

ТРАНСПОРТ

УДК 621.436

Прохоренко А.А., к.т.н., Самойленко Д.Е., к.т.н., Мешков Д.В., инж.

НТУ «ХПИ», г. Харьков

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ СИСТЕМОЙ COMMON RAIL С ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ФОРСУНКОЙ

Представлена математическая модель процесса топливоподачи системой Common Rail с пьезоэлектрической форсункой. Рассмотрена конструкция топливной форсунки, назначение и принцип действия ее элементов. Приведено описание математической модели. Установлено, что результаты моделирования адекватно отображают процессы в топливной аппаратуре, а сама модель может быть использована при разработке, оптимизации и адаптации современной топливной аппаратуры.

Введение

С момента своего появления в серийном производстве в 1997 году и до настоящего момента аккумуляторные топливные системы находятся в процессе постоянного конструктивного совершенствования. Причем, технический уровень топливной аппаратуры такого типа оценивается по техническому уровню применяемых в ней топливных форсунок. К числу основных, определяющих параметров форсунок, относятся такие, как возможность работы при высоких давлениях топлива в аккумуляторе, достаточное быстродействие срабатывания, стабильность величины цикловой подачи, малое энергопотребление и расход топлива на управление. К оптимизации перечисленных параметров производителей подталкивают постоянно ужесточающиеся нормы на выброс вредных веществ (ВВ) с отработавшими газами (ОГ) дизелей, нормы на уровень внешнего шума, а также конкурентная борьба, направленная на дальнейшее снижение удельного расхода топлива.

За последние 10 лет успело смениться несколько так называемых «поколений» аккумуляторной топливной аппаратуры. В настоящее время (с 2003 года) фирмой Robert Bosch налажен серийный выпуск уже третьего поколения системы Common Rail. Отличительной особенностью данного типа системы является применение пьезоэлектрического преобразователя в цепи управления иглой форсунки. Это мероприятие, по данным фирмы Bosch [1, 2], позволило достичь следующих результатов: снижение расхода топлива составило 3 %, выбросы ВВ с ОГ снизились на 20 %, шум работы двигателя уменьшился на 3 дБ, а мощность удалось увеличить на 7 %. Помимо этого, такая форсунка характеризуется наличием устойчивого многофазового впрыскивания топлива, минимальными порциями предварительного впрыскивания (ПВ), возможностью короткого промежутка времени между ПВ и основным впрыскиванием (ОВ) и компактным конструктивным решением. Важно отметить также, что форсунка с пьезоприводом имеет малый расход топлива на управление по сравнению с электрогидравлической форсункой, а значит обладает большим КПД.

Однако, следует отметить, что указанные преимущества достигнуты в результате реализации достаточно сложной гидравлической схемы, которая характеризуется наличием нескольких, связанных между собой и оказывающих взаимное влияние, гидродинамических каналов, полостей и динамических звеньев. Сложность конструкции определяет и сложную взаимосвязь процессов, происходящих в работающей форсунке. Это приводит к тому, что такая гидродинамическая система имеет узкий диапазон значений своих конструктивных па-

раметров, определяющих не только оптимальную работу форсунки, но и обеспечение работоспособности конструкции в принципе.

Именно определение набора значений этих параметров (длин и сечений каналов, объемов полостей, масс и жесткостей подвижных элементов и др.) и является задачей конструирования такой форсунки. При этом очевидно, что такую задачу невозможно решить без применения математического моделирования — единственного способа, позволяющего выявить картину и установить связь между процессами, происходящими в элементах системы.

Таким образом, **целью** представленной **работы** является создание математической модели — инструмента для разработки, доводки и оптимизации конструкции форсунки системы Common Rail с пьезоэлектрическим приводом.

1. Конструкция и принцип действия топливной форсунки

Конструкция и основные элементы приведены на рис. 1. Рабочее давление форсунки составляет 20...180 МПа. Форсунка включает в себя следующие конструктивные элементы: пьезоэлектрический преобразователь (265...300 керамических дисков из кварца или турмалина), гидравлическую передачу, управляющий клапан и распылитель, собранные в корпусе.

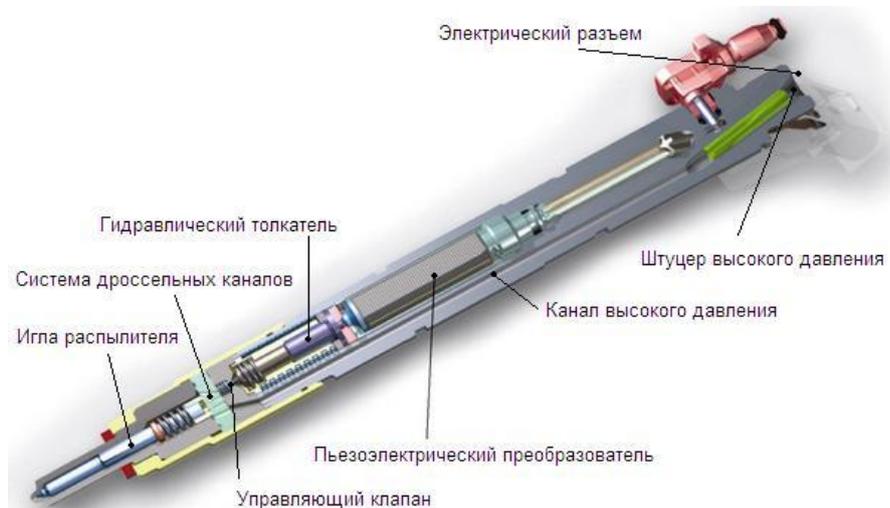


Рис. 1. Пьезоэлектрическая форсунка Bosch третьего поколения

Движение иглы распылителя обеспечивается посредством управляющего клапана. Цикловая подача топлива регулируется продолжительностью срабатывания этого клапана.

При отсутствии управляющего сигнала, пьезоэлектрический преобразователь находится в исходном положении, закрывая управляющий клапан (рис. 2а). Таким образом, полости высокого и низкого давления разобщены. Игла распылителя поддерживается в закрытом положении за счет воздействия силы от давления топлива, которое равно давлению в топливном аккумуляторе, на верхний торец иглы и силы пружины.

При подаче управляющего сигнала от электронного блока управления дизелем (напряжением 110...150 В) происходит удлинение пьезоэлектрического преобразователя, вызывающее перемещение сердечника управляющего клапана. Клапан открывает отверстие 9 (рис. 2б), давление в полости 3 падает, сила давления топлива на дифференциальную площадку иглы распылителя становится выше, чем сила давления топлива на верхний торец иглы и, под действием разности сил игла начинает подниматься, открывая распыливающие отверстия. При этом топливо, поступившее в отверстие открытого управляющего клапана, перетекает в дренажную полость.

При окончании впрыскивания происходит снятие напряжения с пьезоэлектрического преобразователя, что вызывает его разрядку с одновременным укорачиванием. Управляю-

щий клапан 1, перекрывает слив в дренажную полость. Так как давление в полости 3 увеличивается, игла начинает движение к закрытому положению.

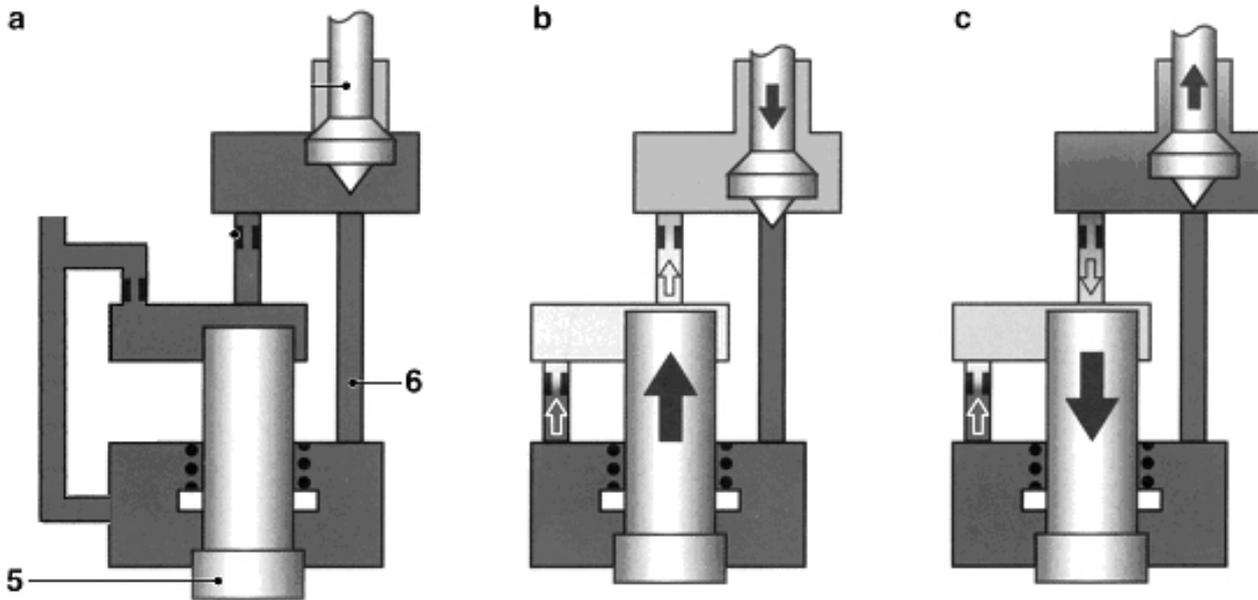


Рис. 2. Принцип действия управляющего клапана:

1 — управляющий клапан; 2 — жиклер; 3 — полость запирающая; 4 — жиклер; 5 — игла распылителя; 6 — нижний канал управляющего клапана; 7 — полость управления; 8 — полость в распылителе; 9 — верхний канал клапана управления

Следует обратить внимание, что клапан приводится в движение от пьезоэлемента не непосредственно, а через гидравлическую передачу (гидротолкатель), как показано на рис. 3. Назначение этой гидропередачи — компенсация температурного расширения цепи привода управляющего клапана в процессе работы форсунки, а также снижение механических нагрузок на него. Помимо этого, за счет разности взаимодействующих через топливо площадей плунжеров, гидропередача выполняет функцию усилителя давления.

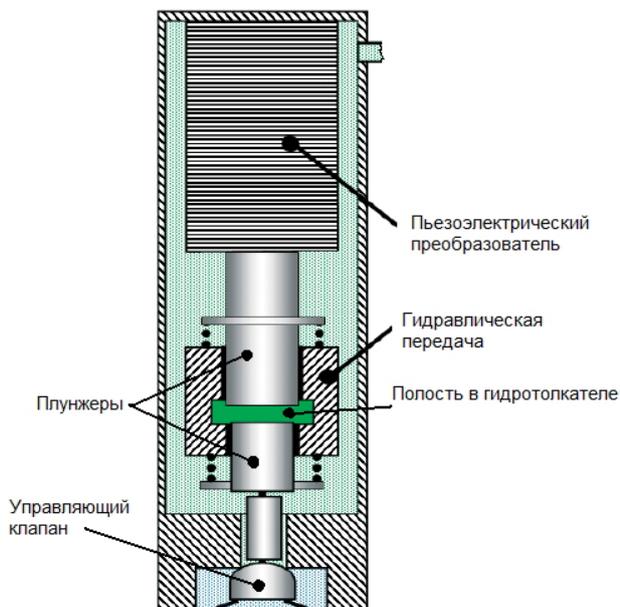


Рис. 3. Гидравлическая передача

– утечки топлива через уплотнения в системе отсутствуют;

2. Базовые положения и математическое описание моделирования

Для описания физических процессов, происходящих в системе, приняты следующие предположения и допущения:

– топливо является сжимаемой жидкостью, коэффициент сжимаемости зависит от давления;

– поток топлива в системе рассматривается как одномерный, изотермический;

– при задании закона движения запорных органов учитываются силы инерции, силы пружин, силы давления топлива и диссипативные силы;

- давление среды, в которую происходит впрыскивание, постоянное;
- подвижные элементы являются абсолютно жесткими;
- учитывается гидравлическое сопротивление потоку топлива в каналах системы.

Предполагается, что потери в неустановившемся потоке соответствуют потерям в установившемся потоке с теми же скоростями и физическими свойствами жидкости. В уравнении движения топлива гидравлические потери учитываются фактором гидравлического сопротивления k .

Движение топлива в системе описывается «телеграфным» уравнением [3, 4]:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{2k}{a^2} \frac{\partial u}{\partial t} = 0.$$

Здесь u – скорость движения топлива, p – давление топлива, x – координата по длине трубопровода (канала), t – время, ρ – плотность топлива, a – скорость распространения волны давления в топливе (скорость звука).

Это уравнение может быть решено аналитически в форме Д'Аламбера с определением скоростей течения топлива в характерных сечениях — перед полостью в распылителе, на выходе из аккумулятора и перед запирающей полостью, соответственно — u_I , u_{II} , u_{III} [5].

Граничные условия в полостях форсунки задаются системой дифференциальных уравнений движения запорных элементов и уравнений объемного баланса:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 x_{эмв}}{dt^2} &= \frac{1}{m_{эмв}} \left[P_{нэ} - K_{нрв} (x_{нрв} + x_{эмв}) - (p_{эм} - p_0) F_{эмв} \right]; \\ \frac{d^2 x_{кл}}{dt^2} &= \frac{1}{(m_{кл} + m_{эмн})} \left[p_{эм} F_{эмн} + K_{нрн} (x_{нрн} - x_{кл}) - K_{нркл} (x_{нркл} + x_{кл}) - \right. \\ &\quad \left. - p_{2к} F_{кнн} - p_y (F_{кль} - F_{кнн}) + p_0 F_{кль} - C_{кл} \left| \frac{dx_{кл}}{dt} \right| \right]; \\ \frac{d^2 x}{dt^2} &= \frac{1}{m} \left[p_{2к} (f_u - f_c) + p_c f_c - p_1 f_u - K_{нр} (x_{нр} + x) - C_u \left| \frac{dx}{dt} \right| \right]; \\ \frac{dp_a}{dt} &= \frac{1}{\alpha_{сжс} V_a} \left[f_{мп} u_1 + \frac{dV_{u-a}}{dt} \right]; \\ \frac{dp'_2}{dt} &= \frac{1}{\alpha_{сжс} V'_2} \left[f_{кан} u_{III} - (p'_2 - p_1) \omega f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho |p'_2 - p_1|}} \right]; \\ \frac{dp_{эм}}{dt} &= \frac{1}{\alpha_{сжс} V_{эм}} \left[(p_{эм} - p_0) \omega f_{эм} \sqrt{\frac{2}{\rho |p_{эм} - p_0|}} - F_{эмв} \frac{dx_{эмв}}{dt} + F_{эмн} \frac{dx_{кл}}{dt} \right]; \\ \frac{dp_1}{dt} &= \frac{1}{\alpha_{сжс} V_1} \left[(p'_2 - p_1) \omega f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho |p'_2 - p_1|}} - (p_1 - p_y) \omega f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho |p_1 - p_y|}} + f_u \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dp_y}{dt} &= \frac{1}{\alpha_{сжс} V_y} \left[(p_1 - p_y) \omega f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho |p_1 - p_y|}} + \right. \\ &\quad \left. + (p_{2к} - p_y) \omega f_{кнн} \sqrt{\frac{2}{\rho |p_{2к} - p_y|}} - (p_y - p_0) \omega f_{кль} \sqrt{\frac{2}{\rho |p_y - p_0|}} \right]; \end{aligned}$$

$$\frac{dp_{2k}}{dt} = \frac{1}{\alpha_{сж} V_{2k}} \left[f_{кан} u_{II} - \mu_{зк} f_{зк} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{2k} - p_c)} - (p_{2k} - p_y) \mu f_{клин} \sqrt{\frac{2}{\rho |p_{2k} - p_y|}} - f_u \frac{dx}{dt} \right];$$

$$\frac{dB_{упр}}{dt} = \mu f_{клев} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_y - p_0)};$$

$$\frac{dB_c}{dt} = \mu_p f_p \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_c - p_u)}.$$

Здесь, $\alpha_{сж}$ — коэффициент сжимаемости топлива, p_{2k} — давление в полости кармана распылителя, p'_2 — давление на входе в запирающую полость, p_c — давление топлива за запирающим конусом форсунки, p_0 — давление в полости пьезоэлемента, p_1 — давление в полости запирающего конуса, p_y — давление в полости управления, $p_{зм}$ — давление в полости гидротолкателя, p_a — давление в аккумуляторе, p_u — давление газов в цилиндре, $P_{пэ}$ — сила, создаваемая пьезоэлементом (определяется в соответствии с положениями, приведенными в [1]), V_1 — объем полости запирающего конуса, V_a — объем аккумулятора, $V_{зм}$ — объем полости в гидротолкателе, V_y — объем полости управления, V_{2k} — объем полости в распылителе, V'_2 — объем полости перед камерой запирающего конуса, $f_{зк}$ — площадь проходного сечения запирающего конуса, f_c — площадь на запирающем конусе, на которую действует давление p_c , μf_2 , μf_0 — эффективная площадь проходного сечения соответственно входного и выходного жиклеров, $f_{клев}$, $f_{клин}$, $f_{тр}$, $f_{кан}$ — площадь проходного сечения соответственно в верхнем и нижнем каналах клапана, трубопровода высокого давления и каналов в форсунке, $\mu_p f_p$, $\mu f_{зм}$ — эффективная площадь проходного сечения распыливающих отверстий и в зазорах гидротолкателя, $F_{клев}$, $F_{клин}$, $F_{змв}$, $F_{змн}$ — площадь поперечного сечения соответственно верхнего и нижнего каналов клапана, верхнего и нижнего плунжеров гидротолкателя, f_u — площадь поперечного сечения направляющей иглы, $C_{кл}$, C_u — диссипативные коэффициенты соответственно клапана и иглы, $K_{пр}$ — жесткость пружины форсунки, $x_{пр}$ — предварительная деформация пружины форсунки, $K_{прв}$, $K_{прн}$, $K_{пркл}$ — жесткость соответственно верхней и нижней пружин гидротолкателя, пружины клапана, $x_{прв}$, $x_{прн}$, $x_{пркл}$ — предварительная деформация соответственно верхней и нижней пружин гидротолкателя, пружины клапана, $x_{кл}$, x , $x_{змв}$ — текущее перемещение соответственно клапана, иглы, верхнего плунжера гидротолкателя, $x_{клин}$ — ход клапана до упора, m , $m_{кл}$, $m_{змв}$, $m_{змн}$ — масса соответственно иглы, клапана, верхнего и нижнего плунжеров гидротолкателя, $B_{упр}$ — расход управляющего топлива, B_c — расход топлива через распыливающие отверстия, $V_{н-а}$ — подача насоса высокого давления.

3. Реализация математической модели и результаты моделирования

Приведенная математическая модель реализована с помощью пакета моделирования динамических систем Simulink. Система дифференциальных уравнений решается методом Рунге-Кутты 4-го порядка. Шаг интегрирования — 0,000001 с.

На рис. 4-6 проиллюстрированы некоторые результаты примерного расчета форсунки с пьезоэлектрическим приводом. Принятые в качестве исходных данных конструктивные параметры соответствуют форсунке Bosch CR/IFL17/ZEREK20S [2].

Анализ приведенных результатов расчета показал следующее:

исследуемая форсунка способна обеспечивать малые порции топлива на участке ПВ, не оказывая влияния на участок ОБ (рис. 4). Такая возможность достигается тем, что пьезоэлектрическая форсунка имеет более высокое быстродействие по сравнению с электромагнитной форсункой «второго поколения». Как видно из рис. 5, промежуток времени от подачи управляющего импульса до начала подъема иглы составляет около 1 мкс, что в 2-3 раза меньше, чем в электромагнитной форсунке [5]. Это объясняется тем, что, как показано на

рис. 6, для обеспечения начала движения иглы форсунки требуется меньшее падение давления в камере запирания, чем для электромагнитной форсунки. К тому же, при этом значительно (около 2 раз) уменьшается расход топлива на управление.

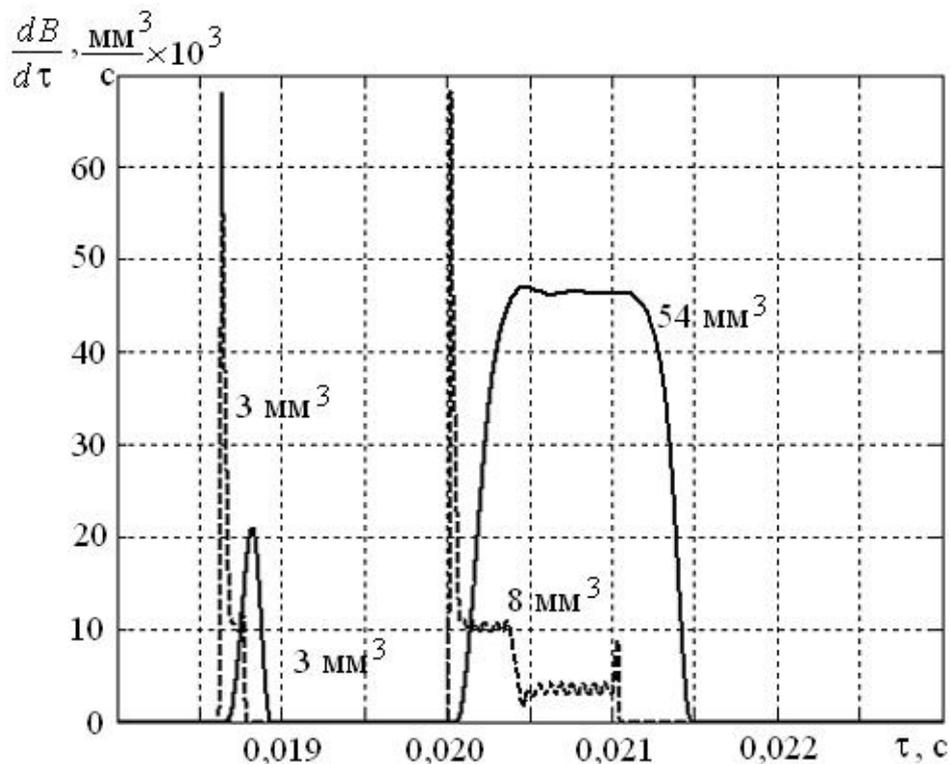


Рис. 4. Дифференциальная характеристика впрыскивания (— — —) и расхода топлива на управление (- - -)

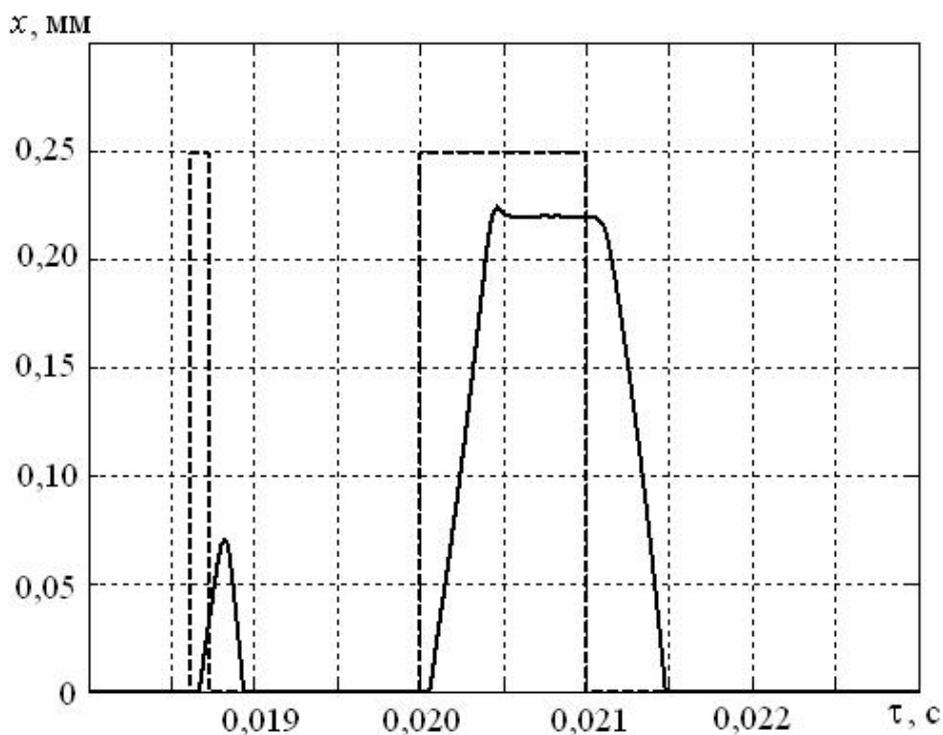


Рис. 5. Управляющий сигнал (- - -) и подъем иглы распылителя (— — —)

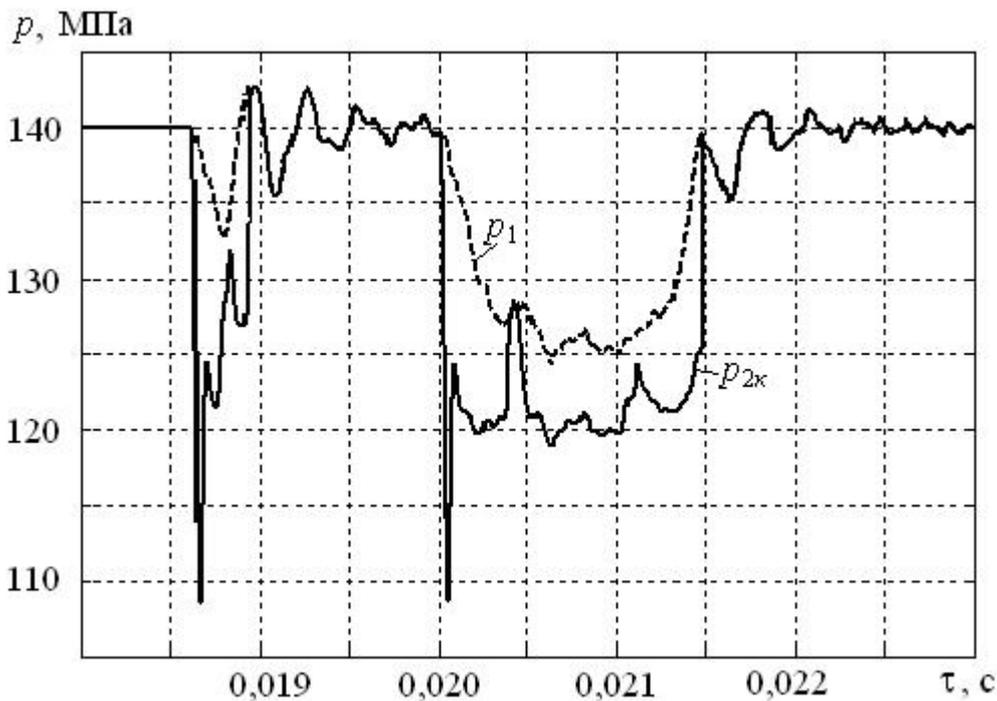


Рис. 6. Давление в полости запирающая (p_1) и полости распределителя ($p_{2к}$)

Важно отметить также, что при подъеме игла не достигает упора, а опирается в верхнем (поднятом) положении на топливную «подушку» в камере запирающая (рис. 5), которая обеспечивается равенством объемных скоростей втекания и вытекания топлива из этой камеры.

Выводы

Разработана математическая модель дизельной форсунки системы Common Rail с пьезоэлектрическим приводом. Модель адекватно отображает гидродинамические процессы, происходящие при работе форсунки, и может служить инструментом для:

- доводки и оптимизации параметров существующих конструкций форсунок;
- адаптации существующих конструкций форсунок под установку на различные двигатели;
- разработки новых конструкций форсунок.

Список литературы

1. Generation Pkw-Common-Rail von Bosch mit Piezo-Inline-Injektoren / Hummel K., Böcking F., Groß J., Stein J.O., Dohle U.3. // MTZ: Motortechnische Zeitschrift. — 2004. — 65. — № 3. — S. 180-189.
2. Berufsschulinformation: Common Rail Piezo-Injektoren von Bosch. — 2006. — № 6.
3. Фомин Ю.Я. Гидродинамический метод расчета топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ. — М.: Машиностроение, 1973. — 144 с.
4. Кузнецов Т.Ф. Тория и метод расчета на ЭВМ процесса впрыска вязкого сжимаемого топлива в цилиндр дизеля / Т.Ф. Кузнецов, И.К. Колесник, Г.Л. Василенко // Сб. «Двигатели внутреннего сгорания». — Харьков: изд-во ХГУ, 1968. — Вып. 7. — С. 105-117.
5. Марченко А.П. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы Common Rail в среде MATLAB/Simulink / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. — Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. — № 1. — С. 98-101.

Стаття надійшла до редакції 18.06.09

© Прохоренко А.А., Самойленко Д.С., Мешков Д.В., 2009