

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ И ТЕЧЕНИЯ ТОПЛИВА В ПОЛОСТЯХ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКИ

А.Н. Врублевский, доцент, к.т.н., ХНАДУ

Аннотация. Предложена математическая модель, описывающая движение элементов и течение топлива в системе низкого давления электрогидравлической форсунки с электромагнитным клапаном. При моделировании учтены эффекты присоединенных масс, течение топлива в малых зазорах, соударение деталей, возникающее при перемещении элементов форсунки в период топливоподачи.

Ключевые слова: электрогидравлическая форсунка, математическая модель, клапан, якорь, течение топлива в малых зазорах, эффект присоединенных масс.

Введение

Знаковым событием в развитии двигателестроения является внедрение топливных систем (ТС) с электронным управлением, а особенно ТС, у которых закон топливоподачи формируется в форсунке. Применение таких ТС позволило выполнить современные экологические и экономические требования, предъявляемые к дизельным двигателям. Это, в свою очередь, привело к увеличению в течение 15 лет парка автомобилей с дизельными двигателями в странах ЕЭС в 3 – 4 раза.

Топливную аппаратуру дизельных двигателей относят к высокотехнологичной и наукоемкой продукции. Микронные перемещения, использование высокопрочных и особых материалов, предельная динамичность отличают топливные системы от других систем дизеля и требуют привлечения современных методов для их динамического анализа и гидродинамического расчета.

В аккумулирующих ТС, получивших широкое распространение (около 60 % от общего выпуска ТС), ключевым элементом является электрогидравлическая форсунка (ЭГФ).

ЭГФ (в отличие от дизеля в целом) относится к тем динамическим объектам, для которых возможно полное математическое описание,

базирующееся на непосредственном применении основных законов механики, электротехники, гидравлики. В данной работе предложено повысить достоверность модели ЭГФ [1] за счет математического описания процессов, происходящих в полостях низкого давления форсунки.

Анализ публикаций

Моделированию процессов, происходящих в ЭГФ, посвящено много работ. Существуют коммерческие программные продукты [2] и программы, созданные исследователями дизельной топливной аппаратуры ДВС [3, 4, 5]. Во всех указанных программах использованы математические модели, основное внимание в которых уделено описанию процессов, происходящих в полостях высокого давления ЭГФ (кармане и колодце распылителя, полости управления, соединяющих данные полости топливных каналов). В то же время процессы, происходящие в полостях низкого давления ЭГФ, моделируются с большим количеством допущений.

Цель и постановка задачи

Цель работы – повысить достоверность описания гидромеханической схемы ЭГФ. Одним из путей достижения данной цели является включение в математическую модель ЭГФ

где $h_{0\text{ кл}}$ – предварительная деформация стойки клапана; $\Delta h_{\text{як}}(t)$, $\Delta h_{\text{кл}}(t)$ – условная деформация, определяемая формулами

$$\Delta h_{\text{як}}(t) = \left(T_{\text{с кл}} \cdot \dot{h}_{\text{як}}(t) + \frac{2 \cdot (1 - df)}{1 + df} \cdot h_{\text{як}}(t) \right),$$

$$\Delta h_{\text{кл}}(t) = \left(T_{\text{с кл}} \cdot \dot{h}_{\text{кл}}(t) + \frac{2 \cdot (1 - df)}{1 + df} \cdot h_{\text{кл}}(t) \right);$$

$z_{\text{с кл}}^{\text{кл}}$ – коэффициент жесткости стержня клапана; $T_{\text{с кл}}$ – основной период колебаний стойки клапана

$$T_{\text{с кл}} = 2\sqrt{m_{\text{с кл}}/z_{\text{с кл}}^{\text{кл}}}; \quad (2)$$

$h_{1 \text{ кл}}(t)$ – перемещение торца стойки клапана со стороны якоря; $h_{2 \text{ кл}}(t)$ – перемещение торца стойки со стороны шарика; $m_{\text{с кл}}$ – масса стойки клапана.

Уравнения, описывающие движение якоря

$$m_{\text{як}} \frac{d^2 h_{\text{як}}}{dt^2} = f_{\text{як}} \cdot (p_{\text{Л}} - p_{\text{М}}) + F_{\text{mag}} - q_1^{\text{кл}}(t) + F_{\text{пр як}}(t) - F_{\text{пр кл}}(t), \quad (3)$$

где $m_{\text{як}}$ – масса якоря и движущихся с ним деталей; $h_{\text{як}}$ – перемещение якоря; $q_1^{\text{кл}}(t)$ – сила, действующая на якорь со стороны стойки клапана; F_{mag} – сила магнитного притяжения электромагнита [6]; $p_{\text{Л}}$ – давление топлива в полости Л; $p_{\text{М}}$ – давление топлива в полости М; $f_{\text{як}}$ – площадь якоря со стороны полости Л; $F_{\text{пр кл}}(t)$, $F_{\text{пр як}}(t)$ – силы пружин клапана и якоря, определяемые по формулам, которые позволяют учесть колебания витков,

$$F_{\text{пр кл}}(t) = z_{\text{пр кл}} \times \left(h_{0 \text{ кл}} + \frac{\Delta h_{\text{як}}(t)}{2} + \sum_{j=1}^{t/T_{\text{пр кл}}} df^j \cdot \Delta h_{\text{як}}(t - jT_{\text{пр кл}}) \right),$$

$$F_{\text{пр як}}(t) = z_{\text{пр як}} \times \left(h_{0 \text{ як}} + \frac{\Delta h_{\text{як}}(t)}{2} + \sum_{j=1}^{t/T_{\text{пр як}}} df^j \cdot \Delta h_{\text{як}}(t - jT_{\text{пр як}}) \right);$$

$h_{0 \text{ кл}}$ – предварительная деформация пружины клапана; $h_{0 \text{ як}}$ – предварительная деформация пружины якоря; $z_{\text{пр кл}}$ – коэффициент жесткости пружины клапана; $z_{\text{пр як}}$ – коэффициент жесткости пружины якоря; $T_{\text{пр кл}}$, $T_{\text{пр як}}$ – основные периоды колебаний пружин клапана и якоря, описываемые по формулам, аналогичным (2).

Уравнения, описывающие движение опоры-демпфера якоря

$$m_{\text{оп}} \frac{d^2 h_{\text{оп}}}{dt^2} = f_{\text{оп}}(p_{\text{Л}} - p_{\text{М}}) + F_{\text{пр.оп}}(t), \quad (4)$$

где $m_{\text{оп}}$ – масса опоры; $h_{\text{оп}}$ – перемещение опоры-демпфера якоря; $f_{\text{оп}}$ – площадь опоры со стороны полости Л; $F_{\text{пр.оп}}(t)$ – сила пружины опоры.

Период совместного движения якоря и его опоры описывается уравнениями (3), (4),

$$(m_{\text{як}} + m_{\text{оп}}) \cdot \frac{d^2 h_{\text{як}}}{dt^2} = f'_{\text{як}} \cdot p_{\text{Л}} - f''_{\text{як}} \cdot p_{\text{М}} + f_{\text{оп}} \cdot (p_{\text{Л}} - p_{\text{М}}) + F_{\text{mag}} - q_1^{\text{кл}}(t) + F_{\text{пр як}}(t) - F_{\text{пр кл}}(t) + F_{\text{пр.оп}}(t), \quad (5)$$

где обозначения те же, что и выше.

Уравнения, описывающие течение топлива в полостях низкого давления

Так как величина давления топлива в указанных полостях не превышает 1 МПа, а изменение давления во время впрыскивания составляет менее 0,01 МПа, то при составлении уравнений, описывающих течение топлива, сжимаемостью топлива можно пренебречь.

Данные уравнения составим с учетом неразрывности потока, например для полости Е

$$\mu f_{\text{ш}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{упр}} - p_{\text{Е'}})} - f_{\text{кл}} \dot{h}_{\text{кл}} = \mu f_{\text{тар}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{Е}} - p_{\text{К}})}, \quad (6)$$

где $f_{\text{кл}}$ – площадь по запорному пояску шарика; $\dot{h}_{\text{кл}}$ – скорость перемещения клапана; $\mu f_{\text{ш}}$ – эффективная площадь проходного кольцевого сечения по шарiku; $f_{\text{тар}}$ – площадь тарелки клапана.

Уточнения математической модели

Повысить достоверность моделирования ЭГФ возможно при описании следующих явлений:

- соударение деталей при их перемещении;
- течение топлива в зазорах между опорами и движущимися элементами ЭГФ;
- эффект присоединенных масс.

Ниже приведены уравнения, описывающие данные процессы.

Уточнения, связанные с процессом соударения деталей ЭГФ

В полостях низкого давления ЭГФ расположены элементы, при перемещении которых можно наблюдать процессы соударения. Данный процесс возникает при достижении нижней тарелки клапана упора, шарика – седла клапана, якоря и опоры якоря – максимального перемещения. Если рассматривать реальный процесс, то при соударении часть энергии растрчивается на создание деформаций и на преодоление сил внутреннего трения. Часть работы, затраченная на деформацию взаимодействующих тел при соударении, снова превращается в кинетическую энергию. Определяется данная часть коэффициентом восстановления k , который является в определенном смысле мерой упругости тела и вычисляется по формуле

$$k = - \dot{h}_{уд} / \dot{h},$$

где $\dot{h}_{уд}$ – скорость тела после соударения, \dot{h} – скорость тела до соударения. Очевидно, что коэффициент восстановления не является просто характеристикой вещества, а зависит от скорости \dot{h} . По экспериментальным данным для стали $k = 5/9$ [7].

В математической модели ЭГФ процесс отскока учтем следующим образом. В конце каждого расчетного интервала, задаваемого временем Δt , определяем скорость перемещения элемента по формуле

$$\dot{h}_k = \frac{\dot{h} + f \cdot \Delta t}{m + 0,25 \cdot z \cdot T \cdot \Delta t}, \quad (7)$$

где f – силы, действующие на элемент в период Δt ; z – коэффициент жесткости; T – основной период колебаний пружины либо стойки клапана; m – масса элемента, который перемещается.

Перемещение в конце расчетного участка Δt вычислим по формуле

$$h_k = h + (\dot{h} + \dot{h}_k) / 2 \cdot \Delta t, \quad (8)$$

где h – перемещение в начале расчетного участка.

Далее алгоритм расчета следующий. Сравнивая текущее перемещение h_k с максимально возможным перемещением h_{max} , определяем участок времени Δt , на который приходится момент соударения подвижного элемента с неподвижной опорой (см. рис. 2). Вследствие малого шага Δt , равного при расчете 0,0007 мс, принимаем $h_k = h_{max}$ и определяем скорость $\dot{h}_{уд}$ и перемещение $h_{уд}$ подвижного элемента после соударения:

$$h_{уд} = -k \cdot h_k, \quad \dot{h}_{уд} = -k \cdot \dot{h}_k.$$

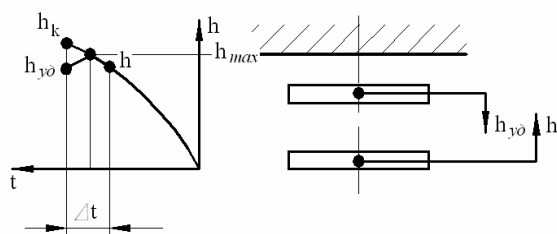


Рис. 2. Схема к расчету процесса отскока подвижных деталей полостей низкого давления ЭГФ

Следует отметить, что для гидромеханической системы ЭГФ необходимо определять значения коэффициента восстановления k с учетом реального процесса соударения, происходящего в среде топлива. При обработке опытных осциллограмм ЭГФ Bosch и КП ХКБД получены следующие значения k : для мультипликатора – $k = 4/9$; для якоря – $k = 3/9$.

Уточнения, связанные с течением топлива в зазорах между опорами и движущимися элементами ЭГФ

На нижнюю тарелку клапана и якорь электромагнита при их перемещениях действует дополнительная сила, образованная полем давлений топлива, находящегося в зазорах между тарелкой и упором-ограничителем максимального хода клапана (рис. 3), и поверхностями полюсов якоря и магнитопровода (рис. 4). В указанных зазорах во всем описанию данного процесса посвящена работа [8]. В основу исследования [8] были положены уравнения потенциального движения вязкой несжимаемой жидкости в зазорах. Предложенная в [8] математическая модель

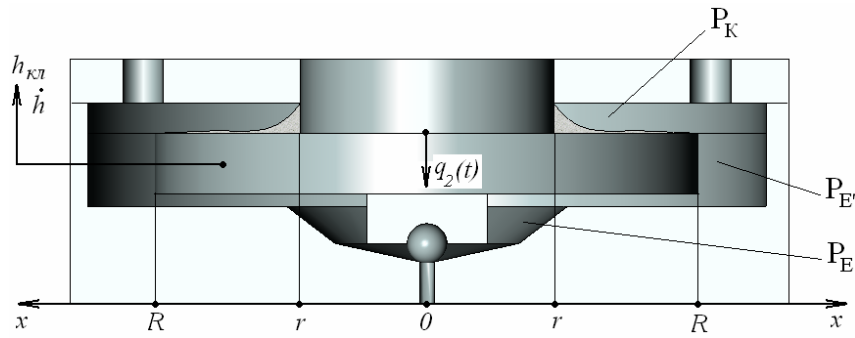


Рис. 3. Схема действия сил, приложенных к клапану ЭГФ

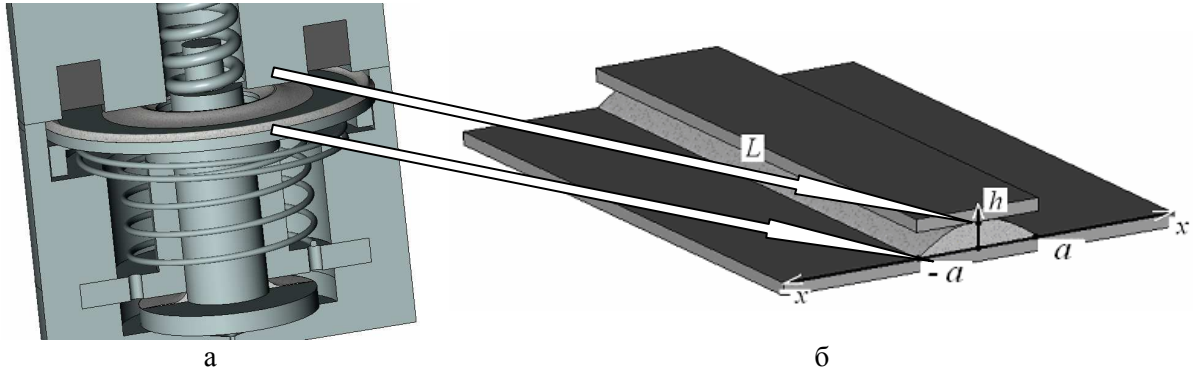


Рис. 4. Схема течения топлива в зазоре якорь-магнитопровод: а – трехмерная модель; б – расчетная схема

предназначена для описания работы плоского дифференциального клапана на режиме микроперемещений (1 – 5 мкм). В рассматриваемом нами случае зазоры составляют не 1– 5 мкм, а изменяются в диапазоне от 0 до 120 мкм. Поэтому уравнения, описывающие данный процесс, принимают несколько другой вид, а именно.

Изменения скоростей и давлений топлива в зазоре подчиняются следующим двум основным уравнениям:

– уравнению энергетического баланса

$$\frac{d}{dx} \left[\left(P + \varphi \left(\frac{\rho}{2} \right) U^2 \right) Q \right] = -PCS' - \frac{16\nu\rho U^2 L'}{h}, \quad (9)$$

– уравнению объемного баланса

$$\frac{d}{dx} Q = L' \cdot C, \quad (10)$$

где $Q = U \cdot h \cdot L', \quad (11)$

$U(x)$, $Q(x)$ – средняя и объемная скорости топлива в x -ом сечении, $x \in [r, R]$; L' – периметр сечения, $L' = 2\pi x$; φ – коэффициент кинетической энергии ($\varphi = 4/3$).

Уравнения (9), (10) являются обобщением известного уравнения Бернулли [9] для случая, когда площади живого сечения потока (пропорциональные расстоянию h между клапаном и седлом) изменяются во времени. Правая часть уравнения (9) описывает передачу части потока механической энергии, проходящего через данное сечение, к движущейся тарелке клапана и уменьшение этой энергии, вызванное трением; левая часть описывает изменение этого потока энергии, связанное с указанными выше потерями.

Уравнение (10) описывает изменение объемной скорости топлива, вызванное изменением живого сечения потока при перемещении тарелки клапана. Уравнение (11) связывает величины средней и объемной скорости потока с площадью $L' \cdot h$ его живого сечения. При отрыве клапана от потока в тех сечениях x , где это происходит, уравнение (9) заменяется условием $P(x) = 0$.

Интегрируя уравнение (11), получаем

$$Q(x) = [S(x) - S(x_0)] \cdot C, \quad (12)$$

где x_0 – сечение, соответствующее нулевой скорости потока (ему соответствует радиус r); $S(x)$ – площадь части тарелки клапана. $S(x) = \pi x^2$.

Подстановка формул (9) и (10) в уравнение (16) приводит к следующему соотношению:

$$\left(\frac{2}{\rho}\right) \frac{dP}{dx} = \left[\varphi \cdot \left(2 + \frac{x_0^2}{x^2}\right) \cdot C + 32 \frac{v}{h} \right] \cdot \left(\frac{C}{h^2}\right) \cdot \frac{(x^2 - x_0^2)}{2x}. \quad (13)$$

Равенство (13) позволяет при известных давлениях P_E и P_K определить поле давлений в зазоре между клапаном и седлом и величину результирующей силы F_D давления топлива на клапан. Для этого проинтегрируем данное соотношение по координате x в промежутке $[r, R]$ и получим биквадратное уравнение для определения сечения x_0

$$\begin{aligned} \frac{2}{\rho}(P_E - P_K) = & \frac{1}{2} \left[(R^2 - r^2) \left(1 - \frac{x_0^4}{(R^2 - r^2)^2} \right) - x_0^2 \ln \left(\frac{R}{r} \right) \right] \varphi \frac{C^2}{h^2} + \\ & + 8 \left[R^2 - r^2 - 2x_0^2 \ln \left(\frac{R}{r} \right) \right] v \frac{C}{h^3}. \end{aligned} \quad (14)$$

После решения этого уравнения определяем величину силы F_D при условии $x_0 = r$

$$F_D = \pi r^2 P_E + \int_r^R P(x) 2\pi x dx - \pi r^2 P_K. \quad (15)$$

$$F_D = \pi \frac{\rho}{2} \left\{ \left[\frac{R^2}{4} (R^2 - r^2) - r^4 \ln \left(\frac{R}{r} \right) \right] \varphi \frac{C^2}{h^2} + \left[8 \left((R^2 - r^2) \cdot R^2 \right) v \frac{C}{h^3} \right] \right\}.$$

При характерных для ЭГФ подъемах клапана h первые слагаемые в формулах (14) и (15) значительно больше вторых (силы инерции превосходят силы вязкости), и поэтому решение упрощается

$$F_D = \pi \frac{\rho}{2} \left\{ \left[\frac{R^2}{4} (R^2 - r^2) - r^4 \ln \left(\frac{R}{r} \right) \right] \varphi \frac{C^2}{h^2} \right\}. \quad (16)$$

Уточнение математической модели, связанное с эффектом присоединенных масс

В полостях низкого давления инерционность топлива при перемещениях клапана, якоря и его опоры создаёт эффекты присоединенных масс, соизмеримых с массами этих элементов. Поэтому при моделировании течения топлива в зазоре якорь – магнитопровод (рис. 4, а) приведем зазор к более простому виду, образованному плоскостью и расположенной над ней пластиной (рис. 4, б) шириной $2a$ и длиной, равной L – периметру средней для реального зазора окружности.

Пренебрегая сжимаемостью топлива в плоском зазоре для симметричной части полости, ограниченной координатами – x ; x получим равенство

$$U(x) \cdot h = \dot{h} \cdot x,$$

где U – скорость топлива в направлении, поперечном зазору; x – координата, задающая перемещение вдоль поперечного сечения зазора; h – величина зазора.

Из этого уравнения получаем

$$U(x) = \dot{h} \cdot (x/h). \quad (17)$$

Течение топлива в зазоре описывается уравнением Бернулли,

$$P(x) + \frac{\rho}{2} \cdot U^2(x) = \frac{\rho}{2} \cdot U^2(a) \quad (18)$$

или после преобразования

$$P(x) = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{U_0^2}{h^2} \cdot (a^2 - x^2), \quad (19)$$

где U_0 – величина.

Тогда сила F_D будет равна

$$F_D = S \int_0^a P(x) dx, \quad (20)$$

$$F_D = \frac{1}{3} \cdot \rho \cdot U_0^2 S \cdot \left(\frac{a}{h} \right)^2,$$

где S – площадь кольцевой поверхности полюсов.

Запишем выражение для кинетической энергии топлива, находящегося в зазоре

$$T_{\text{кин}} = \frac{1}{2} \int_0^a m \cdot U^2(x) dx = \frac{1}{2} \rho S h \int_0^a U^2(x) dx, \quad (21)$$

где ρ – плотность топлива.

Подставим в интеграл выражение (17) для скорости, и после интегрирования по координате x в промежутке $[0, a]$ получим

$$T_{\text{кин}} = \frac{1}{6} m_{\text{зав}} \cdot \frac{a^2}{h^2} \cdot \dot{h}_0^2, \quad (22)$$

где $m_{\text{зав}}$ – масса топлива в зазоре.

Тогда, учитывая общую кинетическую энергию якоря и топлива при перемещении, можно определить так называемую приведенную массу якоря

$$m_{\text{як прив}} = m_{\text{як}} + \frac{1}{3} m_{\text{зав}} \cdot \frac{a^2}{h^2}. \quad (23)$$

Эффект присоединенных масс в полостях низкого давления ЭГФ также возникает в связи с течением топлива в каналах малого ($1 - 5 \text{ мм}^2$) сечения (рис. 5). Кинетическую энергию, которой обладает топливо, омывающее опору-демпфер якоря, с учетом течения в каналах малого сечения и формулы для скорости течения

$$U = (f/\mu f) \cdot \dot{h},$$

можно представить в виде

$$T_{\text{кин}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot L_{\text{кан}} \mu f \cdot \left(\frac{f}{\mu f} \right)^2 \cdot \dot{h}_0^2, \quad (24)$$

отсюда приведенная масса опоры-демпфера

$$m_{\text{оп прив}} = m_{\text{оп}} + m_{\text{кан}} \left(\frac{f}{\mu f} \right)^2, \quad (25)$$

где $m_{\text{кан}}$ – масса топлива в канале длиной $L_{\text{кан}}$.

В уравнениях (23), (25) следует обратить внимание на последние безразмерные множители a^2/h^2 и $(f/\mu f)^2$. Они позволяют определить зависимость эффекта присоединенных

масс от геометрии рассматриваемых элементов конструкции ЭГФ – отношения ширины к высоте зазора, или отношения площадей каналов, по которым течет топливо.

Проведем оценку эффекта присоединенных масс для рассматриваемых деталей ЭГФ. Для якоря при характерных его размерах и зазоре $0,05 \text{ мм}$ масса топлива в зазоре равна $1,2 \text{ г}$. Данная величина составляет 30% от массы якоря, что влияет заметным, но не определяющим образом, на процесс перемещения якоря.

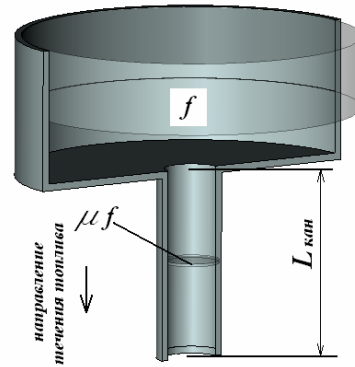


Рис. 5. Модель течения топлива в каналах малого сечения

С учетом описанных процессов, уравнения движения (1), (3), (7) запишем в виде:
– для клапана

$$m_{\text{кл}} \frac{d^2 h_{\text{кл}}}{dt^2} = f_{\text{кл}2} \cdot p_{\text{упр}} + f_{\text{кл}1} \cdot p_E + \\ + f_{\text{кл}3} \cdot p_{E'} - f_{\text{кл}4} \cdot p_{K'} - q_2^{\text{кл}}(t) - F_D^{\text{кл}},$$

где $F_D^{\text{кл}}$ – сила, создаваемая полем давления топлива в зазоре тарелка клапана – упор-ограничитель хода клапана;

– для якоря

$$m_{\text{як прив}} \frac{d^2 h_{\text{як}}}{dt^2} = f_{\text{як}} \cdot (p_L - p_M) + F_{\text{mag}} - \\ - q_1^{\text{як}}(t) + F_{\text{пр як}}(t) - F_{\text{пр кл}}(t) - F_D^{\text{як}},$$

где $F_D^{\text{як}}$ – сила, создаваемая полем давления топлива в зазоре якорь – магнитопровод;
– для опоры-демпфера

$$m_{\text{оп прив}} \frac{d^2 h_{\text{оп}}}{dt^2} = f_{\text{оп}} (p_L - p_M) + F_{\text{пр.оп}}(t).$$

Практическую ценность полученных в данной работе результатов покажем на следующем примере. Разработчики ЭГФ КП ХКБД предложили оценить эффективность применения опоры-демпфера якоря. Результаты расчета (рис. 6, 7) показали, что опора-демпфер снижает зависимость хода якоря и клапана от эффекта соударения. Расчет показал, что при прочих равных условиях цикловая подача ЭГФ КП ХКБД при двухфазном впрыскивании без опоры равна $50,5 \text{ мм}^3$, а с опорой – 45 мм^3 . Это косвенно свидетельствует об исключении участков неуправляемого перемещения клапана при установке в ЭГФ опоры-демпфера якоря.

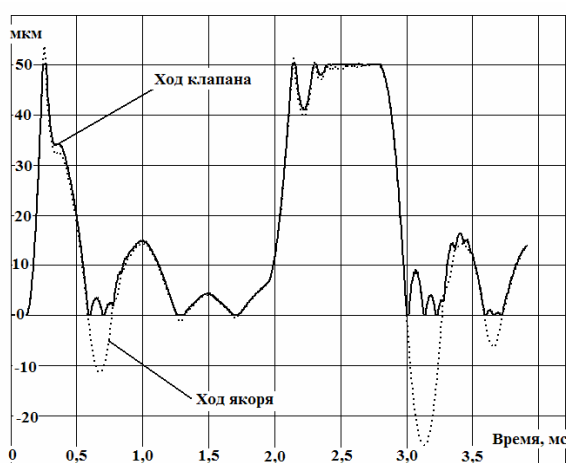


Рис. 6. Расчетные кривые движения элементов ЭГФ КП ХКБД при двухфазном впрыскивании

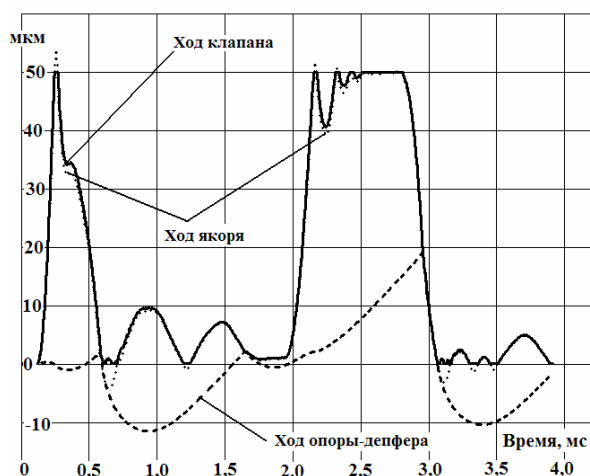


Рис. 7. Расчетные кривые движения элементов ЭГФ КП ХКБД с опорой-демпфером якоря при двухфазном впрыскивании

Выводы

Составлены уравнения, которые описывают движение элементов и течение топлива в полостях низкого давления ЭГФ.

Для учета деформации деталей ЭГФ в уравнениях движения использованы модели с распределенными параметрами для стойки электромагнитного клапана, с сосредоточенными параметрами для концевых масс клапана, якоря и опоры-демпфера. А также модели пружин, позволяющие учитывать колебания их витков.

При моделировании процесса топливоподачи учтены следующие явления:

- соударение деталей при их перемещении;
- течение топлива в зазорах между опорами и движущимися элементами ЭГФ;
- эффект присоединенных масс.

В результате расчетного исследования определено, что в ЭГФ разработки КП ХКБД продольная деформация стойки клапана составляет 20 мкм. Это соответствует 40 % хода клапана.

Приведен пример решения задачи по улучшению перемещения клапана за счет включения опоры. При прочих равных условиях работа опоры приводит к уменьшению цикловой на режиме двухфазного впрыскивания с $50,5 \text{ мм}^3$ до 45 мм^3 . Что свидетельствует об исключении участков неуправляемого перемещения клапана при установке в ЭГФ опоры-демпфера якоря.

Литература

1. Врублевский А.Н., Григорьев А.Л., Грицюк А.В., Денисов А.В., Щербаков Г.А. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ // Двигатели внутреннего сгорания. ХПИ – 2007. – №1. – С. 44 – 52.
2. Seykens X.L.J., Somers L.M.T., Baert R.S.G. Detailed Modeling of Common Rail Fuel Injection Process. MECCA, III. 2005. – P. 30 – 39.
3. Coppo M., Dongiovanni C., Negri C. Numerical analysis and experimental investigation of a common rail-type diesel injector // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Vol. 126, Issue 4, 2004. –P. 874 – 885.

4. Nam K., Yoon M., Park S., Sunwoo M. Development of a sensorless estimation algorithm of the injection timing and rate for an HSDI Common-Rail injector // JSME International Journal, Series C. – Vol. 47. – №3. – 2004. – P. 882 – 888.
5. Марченко А.П., Прохоренко А.А., Мешков Д.В. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке CR в среде MATLAB / SIMULINK // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: ХПИ. – 2006. – №1. – С. 98 – 101.
6. Врублевский А.Н., Григорьев А.Л., Бовда А.М. Математическая модель быстродействующего электромагнита для топливной системы ДВС // Автомобильный транспорт. – 2006. – № 19. – С. 138– 143.
7. Кухлинг Х. Справочник по физике: Пер. с нем. – М.: Мир, 1982. – 520 с.
8. Розенблит Г.Б., Григорьев А.Л., Зонов В.Д. Анализ причин и определение условий, обеспечивающих герметичность плоского дифференциального клапана форсунки // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. – 1999. – Вып. 58. – С.82 – 91.
9. Справочник по гидравлике / Под ред. В.А. Большакова. –2-е изд. перераб. и доп. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1984. –343 с.

Рецензент: Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 16 октября 2007 г.

УДК 621.43

АНАЛИЗ КАМЕР СГОРАНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В СОВРЕМЕННЫХ ВЫСОКООБОРОТНЫХ АВТОМОБИЛЬ- НЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

**Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., А.И. Воронков, доцент, к.т.н.,
С.И. Отченашко, аспирант, ХНАДУ**

***Аннотация.** Проведен анализ камер сгорания, используемых в современных высокооборотных дизельных двигателях с непосредственным впрыском. Описаны преимущества и недостатки камер сгорания различных конструкций. Оценены преимущества камер сгорания с вытеснителем.*

***Ключевые слова:** высокооборотный автомобильный дизель, рабочий процесс, камера сгорания, совершенствование смесеобразования.*

Введение

В настоящее время ведущими автомобилестроительными фирмами увеличивается производство автомобилей с дизельными двигателями. Особенно четко эта тенденция прослеживается для автомобилей с высокооборотными двигателями, в которых рабочий объем одного цилиндра находится в преде-

лах 0,27 – 0,5 л. Причина такого интереса потребителя к данным двигателям ясна – расход топлива составляет от 3,5 до 7 литров на 100 км. С учетом более низкой стоимости дизтоплива по сравнению с бензином «евросупер» (аналог АИ-98) расходы на топливо для этих транспортных средств снижаются.

На протяжении длительного времени автомобили с дизельными двигателями использовались лишь как транспортные средства для перевозки грузов, так как обладали высокой шумностью, большей удельной массой, худшей динамикой и большей токсичностью отработавших газов по сравнению с автомобилями, работающими на бензине. Однако благодаря совершенствованию рабочего процесса, использованию регулируемого турбонаддува и более совершенной топливной аппаратуры эти удельные показатели дизельных и бензиновых двигателей практически сравнялись. Как следует из табл. 1, удельная мощность современных дизелей доходит до 50 кВт/л. Все больше производителей автомобилей используют дизели в гамме моторов, устанавливаемых на автомобиль. Дизели появляются на автомобилях представительского класса, таких как Ягуар, Мерседес, БМВ, Ровер, Ауди А6-А8, где они ранее не использовались. [1]

К сожалению, дизелестроение в Украине не получило должного развития. И если в области создания двигателей для большегруз-

ных автомобилей и тракторов имеется опыт, то в создании малолитражных двигателей для легковых и малотоннажных автомобилей, на долю которых приходится большая часть городских и пригородных перевозок, наблюдается особенно большое отставание от лидеров мирового автомобилестроения. Ликвидировать отставание не представляется возможным без анализа современного мирового автомобилестроения. С этой целью авторами работы [2] был проведен обширный обзор по сопоставлению конструктивных параметров и показателей перспективных и существующих образцов. Как результат были спрогнозированы показатели отечественного высокооборотного двигателя с одновременной оценкой возможности обеспечения этих показателей в конструкциях высокооборотных дизелей серии 4ДТНА. Результаты анализа параметров выпускаемых современных дизельных двигателей и параметры перспективного отечественного дизеля на примере двигателя 4ДТНА2 [2] приведены в табл. 1.

Таблица 1 Основные технические характеристики высокооборотных двигателей

Марка Параметры	БМВ	ФИАТ 1,9 JTD	Форд Эндур- а-DI	Смарт ОМ660	4ДТНА ХКБД	4ДТНА ХКБД (перспек- тивный)	Современный дизель (фактический диапазон)
	Гер- мания	Ита- лия	США	Герма- ния	Украина	Украина	
Мощность, номинальная кВт (л.с.)	100 (136)	77 (105)	66 (90)	30(40,8)	55,1 (75)	80,9 (110)	50-121
Частота вращения, мин ⁻¹	4500	4000	4000	4200	4000	4200	3500-4500
Тип КС, расположе- ние цилиндров	КС в порш- не	КС в порш- не	КС в поршне	КС в поршне	Вихревая КС	КС в поршне	Разделенная и неразделенная КС
Диаметр цилиндра, мм	84	82	82,5	65,5	88	88	73-99
Ход поршня, мм	88	90,4	85	79	82	82	79-105
Рабочий объем ци- линдра, см ³	1950	1909,6	1753	799	1990	1990	799-3200
Удельный расход то- плива, г/кВт ч	225	230	230	230	272	245	220-290
Среднее эффективное давление, МПа	НД	1,68	1,43	НД	0,83	1,16	0,75-1,7
Вихревое отношение, Ω	2,2	2,5	2,37	4,2	НД*	2,16	НД*
Кол-во сопловых от- верстий распылителя	6	6	6	5	2	6	4-6
Диаметр соплового отверстия, мм	0,17	0,18	0,17	0,121	НД*	0,20	0,12-0,18

Давление впрыска, МПа	175	135	135	НД*	НД*	100	100-215
-----------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	---------

* НД – нет данных.

Как видим из табл. 1, параметры отечественного двигателя 4ДТНА уступают параметрам зарубежных двигателей, особенно явно это отставание выражено по экономичности, удельной мощности и удельному крутящему моменту. Используя на двигателе регулируемый турбонаддув, а также охладитель надувочного воздуха можно в некоторой степени улучшить показатели двигателя. Однако создание совершенного рабочего процесса (РП) возможно на использовании оптимального подбора камеры сгорания (КС), воздушного вихря и топливной аппаратуры с повышенным высоким по сравнению с исходным давлением впрыска.

Цель и постановка задачи

К настоящему моменту предложено большое количество КС различной формы. Однако сложности, связанные с протеканием РП в дизелях, не позволяют совершить прямой перенос форм данных КС на двигатели другой размерности без учета специфики эксплуатации и размеров дизеля. Целью данной работы является выбор формы КС, позволяющей получить наилучшие экологические и экономические показатели на базе использования опыта создания и эксплуатации высокооборотных дизелей.

Анализ камер сгорания

Одним из наиболее существенных показателей дизельного двигателя являются параметры КС. Без согласования размеров и формы КС, движения воздушного заряда и топливной аппаратуры не представляется возможным создать эффективный РП. В автотракторных дизелях применяют следующие типы КС в поршне

1. Открытые КС с отношением $d_{kc}/D = 0,7 - 0,85$ (рис. 1, а). Такие КС применяются в основном при диаметре цилиндра свыше 150 мм. При рациональном подборе впускной системы и топливной аппаратуры они обеспечивают высокий индикаторный КПД за счет достаточно полного сгорания топлива и невысоких потерь теплоты в стенки. Смесеобразование в камерах такого типа является объемным и осуществляется в основном за счет энергии топливных факелов, количество

которых достигает 8 – 10. В автомобильных дизелях близких к исследуемому размерности КС с таким отношением не применяются. 2. Полузакрытые КС с отношением $d_{kc}/D = 0,3 - 0,5$ (рис. 1, б). Такие КС широко применяются в дизелях при диаметре цилиндра до 150 мм. В зависимости от формы и конструктивных размеров КС обеспечивается пленочное, пристеночное, либо объемно-пленочное смесеобразование.

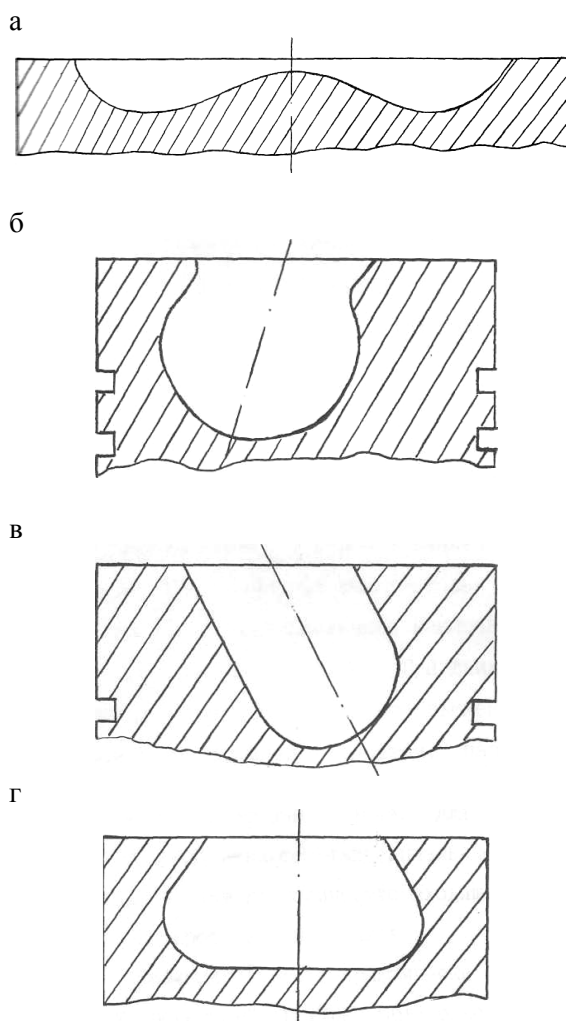


Рис. 1. Типы камер сгорания: а – КС типа «Гесельман»; б – КС типа «МАН»; в – КС типа «Пишингер2; г – КС типа «ЦНИДИ»

Так, КС «МАН» (М-процесс, рис.1, б) с пленочным смесеобразованием обеспечила не только снижение расхода топлива, но и очень «мягкий» процесс сгорания. КС имеет форму усеченного шара, впрыскивание топлива осуществляется через однодырчатый распыли-

тель на стенку камеры сгорания. За счет умеренных максимальных значений давлений сгорания 5,4 – 5,6 МПа и умеренной скорости нарастания давления, не превосходящей 0,25 – 0,45 МПа/ п.к.в., двигатель имеет невысокие показатели по шуму. Однако ДВС с такой КС имеет ряд недостатков: плохой запуск, дымление при малых нагрузках, невозможность значительного форсирования по мощности за счет наддува.

Изобретение, защищенное охранными документами Германии, принадлежащее фирме КХД, позволило устранить некоторые недостатки КС с М-процессом и развернуть в 70-х годах производство дизелей с «пристеночным» смесеобразованием с КС типа «Пишингер» (рис. 1, в) [3]. Фирмой запатентована цилиндрическая КС с полусферическим дном, расположенная наклонно в поршне. Диаметр камеры примерно равен ее глубине. При движении поршня во время выпуска создается интенсивное вихревое движение воздуха. Топливо подается через два сопловых отверстия, параллельно стенке и по оси КС. Смесеобразование в такой камере происходит во вращающемся вблизи стенок воздушном потоке. Для создания интенсивного воздушного заряда применяются тангенциальные и винтовые впускные каналы, которые уменьшают количество входящего в цилиндр воздуха из-за своего высокого сопротивления. Такая КС является малоперспективной

В камерах с преобладающим тангенциальным направлением движения заряда, в КС ЦНИДИ (рис. 1, г) используется интенсивное радиальное и осевое движение воздуха, которое способствует растеканию топлива по наклонной стенке, попадающему туда через многодырчатый распылитель. Однако острые кромки КС имеют, особенно при форсировании наддувом, высокую теплонапряженность при приемлемых расходах топлива и показателях дымности и шума. В работе [4] описаны результаты сравнительных исследований дизелей с камерой ЦНИДИ и цилиндрической КС, по результатам которых можно сделать вывод, что камера типа ЦНИДИ практически исчерпала возможности по совершенствованию и перспективнее выглядит цилиндрическая КС в поршне. Учитывая необходимость форсирования дизеля 4ДТНА наддувом, полужакрытые КС также для него малоперспективны.

3. Открытые КС с отношением $d_{kc}/D = 0,5 - 0,7$. Такие КС являются наиболее распространенными для транспортных дизелей исследуемой размерности (рис. 2). Смесеобразование в камерах данного типа является объемно-пленочным. Степень пленочности зависит от организации рабочего процесса, организованного в конкретной камере, который осуществляется за счет рационального сочетания формы и размеров КС, направленного воздушного вихря и параметров топливной аппаратуры.

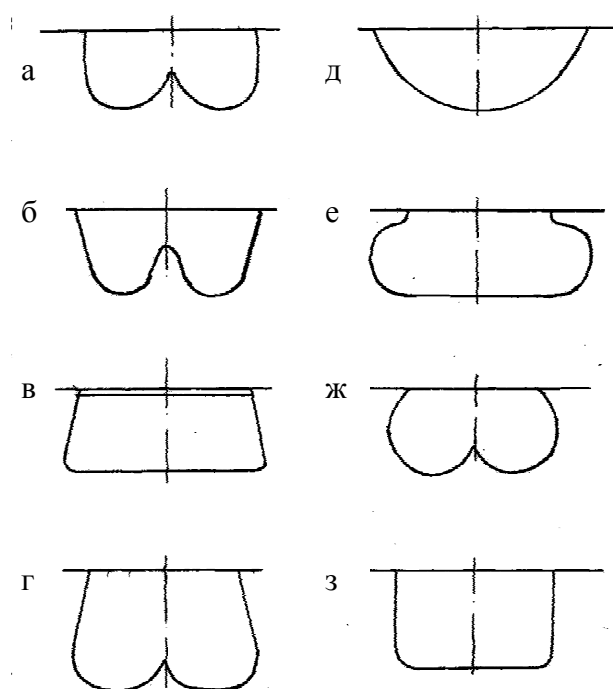


Рис. 2. Формы открытых камер сгорания: а – КС типа «Лейланд»; б – КС типа «Скания»; в – КС типа «Мерседес Бенц»; г – КС типа «Ивеко»; д – КС типа «Альбион»; е – КС типа «Перкинс»; ж – КС типа «Зауэр»; з – КС типа «КамАЗ»

Наибольшее распространение получила КС, имеющая конический выступ на днище (рис 2. а, б, г, ж). Объясняется это стремлением придать заряду направленное движение, сосредоточив при этом большую часть заряда в периферийной зоне, где он движется с наибольшими скоростями. Такие камеры применяются на двигателях ЯМЗ, СМД, «Лейланд», «Скания-Вабис», «Кейс», «ДжонДир» и др. Некоторые КС выполняются с зауженной горловиной (рис. 2. г, е, ж), которая незначительно улучшает топливную экономичность. Однако, при форсировании наддувом, как в камерах ЦНИДИ, значитель-

но возрастают термические нагрузки в области кромки КС, что может вызвать ее разрушение.

Обычно такие КС, расположенные в поршне, выполняются в форме различных тел вращения для обеспечения требуемой интенсивности тангенциального и осевого вихрей, однако есть и четырех-, пяти-, шестиугольные КС со сложным профилем.

Для улучшения перемешивания топлива и воздуха на кромках камеры выполняются различные углубления, выступы, ребра, ступеньки, т.е. являются локальными турбулизаторами заряда.

Японская дизелестроительная фирма «Исузи Мотор» [5] разработала тороидально-квадратную КС. Ось камеры смещена относительно оси цилиндра. Оси топливных факелов направлены так, что при повышении частоты вращения двигателя факелы сносятся в углы КС квадратной формы и лучше работают и на больших оборотах вращения коленчатого вала. Квадратная форма КС оказывает малое влияние на снижение выхода оксидов азота. Шум в квадратной камере меньше на 2 – 3 ДБ при $n = 3200 \text{ мин}^{-1}$, при этом дымность снижается на 0,5 ед. по BOSH, эффективный расход топлива снижается на 2 – 3 %, Снижение частоты вращения коленчатого вала до $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ нивелирует преимущества квадратной формы КС, однако содержание углеводородов в отработавших газах возрастает на 10 %.

Авторы работы [6] провели исследование шести форм цилиндрических КС в поршне и пришли к выводу, что лучшей оказалась КС цилиндрической формы без вытеснителя с небольшим наклоном стенок во внутрь.

Работы, проведенные в НАТИ по оценке влияния формы КС (плоская, с выступом или полусферическая), практически не установили различий в протекании процессов смесеобразования и сгорания [7].

Принимая во внимание опыт доводки РП в вышеупомянутых камерах сгорания, следует заметить, что данные КС не подходят для двигателя 4ДТНА, поскольку они были разработаны для двигателей с диаметром цилиндра более 100 мм и не обеспечивают требуемых показателей по удельной мощности и расходу топлива в двигателях диаметром ци-

линдра 80 – 90 мм. Для подбора КС наиболее оптимальной формы была проделана работа по изучению форм КС зарубежных и отечественных двигателестроителей. Результаты анализа литературных источников и образцов аналогов показали, что наиболее распространенными являются ω -образные КС различной формы с центральным вытеснителем. Наиболее типичные их представители представлены на рис. 3. Как было отмечено, форма КС должна быть согласована с топливной аппаратурой. Для улучшения экологических и экономических показателей двигателя конструкторы уменьшают отверстие распылителей форсунки при одновременном повышении давления впрыскивания топлива.

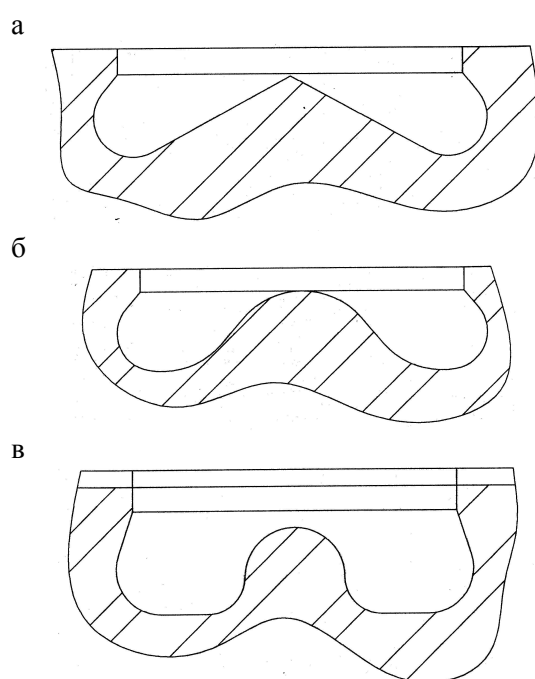


Рис. 3. Камеры сгорания современных быстроходных дизелей: а – Мерседес Вито, б – БМВ, в – Фольксваген

Так диаметры сопловых отверстий составляют от 0,12 до 0,2 мм, а давления впрыска доходят до 200 МПа и выше. Наибольшее распространение в последнее время получили системы впрыска типа Common Rail, которые не только имеют высокое давление впрыска, но и позволяют осуществлять гибкую подачу топлива. Перспективным выглядит использование насос-форсунок, которые имеют еще большее давление впрыска, однако сложности, связанные с компоновкой двигателя при их использовании, ограничивают применение данных систем.

Как показывают результаты экспериментов, наличие вытеснителя не ухудшает показатели РП, и вместе с тем способствует вытеснению воздуха из застойной центральной части КС на периферию камеры, где потребность в нем наиболее высока, так как именно там происходят наиболее интенсивные процессы испарения топлива и перемешивание его с воздухом. Таким образом развитый центральный вытеснитель позволяет повысить однородность распределения топлива и воздуха по объему КС, что важно для организации качественного РП. Кроме этого, наличие вытеснителя позволяет либо увеличить диаметр КС при заданной степени сжатия, либо увеличить степень сжатия при заданном диаметре КС, что важно для микролитражных двигателей, так как появляется возможность, сохраняя исходную степень сжатия, изменять свободную часть топливного факела до контакта со стенкой КС.

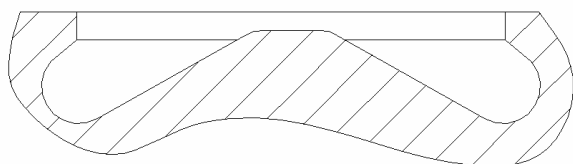


Рис. 4. Экспериментальная камера сгорания

Вывод

В результате проведенного анализа камер сгорания различных форм, используемых в современных высокооборотных дизелях, исходя из опыта создания и эксплуатации высокооборотных дизелей, на данном этапе работы предложен экспериментальный вариант камеры сгорания (рис. 4). Выбранная центрально расположенная ω-образная КС с вытеснителем позволяют получить наилучшие экологические и экономические показатели. Использование такой камеры сгорания в двигателе с четырехклапанной головкой, позво-

ляющей вертикально расположить форсунку, и тем самым не прибегать к смещению оси КС относительно оси цилиндра, обеспечивает максимальную длину топливных факелов при сохранении исходной степени сжатия.

Литература

1. Каталог автомобилей // Автомобиль ревью. – 2007.
2. Грицюк А.В., Куценко А.С., Грицюк О.А. Математический анализ перспективности отечественных малолитражных автомобильных дизелей серии 4ДТНА на этапе их проектирования // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков. – 2007. – №1. – С. 3 – 10.
3. Патент Японии, кл. 51В31 (F 02В 23/06) N 49-38209, заявлено 10. 07. 73, опубликован 16.10.74.
4. Быков В.И. Разработка рационального способа смесеобразования для форсированного двигателя СМД-ЧН12/14: Автореф. дис. канд. техн. наук: – Харьков, 1988. – 19 с.
5. Tsunemoto H., Ishitani H., Yamada T., Murayama T. Spray Motion on the Walls combustion Chambers of various Shapes in Direct Injection Diesel Engines// JSAE Review. – November, 1984. – P. 16 – 23.
6. Авторское свидетельство СССР, кл. F 02В 23/Об, № 374025 заявлено 29. 12. 70, №1603735, опубликовано 18.11.76.
7. Тракторные дизели. Справочник / Под общ. ред. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.

Рецензент: А.Н. Пойда, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 22 ноября 2007 г.