

### СЕКЦИЯ 3. ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ, АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА И УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯМИ

#### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАСЧЕТА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Авдеев К.А., Агуреев И.Е., Базаева Н.С., Маливанов М.В., Хмелёв Р.Н.  
(Тульский государственный университет)

Мощностные, экономические и экологические показатели дизельного двигателя в значительной степени зависят от функционирования системы топливоподачи.

Существующие подходы к математическому описанию системы топливоподачи ориентированы на математическое моделирование процесса подачи топлива без учета процесса функционирования ДВС, что связано с использованием допущения о постоянстве угловой скорости коленчатого вала. Такой подход существенно ограничивает возможности применяемых математических моделей.

В связи с этим расчет процесса подачи топлива и функционирования ДВС необходимо выполнять совместно с учетом их взаимного влияния. Такой подход может быть реализован за счет использования динамической модели ДВС [1] являющейся ядром набора взаимосвязанных моделей двигателя и его подсистем. Динамическая модель рассматривает двигатель как систему, включающую механическую, термодинамическую, газодинамическую и гидродинамическую подсистемы, и описывает функционирование двигателя "в целом" в переходных и установившихся режимах. Это позволяет исследовать как особенности течения топлива в отдельных элементах системы топливоподачи, так и влияние гидродинамических процессов на показатели двигателя при различных условиях его работы.

В качестве необходимых условий для расчета процесса топливоподачи на каждом временном шаге задаются текущие значения давления газа в цилиндре, координата рейки топливного насоса и угловая скорость, вычисленные с помощью модели ДВС. В результате расчета процесса подачи топлива определяются текущие значения массы топлива. По вычисленным значениям цикловой подачи топлива в каждом цикле определяется секундный приход энергии в результате горения рабочей смеси.

Система уравнений модели двигателя записывается в следующем виде [1]:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{1}{W} [G_{вп} - G_{вып} - p \cdot f_{п} \cdot \omega \cdot a_2];$$

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{1}{c_{\vartheta} \cdot \rho \cdot W} [G_{вп} (h_{вп} - e) - G_{вып} (h_{вып} - e) + Q_{г} - Q_{т} - p \cdot f_{п} \cdot \omega \cdot a_2];$$

$$\frac{d\omega}{d\tau} = \frac{a_4 [(p - p_0) f_{п} - F_{тр} - a_3 \cdot m_{пр} \cdot \omega^2] - M_c}{a_4 \cdot a_2 \cdot m_{пр} + J_{пр}};$$

$$\frac{d\varphi}{d\tau} = \omega.$$

Замыкающим является уравнение состояния в термической форме:

$$p = \rho \cdot R \cdot T;$$

где  $G_{вп}$ ,  $G_{вып}$  – секундный приход и расход рабочего тела;  $h_{вп}$ ,  $h_{вып}$  – удельная энтальпия втекающего и вытекающего газа;  $p$ ,  $p_0$  – давление над и под поршнем;  $W$  – текущий объем рабочего тела;  $e$  – удельная внутренняя энергия;  $X_{п}$ ,  $V_{п}$  – координаты поршня;

ната и скорость поршня;  $f_{\text{п}}$  – площадь поршня;  $F_{\text{тр}}$  – сила трения;  $F_{\text{ш}}$  – сила, действующая вдоль оси шатуна;  $\beta$  – угол отклонения кривошипа;  $M_{\text{д}}$ ,  $M_{\text{с}}$  – моменты: движущий, сопротивления;  $\omega$ ,  $\varphi$  – угловая скорость и угол поворота коленчатого вала;  $m_{\text{пр}}$  – приведенная масса частей двигателя, совершающих возвратно-поступательное движение;  $J_{\text{пр}}$  – приведенный момент инерции вращающихся частей двигателя,

$c_{\vartheta}$  – удельная изохорная теплоемкость;  $Q_{\text{т}}$  – секундный приход (расход) энергии в форме теплоты в результате теплообмена;  $Q_{\text{г}}$  – секундный приход энергии в форме теплоты при горении рабочей смеси;  $a_2 = r_{\text{к}} \cdot \left( \sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$

$$a_3 = r_{\text{к}} \cdot (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi); a_4 = r_{\text{к}} \sin\varphi \left[ 1 + \frac{\lambda \cos\varphi}{1 - \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)} \right]; \lambda = \frac{r_{\text{к}}}{l_{\text{ш}}}, \quad r_{\text{к}} - \text{радиус кривошипа, } l_{\text{ш}} - \text{длина шатуна.}$$

па,  $l_{\text{ш}}$  – длина шатуна.

Математическая модель системы топливоподачи включает уравнения, описывающие гидродинамические процессы в трубе и гидромеханические процессы в насосе и форсунке.

Система уравнений гидродинамики, описывающая течение дизельного топлива (ДТ) в трубе, имеет следующий вид:

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0;$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial \tau} + \frac{\partial (p + \rho u^2)}{\partial x} = -\frac{\lambda_{\text{тр}} \rho u |u|}{2d_{\text{г}}};$$

$$\frac{\partial \rho \left( e + \frac{u^2}{2} \right)}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho u \left( e + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \right)}{\partial x} + \frac{4\alpha_{\text{т}}(T - T_{\text{ст}})}{\rho d_{\text{г}}} = 0;$$

Замыкается система уравнений уравнением состояния ДТ, приведенным в работе проф. Грехова Л.В. [2]:

$$p = -B(T) + B(T) \left( \frac{\vartheta_0(T)}{\vartheta} \right)^{k(T)},$$

где  $B = 10^6 \cdot [104 - 0,851(T - 273 - 20) + 0,44(\rho_{20} - 825)]$ ;  $k = 10,5 + 0,0141(T - 273 - 20)$ ;  $\rho_{20}$  – плотность при нормальных условиях;  $\vartheta$  – удельный объем;  $\vartheta_0$  – удельный объем при температуре  $T$  и атмосферном давлении.

Решение системы уравнений гидродинамики осуществлялось методом Годунова. Для описания гидромеханических процессов в насосе использовались уравнения изменения во времени удельного объема и температуры в надплунжерной полости:

$$\frac{d\vartheta_{\text{с}}}{d\tau} = -\frac{\vartheta_{\text{с}}^2}{W_{\text{с}}} \left[ G_{\text{in}_{\text{н}}} - G_{\text{out}_{\text{н}}} + G_{\text{с}_{\text{с}}} - G_{\text{с}_{\text{с}}} - (f_{\text{пл}} V_{\text{пл}} + f_{\text{к}} V_{\text{к}} \sigma_1) / \vartheta_{\text{с}} \right];$$

$$\frac{dT_{\text{с}}}{d\tau} = \frac{\vartheta_{\text{с}}}{W_{\text{с}} c_{\vartheta_{\text{с}}}} \left[ k_1 + k_2 + k_3 - (f_{\text{пл}} V_{\text{пл}} + f_{\text{к}} V_{\text{к}} \sigma_1) P_{\text{с}} - (f_{\text{пл}} V_{\text{пл}} + f_{\text{к}} V_{\text{к}} \sigma_1) b_1 \right];$$

полости штуцера:

$$\frac{d\vartheta_{\text{с}}}{d\tau} = -\frac{\vartheta_{\text{с}}^2}{W_{\text{с}}} \left[ G_{\text{с}_{\text{с}}} - G_{\text{с}_{\text{с}}} + G_{\text{in}_{\text{т}_{\text{с}}}} - G_{\text{out}_{\text{т}_{\text{с}}}} + f_{\text{к}} V_{\text{к}} \sigma_1 / \vartheta_{\text{с}} \right];$$

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{\vartheta_s}{W_s c_{\vartheta_s}} [k_{11} + k_{12} + k_{13} + f_k V_k \sigma_1 P_s + f_k V_k \sigma_1 b_{11}]$$

а также уравнения движения нагнетательного клапана:

$$\frac{X_k}{dt} = V_k \sigma_1;$$

$$\frac{V_k}{dt} = \left( -P_{k0} f_k - \delta_k X_k + \frac{f_k - f'_k}{1 + k_k^2} (P_c - P_s) + f'_k (P_c - P_s) \right) \sigma_1 / m_k.$$

Для описания гидромеханических процессов в форсунке использовались уравнения изменения во времени удельного объема и температуры в полости:

$$\frac{d\vartheta_f}{dt} = -\frac{\vartheta_f^2}{W_f} [G_{in\_t\_f} - G_{out\_t\_f} - G_{cyl} - f_i V_i \sigma_2 / \vartheta_f]$$

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{\vartheta_f}{W_f c_{\vartheta_f}} [k_{21} + k_{22} + k_{23} - f_i V_i \sigma_2 P_f - f_i V_i \sigma_2 b_{21}]$$

и уравнения движения иглы:

$$\frac{X_i}{dt} = V_i \sigma_2;$$

$$\frac{V_i}{dt} = \left( -\delta_i X_i - (f_i - f'_i) (P_{of} - P_f) + f'_i P_f \right) \sigma_2 / m_i,$$

где  $k_1 = G_{in\_n} (h_n - u_c) - G_{out\_n} (h_c - u_c)$ ;  $k_2 = G_{s\_c} (h_s - u_c) - G_{c\_s} (h_c - u_c)$ ;

$k_3 = \vartheta_c b_1 (G_{in\_n} - G_{out\_n} + G_{s\_c} - G_{c\_s})$ ;  $k_{11} = G_{c\_s} (h_c - u_s) - G_{s\_c} (h_s - u_s)$ ;

$k_{12} = G_{in\_t\_s} (h_{t\_s} - u_s) - G_{out\_t\_s} (h_s - u_s)$ ;

$k_{13} = \vartheta_s b_{11} (G_{c\_s} - G_{s\_c} + G_{in\_t\_s} - G_{out\_t\_s})$ ;

$k_{21} = G_{in\_t\_f} (h_{t\_f} - u_f) - G_{out\_t\_f} (h_f - u_f)$ ;  $k_{22} = -G_{cyl} (h_f - u_f)$ ;

$k_{31} = \vartheta_f b_{21} (G_{in\_t\_f} - G_{out\_t\_f} - G_{cyl})$ ;

$b_1 = B_H \cdot (1 - (\vartheta_H / \vartheta_c)^{k_H})$ ;  $b_{11} = B_H \cdot (1 - (\vartheta_H / \vartheta_s)^{k_H})$ ;  $b_{21} = B_H \cdot (1 - (\vartheta_H / \vartheta_f)^{k_H})$ ,

В приведенных уравнениях индексы с, s, f отнесены к надплунжерной полости, полости штуцера и форсунке соответственно; к – к нагнетательному клапану, i – к игле; массовые приходы (расходы):  $G_{in\_n}$ ,  $G_{out\_n}$  – в надплунжерную полость через отверстие в гильзе;  $G_{s\_c}$ ,  $G_{c\_s}$ , – в полость штуцера из надплунжерной полости;  $G_{in\_t\_s}$ ,  $G_{out\_t\_s}$  – в полость штуцера из трубы;  $G_{in\_t\_f}$ ,  $G_{out\_t\_f}$  – в полость распылителя из трубы;  $G_{cyl}$  – в цилиндр;  $B_0$ ,  $k_0$  – коэффициенты уравнения состояния при  $T = 0$  К и  $p = 10^5$  Па.  $\sigma_1 = 0$  при  $X_{kl} = 0$  и  $F_{kl} \leq 0$ , в остальных случаях  $\sigma_1 = 1$ ;  $\sigma_2 = 0$  при  $X_i = 0$  и  $F_i \leq 0$  или при  $X_i = X_{i\max}$  и  $F_i \geq 0$ , в остальных случаях  $\sigma_2 = 1$ .

Программное обеспечение расчета процесса подачи топлива было включено в программу расчета функционирования двигателя (динамическую модель) в виде дополнительных модулей.

В качестве исходных данных при поведении расчетов использовались параметры системы топливоподачи дизеля ТМЗ-450Д. На рис. 1 приведены результаты расчетов процесса подачи топлива.

Разработанное математическое и программное обеспечение позволяет осуществить расчет функционирования системы топливоподачи в установившихся и переходных режимах.

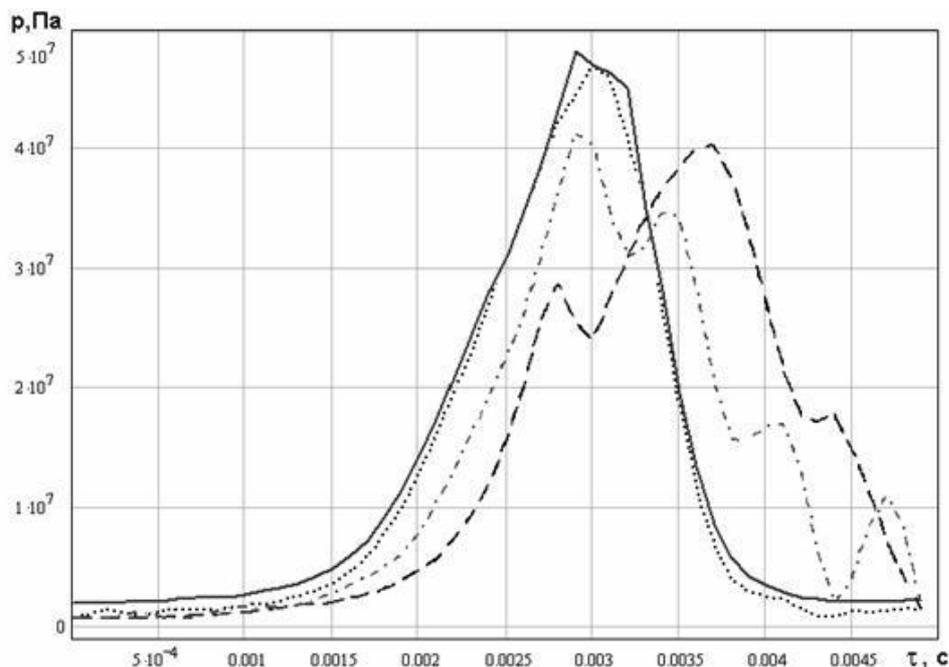


Рис. 1. Изменение давления во времени: — в надплунжерной полости; ···· в полости штуцера; --- в полости распылителя; -·-·- в центре трубы

### Литература

1. Малиованов М.В. Динамическая теория ДВС (целесообразность создания и этапы разработки) // Изв. ТулГУ. Сер. "Автомобильный транспорт". Вып. 2. – Тула: ТулГУ, 1998. – С. 189-196.
2. Грехов Л.В. Использование линеаризованного распада разрыва для расчета топливоподачи в дизелях // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвузовский сборник научных трудов. Вып. XVI. – М.: МАМИ, 1999. – С 81 – 85.

## РЕЗОНАНСНАЯ МОДЕЛЬ ОБРАТИМОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРОБОЯ ПОЗИСТОРА

**Богомольный В.М., Матвеев А.В.** (Московский Государственный Университет Инженерной Экологии);

Сформулирована модель начальной обратимой стадии электротермического пробоя позистора. На основе анализа вольт-амперных характеристик (ВАХ), дано обоснование выбора параметров позисторов, используемых для нагрева дизельного топлива, в терморегуляторах (типа ТРП-16, ТС5-1) и для защиты от перегрузок. Если в цепь пусковой обмотки электродвигателя ввести позистор, обеспечивается не только бесконтактность автоматического управления, но также появляется возможность поддерживать постоянный момент на валу ротора с помощью остаточного тока [1].

При прохождении тока через позистор возможны следующие нелинейные физические явления: джоулев и диэлектрический нагрев, инжекция в полупроводник электронов из металлических электродов, фазовый переход. Этот комплекс нелинейных эффектов приводит к образованию N – образного участка на ВАХ позистора [1,2].

Экспериментально установлено, что в случае нагрева позистора током, его сопротивление оказывается меньше, чем при нагревании внешней средой [1], так