

– неизученным остается вопрос износостойкости втулок из бронзовых сплавов, но опыт применения бронзовых сплавов для производства втулок клапанов отечественными (КП Завод им. Малышева, ХКБД – дизели семейства ДТ) и зарубежными моторостроительными компаниями, например такими как Volkswagen и BMW дает основания сделать вывод о целесообразности замены серого чугуна на бронзовые сплавы.

Список литературы:

1. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с. 2. Розенблит Г.Б. Особенности расчета и задания граничных условий при моделировании температурных полей в клапане и крышке цилиндра дизеля. / Двигателестроение. – 1982. – Вып. 9. – С. 21-24. 3. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. – Л., 1974. – 552 с. 4. Юркевич В.В. Исследование условий работы пары клапан – направляющая втулка дизеля / Тракторы и сельхозмашины. – 1976. – Вып. 4. – С. 15-16. 5. Allan

Mason-Jones. Design and Life Performance of Valve Stem Seals / SAE Techn. Pap. Ser. - 1999. - № 1999-01-0883. 6. Яманин А.И., Голубев Ю.В., Шилов С.М., Болдырев С.Н. Обеспечение достоверности и информативности расчетов напряженно-деформированного состояния деталей транспортных поршневых двигателей / Двигателестроение. – 2003.- Вып. 3. – С. 22-24. 7. Тринёв А.В., Авраменко А.Н. Актуальность исследования теплообменных процессов в сопряжении стержень клапана – направляющая втулка для быстроходных форсированных дизелей. //Вестник науки и техники / НТУ “ХПИ”, ООО “ХДНТ”. – Харьков: ООО “ХДНТ”, 2005. № 4 (23) С. 4 – 10. 8. Тринёв А.В., Косулин А.Г., Авраменко А.Н. Использование локального воздушного охлаждения клапанного узла для форсированных автотракторных дизелей. / Двигатели Внутреннего Сгорания. 2005. № 1. с. 75-80. 9. Григорьев И.С. Физические величины. Справочник. – М.: Энергоатомиздат., 1991. – 730 с.

УДК 621.43

А.П. Марченко, д-р техн. наук, А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, Д.В. Мешков, инж.

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ОПЫТНОЙ ТОПЛИВНОЙ ФОРСУНКИ ТИПА COMMON RAIL БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Введение с 1 января 2007 года на территории Украины современных экологических норм ЕВРО-II заставляет по иному взглянуть на процесс проектирования, изготовления и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Основным требованием данных норм является значительное снижение

выбросов вредных веществ с отработавшими газами (ОГ) ДВС.

В такой ситуации отечественный производитель должен особое внимание уделить вопросам электронного регулирования рабочего процесса дизелей. В настоящее время практически все ведущие мировые фирмы, которые специализируются на вы-

пуске автотракторных двигателей, ведут научные исследования по изучению и внедрению систем электронного регулирования. Причем данные системы не ограничиваются управлением топливopодачей, а включают в себя также системы управления турбокомпрессором, автоматической коробкой переключения передач, системы рециркуляции ОГ и др. Все это входит в единую систему электронного управления, которая осуществляет комплексное управление двигателем на основании показаний датчиков. Перспективным направлением совершенствования топливной аппаратуры является применение многофазного впрыскивания топлива в цилиндр ДВС, что благотворно влияет на экологические показатели двигателя и ведет к значительному снижению уровня шума [1].

В данной работе выполнено исследование перспективной топливной аппаратуры (ТА) с электронным управлением, определены ее рациональные конструктивные и регулировочные параметры.

1. Актуальность проблемы

На сегодняшний день, на долю ДВС, по разным оценкам, приходится около 90% всей вырабатываемой энергии в мире. Это автотракторные, тепловозные, судовые, тракторные, стационарные и пр. двигатели. При этом дизели стали основным типом двигателей в диапазоне мощностей от 200 до 80000 кВт [1]. Так как аналогичный по характеристикам источник энергии пока не найден, можно утверждать о безальтернативности ДВС как источника энергии на ближайшее время.

При всех достоинствах ДВС они обладают также и серьезными недостатками. Во-первых, значительные выбросы вредных веществ с отработавшими газами, что приводит к ряду тяжелых заболеваний человека и оказывает негативное влияние на животных и растения. Доля автомобильного транспорта в выбросе вредных веществ составляет 60,6%,

в Англии – 33,5%, во Франции – 33% [2]. Следовательно, снижение токсичности выбросов отработавших газов является серьезной проблемой. В ряде стран на законодательном уровне приняты нормы ограничивающие выброс вредных веществ с отработавшими газами ДВС. В странах Западной Европы это нормы установленные Правилами ЕЭК ООН 49 (ЕВРО).

Во-вторых, ДВС работают в основном на топливе органического происхождения, запасы которого, к сожалению, ограничены. Так как Украина не обладает достаточными запасами полезных ископаемых, ее экономика в значительной степени зависит от импорта нефтепродуктов.

В-третьих, серьезной проблемой является тепловое загрязнение окружающей среды. Выброс тепловой энергии с отработавшими газами ДВС вносит вклад в глобальное изменение климата.

Немаловажно также шумовое загрязнение. Работаящий двигатель производит шум широкого спектра, который оказывает негативное воздействие на органы слуха и нервную систему человека.

Очевидно, что возможности дальнейшего совершенствования дизелей далеко не исчерпаны. Улучшение их характеристик возможно не только за счет применения новых технологий и материалов, но и за счет совершенствования систем автоматического управления.

Одним из направлений дальнейшего совершенствования показателей дизелей является применение ТА с электронным управлением. Так как управление двигателями требует обработки значительного объема информации по сложным, меняющимся в зависимости от режима работы, алгоритмам. Это становится возможным только при использовании электронных систем управления, реализуемых на основе микропроцессорной техники.

По сравнению с конструкциями традиционной ТА системы с электронным управлением, обладают следующими достоинствами [3–5]:

- Гибкое регулирование цикловой подачи в зависимости от режима работы двигателя, а именно от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель;

- Обеспечение минимальной неравномерности подачи топлива по цилиндрам двигателя, за исключением заданной неравномерности, например, когда двигатель работает на неустановившемся режиме и осуществляется индивидуальное управление работой цилиндров ДВС;

- Оптимальное регулирование УОВ в соответствии с режимом работы двигателя и другими факторами;

- Значительное облегчение пуска дизеля за счет его автоматизации и обогащения смеси во время запуска;

- Выключение подачи топлива на принудительном холостом ходу;

- Оптимальное регулирование топливоподачи на переходных режимах работы двигателя;

- Возможность отключения цилиндров на частичных режимах;

- Самодиагностика элементов электронной части ТА. При отказе одного из датчиков его сигнал заменяется некоторым усредненным значением, что позволяет сохранить работоспособность дизеля и самостоятельно добраться до технического центра для исправления неисправности.

В настоящий момент на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» проводится исследование элементов опытной аккумуляторной топливной системы типа Common Rail (CR), отличительной особенностью которой является использование в качестве управляющего клапана быстродействующего силового пьезоэлектрического двигателя [6].

Целью статьи является описание выбора рациональных конструктивных параметров опытной топливной системы, а именно параметров управляющего клапана (ход клапана, ход отсечки, ускорение сердечника, объем дополнительного аккумулятора); параметров топливной форсунки (давление начала подачи топлива).

2. Описание опытной ТА

Опытная аккумуляторная ТА (рис.1) состоит из: ТНВД – 1; датчика ограничения давления –2; топливного аккумулятора –3; датчика давления топлива в аккумуляторе – 4; электронного блока управления (ЭБУ) – 5; топливной форсунки – 6; управляющего клапана с пьезоприводом –7; клапана регулирования давления в аккумуляторе –8.

Работа системы осуществляется следующим образом: Топливо под низким давлением (0,5...0,8 МПа) подается на вход ТНВД 1, где происходит повышение давления до 80...150 МПа в зависимости от режима работы двигателя. Топливо под высоким давлением подается в аккумулятор 3, откуда в свою очередь распределяется по трубопроводом высокого давления (ТВД) к топливным форсункам 6. Топливоподача осуществляется по команде ЭБУ 5, который формирует электрический импульс на управляющем клапане 7. Под действием сигнала, клапан открывает дополнительный канал форсунки. Топливо, под высоким давлением воздействуя на дифференциальную площадку иглы, преодолевает силу предварительной затяжки пружины форсунки, поднимая иглу распылителя: начинается процесс впрыскивания топлива в камеру сгорания дизеля. Для сглаживания пульсаций давления топлива во время срабатывания клапана 7 в его корпусе выполняется полость, в виде дополнительного топливного аккумулятора.

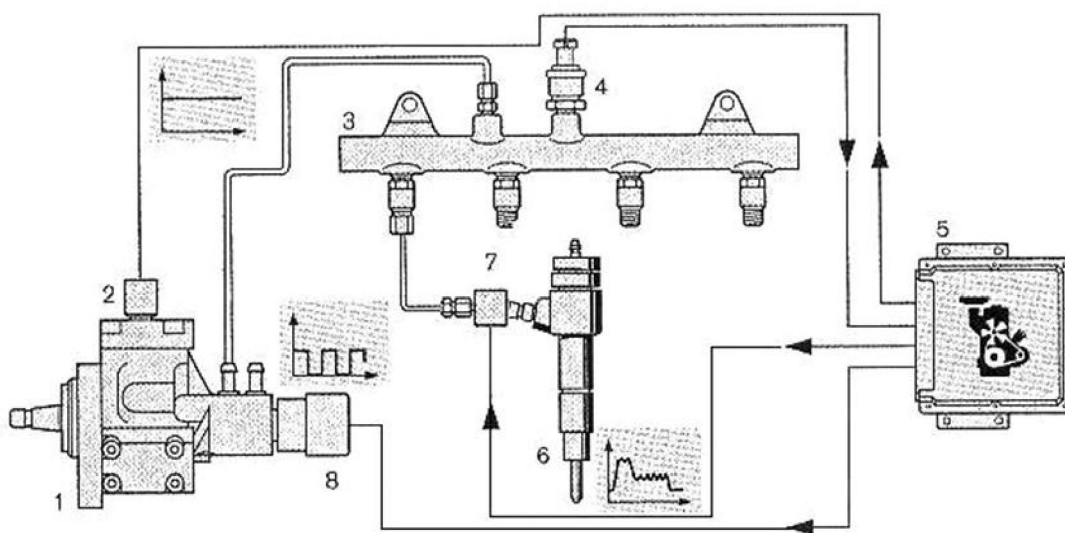


Рис. 1. Схема опытной аккумуляторной ТА

Для окончания подачи топлива в цилиндр ДВС, ЭБУ подает сигнал на перекрытие управляющего клапана 7. Внутренние полости топливной форсунки 6 разобщаются с топливным аккумулятором 3 и соединяются с дренажной полостью, в результате чего давление топлива в форсунке резко падает и процесс впрыскивания топлива завершается.

3. Конструкция управляющего клапана с пьезоприводом

Основным элементом клапана является гидравлически разгруженный сердечник, который при помощи быстродействующего пьезоэлектрического клапана, сообщает и разобщает полость высокого давления (топливный аккумулятор) с внутренней полостью топливной форсунки. Схема клапана в открытом положении представлена на рис. 2. Такое положение подразумевает сообщение полостей топливной форсунки с топливным аккумулятором. В дренажной полости установлен клапан с пружиной, силой предварительного сжатия которой, регулируется остаточное давление в форсунке.

Рабочий ход сердечника клапана составляет 0,2 мм. Выбор рационального значения рабочего хода

сердечника клапана приведен в настоящей работе. Максимальное значение рабочего хода ограничено возможностями применяемой пьезокерамики. В качестве привода используется линейный пьезодвигатель оригинальной конструкции [6]. В процессе работы ДВС большую часть времени управляющий клапан находится в закрытом положении.

По команде ЭБУ через усилители подается сигнал на открытие клапана: сердечник клапана перемещается вниз и своими кромками перекрывает отсечной канал, открывая канал в топливной форсунке (рис. 2).

На этапе создания перспективной ТА дизеля с электронным управлением для составления управляющей карты используются результаты математического моделирования, полученные при помощи математической модели опытной топливной системы, выполненной в пакете компьютерной математики и моделирования Matlab/Simulink. Модель создана на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» и ее идентификация относительно электрогидравлической топливной форсунки системы CR приведена в [7].

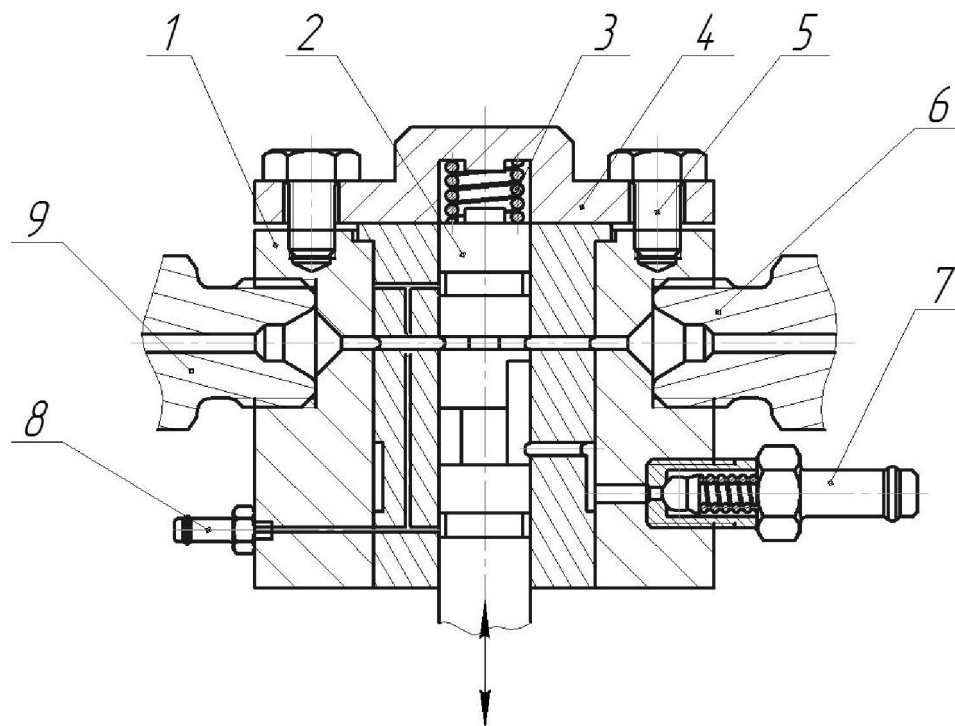


Рис.2. Управляющий клапан в открытом положении

1 – Корпус клапана; 2 – Сердечник; 3 – Возвратная пружина; 4 – Крышка;
5 – Болты крышки; 6 – Штуцер топливной форсунки; 7 – Дренажный клапан;
8 – Штуцер слива топлива просочившегося в зазор; 9 – Штуцер подвода топлива из аккумулятора

4. Выбор рациональных конструктивных параметров опытной ТА на основе имитационного моделирования

4.1 Управляющий клапан

В работе выполнен выбор следующих параметров управляющего клапана: рабочий ход клапана, отсечной ход клапана, максимальное ускорение сердечника клапана, объем дополнительного аккумулятора, давление топлива в дренажной полости. Критерием оптимальности является максимальное давление впрыскивания топлива в цилиндр при постоянных цикловых подачах и при обеспечении двухфазного впрыскивания. В исследовании принято, что величина подачи при предварительном впрыскивании (ПВ) составляет 10% от подачи основного впрыскивания (ОВ).

Выбор рационального значения хода клапана

Ход клапана является параметром, который с одной стороны должен быть максимально большим

(обеспечение максимального проходного сечения для уменьшения дросселирования топлива), с другой стороны ограничен предельными свойствами применяемой пьезокерамики. Закон изменения давления топлива для трех значений хода клапана 0,1, 0,15, 0,2 мм, полученные в результате моделирования, представлен на рис. 3.

Из представленного рисунка видно, что при увеличении хода клапана с 0,1 мм до 0,15 максимальное давление впрыскивания P_{Tmax} возрастает с 40 до 44 МПа. При дальнейшем увеличении хода клапана до 0,2 мм P_{Tmax} достигает 45 МПа. Учитывая технологические трудности обеспечения хода клапана равного 0,2 мм и незначительное увеличение давления впрыскивания при переходе от 0,15 до 0,2 мм, в качестве рационального параметра выбран ход равный 0,15 мм.

Выбор рационального хода отсечки

Как было показано выше, отсечка необходима

для обеспечения резкого снижения давления топлива в форсунке при окончании процесса впрыскивания топлива. Исследовано влияние на характеристику впрыскивания трех значений хода клапана при отсечке: 0, 0,1 и 0,15 мм. Результат исследования представлен на рис. 4.

Проведенное исследование показало – отсутствие отсечки топлива приводит к медленному завершению процесса впрыскивания, что негативно сказывается на экологических показателях дизеля; увеличение хода отсечки за счет суммарного хода управляющего клапана, снижает величину рабочего хода сердечника клапана, что уменьшает максимальное давление впрыскивания. С этой точки зрения, рациональным значением хода отсечки является 0,05 мм.

Выбор рационального значения ускорения сердечника клапана

Ускорение клапана является важным параметром, влияющим на время открытия и закрытия дополнительных и отсечных полостей.

Исследовано три значения ускорения сердечника клапана: 1000, 5000 и 10 000 м/с². Результат исследования представлен на рис. 5.

Как видно, из представленного рисунка, чем выше ускорение сердечника, тем меньше задержка подачи топлива относительно электрического сигнала. Ускорение в 10 000 м/с² трудно достижимо из-за ограничений механических свойств применяемой пьезокерамики. Рациональное значение 5 000 м/с².

Выбор рационального значения дополнительного объема аккумулятора

Для уменьшения влияния волновых явлений в трубопроводе перед топливной форсункой необходимо устанавливать дополнительный аккумулятор, который будет демпфировать колебания давления, возникшие от срабатывания управляющего клапана. Исследовано изменение объема от 1000 до 10 000 мм³. Результат исследования представлен на рис. 6.

Из рисунка видно, что малый объем дополнительного аккумулятора приводит к появлению волн давления достаточно большой амплитуды, что негативно скажется на работе системы, а также внесет нарушения в последующие циклы топливopодачи. Кроме того, появление пиковых значений давления топлива до 160 МПа предъявляет повышенные требования к гидравлическим соединениям. Увеличение объема до 6000 мм³ способно значительно снизить данные волновые явления. Увеличение объема до 10 000 мм³ практически не оказывает дополнительного влияния на амплитуду волновых явлений.

Выбор рационального значения давления топлива в дренажной полости

Давление топлива в дренажной полости является важным параметром с точки зрения осуществления последующих циклов. Его величина регулируется силой предварительной затяжки пружины дренажного клапана. Исследовано четыре значения данного параметра $P_{др} = 0,1$ МПа (слив топлива в атмосферу), 6, 12 и 18 МПа. Результаты моделирования представлены на рис. 7.

По результатам проведенного исследования установлено, что наиболее рациональным параметром значения давления топлива в дренажной полости является 12 МПа, т.к. при данном значении обеспечивается наиболее резкое окончание процесса впрыскивания топлива (0,3 мс).

4.2 Топливная форсунка

Важно отметить, что в качестве форсунки применяется обычная гидромеханическая форсунка типа ФД-22. Основными деталями форсунки являются корпус и игла, которая входит в распылитель, удерживаемой гайкой. В нижней части распылителя имеется четыре распыливающих отверстия. Для надежного уплотнения запорной иглы конус седла в распылителе выполняют под углом 59 град., а конус иглы – под углом 60 град.

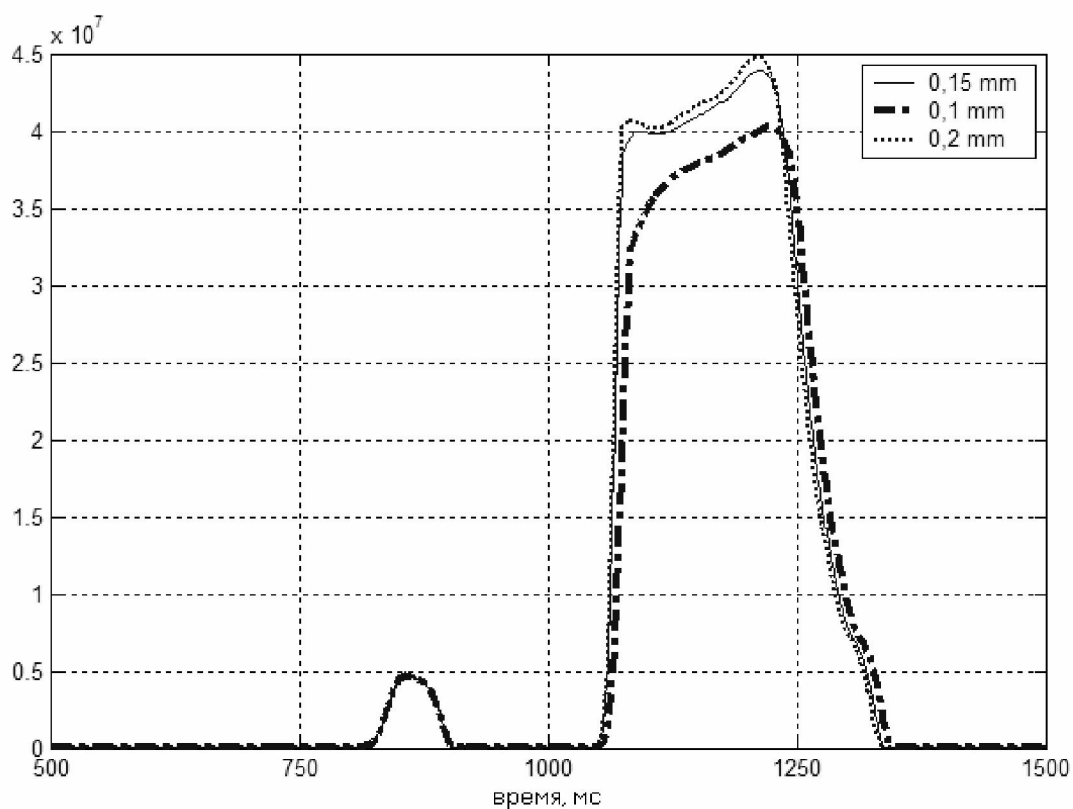


Рис. 3. Результаты моделирования при различных ходах клапана

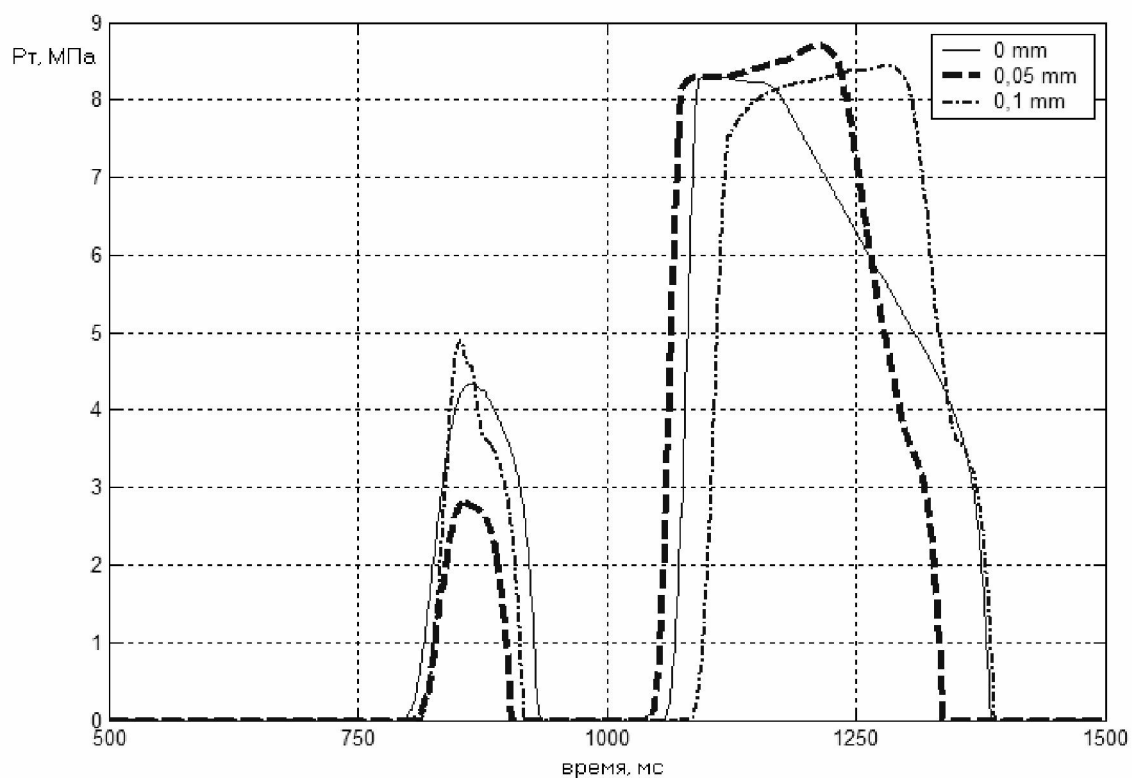


Рис. 4. Дифференциальная характеристика при различных ходах отсечки (0, 0.05, 0.01 мм)

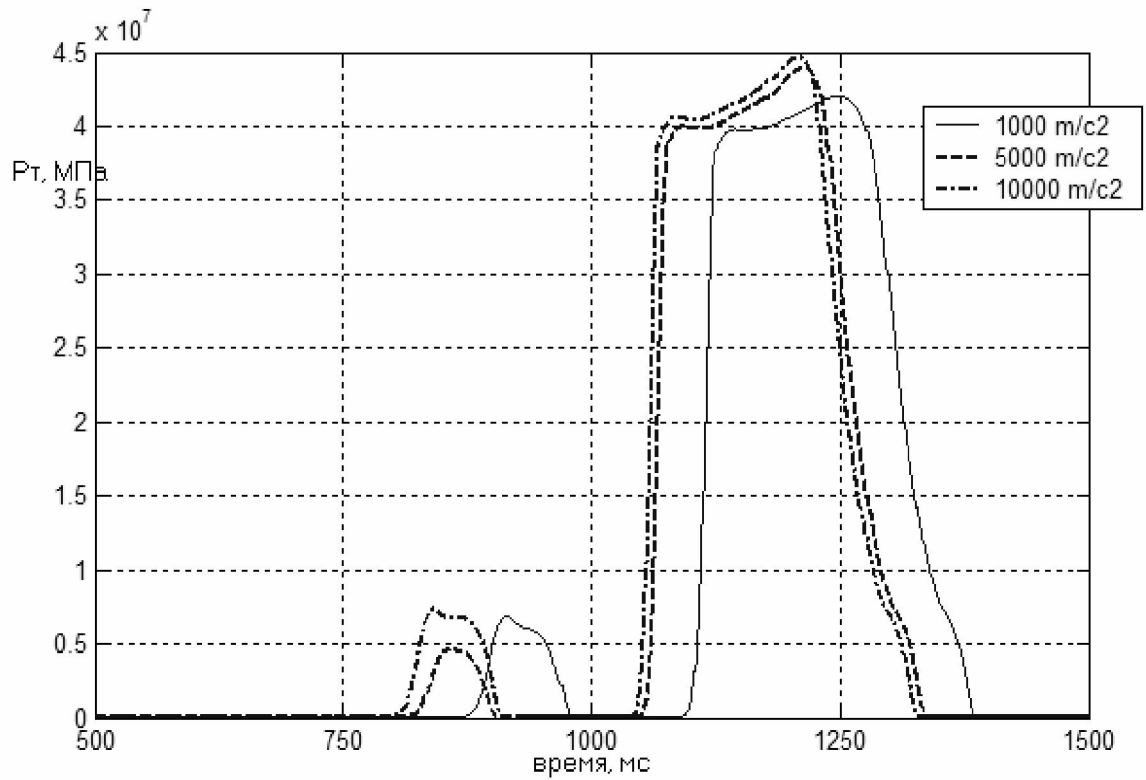


Рис. 5. Зависимость давления впрыскивания от ускорения клапана

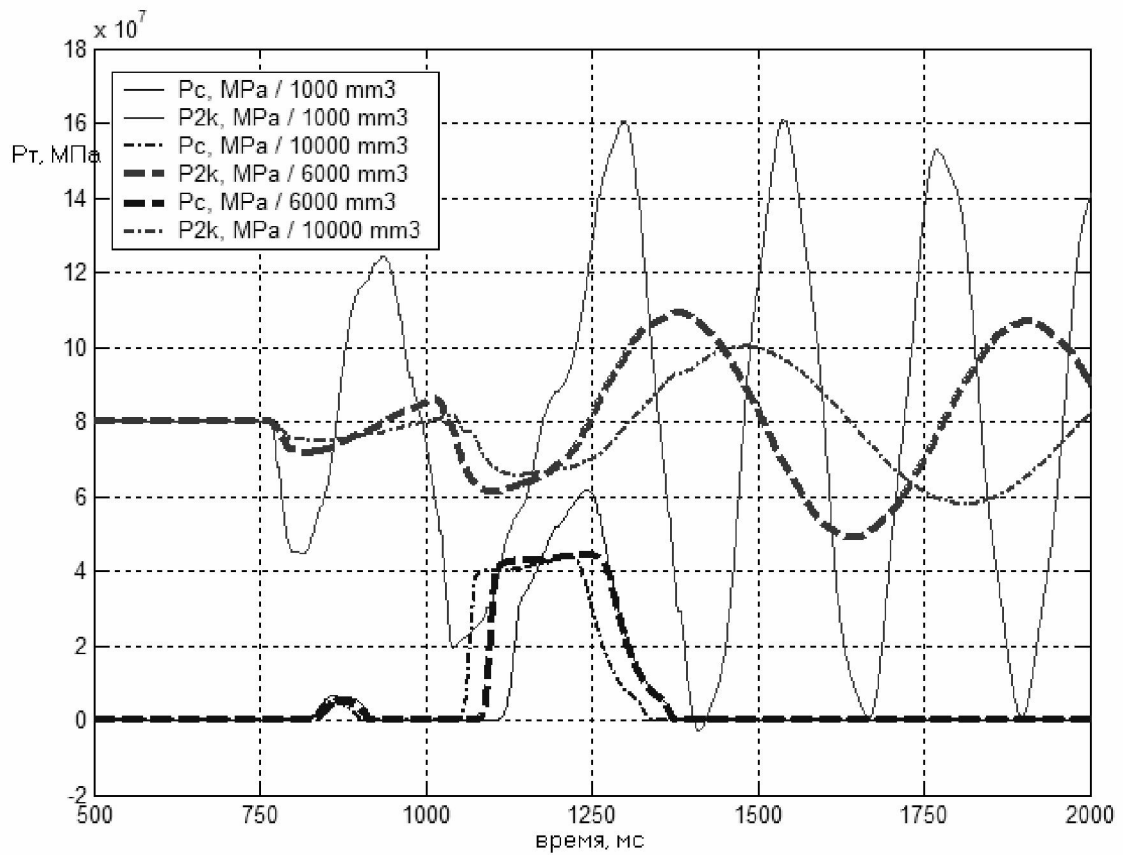


Рис. 6. Зависимость параметров топливоподачи от объема дополнительного аккумулятора

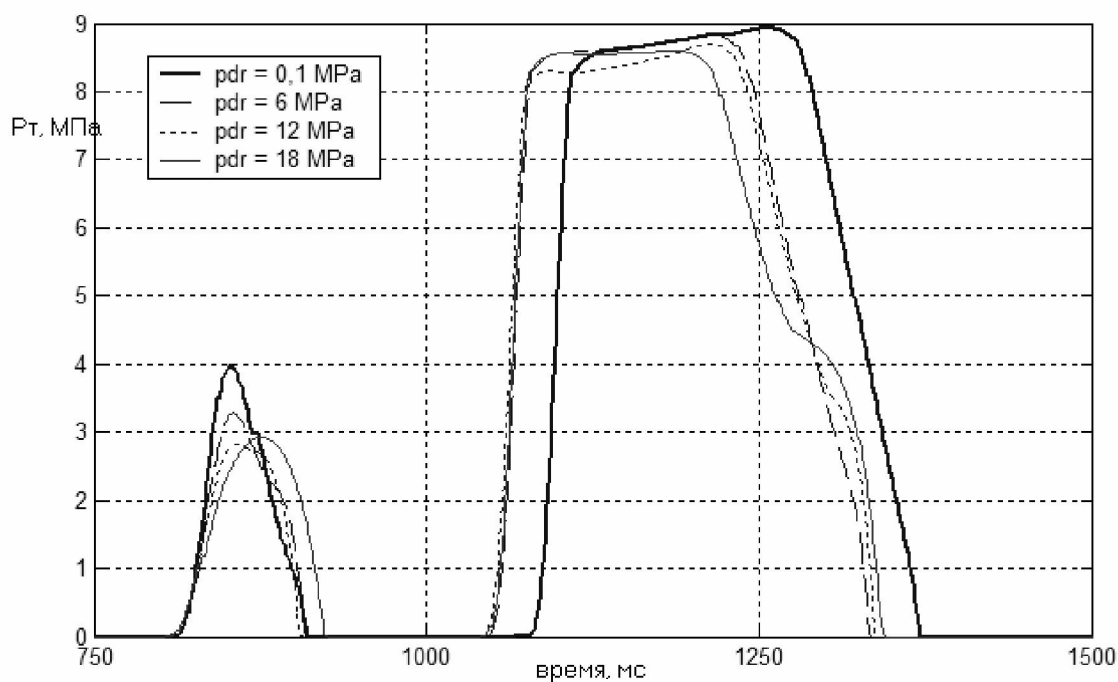


Рис. 7. Зависимость дифференциальной характеристики впрыскивания топлива от давления в дренажной полости

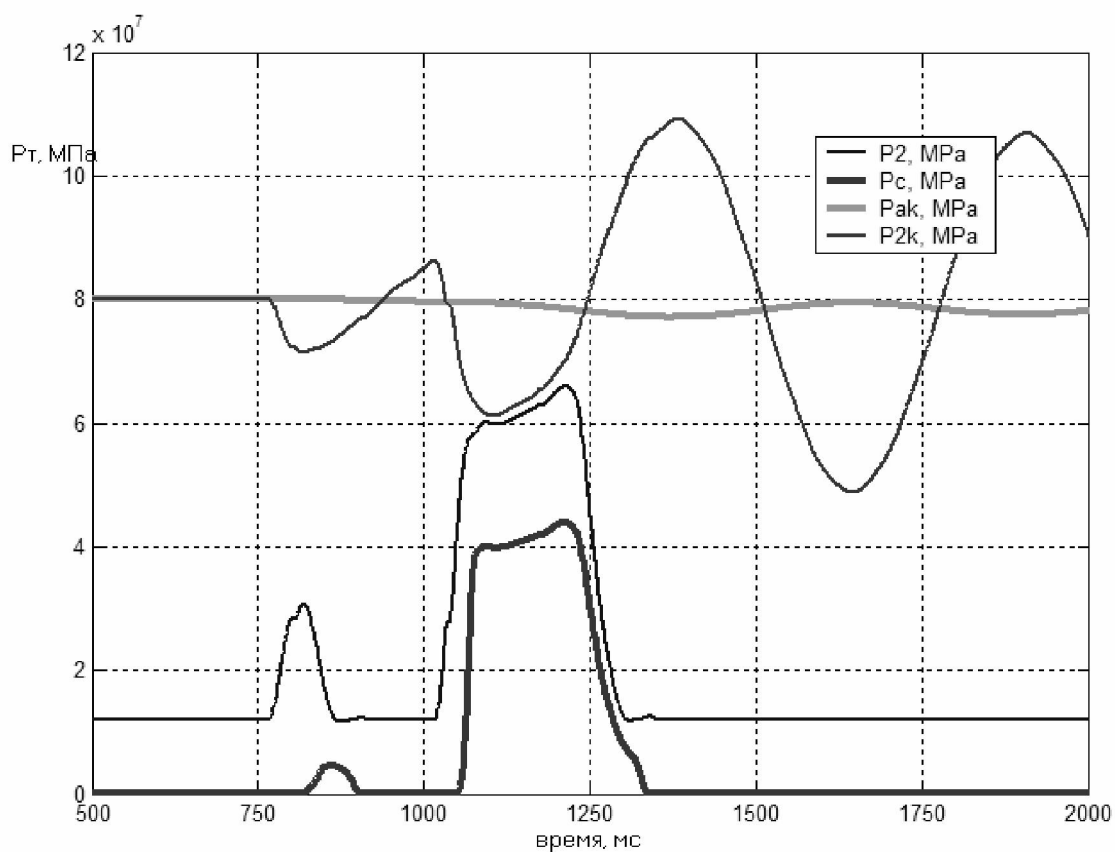


Рис. 8. Зависимость давления топлива в полостях ТА при выбранных рациональных параметрах

Единственным регулировочным параметром такой форсунки является давление начала впрыскивания, которое регулируется силой предварительной затяжки ее пружины. В данном исследовании произведен анализ четырех значений давления начала впрыскивания: 15, 20, 28 и 40 МПа.

По результатам проведенного анализа сделан вывод, что рациональным значением давления начала впрыскивания является 28 МПа.

Результаты моделирования процессов в полостях опытной ТА с принятыми рациональными параметрами представлены на рис. 8.

Заключение

По результатам выполненной работы можно сделать следующие выводы:

1. Разработана оригинальная конструкция топливной системы дизеля типа Common Rail, способной с минимальными доработками применяться в двигателестроении. Рассмотрена конструкция основных элементов системы.

2. Выбрано рациональное значение хода сердечника управляющего клапана;

3. Обоснована необходимость осуществления отсечного хода сердечника клапана и выбрано его рациональное значение;

4. Обоснована необходимость создания в дренажной полости остаточного давления и проведено исследование по выбору его рационального значения;

5. Для снижения амплитуд колебаний волн давления при впрыскивании топлива необходима установка в системе дополнительного аккумулятора перед управляющим клапаном. Выбрано рациональное значение его объема;

6. По результатам исследования выбрано рациональное значение ускорения сердечника клапана;

7. Выполнено обоснование значения регулировочного параметра топливной форсунки – давление начала подъема иглы.

Список литературы:

1. Иващенко Н.А., Вагнер В.А., Грехов Л.В. Дизельные топливные системы с электронным управлением. Учебно-практическое пособие. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ им. И.И. Ползунова, 2000. – 111 с.
2. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
3. Марченко А.П., Мешков Д.В., Рыкова И.В., Тенденции развития форсунок аккумуляторных топливных систем типа Common Rail // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2005. – № 1.- С.68 – 74.
4. Пинский Ф. И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. Учебное пособие. – М. «Легион-Автодата», 2001. – 136 с.
5. Robert Bosch GmbH, Dieselmotor-Management, 3. vollständige überarbeitete und erweiterte Auflage, 2002. – S. 443.
6. Пат. 9799 U України, F02M51/06, F02M47/00. Паливний інжектор / Коваль В.С., Лавріненко В.В., Марченко А.П., Мешков Д.В., Хорунжий В.М. – № и200503134; Заявл. 05.04.2005; Опубл. 17.10.2005 Бюл. № 10/2005.
7. Марченко А.П., Прохоренко А.А., Мешков Д.В., Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы Common Rail в среде MATLAB/Simulink // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – №1. – С. 98-101.