

УДК 621.436.658.589

Расчетное исследование систем топливоподачи с насос-форсунками

В.Н. Наумов, Р.М. Байтимеров, Ю.Д. Погуляев

Повышение экологических требований к транспортным средствам ставит задачу совершенствования топливоподающих систем (ТПС), а новые технологии открывают возможности для создания новых ТПС. Однако проектирование и испытание новых конструкций — сложнейшая инженерная задача, успешное решение которой невозможно без создания гибкой и адекватной математической модели ТПС. Несмотря на большое количество литературы, рассматривающей моделирование ТПС дизельных двигателей, моделированию работы насос-форсунок уделено мало внимания.

В статье исследовано создание математических моделей и расчет характеристик впрыска насос-форсунками с электромагнитным, электро-механическим и пьезоэлектрическим управляющими клапанами. Сравнительный анализ характеристик впрыска топлива показал, что пьезоэлектрический управляющий клапан позволяет более гибко управлять процессами впрыска, точнее дозировать топливо, развивать большие давления впрыска. Адекватность полученных моделей позволяет использовать их не только для существующих, но и для разработки новых ТПС.

Ключевые слова: дизельный двигатель, впрыск, насос-форсунка, электромеханический клапан, пьезоэлектрический клапан.

Numerical simulation of fuel supply systems with unit injectors

V.N. Naumov, R.M. Baytimerov, Y.D. Pogulyaev

The requirements to reduce the negative impacts of vehicles on the environment pose the problem of improving fuel supply systems (FSS). Despite the fact that new technologies offer opportunities for new FSS, the design and testing of new designs is a complex technical problem. To solve this problem, a flexible and adequate mathematical model of the FSS needs to be developed. Even though a large amount of literature deals with diesel engine FSS modeling, little attention is paid to the modeling of unit injectors. In this article, mathematical models are developed and the performance of unit injectors with electromagnetic, piezoelectric and solenoid control valves is calculated. Comparative analysis of the characteristics of the fuel injection showed that the piezoelectric control valve allows for more flexibility to manage the processes of injection, higher accuracy to meter the fuel, and larger injection pressure to develop. The models can be used for analyzing not only existing but also new TPS being developed.

Keywords: diesel engine, fuel injection system, unit injector, solenoid valve, piezoelectric valve.



НАУМОВ
Валерий Николаевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

NAUMOV
Valeriy Nikolaevich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



БАЙТИМЕРОВ
Рустам Миндияхметович
(Южно-Уральский
государственный университет)

BAYTIMEROV
Rustam Mindiaxmetovich
(Chelyabinsk, Russian
Federation,
South Ural State University)



ПОГУЛЯЕВ
Юрий Дмитриевич
(Южно-Уральский
государственный университет)

POGULYAEV
Yuriy Dmitrievich
(Chelyabinsk, Russian
Federation,
South Ural State University)

Совершенствование современных систем топливоподачи (ТПС) для дизельных двигателей идет по нескольким направлениям, среди которых можно выделить три крупных направления: аккумуляторные системы типа Common Rail, топливные системы с насос-форсунками и с индивидуальными топливными насосами. Однако до настоящего времени полностью возможности этих систем не выявлены.

В связи с повышающимися экологическими требованиями к содержанию вредных веществ в составе отработавших газов все типы ТПС совершенствуются и разрабатываются новые. При этом совершенствуются и технологии.

Создание и испытание новых конструкций ТПС — сложнейшая инженерная задача, требующая больших капиталовложений. Поэтому реальным испытаниям ТПС предшествует, как правило, детальное математическое моделирование. Разработка адекватной и гибкой математической модели ТПС является важнейшей задачей, от успешного решения которой зависят результаты реальных испытаний. В настоящее время математическое моделирование ТПС нашло широчайшее применение. Ведущие исследовательские институты и производители создали свои программные комплексы: HYDSIM (фирма AVL), FINJECT (фирма Ricardo) и др. Особо следует отметить программный комплекс «Впрыск», разработанный в МГТУ им. Н.Э. Баумана, который не уступает по характеристикам зарубежным аналогам [1].

Удобным инструментом для создания математических моделей систем впрыска топлива является среда Matlab/Simulink [2, 3]. Данная среда обладает широчайшими возможностями для расчета, оптимизации и визуализации характеристик рассчитываемой ТПС [4].

Несмотря на большое количество литературы, посвященной моделированию ТПС дизельных двигателей, на наш взгляд, недостаточно внимания уделено моделированию работы насос-форсунок.

Цель статьи — создание математических моделей и расчет характеристик впрыска насос-форсунками с электромагнитным (НФ1)

и пьезоэлектрическим (НФ2) управляющими клапанами, разработанные компанией Volkswagen [5]. Схемы рассматриваемых насос-форсунок представлены на рис. 1.

Эти насос-форсунки устанавливаются на турбированные двигатели легковых автомобилей. Благодаря их достоинствам (компактность, низкий уровень утечек топлива, отсутствие длинных соединительных трубопроводов) удалось достичь хороших результатов для увеличения КПД двигателя, уменьшения расхода топлива и снижения эмиссии вредных веществ в отработавших газах. Например, двигатель с НФ2 по выбросам удовлетворяет нормам Евро-4 даже без использования каталитических нейтрализаторов [6].

Насос-форсунка НФ2 создана на основе НФ1 с сохранением установочных размеров. Однако изменился не только привод управляющего клапана, но и элементы управления давлениями впрыска, в частности, принципиально отличается способ создания предварительного впрыска.

В НФ1 управление давлениями начала подъема иглы осуществляется посредством компенсационного поршня (рис. 1, а) [7]. 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 значения в полости распылителя игла начинает подниматься. Одновременно под действием значения в полости высокого давления компенсационный поршень перемещается в нижнее положение. При этом дополнительно сжимается пружина иглы и увеличивается объем полости высокого давления. Причем, с одной стороны, за счет поджатия пружины компенсационным поршнем сверху растет давление,

необходимое для подъема иглы, с другой стороны, увеличивается объем полости высокого давления и уменьшается давление под плунжером. Это ограничивает максимальное давление впрыска и является принципиальным недостатком НФ1. 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. Предварительный впрыск заканчивается. Электромагнитный клапан остается закрытым до окончания основного впрыска. Управляющее воздействие для предварительного и основного впрысков одно, что является особенностью конструкции НФ1. Плунжер продолжает движение вниз, давление в распылителе растет. Когда оно достигает значения, необходимого для подъема иглы, начинается основной впрыск. Окончание основного впрыска инициируется снятием напряжения с обмотки электромагнитного клапана. Под дейст-

вием 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, предварительный впрыск заложен в работу насос-форсунки, не может быть отменен и выполняется в паре с основным впрыском. Объем подачи при предварительном впрыске не регулируется. Для его уменьшения предусмотрено демпфирование хода иглы. В верхней части иглы находится демпферная зона (см. рис. 1, а). Когда игла поднимается на первой трети хода ей ничего не мешает (рис. 2, а), демпферный клапан входит в отверстие, перекрывая путь топливу из демпферной зоны (рис. 2, б). Топливо из демпферной зоны может вытекать только через небольшой зазор, поэтому давление в демпферной зоне возрастает, препятствуя подъему иглы. И, поскольку при предварительном впрыске давления в распылителе небольшие, выше игла не поднимается. Ход иглы ограничивается,

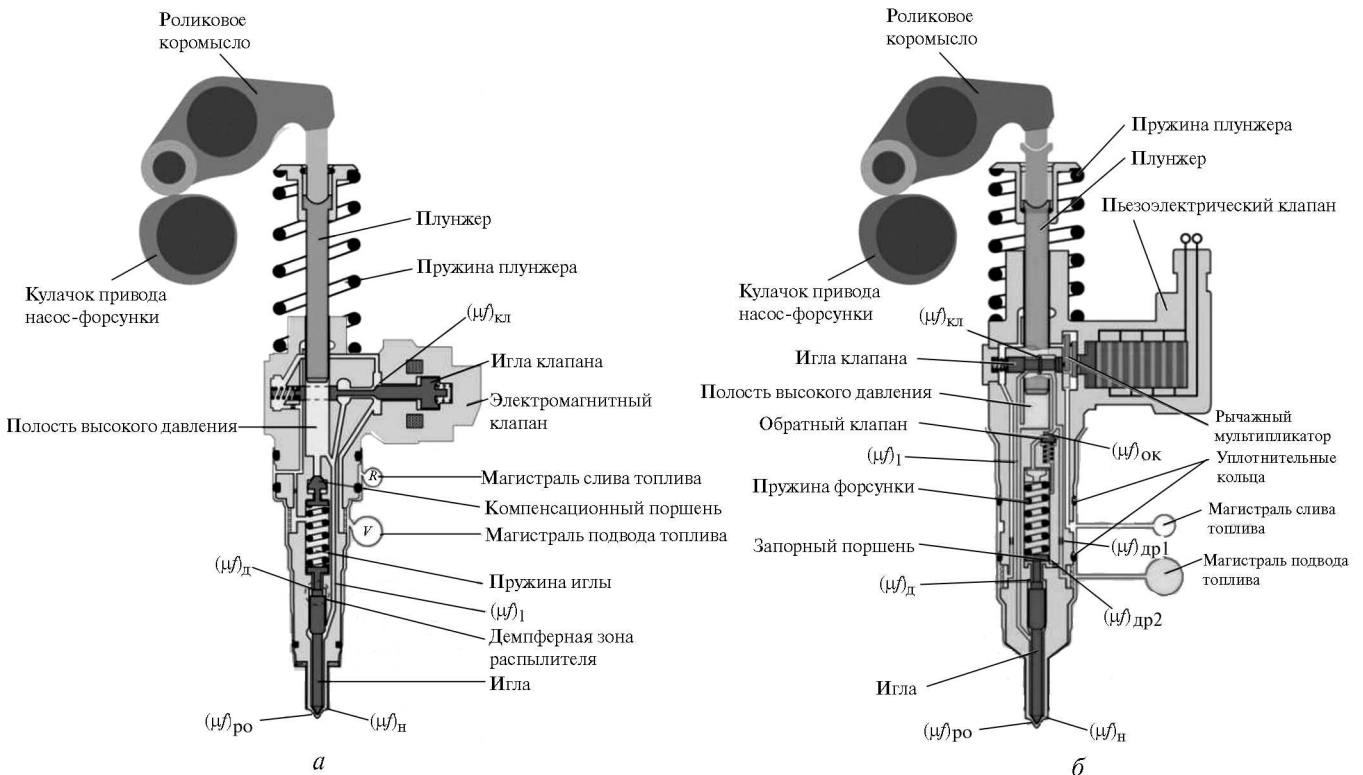


Рис. 1. Насос-форсунки компании Volkswagen с электромагнитным (а) и пьезоэлектрическим (б) управляющими клапанами

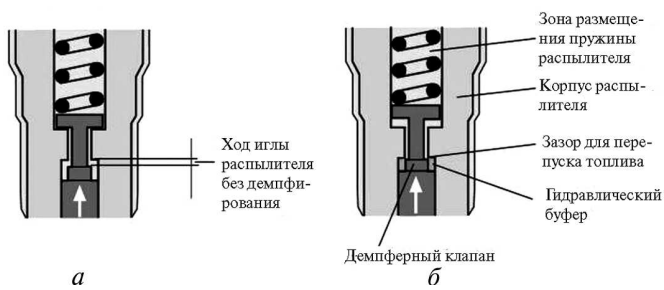


Рис. 2. Демпфирование хода иглы [7]:
 а — без демпфирования; б — с демпфированием

в результате уменьшается объем подачи топлива при предварительном впрыске.

В насос-форсунке с пьезоэлектрическим клапаном (рис. 1, б) количество предварительных впрысков задается электронным блоком управления (ЭБУ). Максимальное количество предварительных впрысков равно двум. При этом управление всеми фазами впрыска в этой насос-форсунке осуществляются одинаково. При открытом управляющем клапане топливо из полости высокого давления вытекает в магистраль подвода. Когда клапан закрывается давление в распылителе возрастает, игла поднимается, преодолевая усилие пружины и давления топлива на запорный поршень. При открытии клапана топливо через дроссель начинает перетекать в магистраль подвода. При перетечке топливом создается определенное давление, под действием которого открывается обратный клапан. Топливо поступает в полость пружины иглы, давление в полости пружины повышается. 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 до следующей фазы впрыска, поэтому при основном впрыске для открытия иглы необходимо более высокое давление в распылителе. Так осуществляется управление давлением начала подъема иглы.

После окончания всех фаз впрыска давление в полости пружины иглы падает за счет утечек топлива через зазор между кромками запорного поршня и стенок полости пружины.

Поэтому к следующему циклу подачи топлива для осуществления предварительного впрыска необходимо относительно небольшое давление в распылителе.

Для моделирования гидромеханических процессов в рассматриваемых насос-форсунках использован метод Астахова—Голубкова [8]. При этом были приняты следующие допущения:

- давление газов в цилиндре двигателя постоянно;
- в закрытом состоянии отсутствуют утечки топлива через клапаны, запирающие элементы, а также через уплотнения;
- давление в магистрали подвода топлива постоянно;
- деформации деталей насос-форсунки отсутствуют;
- трение между деталями насос-форсунки отсутствует.

Математическая модель впрыска НФ1 (см. рис. 1, а) описывается системой следующих уравнений:

- уравнение объемного баланса в полости высокого давления насос-форсунки

$$\frac{dp_{пл}(t)}{dt} = \left\{ C_{пл} f_{пл} - (\mu f)_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{пл}(t) - p_p(t)|} - (\mu f)_{ук} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{пл}(t) - P_{лнд}|} - C_{к.п} f_{к.п} \right\} / \left\{ \alpha_{сж} (V_0 - x_{пл} f_{пл} + x_{к.п} f_{к.п}) \right\}; \quad (1)$$

- уравнение объемного баланса в полости распылителя

$$\frac{dp_p(t)}{dt} = \left\{ (\mu f)_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{пл}(t) - p_p(t)|} - (\mu f)_p \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_p(t) - P_{ц}|} - C_{и} f_{и} \right\} / \left\{ \alpha_{сж} (V_p + x_{и} f_{и}) \right\}; \quad (2)$$

- уравнение объемного баланса в демпфирующем объеме над иглой

$$\frac{dp_d(t)}{dt} = \frac{C_{и} f_d - (\mu f)_д \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_d(t) - P_{лнд}|}}{\alpha_{сж} (V_д - x_{и} f_d)}; \quad (3)$$

• уравнение движения иглы согласно второму закону Ньютона

$$m_{и} \frac{d^2 x_{и}(t)}{dt^2} = [p_p(t) - P_{p0}] (f_{и} - f_{кл.и}) + p_b(t) f_{кл.и} - k_{и} [x_{к.п}(t) + x_{и}(t)] - p_d(t) f_d; \quad (4)$$

• уравнение движения электромагнитного клапана:

$$m_{кл} \frac{d^2 x_{кл}(t)}{dt^2} = F_{э} - k_{кл} x_{кл} - F_{кл0}; \quad (5)$$

• уравнение движения компенсирующего поршня

$$m_{к.п} \frac{d^2 x_{к.п}(t)}{dt^2} = p_{пл}(t) f_{к.п} - k_{и} [x_{к.п}(t) + x_{и}(t)] - P_{p0} (f_{и} - f_{кл.и}); \quad (6)$$

• эффективное проходное сечение распылителя с иглой в сборе согласно [8]:

$$(\mu f)_p = \frac{(\mu f)_{po} (\mu f)_н}{\sqrt{(\mu f)_{po}^2 + (\mu f)_н^2}}; \quad (7)$$

• уравнение давлений под конусом иглы и втулки, вычисляемые из условия равенства расходов через распылители и сопловые отверстия [8]:

$$p_b(t) = \frac{(\mu f)_p^2}{(\mu f)_{po}^2} [p_p(t) - P_{и}] + P_{и}. \quad (8)$$

Для математической модели впрыска топлива НФ2 выражения (2), (3), (5), (7) и (8) остаются без изменений. Остальные уравнения имеют следующий вид:

• уравнение объемного баланса в полости высокого давления насос-форсунки

$$\frac{dp_{пл}(t)}{dt} = \left\{ C_{пл} f_{пл} - (\mu f)_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{пл}(t) - p_p(t)|} - (\mu f)_{ук} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{пл}(t) - p_3(t)|} \right\} / \left\{ \alpha_{сж} (V_0 - x_{пл} f_{пл}) \right\}; \quad (9)$$

• уравнение объемного баланса в полости между управляющим клапаном и магистралью слива топлива

$$\frac{dp_3(t)}{dt} = \left\{ (\mu f)_{ук} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{пл}(t) - p_3(t)|} - (\mu f)_{об.к} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_3(t) - p_4(t)|} - (\mu f)_{др1} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_3(t) - P_{лнд}|} \right\} / (\alpha_{сж} V_3);$$

• уравнение объемного баланса в полости пружины иглы

$$\frac{dp_4(t)}{dt} = \left\{ (\mu f)_{об.к} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_3(t) - p_4(t)|} - (\mu f)_{др2} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_4(t) - P_{лнд}|} + C_{и} f_{з.п} \right\} / \left\{ \alpha_{сж} (V_4 - x_{и} f_{з.п}) \right\}; \quad (11)$$

• уравнение движения иглы согласно второму закону Ньютона

$$m_{и} \frac{d^2 x_{и}(t)}{dt^2} = [p_p(t) - P_{p0}] (f_{и} - f_{кл.и}) + p_b(t) f_{кл.и} - k_{и} x_{и}(t) - p_4(t) f_{з.п}; \quad (12)$$

• уравнение движения обратного клапана

$$m_{об.кл} \frac{d^2 x_{об.кл}(t)}{dt^2} = p_3(t) f_{об.кл} - k_{об.кл} x_{об.кл} - F_{об.кл0}; \quad (13)$$

Обозначения, принятые в выражениях (1)–(13): t — время; $\alpha_{сж}$ — коэффициент сжимаемости топлива; $p_{пл}(t)$ — давление плунжера в полости высокого давления; V_0 — объем полости высокого давления насос-форсунки при полностью поднятом плунжере; ρ — плотность топлива; $(\mu f)_1$, $(\mu f)_{ук}$, $(\mu f)_p$, $(\mu f)_д$, $(\mu f)_{po}$, $(\mu f)_н$, $(\mu f)_{ок}$, $(\mu f)_{др1}$, $(\mu f)_{др2}$ — эф-

фективные проходные сечения соответствующих отверстий (см. рис. 1); $x_{пл}$, $C_{пл}$, $f_{пл}$ — соответственно перемещение, скорость и площадь поперечного сечения плунжера; $x_{к.п}$, $C_{к.п}$, $f_{к.п}$ — соответственно перемещение, скорость и площадь поперечного сечения компенсационного поршня; p_p , p_d — давления соответственно в полости распылителя и полости демпфирующего объема над иглой; V_p , V_d — объем соответственно кармана распылителя и демпфирующего объема над иглой, когда игла находится на седле; x_i , C_i — соответственно перемещение и скорость иглы; m_i , $m_{кл}$, $m_{к.п}$, $m_{об.кл}$ — массы соответственно иглы, управляющего клапана, компенсирующего поршня и обратного клапана с учетом масс соответствующих пружин; $P_{лнд}$, $P_{ц}$ — давления, соответственно в линии низкого давления и в цилиндре; P_{p0} — давление в полости распылителя в момент начала движения иглы; f_i — площадь поперечного сечения иглы; $f_{кл.и}$ — площадь основания запирающего клапана иглы; k_i , $k_{кл}$, $k_{об.кл0}$ — коэффициенты жесткости пружин соответственно иглы, управляющего и обратного клапана; p_3 , V_3 — давление и объем полости между управляющим клапаном и линией низкого давления; p_4 , V_4 — давление и объем полости пружины при закрытом распылителе; $f_{3.п}$ — площадь поперечного сечения запорного поршня; f_d — площадь поперечного сечения полости демпфирующего объема над иглой; $F_{кл0}$, $F_{об.кл0}$ — усилие преднатяга пружины соответственно управляющего и обратного клапанов; F_3 — сила, развиваемая электромагнитом или пьезоэлементом; $x_{об.кл}$ — перемещение обратного клапана.

Для определения сил, развиваемых электромагнитом и пьезоприводом, составлены отдельные подсистемы, в которых смоделирована их работа. Модели для электромагнита и пьезопривода получены на основе работ [9].

Моделирование проводилось для трехфазного впрыска. Первый впрыск — предварительный, второй — основной и третий — дополнительный, после основного.

Частота вращения коленчатого вала двигателя составляла 4 000 об/мин, что соответствует режиму максимальной мощности двигателя [7]. Со-

гласно [5] НФ2 в этом режиме развивает максимальное давление впрыска, равное 220 МПа, при этом впрыскивается порядка 50 мм³ [6].

Для удобства сравнения характеристик обеих ТПС параметры распылителя, узла высокого давления и объем основного впрыска НФ1 выбраны такими же как для НФ2.

Параметры рассчитываемых ТПС

Параметр	Значение
Частота вращения коленвала, n , об/мин	4 000
Минимальное давление впрыска, МПа	13
Диаметр плунжера, мм	6,35
Ход плунжера, мм	7
Диаметр иглы, мм	3,5
Ход иглы, мм	0,15
Эффективное проходное сечение распыляющих отверстий, мм ²	0,085
Число впрысков	3
Объем основного впрыска, мм ³	44

Результаты расчета представлены в виде диаграмм рабочего процесса насос-форсунок на рис. 3 и 4.

Благодаря более высокому быстродействию пьезоэлектрического клапана, а также отсутствию компенсирующего поршня, увеличивающему объем полости высокого давления, процессы переустановки иглы в НФ2 проходят более динамично (рис. 3, а и 4, а).

Объем предварительного впрыска НФ1 — 1,5 мм³, НФ2 — 0,8 мм³ (рис. 3, б и 4, б). Для НФ2 объем предварительного впрыска можно регулировать изменением ширины управляющего импульса напряжения на пьезоэлементе.

Принципиальное преимущество НФ2 состоит в том, что все впрыски реализуются независимо друг от друга. Однако НФ2 имеет и существенный недостаток. Давление в полости пружины (см. рис. 1, б) после основного впрыска не может быть снижено до требуемого при впрыске после основного. Это давление нельзя реализовать с помощью независимого управления. Оно зависит от управления двумя предыдущими впрысками.

Принцип независимости управления отдельными впрысками реализуется в НФ2 лишь

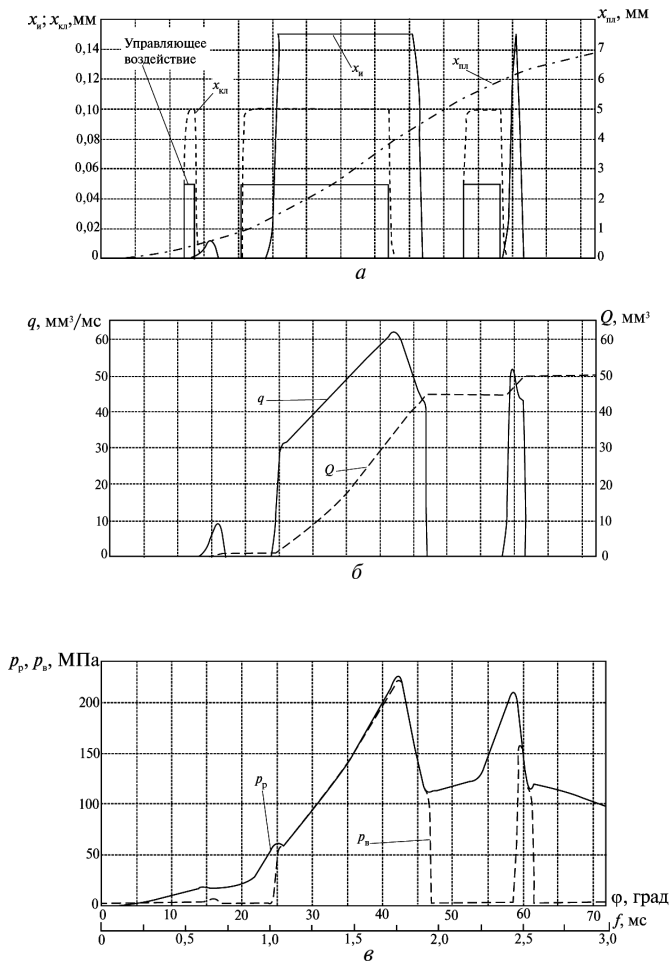


Рис. 3. Диаграмма рабочего процесса насос-форсунки с электромагнитным клапаном, $n = 4\ 000$ об/мин:

a — перемещения иглы x_n , клапана x_{kv} и плунжера x_{pl} ; b — дифференциальная q и интегральная Q характеристики впрыска; c — давления в полости распылителя p_p и под конусом иглы p_b

частично. Независимые сигналы с ЭБУ не позволяют получать независимые величины давлений в ИТН и под иглой. Поэтому для улучшения характеристик НФ2 нужны иные конструктивные решения.

Максимальное давление впрыска НФ1 составляет 166 МПа, а НФ2 — 220 МПа (рис. 3, c и 4, c). Это обусловлено тем, что объем полости высокого давления НФ1 увеличен за счет работы компенсационного поршня и давление в распылителе растет медленнее.

На кривой перемещения иглы НФ1 (см. рис. 3, a) в начале основного впрыска заметен небольшой колебательный процесс, вызванный

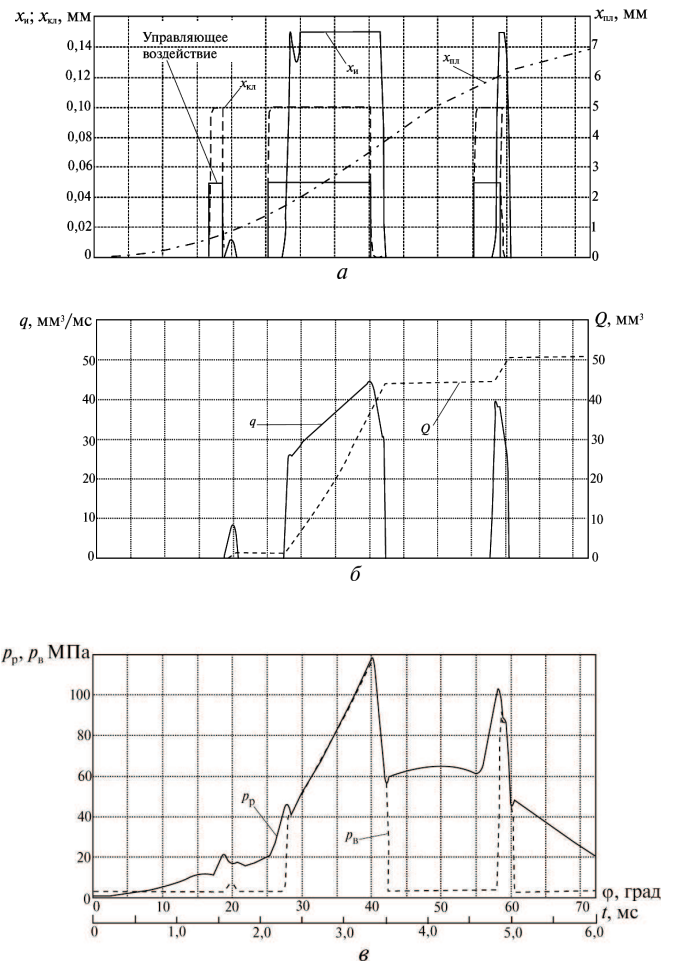


Рис. 4. Диаграмма рабочего процесса насос-форсунки с пьезоэлектрическим клапаном, $n = 4\ 000$ об/мин:

a — перемещение иглы x_n , клапана x_{kv} и плунжера x_{pl} ; b — дифференциальная q и интегральная Q характеристики впрыска; c — давление в полости распылителя p_p и под конусом иглы p_b

влиянием демпфирования хода иглы. У НФ2 такого не наблюдается (см. рис. 4, a), что объясняется более медленным ростом давления в распылителе НФ1, о чем было сказано выше.

Большие давления в НФ1 могут быть реализованы при увеличении диаметра плунжера. В этом случае возрастут механические усилия на коромысле и кулачке привода насос-форсунки.

Преимущества НФ2 над НФ1 очевидны и обусловлены и новой конструкцией, и управлением с помощью пьезопривода. При этом, как и всем ТПС с насос-форсунками им присущ значительный недостаток — влияние давления впрыска от частоты вращения коленчатого вала n . Чтобы проиллюстрировать это

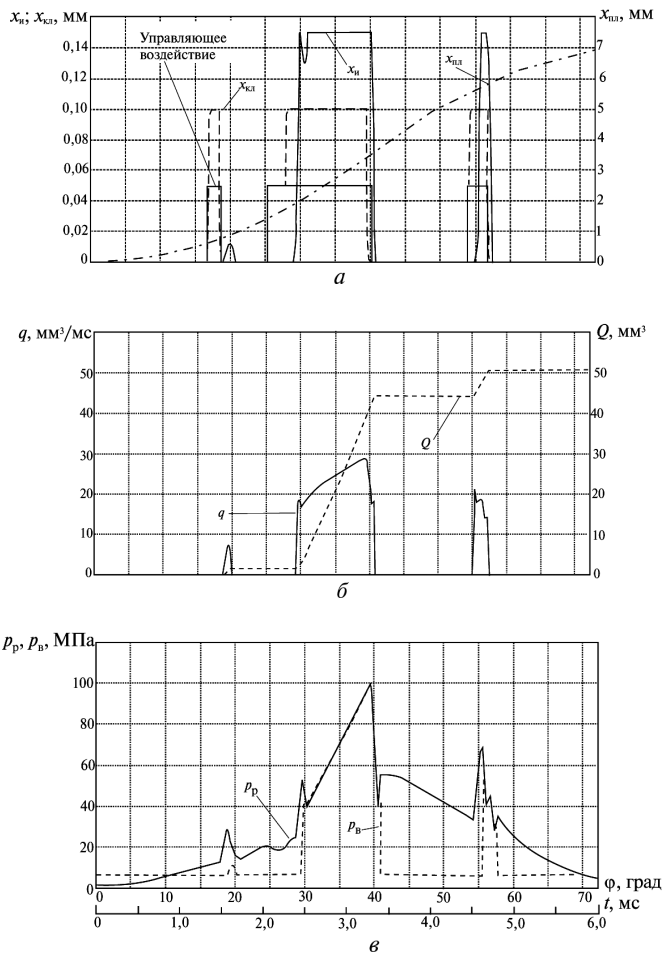


Рис. 5. Диаграмма рабочего процесса насос-форсунки с пьезоэлектрическим клапаном, $n = 2\,000$ об/мин:

a — перемещение иглы x_n , клапана $x_{кв}$ и плунжера $x_{пл}$; b — дифференциальная q и интегральная Q характеристики впрыска; v — давление в полости распылителя p_p и под конусом иглы p_v

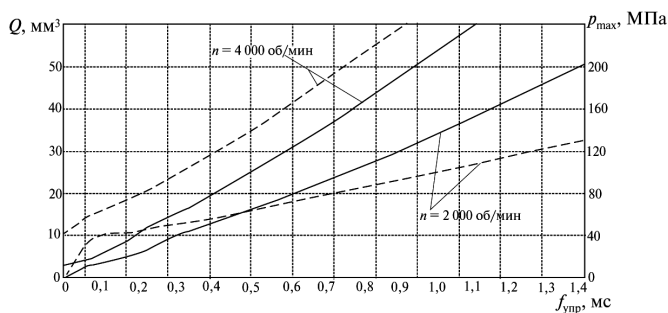


Рис. 6. Зависимости объема основного впрыска и максимального давления впрыска НФ2 от длительности управляющего импульса

влияние был проведен расчет работы НФ2 для $n = 2\,000$ об/мин (рис. 5), что соответствует режиму работы двигателя с максимальным крутя-

щим моментом [7]. Вследствие снижения скорости вращения коленчатого вала падает скорость движения плунжера, а, следовательно, и динамика роста давления в полости высокого давления и распылителя. Максимальное давление впрыска составляет всего порядка 120 МПа (рис. 5, v) при том же количестве выпрыскиваемого топлива (рис. 5, b), что и при $n = 4\,000$ об/мин. Это снижение динамики роста давления приводит к колебанию иглы в начале основного впрыска (рис. 5, a), вызванного влиянием демпфирования хода иглы.

Еще один недостаток ТПС с насос-форсунками — зависимость максимального давления впрыска от длительности управляющего импульса. Чем короче импульс управляющего воздействия, тем меньше максимальное давление впрыска. Если впрыск короткий, давление просто не успевает нарасти до больших величин. Это следует из принципа действия насос-форсунок.

Расчетная зависимость максимального давления впрыска от длительности управляющего импульса основного впрыска при $n = 4\,000$ и $2\,000$ об/мин представлена на рис. 6. Видно, что эти зависимости практически линейны, только в области малых подач для $n = 2\,000$ об/мин заметна значительная нелинейность, что обусловлено влиянием демпфирования подъема иглы. Линейность характеристик объясняется формой кулачка привода насос-форсунки. В фазе нагнетания кулачок имеет параболический профиль (см. рис. 5, a), который обеспечивает постоянное ускорение плунжера и линейную скорость плунжера в функции времени.

Представленные на рис. 6 зависимости объема подачи топлива при основном впрыске от длительности управляющего импульса основного впрыска для НФ2 практически линейны.

Выводы

1. Разработаны математические модели впрыска топлива насос-форсунками с электромагнитным и пьезоэлектрическими управляющими клапанами производства фирмы Volkswagen.

2. Полученные модели адекватно отображают гидродинамические процессы в насос-форсунках с управляемыми клапанами.

3. Сравнительный анализ характеристик впрыска топлива обеими насос-форсунками показал, что НФ2 позволяет более гибко управлять процессом впрыска, точнее дозировать подаваемое в цилиндры порции топлива, развивать большие давления впрыска.

Литература

- [1] Кулешов А.С., Грехов Л.В. *Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000, 64 с.
- [2] Марченко А.П., Мешков Д.В., Рыкова И.В. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунки системы CR в среде Matlab/Simulink. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2006, № 1, с. 101—104.
- [3] Погуляев Ю.Д., Байтимеров Р.М. Математическая модель процесса впрыска топлива форсункой с двухпозиционным клапаном. *Строительные и дорожные машины*, 2012, № 9, с. 35—38.
- [4] Дьяконов В.П. *MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Основы применения*. Москва, СОЛОН-Пресс, 2005, 800 с.
- [5] *Насос-форсунка с пьезоэлектрическим клапаном. Конструкция и принцип действия*. Фольксваген ГрупРус, 2005, 24 с.
- [6] Kronberger M. Unit Injectors with Piezo Actuator for Euro 4 Diesel Engines. *MTZ worldwide*, 2005, no. 5, pp. 8—11.
- [7] *Двигатель 1,9 л TDI с системой впрыска топлива с насос-форсунками. Устройство и принцип действия*. Фольксваген ГрупРус, 1998, 60 с.
- [8] Астахов И.В., Трусов В.И., Хачиян А.С., Голубков Л.Н. *Подача и распыливание топлива в дизелях*. Москва, Машиностроение, 1972, 260 с.
- [9] Бобцов А.А., Бойков В.И., Быстров С.В., Григорьев В.В. *Исполнительные устройства и системы для микроперемещений*. СПб ГУ ИТМО, 2011, 131 с.

References

- [1] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. *Matematicheskoe modelirovanie i komp'yuternaya optimizatsiya toplivopodachi i rabochikh protsessov dvigatelei vnutrennego sgoraniia* [Mathematical modeling and computer optimization and workflow fuel internal combustion engines]. Moscow, Bauman Press, 2000. 64 p.
- [2] Marchenko A.P., Meshkov D.V., Rykova I.V. *Matematicheskoe modelirovanie protsessov v elektrogidravlicheskoj forsunki sistemy CR v srede Matlab/ Simulink* [Mathematical modeling of electro-injector system in the CR environment Matlab / Simulink]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniia* [Internal combustion engines]. 2006, no. 1, pp. 101—104.
- [3] Poguliaev Yu.D., Baitimerov R.M. *Matematicheskaiia model' protsessa vpryska topliva forsunkoi s dvukhpozitsionnym klapanom* [Mathematical model of a fuel injection nozzle with on-off valve]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny* [Construction and road building machinery]. 2012, no. 9, pp. 35—38.
- [4] D'iakonov V.P. *MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6. Osnovy primeneniia* [MATLAB 6.5 SP1 / 7 + Simulink 5/6. Fundamentals of application]. Moscow, SOLON-Press publ., 2005. 800 p.
- [5] *Nasos-forsunka s p'ezoelektricheskim klapanom. Konstruktsiia i printsip deistviia* [Injector with piezo valve. Design and operation]. Volkswagen GrupRus, 2005. 24 p.
- [6] Kronberger M. Unit Injectors with Piezo Actuator for Euro 4 Diesel Engines. *MTZ worldwide*, 2005, no. 5, pp. 8—11.
- [7] *Dvigatel' 1,9 l TDI s sistemoi vpryska topliva s nasos-forsunkami. Ustroistvo i printsip deistviia* [1.9-liter TDI engine with fuel injection system with unit injectors. Design and Operation]. Volkswagen GrupRus, 1998, 60 p.
- [8] Astakhov I.V., Trusov V.I., Khachiiian A.S., Golubkov L.N. *Podacha i raspylivanie topliva v dizeliakh* [Feed and atomization of fuel in diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1972. 260 p.
- [9] Bobtsov A.A., Boikov V.I., Bystrov S.V., Grigor'ev V.V. *Ispolnitel'nye ustroistva i sistemy dlia mikroperemeshchenii* [The actuators and systems for micro-displacements]. St. Petersburg, SPB GU ITMO publ., 2011. 131 p.

Статья поступила в редакцию 11.06.2013

Информация об авторах

НАУМОВ Валерий Николаевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: tankist_83@mail.ru).

БАЙТИМЕРОВ Рустам Миндияхметович (Челябинск) — аспирант кафедры «Электромеханика и электромеханические системы». Южно-Уральский государственный университет (454080, Челябинск, Российская Федерация, пр. Ленина, д. 76).

ПОГУЛЯЕВ Юрий Дмитриевич (Челябинск) — доктор технических наук, профессор кафедры «Электромеханика и электромеханические системы». Южно-Уральский государственный университет (454080, Челябинск, Российская Федерация, пр. Ленина, д. 76).

Information about the authors

NAUMOV Valeriy Nikolaevich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Multi-Purpose Tracked Vehicles and Mobile Robots» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: tankist_83@mail.ru).

BAITIMEROV Rustam Mindiakmetovich (Chelyabinsk) — Post-Graduate of «Electromechanics and Electromechanical Systems» Department. South Ural State University (SUSU, Lenin pr., 76, 454080, Chelyabinsk, Russian Federation).

POGULYAEV Yuriy Dmitrievich (Chelyabinsk) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Electromechanics and Electromechanical Systems» Department. South Ural State University (SUSU, Lenin pr., 76, 454080, Chelyabinsk, Russian Federation).