}{dt} - F_{np3}; \quad (3.2.10)$$

- уравнение динамики якоря электромагнита:

$$[m_K + m_{nm}] \frac{d^2 x_{KL}(t)}{dt^2} = p_{10}(t) \cdot f_{nn} + k_{np2} x_K(t) + d_{np2} \frac{dx_K(t)}{dt} + F_{np2} - k_{np3} x_K(t) - d_{np3} \frac{dx_K(t)}{dt} - F_{np3}; \quad (3.2.11)$$

здесь  $t$  - время;  $f_{T1} - f_{T6}$  - площади сечений соответствующих трубопроводов (рис. 2.2);  $u_1'' - u_6''$  - скорости течения во входных сечениях соответствующих трубопроводов;  $u_1^K - u_6^K$  - скорости течения в выходных сечениях соответствующих трубопроводов;  $\rho_0$  и  $a$  - плотность и скорость звука в топливе, соответствующие  $p_0$ ;  $P_A, P_0, P_{\Pi}$  - давления, соответственно в аккумуляторе, в линии низкого давления (ЛНД) и в цилиндре;  $x_u, m_u$  - соответственно перемещение и масса иглы;  $x_K, m_K$  - соответственно перемещение и масса якоря управляющего клапана;  $x_{\Pi}, m_{\Pi}$  - соответственно перемещение и масса плунжера;  $f_6 - f_8$  - площадки иглы;  $f_3, f_4$  - площадки плунжера;  $k_{np1} - k_{np3}$  - коэффициент сжатия соответствующей пружины;  $d_{np1} - d_{np3}$  - коэффициент демпфирования соответствующей пружины;  $F_{np1} - F_{np3}$  - сила преднатяга соответствующей пружины;  $p_i(t), V_i$  - текущее давление и начальный объем  $i$ -й камеры;  $\beta_i, \rho_i$  - текущие значения коэффициента сжимаемости и плотности топлива в  $i$ -й камере (зависят от  $p_i(t)$  согласно выражениям (3.1.8) и (3.1.9));  $\sigma_{ij}$  - знаковая функция ( $\sigma_{ij} = \text{sign}(p_i - p_j)$ );  $G_{ij}$  - массовый расход истечения топлива из  $i$ -й камеры в  $j$ -й, определяется согласно выражению:

$$G_{ij} = (\mu f)_{ij} \sqrt{\rho_i (p_i - p_j)}; \quad (3.2.12)$$

здесь  $(\mu f)_{ij}$  - эффективное проходное сечение отверстия между  $i$ -й и  $j$ -й камерами.

Начальные условия для системы уравнений (3.2.1)-(3.2.12):

$$\begin{cases} x_u(0) = x_\kappa(0) = x_\Pi(0) = 0; \\ p_1(0) = p_2(0) = p_3(0) = p_4(0) = p_5(0) = p_6(0) = p_7(0) = P_A; \\ p_8(0) = P_\Pi. \end{cases} \quad (3.2.33)$$

Геометрические и массовые характеристики форсунки были взяты из [119], где они были получены с помощью силиконовых слепков и измерены с помощью микроскопа. Гидравлические характеристики отверстий также взяты из [119], где они были получены в результате статических проливок.

Представленная система уравнений была реализована как динамическая модель в среде Matlab/Simulink [17]. Динамическая модель электромагнита была создана как подсистема в среде Simulink.

### 3.3 Математическая модель гидродинамических процессов в пьезоэлектрической ЭГФ 3-го поколения фирмы Bosch

Чтобы проверить адекватность применяемой математической модели был проведен расчет впрыскивания топлива современной ТПС типа CR фирмы Bosch 3-го поколения с пьезоэлектрической ЭГФ (рис. 3.3.1) [131].

Расчетная схема форсунки представлена на рис. 3.3.2.

Полная система уравнений математической модели впрыскивания топлива рассматриваемой форсункой выглядит так:

- уравнение массового баланса в камере 1:

$$\frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{f_{TP2}u_2^\kappa - f_{TP3}u_3^\mu - \frac{\sigma_{13}}{\rho_1}G_{13}}{\beta_1 V_1}; \quad (3.3.1)$$

- уравнение массового баланса в камере 2:

$$\frac{dp_2(t)}{dt} = \frac{f_{TP3}u_3^\kappa - f_{TP4}u_4^\mu - \frac{\sigma_{24}}{\rho_2}G_{24}}{\beta_2 V_2}; \quad (3.3.2)$$

- уравнение массового баланса в камере 3:

$$\frac{dp_3(t)}{dt} = \frac{\frac{\sigma_{13}}{\rho_3} G_{13} - \frac{\sigma_{34}}{\rho_3} G_{34} + f_3 \frac{dx_u(t)}{dt}}{\beta_3 [V_3 - f_3 x_u(t)]}; \quad (3.3.3)$$

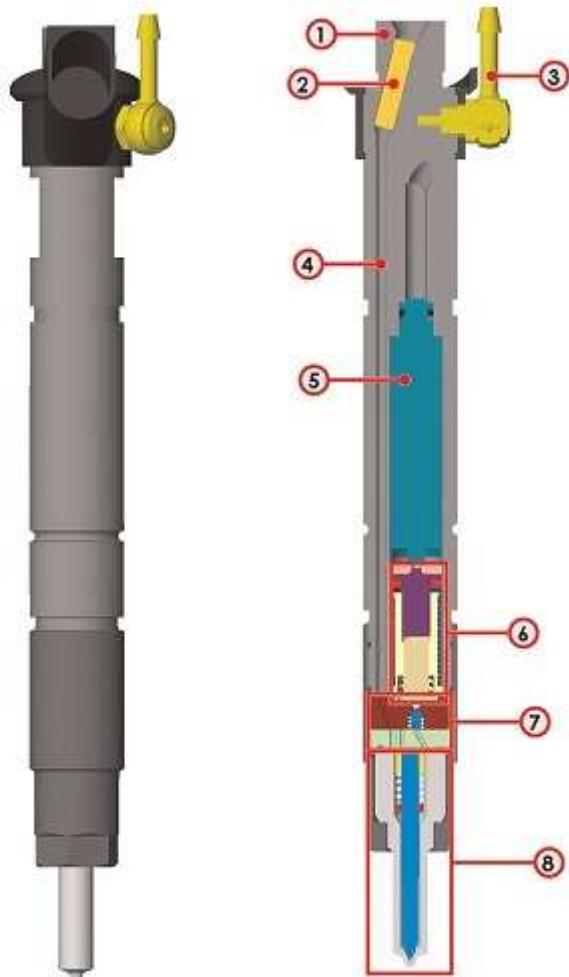


Рис. 3.3.1 Пьезоэлектрическая ЭГФ фирмы Bosch [131]

1 - штуцер подвода топлива от аккумулятора; 2 - фильтр; 3 - отвод топлива в ЛНД; 4 - канал; 5 - многослойный пьезоактуатор; 6 - гидравлический усилитель; 7 - управляющий клапан; 8 - распылитель

- уравнение массового баланса в камере 4:

$$\frac{dp_4(t)}{dt} = \frac{\frac{\sigma_{24}}{\rho_4} G_{24} + \frac{\sigma_{34}}{\rho_4} G_{34} - \frac{\sigma_{45}}{\rho_4} G_{45}}{\beta_4 V_4}; \quad (3.3.4)$$

- уравнение массового баланса в камере 5:

$$\frac{dp_5(t)}{dt} = \frac{\frac{\sigma_{45}}{\rho_6} G_{45} - \sigma_{50} (\mu f)_{50} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_5(t) - P_0|}}{\beta_5 V_5}; \quad (3.3.5)$$

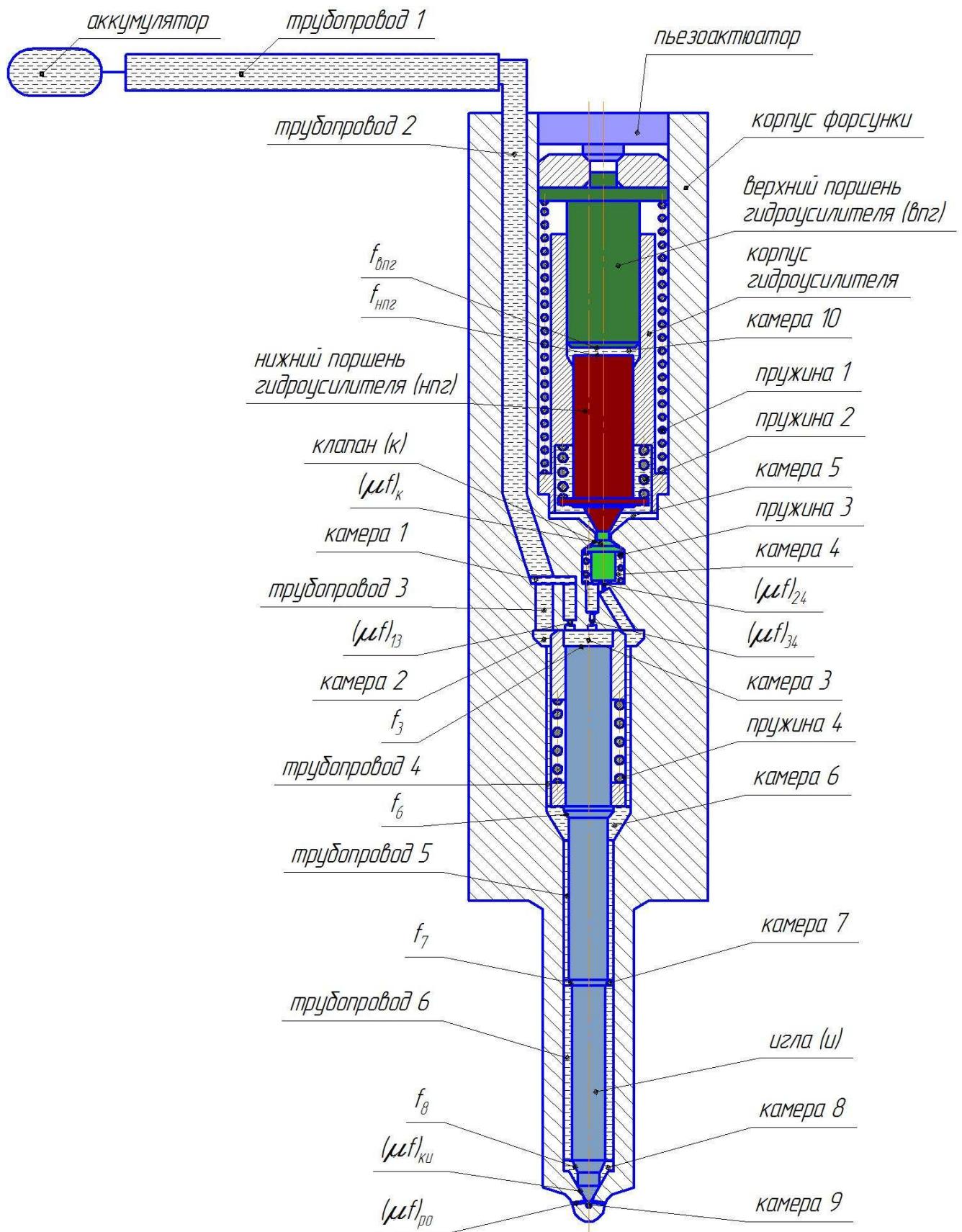


Рис. 3.3.2 Расчетная схема форсунки

- уравнение массового баланса в камере 6:

$$\frac{dp_6(t)}{dt} = \frac{f_{TP4}u_4^\kappa - f_{TP5}u_5^u - f_6 \frac{dx_u(t)}{dt}}{\beta_6 (V_6 + f_6 x_u(t))}; \quad (3.3.6)$$

- уравнение массового баланса в камере 7:

$$\frac{dp_7(t)}{dt} = \frac{f_{TP5}u_5^\kappa - f_{TP6}u_6^u - f_7 \frac{dx_u(t)}{dt}}{\beta_7 (V_7 + f_7 x_u(t))}; \quad (3.3.7)$$

- уравнение массового баланса в камере 8:

$$\frac{dp_8(t)}{dt} = \frac{f_{TP6}u_6^\kappa - \frac{\sigma_{89}}{\rho_8} G_{89} - f_8 \frac{dx_u(t)}{dt}}{\beta_8 (V_8 + f_8 x_u(t))}; \quad (3.3.8)$$

- уравнение массового баланса в камере 9:

$$\frac{dp_9(t)}{dt} = \frac{\frac{\sigma_{89}}{\rho_9} G_{89} - \sigma_{9\mu} (\mu f)_{po} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_9(t) - P_\mu|} - f_9 \frac{dx_u(t)}{dt}}{\beta_9 [V_9 + f_9 x_u(t)]}; \quad (3.3.9)$$

- уравнение массового баланса в камере 10:

$$\frac{dp_{10}(t)}{dt} = \frac{f_{\text{енз}} \frac{dx_{\text{енз}}(t)}{dt} - f_{\text{ннз}} \frac{dx_\kappa(t)}{dt}}{\beta_{10} [V_{10} - f_{\text{енз}} x_{\text{енз}}(t) + f_{\text{ннз}} x_{\text{ннз}}(t)]}; \quad (3.3.10)$$

- уравнение динамики иглы:

$$m_u \cdot \frac{d^2 x_u(t)}{dt^2} = \sum_{i=6}^9 p_i(t) \cdot f_i - p_3(t) \cdot f_3 - k_{np4} x_u(t) - d_{np4} \frac{dx_u(t)}{dt} - F_{np4}; \quad (3.3.11)$$

- уравнение динамики управляющего клапана и нижнего поршня гидротолкателя:

$$[m_K + m_{\text{ннз}}] \frac{d^2 x_{\text{кл}}(t)}{dt^2} = p_{10}(t) \cdot f_{\text{ннз}} + k_{np2} x_\kappa(t) + d_{np2} \frac{dx_\kappa(t)}{dt} + F_{np2} - k_{np3} x_\kappa(t) - d_{np3} \frac{dx_\kappa(t)}{dt} - F_{np3}; \quad (3.3.12)$$

здесь  $t$  - время;  $f_{T1} - f_{T6}$  - площади сечений соответствующих трубопроводов (рис. 3.2);  $u_1^u - u_6^u$  - скорости течения во входных сечениях соответствующих трубопроводов;  $u_1^\kappa - u_6^\kappa$  - скорости течения в выходных сечениях соответствующих трубопроводов;  $\rho_0$  и  $a$  - плотность и скорость звука в топливе, соответствующие  $P_A, P_0, P_\mu$  - давления, соответственно в аккумуляторе, в линии низкого давления

(ЛНД) и в цилиндре;  $x_u, m_u$  - соответственно перемещение и масса иглы;  $x_k, m_k$  - соответственно перемещение и масса управляющего клапана;  $x_{bnz}$  - перемещение верхнего поршня гидротолкателя (ВПГ) (равно перемещению пьезоэлемента);  $m_{nme}$  - масса нижнего поршня гидротолкателя (НПГ);  $f_3, f_6 - f_9$  - площадки иглы;  $f_{bnz}, f_{nme}$  - площади поперечного сечения верхнего и нижнего поршней гидротолкателя;  $k_{np1} - k_{np4}$  - коэффициент сжатия соответствующей пружины;  $d_{np1} - d_{np4}$  - коэффициент демпфирования соответствующей пружины;  $F_{np1} - F_{np4}$  - сила преднатяга соответствующей пружины;  $p_i(t), V_i$  - текущее давление и начальный объем  $i$ -й камеры;  $\beta_i, \rho_i$  - текущие значения коэффициента сжимаемости и плотности топлива в  $i$ -й камере (зависят от  $p_i(t)$  согласно выражениям (3.1.8) и (3.1.9));  $\sigma_{ij}$  - знаковая функция ( $\sigma_{ij} = \text{sign}(p_i - p_j)$ );  $G_{ij}$  - массовый расход истечения топлива из  $i$ -й камеры в  $j$ -й, определяется согласно выражению (3.2.12).

Начальные условия для системы уравнений (3.3.1)-(3.3.12):

$$\begin{cases} x_u(0) = x_k(0) = x_{bnz}(0) = 0; \\ p_1(0) = p_2(0) = p_3(0) = p_4(0) = p_6(0) = p_7(0) = p_8(0) = P_A; \\ p_5(0) = P_0; \\ p_9(0) = P_{\text{ц}}. \end{cases} \quad (3.3.13)$$

Геометрические и массовые характеристики форсунки были взяты из [131], где они были получены с помощью силиконовых слепков и измерены с помощью микроскопа. Гидравлические характеристики отверстий также взяты из [131], где они были получены в результате статических проливок.

Представленная система уравнений была реализована как динамическая модель в среде Matlab/Simulink [17]. Динамическая модель пьезоэлемента была создана как подсистема в среде Simulink, при этом использовались уравнения, термодинамического состояния У. Мэзона [6].

### 3.4 Математическая модель гидродинамических процессов в предлагаемой форсунке (АС3)

Принцип работы данной ТПС описан во 2-й главе. Расчетная схема представлена на рис. 3.4.1. Для простоты обозначим рассматриваемую ТПС как АС3 (аккумуляторная система 3).

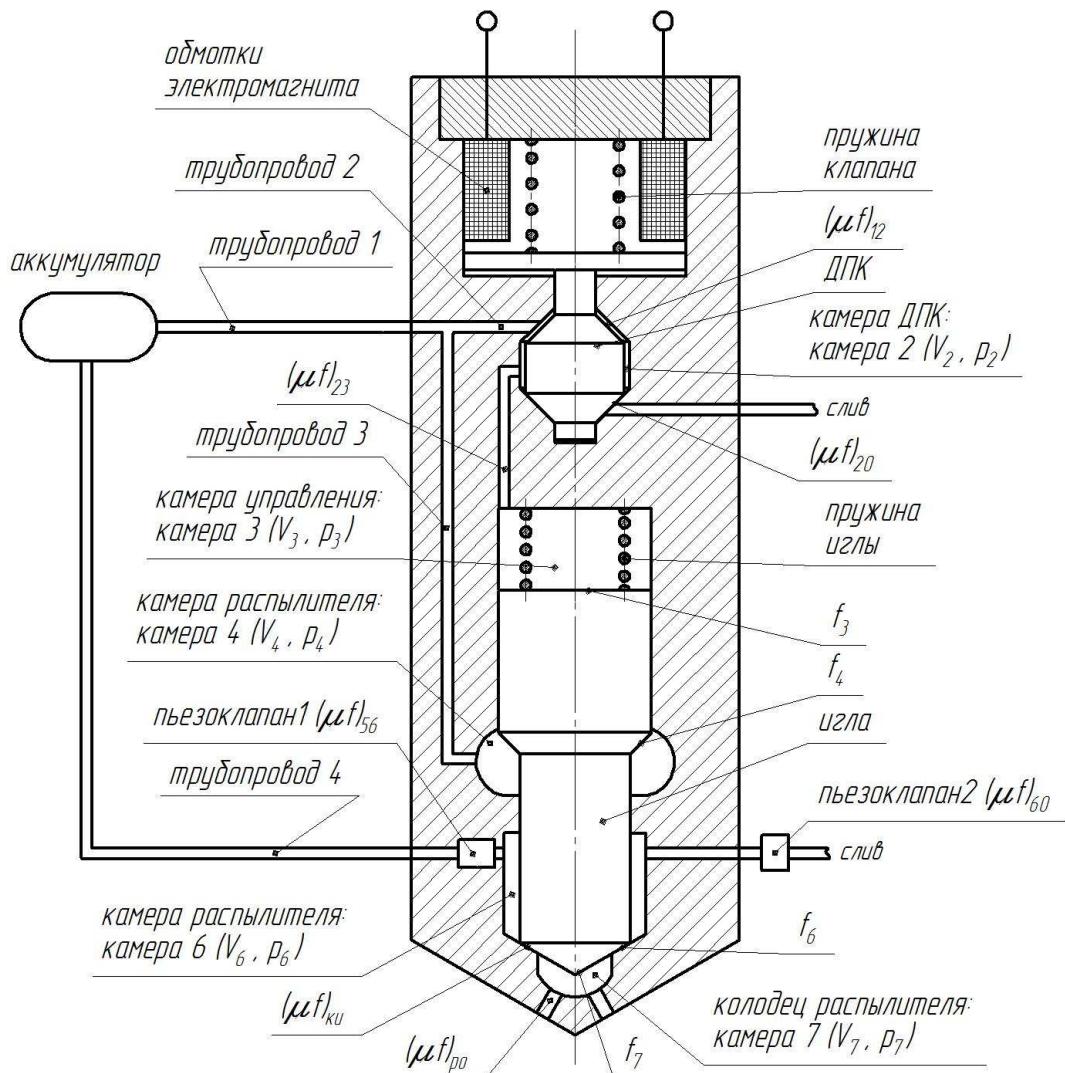


Рис. 3.4.1 Расчетная схема предлагаемой аккумуляторной ТПС  
с управление давлением впрыскивания

Полная система уравнений математической модели впрыскивания топлива рассматриваемой форсункой выглядит так:

- уравнение массового баланса в камере 1:

$$\frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{f_{TP2}u_2^\kappa - \frac{\sigma_{12}}{\rho_1}G_{12}}{\beta_1 V_1}; \quad (3.5.1)$$

- уравнение массового баланса в камере 2:

$$\frac{dp_2(t)}{dt} = \frac{\frac{\sigma_{12}}{\rho_2}G_{12} - \frac{\sigma_{23}}{\rho_2}G_{23} - \frac{\sigma_{20}}{\rho_2}G_{20}}{\beta_2 V_2}; \quad (3.5.2)$$

- уравнение массового баланса в камере 3:

$$\frac{dp_3(t)}{dt} = \frac{\frac{\sigma_{23}}{\rho_3}G_{23} + f_3 \frac{dx_u(t)}{dt}}{\beta_3 [V_3 - f_3 x_u(t)]}; \quad (3.5.3)$$

- уравнение массового баланса в камере 4:

$$\frac{dp_4(t)}{dt} = \frac{f_{TP3}u_3^\kappa - f_4 \frac{dx_u(t)}{dt}}{\beta_4 [V_4 + f_4 x_u(t)]}; \quad (3.5.4)$$

- уравнение массового баланса в камере 5:

$$\frac{dp_5(t)}{dt} = \frac{f_{TP4}u_4^\kappa - \frac{\sigma_{56}}{\rho_5}G_{56}}{\beta_5 V_5}; \quad (3.5.5)$$

- уравнение массового баланса в камере 6:

$$\frac{dp_6(t)}{dt} = \frac{\frac{\sigma_{56}}{\rho_5}G_{56} - f_6 \frac{dx_u(t)}{dt} - \frac{\sigma_{60}}{\rho_6}G_{60} - \frac{\sigma_{67}}{\rho_6}G_{67}}{\beta_6 [V_6 + f_6 x_u(t)]}; \quad (3.5.6)$$

- уравнение массового баланса в камере 7:

$$\frac{dp_7(t)}{dt} = \frac{\frac{\sigma_{67}}{\rho_7}G_{67} - \frac{\sigma_{74}}{\rho_7}G_{74} - f_7 \frac{dx_u(t)}{dt}}{\beta_7 [V_7 + f_7 x_u(t)]}; \quad (3.5.7)$$

- уравнение динамики иглы:

$$m_u \cdot \frac{d^2 x_u(t)}{dt^2} = p_6(t) \cdot f_6 + p_7(t) \cdot f_7 + p_5(t) \cdot f_5 - p_3(t) \cdot f_3 - k_{npu} x_u(t) - F_{npu}; \quad (3.5.8)$$

- уравнение динамики управляющего клапана:

$$m_\kappa \frac{d^2 x_\kappa(t)}{dt^2} = F_\kappa - k_{npk} x_\kappa(t) - F_{npk}; \quad (3.5.9)$$

здесь  $t$  - время;  $f_{T1} - f_{T4}$  - площади сечений соответствующих трубопроводов (рис. 3.2);  $u_1^u - u_4^u$  - скорости течения во входных сечениях соответствующих трубопроводов;  $u_1^k - u_4^k$  - скорости течения в выходных сечениях соответствующих трубопроводов;  $\rho_0$  и  $a$  - плотность и скорость звука в топливе, соответствующие  $P_A, P_0, P_{\text{ц}}$  - давления, соответственно в аккумуляторе, в линии низкого давления (ЛНД) и в цилиндре;  $x_u, m_u$  - соответственно перемещение и масса иглы;  $x_k, m_k$  - соответственно перемещение и масса управляющего клапана;  $f_3, f_4, f_6, f_7$  - площади характерных участков иглы (рис. 3.4.1);  $k_{\text{нрн}}, F_{\text{нрн}}$  - коэффициент сжатия и сила преднатяга пружины иглы;  $k_{\text{нрк}}, F_{\text{нрк}}$  - коэффициент сжатия и сила преднатяга пружины клапана;  $p_i(t), V_i$  - текущее давление и начальный объем  $i$ -й камеры;  $\beta_i, \rho_i$  - текущие значения коэффициента сжимаемости и плотности топлива в  $i$ -й камере (зависят от  $p_i(t)$  согласно выражениям (3.8) и (3.9));  $\sigma_{ij}$  - знаковая функция;  $G_{ij}$  - массовый расход истечения топлива из  $i$ -й камеры в  $j$ -ю.

### 3.5 Сравнение результатов расчета с экспериментом

Для проверки адекватности используемых методов математического моделирования было проведено сравнение результатов расчета с экспериментом для электромагнитной ЭГФ 2-го поколения и пьезоэлектрической ЭГФ 3-го поколения фирмы Bosch. Экспериментальные данные были взяты из работы [119, 130, 131].

На рис. 3.5.1 и 3.5.2 представлено сравнение расчетных и экспериментальных характеристик впрыскивания для электромагнитной и пьезоэлектрической ЭГФ соответственно.

Из рисунков видно, что результаты математического моделирования удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными. Максимальное расхождение по цикловой подаче для  $t_{\text{упр}} \geq 0,5$  мс составляет 10,4%.

### 3.6 Выводы по главе 3

1. Разработаны математические модели гидродинамических процессов для электромагнитной и пьезоэлектрической ЭГФ фирмы Bosch и предлагаемой аккумуляторной ТПС с учетом изменения физических свойств топлива при сжатии. Расчетные данные, полученные с помощью этих моделей, будут использованы для проведения расчетно-теоретического исследования.

2. Расчетные данные, полученные с помощью модели гидродинамических процессов для электромагнитной и пьезоэлектрической ЭГФ фирмы Bosch, показывают удовлетворительное совпадение с экспериментом. Таким образом, применяемые методы математического моделирования адекватно описывают гидродинамические процессы в рассматриваемых ТПС.

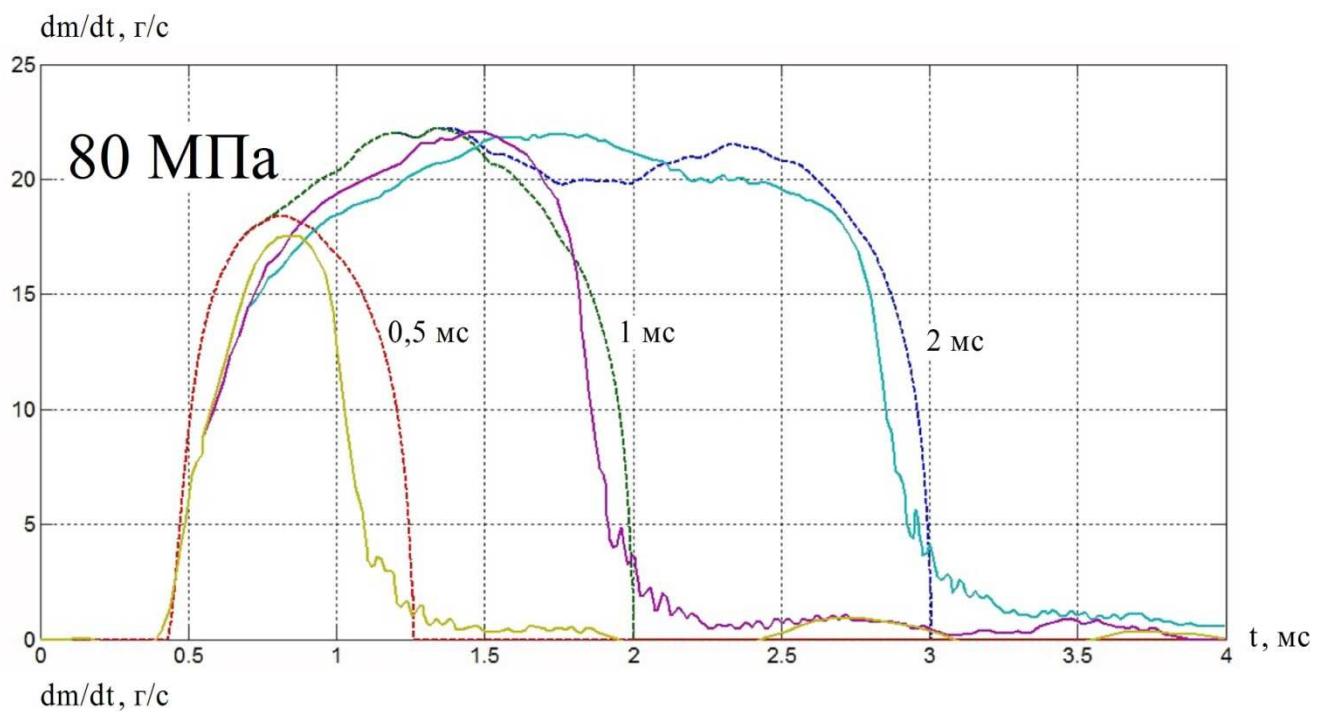


Рис. 3.5.1 Сравнение расчетных и экспериментальных данных характеристик впрыскивания электромагнитной ЭГФ при разных давлениях в аккумуляторе и разных длительностях управляющего импульса (сплошная - эксперимент; пунктирная - расчет)

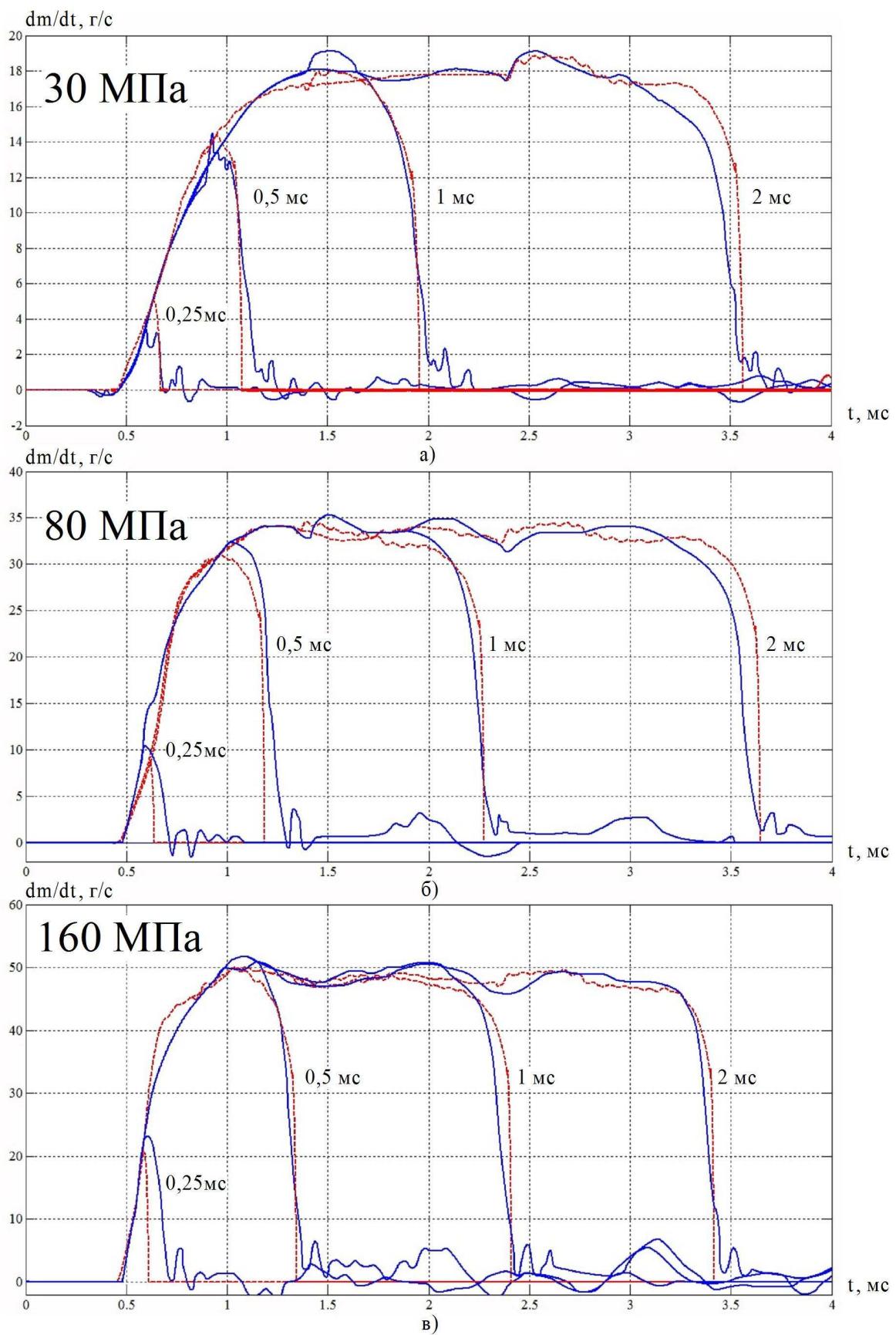


Рис. 3.5.2 Сравнение расчетных и экспериментальных данных характеристик впрыскивания при разных давлениях в аккумуляторе и разных длительностях управляющего импульса (сплошная - эксперимент; пунктирная - расчет)

## Глава 4 Расчетное исследование ТПС дизеля

### 4.1 Результаты расчета ТПС типа CR фирмы Bosch 3-го поколения с пьезоэлектрической ЭГФ (AC1)

На рис. 4.1 представлена расчетная диаграмма работы системы AC1 для случая однофазного впрыскивания с длительностью управляющего импульса - 0,5 мс, давлением в аккумуляторе - 160 МПа.

На рис. 4.1, а представлены графики перемещения управляющего пьезоклапана и иглы. Время срабатывания пьезоклапана составляет порядка 0,1 мс, время задержки начала впрыскивания - 0,13 мс. Задержка начала впрыскивания обусловлена временем, необходимом для снижения давления в управляющей камере (рис. 4.1, в) до величины, при которой результирующая сила, действующая на иглу, поменяет знак.

На рис. 4.1, б представлены дифференциальные и интегральные расходные характеристики через сопловые отверстия и на управление. Масса топлива, впрыснутого в цилиндр, составила 35,87 мг, а на управление было затрачено 8,39 мг. Таким образом, на управление в данном случае затрачивается 23,3% от впрыснутого топлива.

На рис. 4.1, в представлены графики давления на входе в форсунку, в управляющей камере и давления впрыскивания. Хорошо видно влияние волн давления в трубопроводе, амплитуда колебаний давления на входе в форсунку составляет 20 МПа, то есть 12,5% от давления в аккумуляторе. Это отрицательно сказывается на точности дозирования топлива, а при многофазном впрыскивании каждое впрыскивание влияет на последующее.

Можно выделить характерные для работы ЭГФ точки и участки (рис. 4.1, в):

1-2 - время задержки начала подъема иглы - от момента подачи управляющего импульса до момента начала движения иглы;

2-3 - начальный участок подъема иглы, сечение у максимального диаметра контакта конуса иглы и конуса распылителя меньше, чем у минимального;

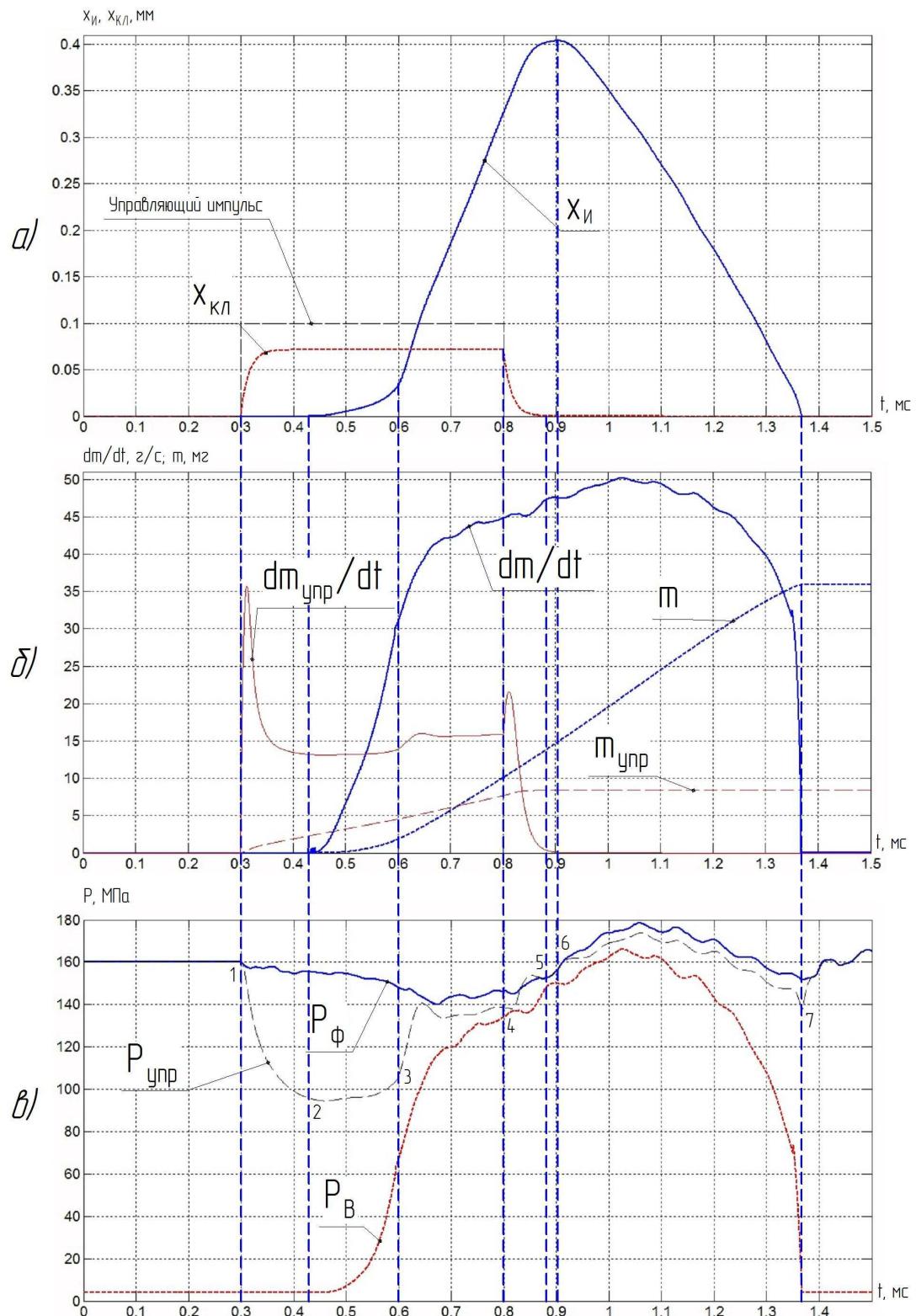


Рис. 4.1 Диаграмма работы АС1: давление в аккумуляторе - 160 МПа;

длительность управляющего импульса - 0,5 мс

- а) перемещения иглы  $x_H$  и клапана  $x_{KL}$ ;
- б) дифференциальные  $dm/dt$  и интегральные  $m$  расходы на впрыскивание и на управление;
- в) давления под конусом иглы  $P_B$ , в камере управления  $P_{upr}$  и на входе в форсунку  $P_\phi$

3-4 - конечный этап подъема иглы: площадь сечения у максимального диаметра контакта конусов иглы и распылителя превышает площадь сечения у минимального диаметра, давление под конусом иглы возрастает, игла начинает подниматься быстрее, одновременно возрастает давление в управляющей камере вследствие уменьшения ее объема;

4-5 - закрытие управляющего клапана: давление в управляющей камере возрастает;

5-6 - задержка начала посадки иглы: поскольку игла не достигла верхнего упора необходимо некоторое время для ее остановки;

6-7 - посадки иглы.

Особенностью данной форсунки является высокий подъем иглы - до 0,9 мм [51], в отличие от других ЭГФ, где ходы не превышают 0,2-0,3 мм [28, 34]. Столь высокие подъемы иглы имеют недостатки:

- отрицательно сказывается на ресурсе распылителя [20];
- для снижения колебаний иглы и повышения точности ее позиционирования необходимо выполнять мощные направляющие;
- снижается точность дозирования вследствие высокой длительности неуправляемых участков подъема и посадки иглы;
- появление немонотонности на графиках зависимости цикловой подачи от длительности управляющего импульса (рис. 4.2).

На рис. 4.2 хорошо видны участки немонотонности зависимости цикловой подачи от длительности управляющего импульса при давлениях в 80, 120 и 160 МПа. При давлении в 30 МПа такого участка не видно, это объясняется тем, что игла при таком давлении и длительности управляющего импульса не доходит до упора.

На рис. 4.2 на увеличенном фрагменте участка немонотонности видно, что при длительности управляющего импульса  $t_{упр}=0,89$  мс циклования подача больше, чем при более длительном  $t_{упр}=0,905$  мс, соответственно 82,9 мг и 81,8 мг.

На рис. 4.3 показаны сравнительные диаграммы работы рассматриваемой форсунки при  $t_{упр}=0,89$  мс и  $t_{упр}=0,905$  мс.

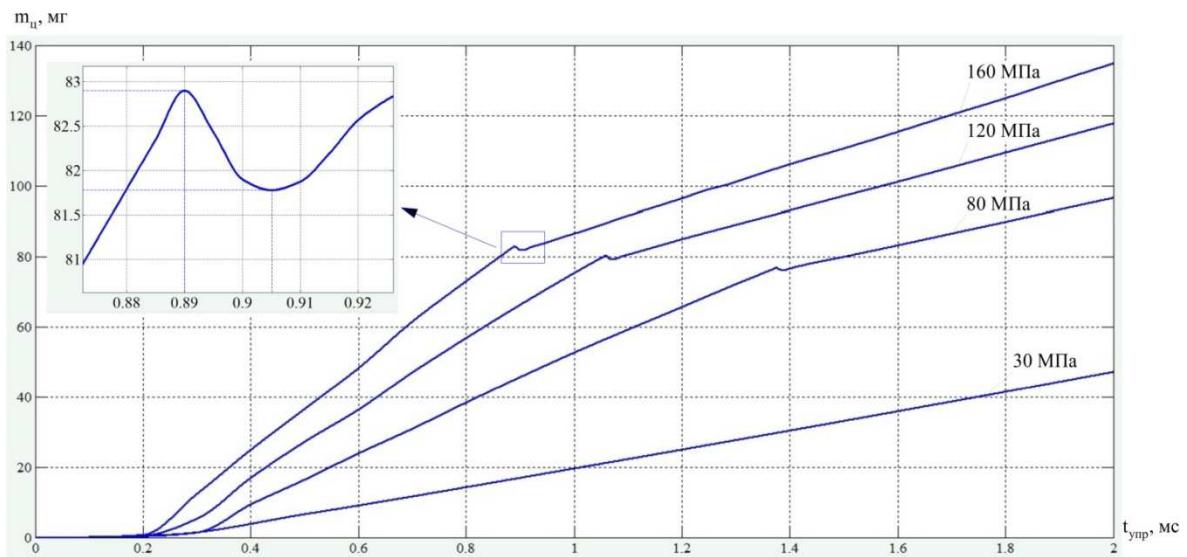


Рис. 4.2 Зависимость цикловой подачи АС1 от длительности управляемого импульса и давления в аккумуляторе при однофазном впрыскивании и разных

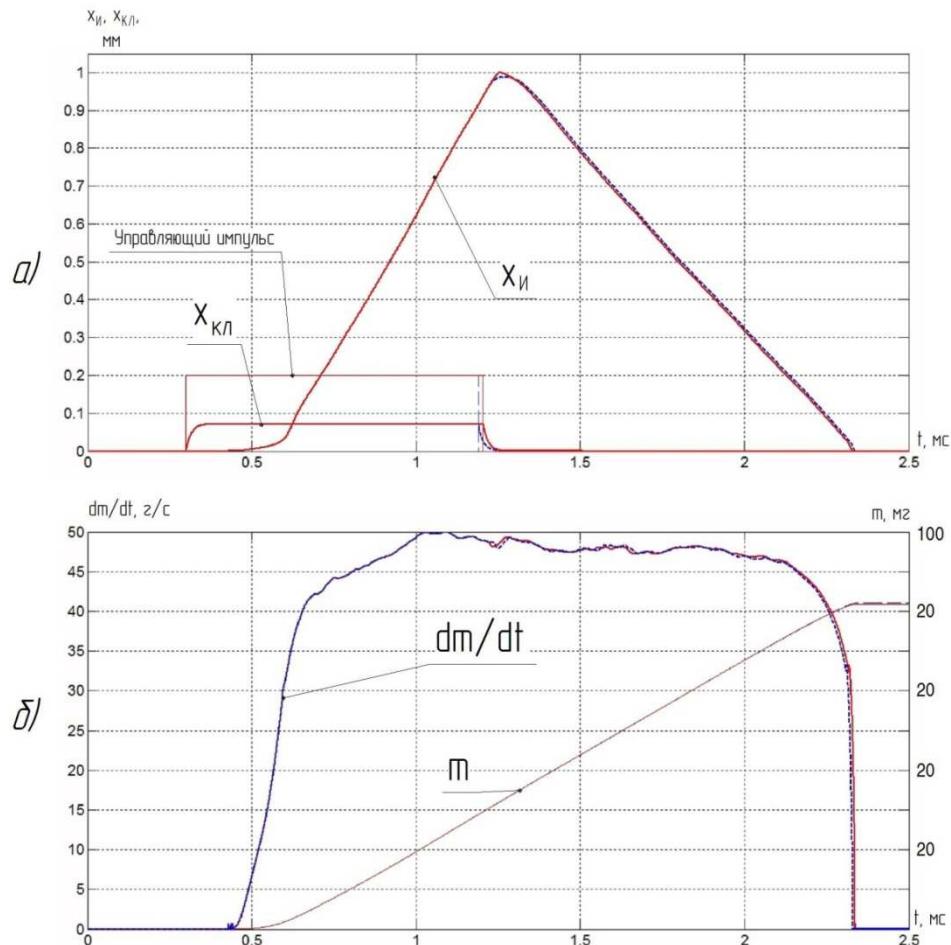


Рис. 4.3 Диаграммы работы АС1 при  $t_{\text{упр}}=0,89$  мс (пунктирная)

и  $t_{\text{упр}}=0,905$  мс (сплошная)

а) перемещения иглы  $x_H$  и клапана  $x_{KL}$ ;

б) дифференциальные  $dm / dt$  и интегральные  $m$  расходные характеристики

При  $t_{упр}=0,89$  мс игла не доходит до упора, поэтому для изменения направления ее движения необходимо большее, чтобы погасить ее инерцию. При  $t_{упр}=0,905$  мс игла доходит до упора, ее кинетическая энергия при ударе передается упору, вследствие чего, игла раньше начинает движение вниз.

Однако столь большие ходы иглы имеют и достоинства. На рис. 4.4 представлены сравнительные диаграммы работы форсунки при разных максимальных ходах иглы  $h_{имax}$ .

На рис. 4.4, а представлены зависимости ходов иглы и управляющего клапана от времени. Скорость подъема и посадки иглы одинаковая.

На рис. 4.4, б показаны сравнительные интегральные и дифференциальные характеристики впрыскивания и расходы на управление. При  $h_{имax}=1$  мм впрыснуто 85,9 мг, при этом, на управление затрачено 16,6 мг, что составляет 19,3% от подачи. При  $h_{имax}=0,25$  мм впрыснуто 48,5 мг, при этом, на управление затрачено 14,9 мг, что составляет 30,7% от подачи. Это объясняется тем, что длительность управляющего импульса одинакова, а время, в течение которого игла находится в открытом состоянии разное. Таким образом ЭГФ с более высоким подъемом иглы гидравлически более эффективна.

На рис. 4.4, в представлены графики давлений впрыскивания. Видно, что при большем подъеме иглы максимальное давление впрыскивания выше примерно на 10 МПа. Это объясняется дросселирующим эффектом сечения между конусами иглы и распылителя. А так как при большем подъеме иглы это сечение больше, то давление впрыскивания ближе к давлению в аккумуляторе.

Благодаря быстродействующему пьезоэлектрическому клапану рассматриваемая ЭГФ способна осуществлять 5 и более впрыскиваний за цикл подачи топлива [82]. Однако при этом на точность дозирования каждого отдельного впрыскивания оказывают большое влияние волновые процессы в трубопроводах и длинных каналах форсунки. То есть параметры каждого отдельного впрыскивания оказывают влияние на параметры последующего впрыскивания. Продемонстрируем это на примере двухфазного впрыскивания.

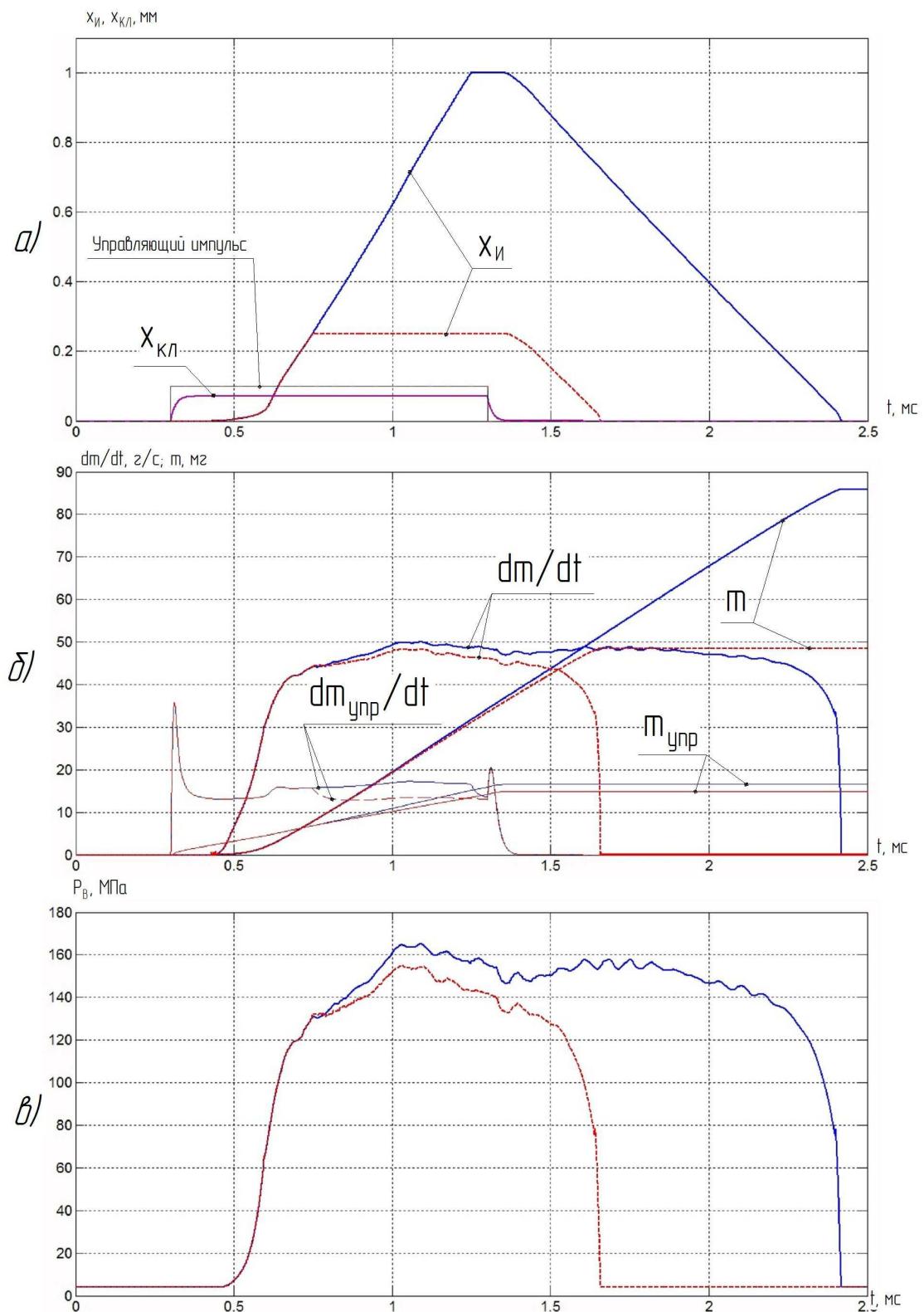


Рис. 4.4 Сравнительные диаграммы работы АС1 при  $h_{\text{ymax}} = 0,2 \text{ мм}$  (пунктирная) и  $h_{\text{ymax}} = 1 \text{ мм}$  (сплошная):  $t_{\text{упр}} = 1 \text{ мс}$ ,  $P_A = 160 \text{ МПа}$

а) перемещения иглы  $x_U$  и клапана  $x_{KL}$ ;

б) дифференциальные  $dm / dt$  и интегральные  $m$  расходы на впрыскивание и управление

в) давления под конусом иглы  $P_B$

На рис. 4.5 представлены сравнительные диаграммы работы системы АС1 для двух случаев двухфазного впрыскивания, состоящего из ПВ с длительностью управляющего впрыскивания  $t_{\text{упрв}}=0,1$  мс и ОВ с  $t_{\text{упров}}=0,5$  мс, отличающиеся длительностью отсечки между впрыскиваниями  $t_{\text{отс}}$ .

На рис. 4.5,а показаны ходы иглы. Ходы ПВ для обоих случаев идентичны. Однако для ОВ видно, что скорость подъема иглы более позднего ОВ несколько меньше. Это можно объяснить проанализировав кривые давления (рис. 4.5,в). После осуществления ПВ в трубопроводе начинается волновые процессы, так как величина ПВ невелика ни по объему впрыснутого топлива, ни по длительности управляющего импульса, это не вызвало больших амплитуд колебаний давления у форсунки  $P_F$ , однако оно оказывает влияние на последующие впрыскивания. Для более раннего ОВ в момент подачи управляющего импульса ( $t=0,6$  мс)  $P_F=157$  МПа, что довольно близко к давлению в аккумуляторе и меньше, чем эта же величина для более позднего ОВ  $P_F=168$  МПа. Таким образом, так как после подачи управляющего импульса для ОВ возникает новый волновой процесс, и начальные условия оказывают значительное влияние на развитие этого процесса, то для более позднего ОВ амплитуда колебаний  $P_F$  выше, таким образом выше и давление в камере управления, следовательно несколько меньше скорость подъема иглы. В итоге игла поднялась на меньшую высоту и быстрее села на седло. В результате масса поданного топлива для более раннего ОВ оказалась больше при той же длительности управляющего импульса ОВ (рис. 4.5, в): 42,4 мг против 38,1 мг.

На рис. 4.6 показано влияние времени между ПВ и ОВ для двухфазного впрыскивания на цикловую подачу. Максимальная амплитуда колебаний величины цикловой подачи относительно однофазного впрыскивания той же длительности, что и ОВ рассматриваемого двухфазного составляет 6,5 мг.

Кроме собственно времени между впрыскиваниями на амплитуду колебаний цикловой подачи из-за волновых явлений оказывают влияние длительности впрыскиваний, давление в аккумуляторе, температура топлива и др. Для более

точного контроля количество подаваемого топлива применяются специальные алгоритмы коррекции для электронного блока управления (ЭБУ) [82].

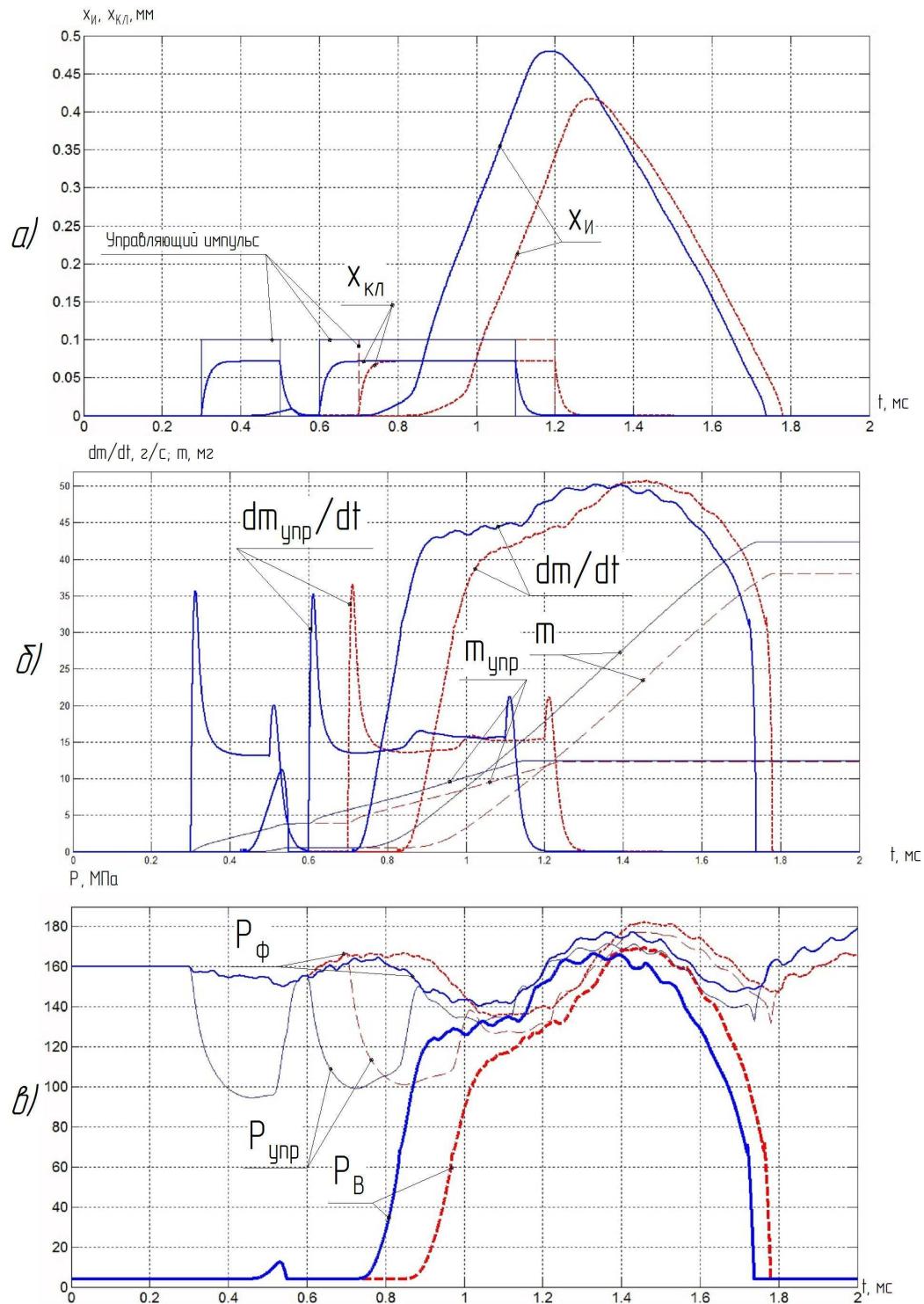


Рис. 4.5 Сравнительные диаграммы работы АС1 при  $t_{отс} = 0,2$  мс (пунктирная) и  $t_{отс} = 0,1$  мс (сплошная):  $t_{упрв} = 0,1$  мс,  $t_{управ} = 0,5$  мс,  $P_A = 160$  МПа  
а) перемещения иглы  $x_{II}$  и клапана  $x_{KL}$ ;

- б) дифференциальные  $dm / dt$  и интегральные  $m$  расходы на впрыскивание и на управление;  
в) давления под конусом иглы  $P_B$ , в камере управления  $P_{УПР}$  и на входе в форсунку  $P_{\phi}$

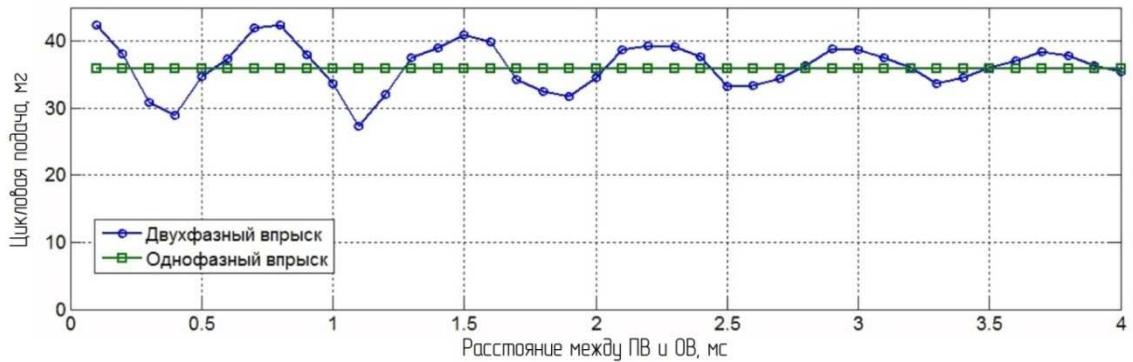


Рис. 4.6 Влияние времени между ПВ и ОВ на цикловую подачу для двухфазного впрыскивания

Также существуют и другие способы борьбы с волновыми явлениями. Например: у форсунок с прямым пьезоприводом иглы фирмы Delphi в теле форсунки предусмотрен достаточно большой объем, заполненный топливом. Он играет роль своеобразного аккумулятора и гасит волны давления, в результате график зависимости цикловой подачи от времени между впрыскиваниями для двухфазного впрыскивания представляет из себя практически горизонтальную прямую (рис. 4.7).

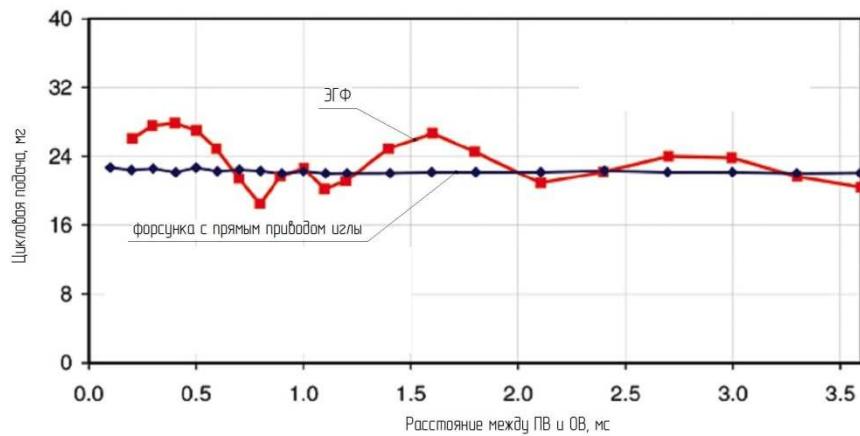


Рис. 4.7 Влияние времени между ПВ и ОВ на цикловую подачу для двухфазного впрыскивания для ЭГФ и форсунки с прямым приводом иглы [134]

На рис. 4.8 представлена диаграмма работы рассматриваемой ЭГФ для многофазного впрыскивания, состоящего из двух ПВ, ОВ и двух ВПО. Видно, что форсунка обладает хорошими возможностями, однако осуществление ОВ сложной формы (треугольник, ступенчатый) невозможно.

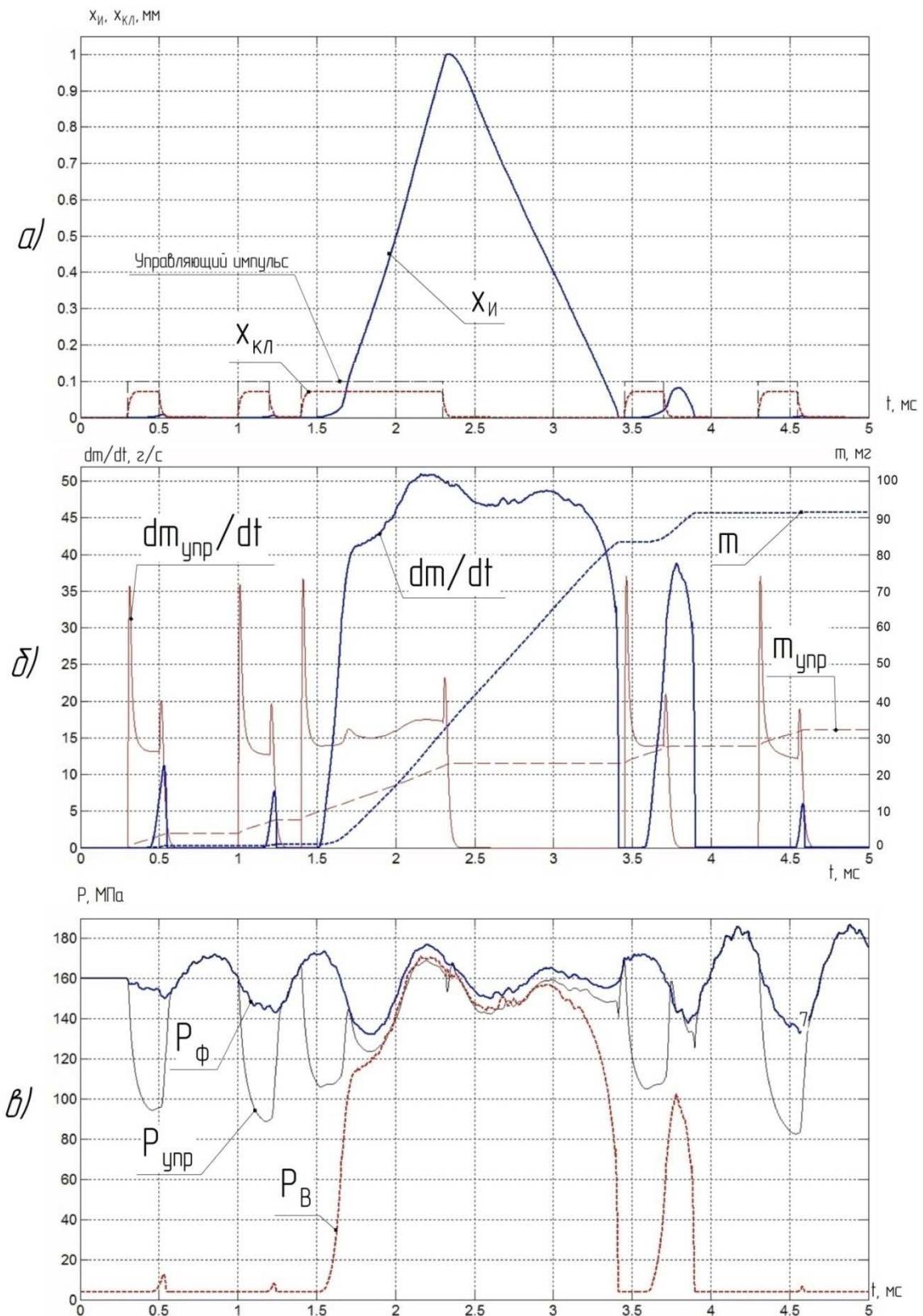


Рис. 4.8 Рабочие диаграммы АС1 при пятифазном впрыскивании  
а) перемещения иглы  $x_{II}$  и клапана  $x_{KL}$ ;

б) дифференциальные  $dm/dt$  и интегральные  $m$  расходы на впрыскивание и на управление;  
в) давления под конусом иглы  $P_B$ , в камере управления  $P_{упр}$  и на входе в форсунку  $P_{\phi}$

## 4.2 Результаты расчета предлагаемой аккумуляторной системы (АС3)

Предлагаемая аккумуляторная ТПС обладает большими возможностями для организации оптимального впрыскивания, но вместе с тем очень сложна в управлении. В качестве управляющих параметров можно рассматривать: давление в аккумуляторе; сечение, длительность и скорость открытия обоих пьезоэлектрических клапанов регулирования давления; длительность управляющего импульса на обмотках электромагнита, управляющего иглой.

На рис. 4.9 представлена диаграмма работы АС2 при ступенчатом впрыскивании.

Давление в камере распылителя форсунки после предыдущего впрыскивания будет близко к давлению в аккумуляторе, следовательно, для формирования пониженного давления открывается КРД2 (КРД1 при этом закрыт). Длительность нахождения в открытом состоянии и проходное сечение КРД2 определяют давление начала впрыскивания (участок  $t_1-t_2$  на рис. 4.9, а и в).

После подачи управляющего импульса на обмотки электромагнита ДПК открывается (момент  $t_3$ ), при этом наполнительный клапан закрывается, а разгрузочный открывается и связывает камеру управления со сливом. Давление в камере управления падает, и игла начинает подниматься (рис. 4.16, а и в, момент  $t_4$ ). После этого давление в камере распылителя будет уменьшаться. Чтобы этого не случилось одновременно с подъемом иглы приоткрывается КРД1 (момент  $t_4$ ), проходное сечение выбирается таким образом, чтобы давление в камере распылителя не менялось. Таким образом формируется "первая ступенька" характеристики впрыскивания (участок  $t_4-t_5$  на рис. 4.9, б).

В момент времени  $t_5$  КРД1 открывается еще шире, давление в камере распылителя, а следовательно и давление впрыскивания, начинает расти, через некоторое время достигая горизонтального участка с максимальным давлением впрыска (участок  $t_5-t_7$  на рис. 4.9, б). Наклон кривой давления впрыскивания зависит от проходного сечения КРД1.

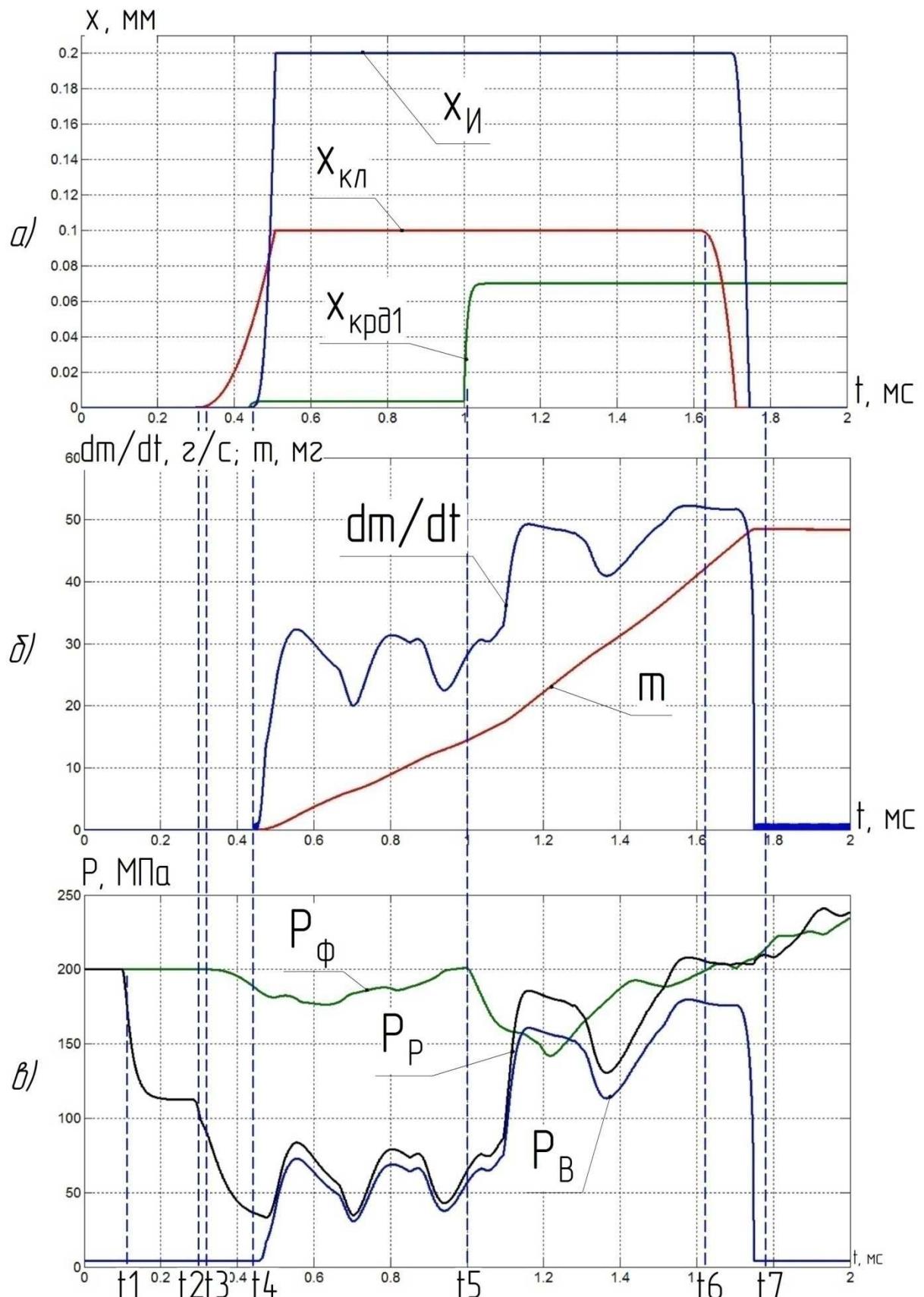


Рис. 4.9 Диаграмма рабочих процессов АС3 для ступенчатого впрыскивания

- а) перемещения иглы  $x_N$ , двухпозиционного клапана  $x_{KL}$ , КРД1  $x_{KRD1}$ ;
- б) дифференциальные  $dm/dt$  и интегральные  $m$  характеристики впрыскивания; в) давления в кармане распылителя  $P_p$ , перед распыливающими отверстиями  $P_B$  и на входе в форсунку  $P_\phi$

В момент времени  $t_6$  ДПК начинает закрываться, а после короткой задержки закрывается и игла.

На рис. 4.9, б представлены расходные характеристики на впрыскивание и на управление иглой (утечки на слив через ДПК) и давлением (утечки на слив через КРД2). По сравнению с традиционными ЭГФ к расходам на управление иглой добавились расходы на управление давлением, что снижает гидравлическую эффективность ТПС. Для представленного на рис. 4.9 случая на управление затрачивается 70,8% от объема впрыскивания: 38,33% на управление иглой и 32,45% на управление давлением. То есть топливо, затрачиваемое на управление, увеличилось практически в 2 раза.

На рис. 4.10 представлены несколько ступенчатых характеристик впрыскивания, отличающихся величиной давления "первой ступеньки". Количество топлива, затрачиваемое на управление давлением, зависит от давления начала впрыскивания. Чем ниже это давление, тем больше топлива нужно слить через КРД2, чтобы его добиться.

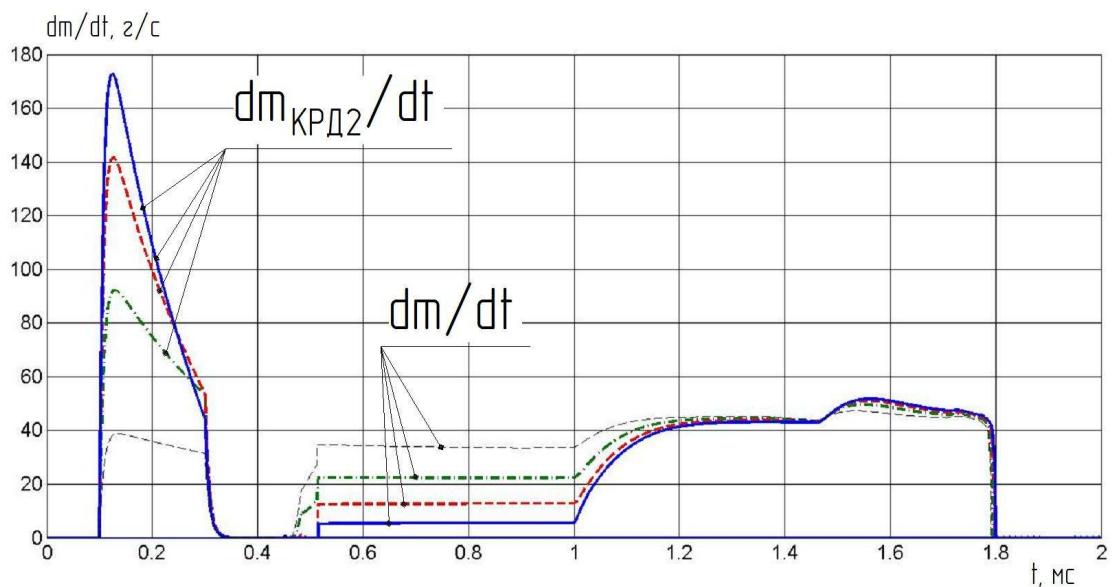


Рис. 4.10 Дифференциальные расходы на впрыскивание и через КРД2 для ступенчатых впрыскиваний с разными величинами давления "первой ступеньки"

Наклон кривой давления впрыскивания можно изменять варьируя величину проходного сечения КРД1. Однако, от величины проходного сечения КРД1 зависит также максимальное давление впрыскивания. Поэтому лучшим способом

изменения наклона кривой давления представляется изменение скорости открытия КРД1.

На рис. 4.11 представлены несколько ступенчатых характеристик впрыскивания с разными наклонами кривой давления впрыскивания.

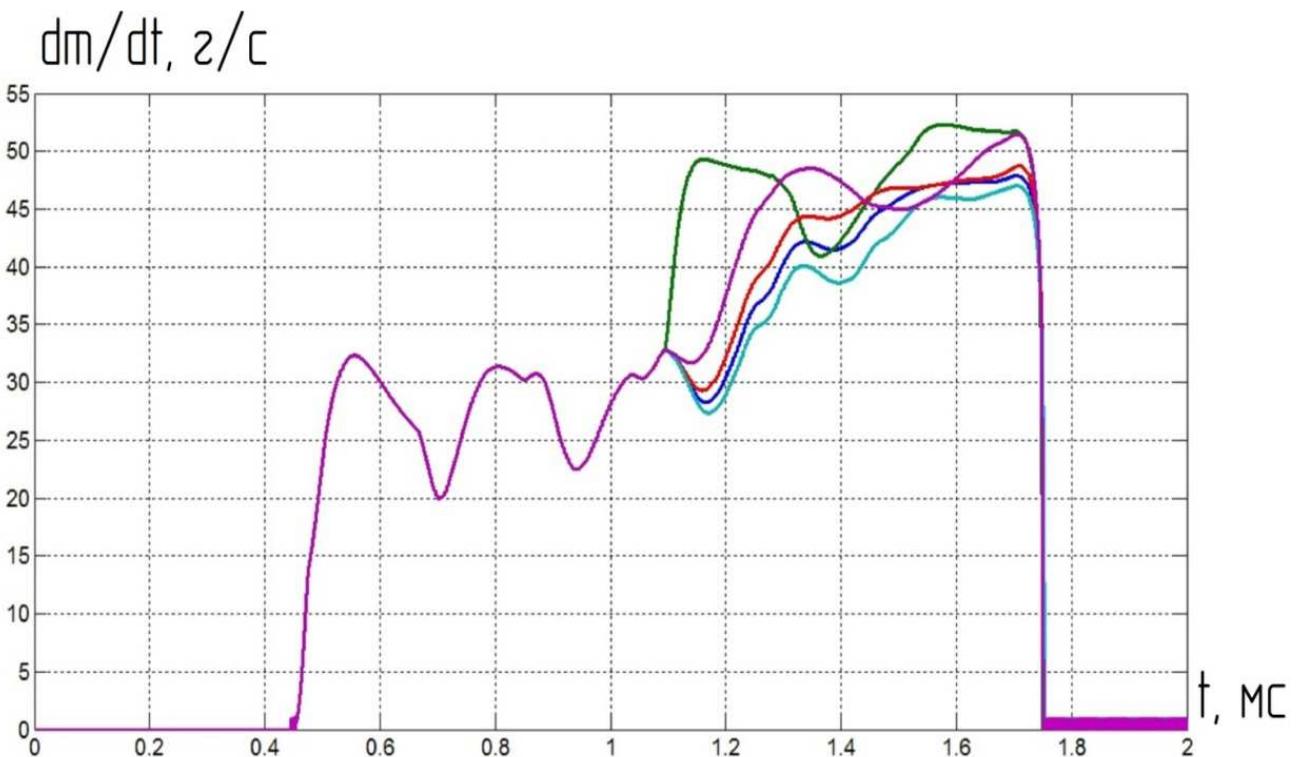


Рис. 4.11 Ступенчатые характеристики впрыскивания с разными наклонами кривой давления впрыскивания

Видно, что наклон характеристики можно изменять в довольно широких пределах, благодаря чему можно гибко управлять параметрами впрыскивания.

Таким образом при создании ступенчатой формы впрыскивания АС2 позволяет задавать практически все его параметры: высоту и длительность "первой ступеньки", наклон кривой давления впрыскивания, величину максимального давления (не больше давления в аккумуляторе).

Кроме ступенчатой формы впрыскивания также выделяют треугольную.

На рис. 4.12 представлены диаграммы рабочего процесса АС2 для треугольной формы характеристики впрыскивания.

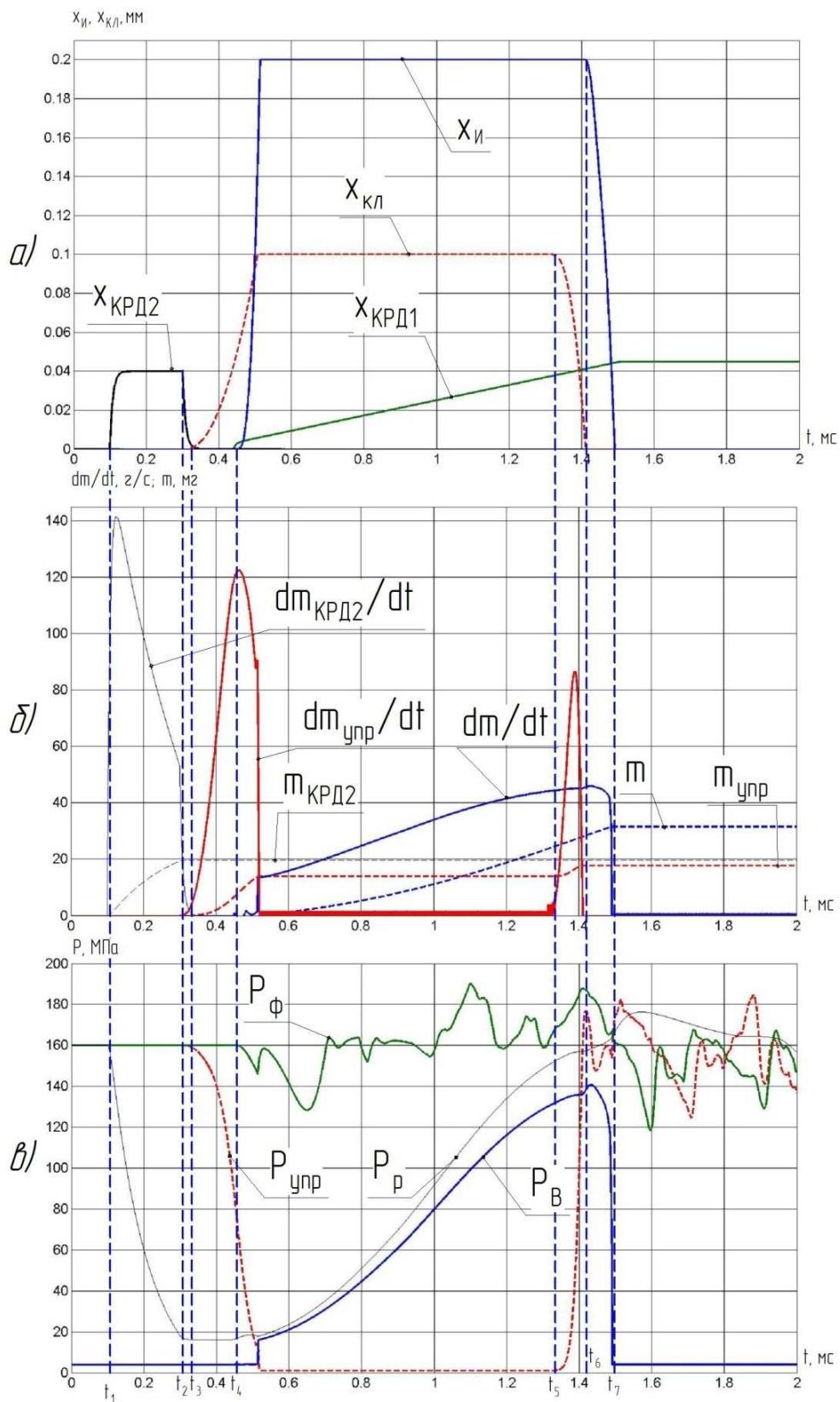


Рис. 4.12 Диаграмма рабочего процесса АС2 для треугольного впрыскивания

а) перемещения иглы  $x_{II}$ , двухпозиционного клапана  $x_{KL}$ , КРД1  $x_{KRD1}$  и КРД2  $x_{KRD2}$ ;

б) дифференциальные  $dm / dt$  и интегральные  $m$  расходы на впрыскивание, управление и через КРД2; в) давления в кармане распылителя  $P_p$ , под конусом иглы  $P_B$ , в камере управления  $P_{yupr}$  и на входе в форсунку  $P_\phi$

Начальная величина впрыскивания организуется аналогично ступенчатой форме с помощью КРД2. В момент времени  $t_4$  начинает подниматься игла, и одновременно открывается КРД1. Скорость открытия КРД1 определяет наклон кривой давления впрыскивания, а величина проходного сечения КРД1 на момент закрытия иглы - величину максимального давления впрыскивания.

В момент времени  $t_5$  начинает закрываться ДПК, давление в камере управления начинает расти (рис. 4.12, в). После короткой задержки начинает закрываться игла (участок  $t_6-t_7$  на рис. 4.9, а).

На рис. 4.13 представлены несколько вариантов реализации треугольной формы характеристики впрыскивания АС2, отличающиеся скоростью открытия КРД1.

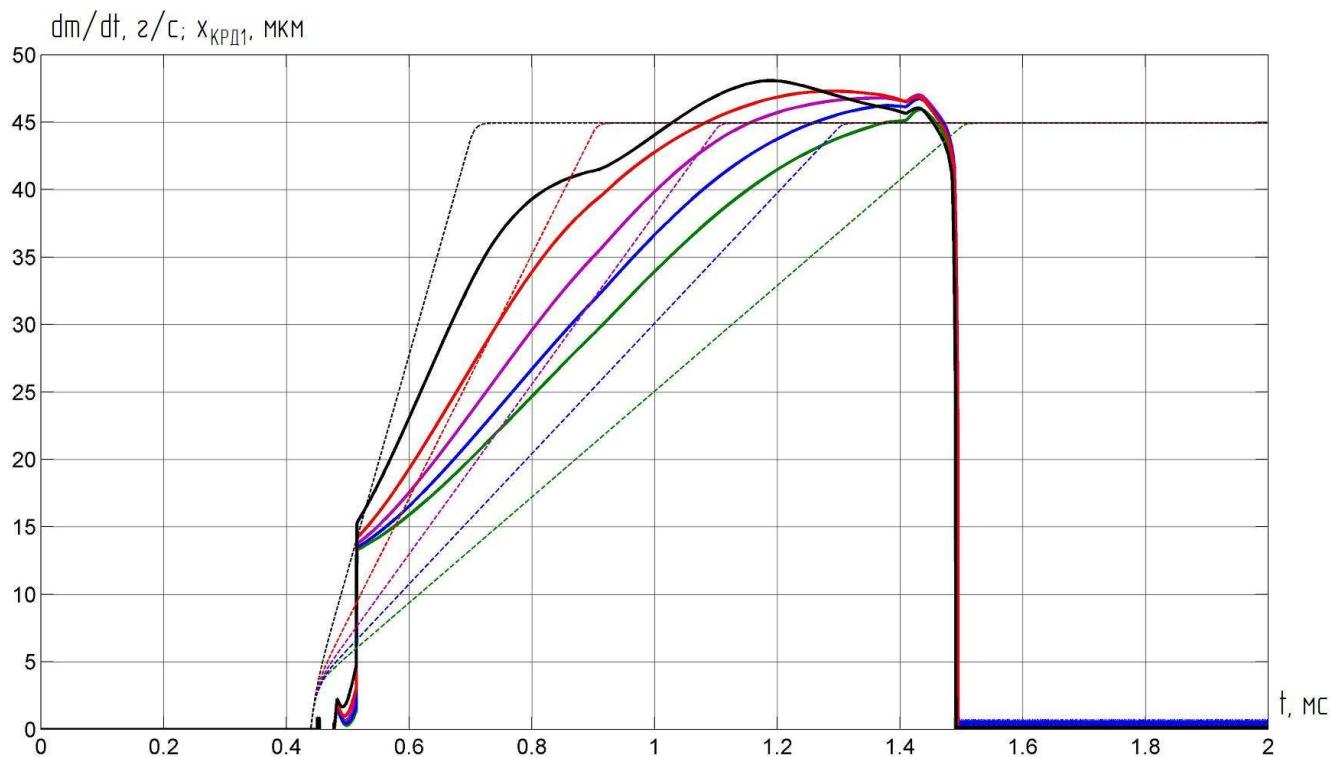


Рис. 4.13 Треугольные характеристики впрыскивания (сплошной) с разными наклонами кривой давления впрыскивания и соответствующие ходы КРД1 (пунктирной)

Видно, что АС3 обладает хорошими возможностями по управлению скоростью нарастания интенсивности впрыскивания для ступенчатой формы впрыскивания.

Для изменения величины начального давления впрыскивания, как и в случае ступенчатого впрыскивания, необходимо изменять длительность или проходное сечение КРД2. На рис. 4.14 представлены несколько вариантов реализации треугольной формы впрыскивания, отличающиеся величиной давления начала впрыскивания.

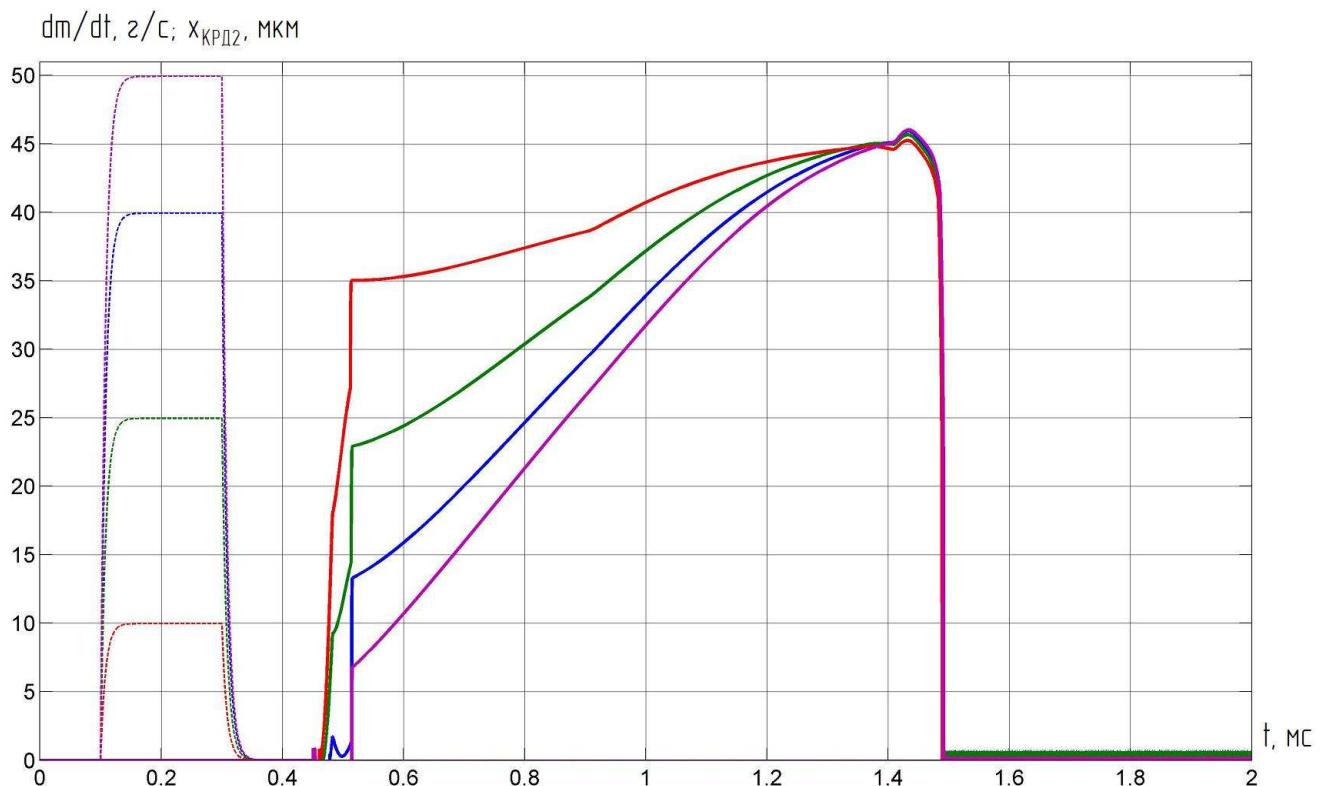


Рис. 4.14 Треугольные характеристики впрыскивания (сплошной) с разными давлениями начала впрыскивания и соответствующие ходы КРД2 (пунктирной)

На режимах работы двигателя с высокими оборотами оптимальной является прямоугольная характеристика впрыскивания. Для реализации такого впрыскивания КРД1 остается все время открытым, а КРД2 - закрытым. В этом случае АС2 ведет себя как обычная ЭГФ. Рабочие диаграммы АС3 для прямоугольного впрыскивания представлены на рис. 4.15.

По сравнению с другими формами ОВ гидравлическая эффективность АС2 для прямоугольного впрыскивания выше, поскольку нет утечек топлива на сливе через КРД2 (рис. 4.15, б).

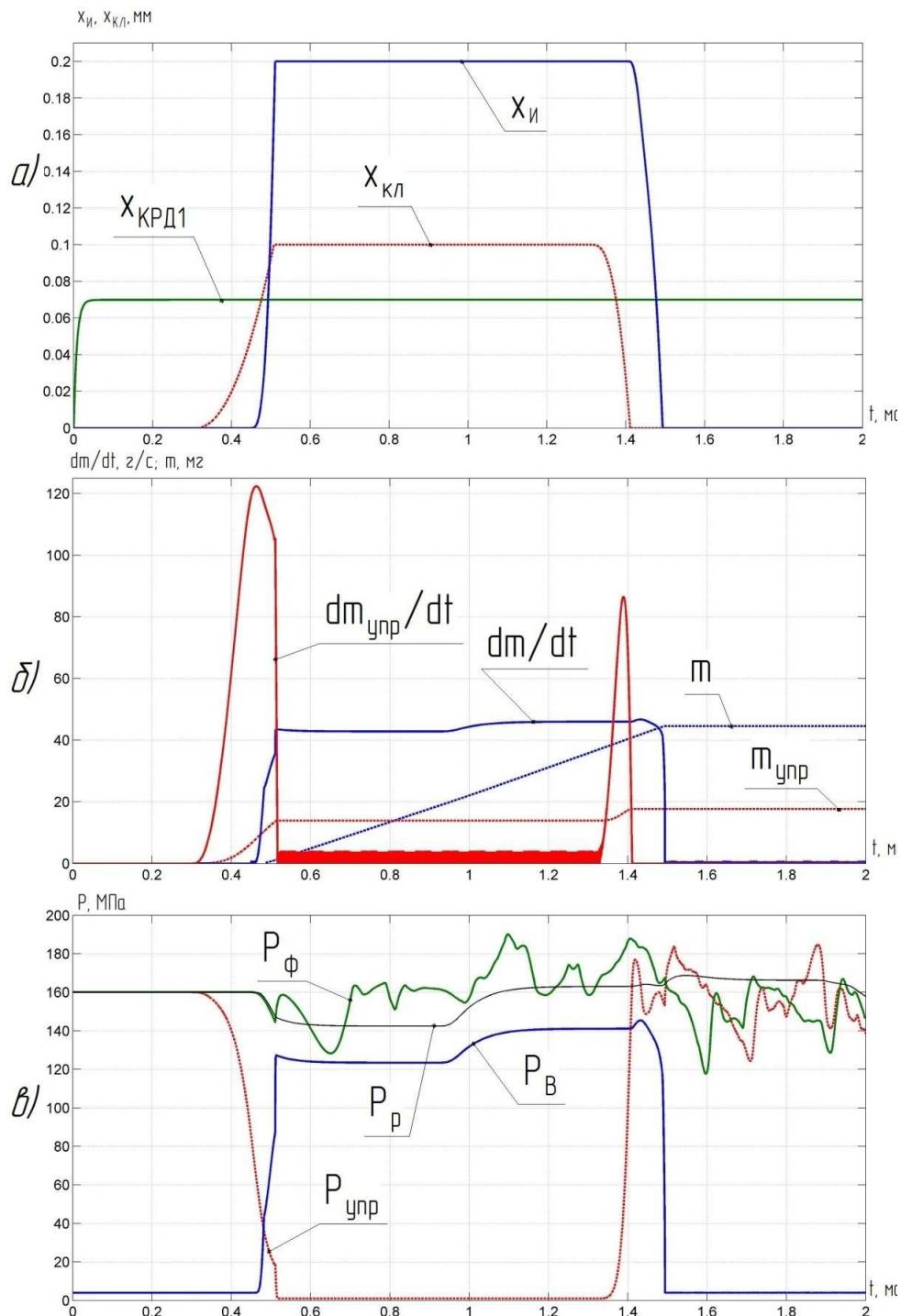


Рис. 4.15 Диаграмма рабочего процесса АС2 для прямоугольного впрыскивания  
 а) перемещения иглы  $x_{II}$ , двухпозиционного клапана  $x_{KL}$  и КРД1  $x_{KRD1}$ ;  
 б) дифференциальные  $dm / dt$  и интегральные  $m$  расходы на впрыскивание и управление;  
 в) давления в кармане распылителя  $P_P$ , под конусом иглы  $P_B$ , в камере управления  $P_{UPR}$  и на  
 входе в форсунку  $P_\phi$

Также стоит отметить, что благодаря разным трубопроводам, соединяющим аккумулятор с модулем управления ходом иглы и камерой распылителя, на характеристику впрыскивания не влияют волновые процессы, вызываемые работой ДПК.

#### 4.3 Выводы по главе 4

1. Расчетное исследование ТПС типа CR фирмы Bosch 3-го поколения с пьезоэлектрической ЭГФ (AC1) позволило определить основные характеристики рабочего процесса данной ЭГФ.

Особенностью данной форсунки является высокий подъем иглы - до 1 мм. Показано, что такие большие ходы иглы позволяют увеличить гидравлическую эффективность форсунки, а также увеличить давление впрыскивания.

Данная ТПС обладает высокой гидравлической эффективностью, быстрой срабатывания, возможностью осуществления многофазного впрыскивания и гибким изменением длительностей отдельных впрыскиваний и временем между соседними. Однако не обладает возможностью управления давлением впрыскивания, что является важным требованием к ТПС для токсичности работы дизельного двигателя.

2. Расчетное исследование предлагаемой аккумуляторной ТПС (AC3) показало, что AC3 позволяет осуществлять прямоугольный, треугольный и ступенчатый ОВ с возможностью изменения практически всех параметров этих впрыскиваний. Однако это достигается за счет установки двух дополнительных пьезоэлектрических клапанов с регулируемым проходным сечением и скоростью открытия. Также снижается гидравлическая эффективность форсунки из-за дополнительного слива топлива через КРД2 для установки начального давления впрыскивания.

Предлагаемая аккумуляторная ТПС AC2 обладает схожими возможностями с двухаккумуляторной ТПС Twin-CR Ганноверского университета, при этом не требуется установка дополнительного аккумулятора.

## Выводы

1. Разработаны математические модели рабочих процессов предлагаемой в данной работе аккумуляторной ТПС с возможностью управления формой характеристики впрыскивания (AC3) и аккумуляторных систем фирмы Bosch типа CR 2-го (AC1) и 3-го (AC2) поколения. Разработанные математические модели позволяют получать достоверные результаты и могут быть использованы для анализа и оптимизации рассматриваемых систем.

Создана библиотека элементов-примитивов (трубопроводы, полости, отверстия, распылитель, игла, электромагнит, клапаны и др.) в среде Matlab/Simulink может быть использована при создании математических моделей новых ТПС.

2. Предложен способ управления формой характеристики впрыскивания дизельной ТПС, позволяющий осуществлять прямоугольную, треугольную и ступенчатую характеристики впрыскивания с широкими возможностями по управлению их параметрами.

3. Проведены численные эксперименты по определению коэффициентов расхода характерных отверстий рассматриваемых форсунок. Расчет проводился в программном комплексе ANSYS CFX с учетом турбулентности потока, сжимаемости топлива и явления кавитации. Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными для распылителей форсунок фирмы Bosch типа CR 2-го (AC1) и 3-го (AC2) поколения показало хорошую сходимость (максимальное отклонение 6,5%). Экспериментальные данные взяты из литературы.

По результатам численного эксперимента получены зависимости, которые были использованы для уточнения математических моделей ТПС.

4. Результаты расчета рабочих процессов для AC1 и AC2 показали удовлетворительное совпадение с экспериментом (максимальное расхождение по цикловой подаче при длительности управляющего импульса  $t_{упр} \geq 0,5$  мс для трех разных давлений в аккумуляторе составило 10,4%). Следовательно, применяемые

методы математического моделирования адекватно описывают гидродинамические процессы в ТПС.

5. Расчетное исследование предлагаемой аккумуляторной ТПС (АС3) показало, что АС3 позволяет осуществлять прямоугольную, треугольную и ступенчатую форму характеристики впрыскивания с возможностью изменения их параметров, что позволит повысить степень управляемости рабочим циклом дизеля. Несмотря на то, что полученная высокая управляемость характеристикой впрыскивания достигается за счет установки двух дополнительных клапанов и снижения гидравлической эффективности форсунки, в сравнении с существующими системами, обладающими подобными возможностями, предлагаемая система менее сложная и/или более гидравлически эффективная.

Дальнейшее развитие работы предполагает оптимизацию конструкции предлагаемой дизельной форсунки с целью повышения ее гидравлической эффективности и динамических характеристик, изготовление форсунки и проведение натурных испытаний. Также планируется уточнение математических моделей гидродинамических процессов в форсунке путем учета неизотермичности процессов.

## Список литературы

1. Автомобильный справочник. Пер. с английского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: ООО "Книжное издательство "За рулем", 2012. – 1280 с.: ил.
2. Астахов, И.В. Динамика процесса впрыска топлива в быстроходных дизелях / И.В. Астахов. – М.: Изд-во Бюро новой техники, 1948. – 93 с.
3. Астахов, И.В. Закон подачи как фактор повышения надежности работы и ресурса быстроходного дизеля / И.В. Астахов // Энергомашиностроение. – 1956. – №8.
4. Астахов, И.В. Подача и распыливание топлива в дизелях / И.В. Астахов, В.И. Трусов, А.С. Хачиян, Л.Н. Голубков. – М.: Машиностроение, 1971. – 359 с.
5. Астахов, И.В. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов, А.С. Хачиян, Л.М. Рябикин. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.: ил.
6. Бобцов, А.А. Исполнительные устройства и системы для микроперемещений / А.А. Бобцов, В.И. Бойков, С.В. Быстров, В.В. Григорьев. – СПб.: ГУ ИТМО, 2011. – 131 с.
7. Богачев, С.А. Разработка топливоподающих систем дизеля нового поколения с целью выполнения перспективных нормативов, ограничивающих токсичность отработавших газов: дис. ... канд. техн. наук / С.А. Богачев. – Ярославль, 2002. – 173 с.
8. Богачев, С.А. Электрогидравлическая форсунка с двухпозиционным клапаном / С.А. Богачев, Ю.Е. Хрящев // Известия вузов. Машиностроение. – 2002. – №2-3. – с. 61-75.
9. Гордон, А.В. Электромагниты постоянного тока. Учебное пособие для студентов вузов / А.В. Гордон, А.Г. Сливинская. – М.: Государственное энергетическое издательство, 1960. – 448 с.
10. Грехов, Л.В. Научные основы разработки систем топливоподачи в цилиндры двигателей внутреннего сгорания: дис. ... доктора техн. наук / Л.В. Грехов. – М., 1999. – 391 с.

11. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура и система управления дизелей / Л.В. Грехов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.: ил.
12. Грехов, Л.В. Уравнения для описания поведения однофазных и двухфазных моторных топлив / Л.В. Грехов // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвуз. сб. научн. тр. – 2001. – Вып. XVII. – с. 44-51.
13. Гришин, Ю.А. Численный расчет течения топлива в форсунке дизеля / Ю.А. Гришин, К.Н. Рысс // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2013. – №8. – С. 3-7.
14. Двигатель 1,9 л TDI с системой впрыска топлива с насос-форсунками. Устройство и принцип действия. Пособие по программе самообразования 209. Перевод и верстка ООО "ФОЛЬКСВАГЕН ГрупРус", 1998. – 60 с.
15. Девягин, С.Н. Улучшение эксплуатационно-технических показателей быстроходного дизеля совершенствованием процесса впрыскивания и распыливания топлива: дис. ... доктора техн. наук / С.Н. Девягин. – М., 2005. – 390 с.
16. Демидов, М.И. Образование оксидов углерода и азота при горении и дожигании в двигателе внутреннего сгорания: дис. ... канд. техн. наук / М.И. Демидов. – Тула, 2005. – 133 с.
17. Дьяконов, В.П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Основы применения / В.П. Дьяконов. – М.: СОЛОН - Пресс, 2005. – 800 с.
18. Ефимов, К.В. Оптимизация параметров электрогидравлической форсунки для дизеля с микропроцессорной системой управления: дис. ... канд. техн. наук / К.В. Ефимов. – М., 2003. – 194 с.
19. Казедорф Ю. Системы впрыска дизельных двигателей. Перевод с немецкого / Ю. Казедорф, Э. Войзетшлегер. – М.: ООО "Книжное издательство "За рулем", 2012. – 320 с.: ил.
20. Лазарев, В.Е. Повышения ресурса распылителей топлива в дизелях снижением нагруженности прецизионных сопряжений: автореферат дис. ... доктора техн. наук / В.Е. Лазарев. – Барнаул, 2008. – 34 с.

21. Лазарев, Е.А. Влияние разделенного впрыска топлива на показатели рабочего цикла тракторного дизеля: дис. ... канд. техн. наук / Е.А. Лазарев. – Челябинск, 1971. – 225 с.
22. Марков, В.А. Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях / В.А. Марков, С.Н. Девягин, В.И. Мальчук. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 360 с.: ил.
23. Марков, В.А. Распылитель форсунки транспортного дизеля / В.А. Марков, С.Н. Девягин, А.А. Зенин, А.А. Ефанов // Строительные и дорожные машины. – 2010. – №1. – С. 37-44.
24. Марков, В.А. Токсичность отработавших газов дизелей / В.А. Марков, Р.М. Баширов, И.И. Габитов. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. – 376 с.: ил.
25. Марченко, А.П. Тенденции развития форсунок аккумуляторных топливных систем типа Common Rail / А.П. Марченко, Д.В. Мешков, И.В. Рыкова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – Вып. 1. – С. 66-72.
26. Мельник, Г.В. Очистка газов - безальтернативное решение для достижения перспективных норм вредных выбросов дизелей / Г.В. Мельник // Двигателестроение. – 2010. – №3 (241). – С. 45-53.
27. Мельник, Г.В. Технологии для обеспечения малотоксичной работы транспортных дизелей и альтернативные топлива / Г.В. Мельник // Двигателестроение. – 2011. – №3 (245). – С. 42-54.
28. Михальченко, Д.А. Разработка математических моделей и расчетно-экспериментальное исследование дизельных топливных систем с клапанным управлением: дис. ... канд. техн. наук / Д.А. Михальченко. – М., 2010. – 192 с.
29. Насос-форсунка с пьезоэлектрическим клапаном. Конструкция и принцип действия. Пособие по программе самообразования 352. Перевод и верстка ООО "ФОЛЬКСВАГЕН ГрупРус", 2005. – 24 с.
30. Патент 2521696 Российская Федерация, МПК7 F 02 M 61/18, F 02 M 47/02, F 02 M 51/06. Способ управления подачей топлива и устройство управления подачей топлива / Ю.Д. Погуляев, Р.М. Байтимеров, В.Н. Наумов. – № 2013132726/06; заявл. 15.07.13; опубл. 10.07.14, Бюл. №19. – 25 с.

31. Пигарина, А.А. Разработка и исследование электрогидравлической форсунки для аккумуляторной системы топливоподачи автомобильных быстроходных дизелей: дис. ... канд. техн. наук / А.А. Пигарина. – Владимир, 2003. – 200 с.
32. Погуляев, Ю.Д. Расчетные исследования впрыска топлива гидравлической форсункой с двумя уровнями отверстий распылителя / Ю.Д. Погуляев, Р.М. Байтимеров // Строительные и дорожные машины. – 2013. – №5. – с. 18-23.
33. Погуляев, Ю.Д. Система топливоподачи для дизельного двигателя с форсункой, имеющей два уровня отверстий распылителя / Ю.Д. Погуляев, Р.М. Байтимеров // Строительные и дорожные машины. – 2013. – №4. – с. 29-33.
34. Прохоренко, А.А. Математическая модель процесса топливоподачи системой Common Rail с пьезоэлектрической форсункой / А.А. Прохоренко, Д.Е. Самойленко, Д.В. Мешков // Вести автомобильно-дорожного института. – 2009. – №1(8). – С. 6-12.
35. Прохоренко, А.А. Оптимизация конструктивных параметров пьезоэлектрической дизельной форсунки / А.А. Прохоренко, Д.Е. Самойленко, Д.В. Мешков // Вести автомобильно-дорожного института. – 2010. – №1(10). – С. 47-53.
36. Рысс, К.Н. Расчетное прогнозирование расходных характеристик распылителей дизельной топливной аппаратуры / К.Н. Рысс, А.А. Денисов, Л.В. Грехов, Ю.А. Гришин // Известия ВолгГТУ. – 2013. – Т. 5. – №12 (115). – С. 57-60.
37. Сандомирский, М.Г. Двухфазная подача топлива с независимым регулированием момента и количества топлива, подаваемого в каждой из фаз / М.Г. Сандомирский, В.Г. Дьяченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 1967. – Вып. 4. – С. 52-55.
38. Сергеев, В.М. Новый способ впрыскивания топлива в форсированных дизелях / В.М. Сергеев // Автомобильная промышленность. - 1998. – №1. – с. 33-37.
39. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. – М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. – 480с.: ил.
40. Фомин, Ю.Я. Топливная аппаратура дизелей: Справочник / Ю.Я. Фомин, Г.В. Никонов, В.Г. Ивановский. – М.: Машиностроение, 1982. – 168 с.: ил.

41. ANSYS CFX-Solver Theory Guide: Release 13.0 // ANSYS, Inc. – 2010. – 390 p.
42. Badock, C. Investigation of cavitation in real size diesel injection nozzles / C. Badock, R. Wirth, A. Fath, A. Leipertz // International Journal of Heat and Fluid Flow. – 1999. – Vol. 20. – №5. – P. 538-544.
43. Bartsch, C. Common Rail oder Pumpeduse? Dieseleinspritzung auf neuen Wegen / C. Bartsch // Motortechnische Zeitschrift. – 2005. – Vol. 66. – №4. – P. 254-258.
44. Baumgarten, C. Mixture Formation in External Combustion Engines / C. Baumgarten. – Springer, 2006. – 311 p.
45. Beck, N.J. Injection rate shaping and high speed combustion analysis—new tools for diesel engine combustion development / N.J. Beck, S.K. Chen // SAE Technical Paper 900639. – 1990. – 11 p.
46. Behnk, K. Use of External Post-Injection for Regeneration of Diesel Particulate Filters / K. Behnk, M. Frambourg, F. Heimlich, J. Maaß, T. Rölle // MTZ worldwide. – 2004. – Vol. 65. – №5. – P. 6-9.
47. Binder, K. Present and Future of Heavy Duty Engines Strategies for Compliance to the Emission Legislation / K.Binder, V.Schwarz // Thermo- and Fluid-Dynamic Processes in Diesel Engines 2. – Springer-Verlag. – 2004. –P. 19-28.
48. Boecking, F. Passenger Car Common Rail Systems for Future Emissions standards / F. Boecking, U. Dohle, J. Hammer, S. Kampmann // / MTZ worldwide. – 2005. – Vol. 66. – №7-8. – P. 14-16.
49. Bredel, E. Waste Heat Recovery in Drive Systems of Today and Tomorrow / E. Bredel, J. Nickl, S. Barstoch // MTZ worldwide. – 2011. – Vol 72. – №4. – P. 52-56.
50. Busch, R. Advanced Diesel Common Rail Injection System for Future Emission Legislation / R. Busch // 10th Diesel Emission Reduction Conference. – 2004. – 28 p.
51. Caika, V. Nozzle Flow and Cavitation Modeling with Coupled 1D-3D AVL Software Tools / V. Caika, P. Stampf // SAE Technical Paper 2011-24-0006. – 2011. – 15 p.
52. Chadwell, C.J. Effect of Diesel and Water Co-injection with Real-Time Control on Diesel Engine Performance and Emissions / C.J. Chadwell, P.J.G. Dingle // SAE Technical Paper 2008-01-1190. – 2008. – 12 p.

53. Cloudt, R. SCR-only Concept for Heavy-duty Euro VI Applications / R. Cloudt, R. Baert, F. Willems, M. Vergouwe // MTZ worldwide. – 2009. – Vol. 70. – №9. – P. 58-63.
54. Coldren, D. Hydraulic Electronic Unit Injector with Rate Shaping Capability / D.R. Coldren, S.R. Schuricht, R.A. Smith // SAE Technical Paper 2003-01-1384. – 2003. – 16 p.
55. Delebinski, T. Untersuchung der dieselmotorischen Einspritzverlaufsformung mit Hilfe optischer Messsysteme: Dissertation von Doktor-Ingenieur / T. Delebinski. – Universitat Hannover. – 2006. – 127 p.
56. Delphi E3 Diesel Electronic Unit Injector. – <http://delphi.com/shared/pdf/ppd/cv/pwrtrn/e3-diesel-electronic-unit-injector.pdf>.
57. Delphi F2e Ultra High Pressure Heavy Duty Diesel Common Rail System. – <http://delphi.com/shared/pdf/ppd/cv/pwrtrn/f2e-ultra-high-pressure-diesel-common-rail-system.pdf>. – P. 1-2.
58. Delphi F2p Ultra High Pressure Heavy Duty Diesel Common Rail System. – <http://delphi.com/shared/pdf/ppd/cv/pwrtrn/f2p-ultra-high-pressure-heavy-duty-diesel-common-rail-system.pdf>. – P. 1-2.
59. Delphi F2r Ultra High Pressure Heavy Duty Diesel Common Rail System. – <http://delphi.com/shared/pdf/ppd/cv/pwrtrn/f2r-ultra-high-pressure-heavy-duty-diesel-common-rail-system.pdf>. – P. 1-2.
60. Deuss, T. Friction Power Measurements of a Fired Diesel Engine Cycle-Relevant CO<sub>2</sub> Saving / T. Deuss, H. Ehniss, M. Bassett, A. Bisordi // MTZ worldwide. – 2011. – Vol. 72. – №12. – P. 24-28.
61. Diezemann, M. Increasing Exhaust Gas Temperature in the Diesel Engine Using Variable Valvetrain / M. Diezemann, R. Pohlke, M. Brauer, C. Severin // MTZ worldwide. – 2013. – Vol. 74. – №4. – P. 32-38.
62. DiMaggio, C.L. Dual SCR Aftertreatment for Lean NO<sub>x</sub> Reduction / C.L. DiMaggio, G.B. Fisher, K.M. Rahmoeller, M. Sellnau // SAE Technical Paper 2009-01-0277. – 2009. – 12 p.

63. Dober, G. The Impact of Injection Strategies on Emissions Reduction and Power Output of Future Diesel Engines / G. Dober, S. Tullis, G. Greeves, N. Milovanovic, M. Hardy, S. Zuelch // SAE Technical Paper 2008-01-0941. – 2008. – 11 p.
64. Dworschak, J. The New BMW Six-Cylinder Diesel Engine with Three Turbocharges Part 2: Intake, Cooling and Exhaust / J. Dworschak, R. Feltes, T. Fortner, W. Mallinger // MTZ worldwide. – 2011. – Vol. 72. – №12. – P. 44-49.
65. Egger, K. New Common Rail Injection System with Piezo Actuation for Diesel Passenger Cars / K. Egger, J. Warga, W. Klugl // MTZ worldwide. – 2002. Vol. 63. – №9. – P. 14-17.
66. Erlach, H. Pressure Modulated Injection and Its Effect on Combustion and Emissions of a HD Diesel Engine / H. Erlach, F. Chmela, W. Cartellieri, P. Herzog // SAE Technical Paper 952059. – 1995. – 17 p.
67. Fernandez, H. Development of continuously variable valve lift mechanism for improved fuel economy / H. Fernandez, Y. Kazour, M. Knauf, J. Sinnamon, E. Suh, D. Glueck // SAE Technical Paper 2012-01-0163. – 2012. – 14 p.
68. Flaig, U. Common Rail System (CR-System) for Passenger Car DI Diesel Engines; Experiences with Applications for Series Production Projects / U. Flaig, W. Polach, G. Ziegler // SAE Technical paper 1999-01-0191. – 1999. – 12 p.
69. Flierl, R. Simultaneous Combustion - Methane-Fuel and Methan-Diesel Mixture Preparations / R. Flierl, A. Temp, A. Wegmann, A. Barrois, S. Schmitt // MTZ worldwide. – 2011. – Vol. 72. – №10. – P. 78-84.
70. Flierl, R. Univalve - a Fully Variable Mechanical Valve Lift System for Future Internal Combustion Engines / R. Flierl, S. Schmit, G. Klienart, H. Esch, H. Dismon // MTZ worldwide. – 2011. – Vol. 72. – №5. – P. 36-40.
71. Friedrich, C. Diesel Vaporizer for Particulate Filter Regeneration / C. Friedrich, T. Inclan, B. Wilmes, V. Brichzin, M. Eller // MTZ worldwide. – 2010. – Vol71. – №5. – P. 36-42.
72. Fulks, G. A Review of Solid Materials as Alternative Ammonia Sources for Lean NOx Reduction with SCR / G. Fulks, G.B. Fisher, K. Rahmoeller, M. Wu, E. D'Herde, J. Tan // SAE Technical Paper 2009-01-0907. – 2009. –13 p.

73. Greeves, G. Advanced Two-Actuator EUI and Emission Reduction for Heavy-Duty Diesel Engines / G. Greeves, S. Tullis, B. Barker // SAE Technical Paper 2003-01-0698. – 2003. – 20 p.
74. Harth, K. Compact Catalytic Converter System for Future Diesel Emissions standards / K. Harth // MTZ worldwide. – 2012. – Vol. 73. – №9. – P. 10-14.
75. Heil, B. The New Daimler Heavy Commercial Vehicle Engine Series / B. Heil, W. Schmid, M. Teigeler // MTZ worldwide. – 2009. – Vol. 70. – №1. – P. 4-11.
76. Hermann, O.E. Control of Boost Pressure and EGR Rate as a Means of Emission Control in Heavy Duty Engines / O.E. Herrmann, M. Krüger, S. Pischinger // MTZ worldwide. – 2005. – Vol. 66. – №10. – P. 26-29.
77. Hessel, R. A CFD Study of Post Injection Influences on Soot Formation and Oxidation under Diesel-Like Operating Conditions / R. Hessel, R. Reitz, M. Musculus, J. O'Connor, D. Flowers // SAE Technical Paper 2014-01-1256. – 2014. – 20 p.
78. Holzbaur, T. A New Mass and Temperature Control Valve for Exhaust Gas Recirculation in Car Diesel Engines / T. Holzbaur, E. Willers, A. Hess, H. Klein, M. Schuessler, T. Kunz // MTZ worldwide. – 2007. – Vol. 68. – №12. – P. 21-23.
79. Hountalas, D.T. Investigation Concerning the Effect of Post Fuel Injection on The Performance and Pollutants of Heavy Duty Diesel Engines Using a Multi-Zone Combustion Model/ D.T. Hountalas, D.A. Kauremenos, E.G. Pariotis, V. Schwatz, K.B. Binder // Thermo- and Fluid-Dynamic Processes in Diesel Engines 2. – Springer-Verlag. – 2004. – P. 257-283.
80. Hountalas, D.T. Using a Phenomenological Multi-Zone Model to Investigate the Effect of Injection Rate Shaping on Performance and Pollutants of a DI Heavy Duty Diesel Engine / D.T. Hountalas, D.A. Kouremenos, E.G. Pariotis, V. Schwarz, K.B. Binder // SAE Technical Paper 2002-01-0074. – 2002. – 18 p.
81. Hubertus G. Common-Rail-Systeme in der Werkstattpraxis: Technik, Prüfung, Diagnose / G. Hubertus. – Krafthand-Technik, 2012. – 206 p.
82. Hummel, K. Third-Generation Common Rail System with Piezo Inline Injectors from Bosch for passenger Cars / K. Hummel, F. Boecking, J. Gross, J. Stein, U. Dohle // MTZ worldwide. – 2004. – Vol.65. – №3. – P. 9-12.

83. Husmeier, F. Reduced Injector Losses and Improved Spray Pattern / F. Husmeier // MTZ worldwide. – 2013. – Vol. 74. – №11. – P. 42-45.
84. Hwang, J.W. Effect of Fuel Injection Rate on Pollutant Emissions in DI Diesel Engine / J. W Hwang, H.J. Kal, M.H. Kim, J.K. Park, S. Liu, A.A.Martychenko, J.O. Chae // SAE Technical Paper 1999-01-0195. – 1999. – 8 p.
85. Janssen, A. Chances and Challenges of the Admixture of Ethanol to Diesel Fuel / A. Janssen, M. Jacob, T. Schnorbus, A. Kolbeck // MTZ worldwide. – 2011. – Vol. 72. – №7-8. – P. 36-41.
86. Janssen, A. Taylor-made Fuels from Biomass - Potential of Biogenic Fuels for Reducing Emissions / A. Janssen, M. Jacob, M. Muther, S. Pischinger // MTZ worldwide. – 2010. – Vol. 71. – №12. – P. 54-60.
87. Janssen, N. Health effects of black carbon / N. Janssen, M. Gerlofs-Nijland, T. Lanki, P. Salonen, F. Cassee, G. Hoek, P. Fischer, B. Brunekreef, M. Krzyzanowski // Publications WHO Regional Office for Europe. – World Health Organization, 2012. – 96 p.
88. Kaack, M. Alcoholic Biofuels as an Admixture Component for Conventional and Alternative Diesel Combustion Processes / M. Kaack, C. Weiskirch, P. Eilts / MTZ worldwide. – 2009. – Vol. 70. – №7-8 – P. 58-65.
89. Kahrstedt, J. The New Generation of The Audi 3.0 L V6 TDI Engine / J. Kahrstedt, S. Zulch, K. Streng, R. Rieger // MTZ worldwide. – 2010. – Vol. 71. – №11. – P. 40-47.
90. Kammerdiener, T. Ein Common-Rail-Konzept mit druckmodulierter Einspritzung / T. Kammerdiener, L. Burgler // Motortechnische Zeitschrift. – 2000. – Vol. 61. – №4. – P. 230-238.
91. Karsten, W. Diesel burner for particle filter regeneration at mobile machinery / W. Karsten, M. Goy, H. vom Schhloss, R. Pillai // MTZ worldwide. – 2013. – Vol. 74. – №8. – P. 18-22.
92. Kennaird, D.A. In-Cylinder Penetration and Break-Up of Diesel Sprays Using a Common-Rail Injection System / D.A. Kennaird, C. Crua, J. Lacoste, M.R. Heikal, M.R. Gold, N.S. Jackson // SAE Technical Paper 2002-01-1626. – 2002. – 11 p.

93. Kolev, N.I. Multiphase Flow Dynamics 3: Turbulence, Gas Absorption and Release, Diesel Fuel Properties / N.I. Kolev. – Springer-Verlag, 2007. – 321 p.
94. Kronberger, M. Unit Injectors with Piezo Actuator for Euro 4 Diesel Engines / M. Kronberger, D. Jovovic, R. Pirkle, P. Voigt // MTZ worldwide. – 2005. – №5. – P. 8-11.
95. Kruger, W. 10.7-l Daimler HD Truck Engine for Euro VI and TIER 4 / W. Kruger, J. Kleffel, P. Dietrich, D. Koch // MTZ worldwide. – 2012. – Vol. 73. – №12. – P. 4-10.
96. Leonhard, R. 2000 bar Diesel Common Rail by Bosch for Passenger Cars / R. Leonhard, J. Warga // MTZ worldwide. – 2008. – Vol. 69. – №10. – P. 26-31.
97. Leonhard, R. Pressure-amplified Common Rail System for Commercial Vehicles / R. Leonhard, M. Parche, C. Alvarez-Avila, J. Krauß, B. Rosenau // MTZ worldwide. – 2009. – Vol. 70. – №5. – P. 10-15.
98. Leonhard, R. Solenoid Common Rail Injector for 1800 Bar / R. Leonhard, J. Warga, T. Pauer, M. Ruckle, M. Schnell // MTZ worldwide. – 2010. – Vol. 71. – №2. – P. 10-15.
99. LMS Imagine.Lab AMESim. HYD Robert Bosch Fluid Properties. Technical bulletin n° 118. – 2013. –36 p.
100. Luckert, P. The New Four-Cylinder Diesel Engine for The Mercedes-Benz B-Class / P. Luckert, J. Scommers, P. Werner, T. Roth // MTZ worldwide. – 2011. – Vol. 72. – №11. – P. 18-24.
101. Lutz, R. Use of Exhaust Gas Energy in Heavy Trucks Using the Rankine Process / R. Lutz, P. Geskes, E. Pantow, J. Eitel // MTZ worldwide. – 2012. – Vol. 73. – №10. – P. 32-36.
102. Mahr, B. Future and Potential of Diesel Injection Systems Future and Potential of Diesel Injection Systems / B. Mahr // Thermo- and Fluid-Dynamic Processes in Diesel Engines 2. – Springer-Verlag. – 2004. – P. 5-17.
103. Matkovic, K. Interactive Visual Analysis of Multiple Simulation Runs Using the Simulation Model View: Understanding and Tuning of an Electronic Unit Injector / K. Matkovic, D. Grachani, M. Jelovic, A. Ammer, A. Lez // IEEE Transactions on Visualization and Computer Graphics. – 2010. – Vol.16. – №6. – P. 1449-1457.

104. Matsumoto, S. The new Denso Common Rail diesel solenoid injector / S. Matsumoto, K. Date, T. Taguchi, O.E. Herrmann // MTZ worldwide. – 2013. – Vol. 74. – №2. – P. 44-48.
105. Meyer, S. Ein flexibles Piezo-Common-Rail-System mit direktgesteuerter Düsenadel / S. Meyer, A. Krause, D. Krome, G.P. Merker // Motortechnische Zeitschrift. – 2002. – Vol. 63. – №2. – P. 86-93.
106. Meyer, S. Piezogesteuertes Forschungs-Einspritzsystem fur direkteinspritzende PKW-Dieselmotoren: Dissertation von Doktor-Ingenieur / S. Meyer. – Universitat Hannover. – 2004. – 118 p.
107. Mohan, B. Numerical investigation on the effects of injection rate shaping on combustion and emission characteristics of biodiesel fueled CI engine / B. Mohan, W. Yang, W. Yu, K.L. Tay , S.K. Chou / Applied Energy. – 2015. – Vol. 160. – P. 737-745.
108. Mollenhauer, K. Handbook of Diesel Engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
109. Nagaraju, V. Effect of Biodiesel (B-20) on Performance and Emissions in a Single Cylinder HSDI Diesel Engine / V. Nagaraju, N. Henein, A. Quader, M. Wu, W. Bryzik // SAE Technical Paper 2008-01-1401. – 2008. – 20 p.
110. Naumov, V.N. New Diesel Engine Fuel Supply System Able to Control Pressure of Pre- and Post-Main Injections / V.N. Naumov, Yu.D. Pogulyaev, R.M. Baitimerov, D.A. Chizhov // SAE Technical Paper 2015-01-2805. – 2015. – 6 p.
111. Neunteufl, K. Better Fuel Comsumption by Waste Heat Recovery / K. Neunteufl, P.M. Stevenson, H. Hulser, H. Tiessl / MTZ worldwide. – 2012. – Vol. 73. – №12. – P. 12-16.
112. Neusser, H.J. The Euro 6 Engines in the Modular Diesel Engine System of Volkswagen / H.J. Neusser, J. Kahrstedt, R. Dorenkamp, H. Jelden // MTZ worldwide. – 2013. – Vol. 74. – №6. – P. 4-10.
113. O'Connor, J. In-Cylinder Mechanisms of Soot Reduction by Close-Coupled Post-Injections as Revealed by Imaging of Soot Luminosity and Planar Laser-Induced Soot

Incandescence in a Heavy-Duty Diesel Engine / J. O'Connor, M. Musculus // SAE Technical Paper 2014-01-1255. – 2014. – 22 p.

114. O'Connor, J. Optical Investigation of the Reduction of Unburned Hydrocarbons Using Close-Coupled Post Injections at LT Conditions in a Heavy-Duty Diesel Engine / J. O'Connor, M. Musculus // SAE Technical Paper 2013-01-0910. – 2013. – 21 p.

115. O'Connor, J. Post Injections for Soot Reduction in Diesel Engines: A Review of Current Understanding / J. O'Connor, M. Musculus // SAE Technical Paper 2013-01-0917. – 2013. – 22 p.

116. Pauls, R. Effect of Stratified Water Injection on Exhaust Gases and Fuel Consumption of a Direct Injection Diesel Engine / R. Pauls, C. Simon // MTZ worldwide. – 2004. – Vol. 65. – №1. – P. 16-19.

117. Payri, F. Effects of nozzle geometry on direct injection diesel engine combustion process / F. Payri, R. Payri, F.J. Salvador, J. Martinez-Lopez // Computers & Fluids. – 2012. – Vol. 58. – P. 88-101.

118. Payri, R. Effects of nozzle geometry on direct injection diesel engine combustion process / R. Payri, F.J. Salvador, J. Gimeno, J. de la Morena // Applied Thermal Engineering. – 2009. – Vol. 29. – P. 2051-2060.

119. Payri, R. Using one-dimensional modeling to analyze the influence of the use of biodiesels on the dynamic behavior of solenoid-operated injectors in common rail systems: Detailed injection system model / R. Payri, F.J. Salvador, P. Marti-Aldaravi, J. Martínez-Lopez // Energy Conversion and Management. – 2012. – Vol. 54. – P. 90-99.

120. Peterson, A. Impact of Biodiesel Emission Products from a Multi-Cylinder Direct Injection Diesel Engine on Particulate Filter Performance / A. Peterson, P. Lee, M. Lai, M. Wu, C. DiMaggio // SAE Technical Paper 2009-01-1184. – 2009. – 11 p.

121. Reulein, C. Reduction of CO<sub>2</sub> Emissions with Gas Exchange / C. Reulein, C. Schwartz // MTZ worldwide. – 2010. – Vol. 71. – №11. – P. 4-9.

122. Rief, K. Diesel Engine Management. Systems and Components / K. Rief. – Springer, 2014. – 381 p.

123. Rief, K. Dieselmotor-Management im Überblick. – Vieweg+Teubner Verlag, 2014. – 221 p.
124. Rodriguez-Anton, L. High Pressure Physical Properties of Fluids used in Diesel Injection Systems / L. Rodriguez-Anton, J. Casanova-Kindelan, G. Tardajos // SAE Technical Paper 2000-01-2046. – 2000. – 7 p.
125. Rohnssen, K. The IAV Activee HIGh-EGR Concept / K. Rohnssen, G. Höffeler // MTZ worldwide. – 2011. – Vol 72. – №1. – P. 22-26.
126. Rottmann, M. Injection Rate Shaping Investigations on a Small – Bore DI Diesel Engine / M. Rottmann, C. Menne, S. Pischinger, V. Luckhchoura / SAE Technical Paper 2009-01-0850. – 2009. – 11 p.
127. Rudelt, J. Exhaust-pipe Fuel Injection for Active Particulate Filter Regeneration / J. Rudelt, R. Hanitzsch, G. Gaiser, J. Braun // MTZ worldwide. – 2005. – Vol. 66. – №12. – P. 20-22.
128. Sadlowski, T. Storage Stability and Performance of biofuel blends / N. Sadlowski, B. Richter, V. Wichmann, H. Harndorf // MTZ worldwide. – 2013. – Vol. 74. – №7-8. – P. 56-61.
129. Salvador, F.J. Study of the influence of the needle lift on the internal flow and cavitation phenomenon in diesel injector nozzles by CFD using RANS methods / F.J. Salvador, J. Martinez-Lopez, M. Caballer, C. De Alfonso // Energy Conversion and Management. – 2013. – Vol. 66. – P. 246-256.
130. Salvador, F.J. Using one-dimensional modeling to analyze the influence of the use of biodiesels on the dynamic behavior of solenoid-operated injectors in common rail systems: Results of the simulations and discussion / F.J. Salvador, J. Gimeno, J. De la Morena, M. Carreres // Energy Conversion and Management. – 2012. – Vol. 54. – P. 122-132.
131. Salvador, J.S. Complete modelling of a piezo actuator last-generation injector for diesel injection systems / F.J. Salvador, A.H. Plazas, J. Gimeno, M. Carreres // International Journal of Engine Research. – 2014. – Vol.15. – №1. – P. 3-19.

132. Schommers, J. Potential of Common Rail Injection System for Passenger Car DI Diesel Engines / J. Schommers, F. Duvinage, M. Stotz, A. Peters // SAE Technical Paper 2000-01-0944. – 2000. – 11 p.
133. Schommers, J. The New Mercedes-Benz Four-cylinder Diesel Engine for Passenger Cars / J. Schommers, J. Leweux, T. Betz, J. Huter, B. Lutz, P. Knauel, G. Renner, H. Sass // MTZ worldwide. – 2008. – Vol. 69. – №12. – P. 4-10.
134. Schöppe, D. Delphi Common Rail System with Direct Acting Injector / D. Schöppe, S. Zülch, M. Hardy, D. Geurts, R.W. Jorach, N. Baker // MTZ worldwide. – 2008. – Vol. 69. – №10. – P. 32-38.
135. Schöppe, D. Servo-driven diesel Common Rail injection system / D. Schöppe, K. Stahl, G. Krüger, V. Dian // MTZ worldwide. – 2012. – Vol. 73. – №3. – P. 18-23.
136. Schwaderlapp, M. Ethanol and its Potential for Downsized Engine Concepts / M. Schwaderlapp, P. Adomeit, A. Kolbeck, M. Thewes // MTZ worldwide. – 2012. – Vol. 73. – №2. – P. 32-38.
137. Seebode, J. Dieselmotorische Einspritzratenformung unter dem Einfluss von Druckmodulation Nadelsitzdrosselung: Dissertation von Doktor-Ingenieur / J. Seebode. – Universitat Hannover. – 2004. – 124 p.
138. Sellnau, M. Two-Step Variable Valve Actuation for Fuel Economy, Emissions, and Performance / M. Sellnau, E. Rask // SAE Technical Paper 2003-01-0029. – 2003. – 19 p.
139. Shinohara, Y. 3000 bar Common Rail system / Y. Shinohara, K. Takeuchi, O.E. Herrmann, H.J. Laumen // MTZ worldwide. – 2011. – Vol. 72. – №1. – P. 4-8.
140. Simon, C. Generation and Injection of Water-Diesel Emulsion / C. Simon, B. Will, H. Dorksen, C. Mengel // MTZ worldwide. – 2010. – Vol. 71. – №7-8. – P. 46-52.
141. Simon, C. Pollutant Reduction by Diesel-Water Emulsions / C. Simon, H. Dorksen, H. Dornbusch // MTZ worldwide. – 2013. – Vol. 74. – №1. – P. 48-53.
142. Stegemann, J. Dieselmotorische Einspritzverlaufsformung mit piezoaktuierten Experimentaleinspritzsystemen: Dissertation von Doktor-Ingenieur / J. Stegemann. – Universitat Hannover. – 2004. – 116 p.

143. Stegemann, J. Injection System for Fully Variable Control of the Shape / J. Stegemann, S. Meyer, T. Rolle, G. Merker // MTZ worldwide. – 2004. – Vol. 65. – №2. – P. 13-16.
144. Steinparzer, F. The New BMW Four-Cylinder Diesel Engine Part 2: Function and Vehicle Results / F. Steinparzer, W. Mattes, P. Nefischer, T. Steinmayr / MTZ worldwide. – 2007. – Vol. 68. – №12. – P. 24-27.
145. Stumpp, G. Common Rail - An Attractive Fuel Injection System for Passenger Car DI Diesel Engines / G. Stumpp, M. Ricco // SAE Technical Paper 960870. – 1996. – 11 p.
146. Tanabe, K. Effect of Fuel Injection Rate Control on Reduction of Emissions and Fuel Consumption in a Heavy Duty DI Diesel Engine / K. Tanabe, S. Kohketsu, S. Nakayama // SAE Technical Paper 2005-01-0907. – 2005. – 11 p.
147. Tanabe, K. Innovative Injection Rate Control with Next Generation Common Rail Fuel Injection System / K. Tanabe, S. Kohketsu, K. Mori, K. Kawai // FISITA World Automotive Congress F2000A055. – Seoul, 2000. – 8 p.
148. Theobald, J. Fuel injection system key component for future emission targets / J. Theobald, K. Schintzel, A. Krause, U. Doerges // MTZ worldwide. – 2011. – Vol. 72. – №4. – P. 4-9.
149. Tönnesmann, A. Mechatronic Exhaust Gas Recirculation Valve for Commercial Vehicle Applications / A. Tönnesmann, H. Dismon, M. Novak, R. Lappan, F. Voigtländer // MTZ worldwide. – 2008. – Vol. 69. – №9. – P. 12-16.
150. Trapel, E. Pollutant Reduction of a DI Diesel Engine Using Fatty Acid Methyl Ester / E. Trapel, P. Roth // MTZ worldwide. – 2004. – Vol. 65. – №12. – P. 26-28.
151. Werner, M. Dimethylether – Diesel Alternative for Future? / M. Werner, G. Wachtmeister // MTZ worldwide. – 2010. – Vol. 71. – №7-8. – P. 70-72.
152. Wloka, J. Potential and Challenges of a 3000 Bar Common-Rail Injection System Considering Engine Behavior and Emission Level / J. Wloka, S. Pflaum, G. Wachtmeister // SAE Technical Paper 2010-01-1131. – 2010. – 13 p.
153. Wloka, J.A. Injection Spray Visualization for 3000bar Diesel Injection / J.A. Wloka, C. Pötsch, G. Wachtmeister // ILASS-Europe 2011, 24th European

Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Estoril, Portugal. – 2011. – 10 p.

154. Worldwide Emission standards 2014/2015: Passenger Cars and Light Duty Vehicles. Delphi Corporation. – 2015. – 104 p.

155. Worldwide Emission standards 2015/2016: Heavy Duty and Off-Highway Vehicles. Delphi Corporation. – 2015. – 104 p.

156. 船舶からの排出ガス規制及び低減技術の現状と動向. – 2010. – 61 p.



УТВЕРЖДАЮ:

Зам. ген. директора –  
технический директор  
ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК»  
Храмыцких В.Ю.

## АКТ

использования результатов диссертационной работы  
Байтимерова Рустама Миндиахметовича  
по теме: «Разработка дизельной системы топливоподачи с управляемой формой  
характеристики впрыскивания с использованием математического моделирования»

Настоящим документом подтверждено, что в ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК»  
используются результаты методического и программного обеспечения для анализа  
гидродинамических процессов происходящих в форсунках аккумуляторных систем  
топливоподачи дизелей.

Актуальность разработки подобного рода математических моделей  
необходима для более глубокого понимания процессов происходящих в элементах  
форсунки для дальнейшей оптимизации физических процессов.

Исполнители: Погуляев Ю.Д., Байтимеров Р.М.

Предложенные методы и модели, реализованные в среде MATLAB/Simulink,  
позволяют повысить адекватность моделирования гидродинамических процессов в  
форсунках аккумуляторных систем топливоподачи за счет учета большинства  
факторов, влияющих на динамику рабочих процессов в форсунках.

Результаты расчета, выполненные с использованием предложенного  
математического аппарата, подтверждены результатами экспериментальных  
исследований, выполненных научными сотрудниками политехнического  
университета Валенсии (Испания), что позволяет говорить об адекватности  
математической модели реальным процессам, происходящим в форсунке  
аккумуляторного типа.

Результаты работы используются в ГСКТБД при оценке конструкций  
форсунок аккумуляторных систем топливоподачи.

Начальник-главный конструктор  
по двигателям ГСКТБД

М.А. Старунский

Главный специалист, научно-технический  
секретарь НТС, к.т.н.

А.П. Маслов

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2521696

СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧЕЙ ТОПЛИВА И  
УСТРОЙСТВО УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧЕЙ ТОПЛИВАПатентообладатель(ли): **Погуляев Юрий Дмитриевич (RU)**Автор(ы): **Погуляев Юрий Дмитриевич (RU), Байтимеров  
Рустам Миндиахметович (RU), Наумов Валерий Николаевич  
(RU)**

Заявка № 2013132726

Приоритет изобретения **15 июля 2013 г.**Зарегистрировано в Государственном реестре  
изобретений Российской Федерации **12 мая 2014 г.**Срок действия патента истекает **15 июля 2033 г.**Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Б.П. Симонов

