

УДК 621.431.74

Половинка Э.М., Яковенко А.Ю.  
ОНМА

## ДИАГНОСТИКА ФОРСУНОК СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Одним из основных условий обеспечения эффективной эксплуатации судовых дизелей является поддержание заданных характеристик впрыскивания топлива. Для его выполнения необходим постоянный контроль состояния элементов топливной аппаратуры двигателя. При этом требуется оценивать характер неисправностей и причины их появления.

Современное состояние теории процесса впрыскивания топлива в дизелях позволяет достаточно точно описывать гидродинамические процессы в топливной аппаратуре дизелей. Реализация таких моделей на компьютерах создаёт предпосылки для контроля текущего состояния топливной аппаратуры путём сравнения регистрируемых параметров с расчётными в режиме реального времени.

В качестве базовой модели топливоподачи целесообразно использовать гидродинамический метод расчёта процесса впрыскивания Ю.Я.Фомина [ 1,2 ].

Указанный метод расчёта процесса впрыскивания базируется на уравнениях движения вязкого топлива, в которых учитывается гидравлическое сопротивление нагнетательного трубопровода. При учёте гидравлического сопротивления движение вязкого топлива в нагнетательном трубопроводе определяется системой следующих приближенных дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial t} + 2\rho k u &= 0 \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial p}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $p$  и  $u$  — давление и скорость движения топлива;  $x$  — координата длины нагнетательного трубопровода от его начала;  $k$  — фактор гидравлического сопротивления.

Базовые уравнения граничных условий для системы, схематически представленной на рис. 1, представляют объёмный баланс в полости насоса высокого давления (ТНВД) и форсунки.

В первом случае это

$$\alpha V_n \frac{dp_n}{dt} = f_0 \frac{dh}{dt} - \beta f_k \frac{dy}{dt} - \gamma \mu_{0,в} f_{0,в} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_n - p_{вс}} - \delta \mu_{щ} f_{щ} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_n - p'_n}; \quad (2)$$

и

$$\alpha V'_n \frac{dp'_n}{dt} = \beta f_k \frac{dy}{dt} + \delta \mu_{щ} f_{щ} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_n - p'_n} - f_0 u_0; \quad (3)$$

где  $p_{вс}$  — давление топлива во всасывающей полости насоса;

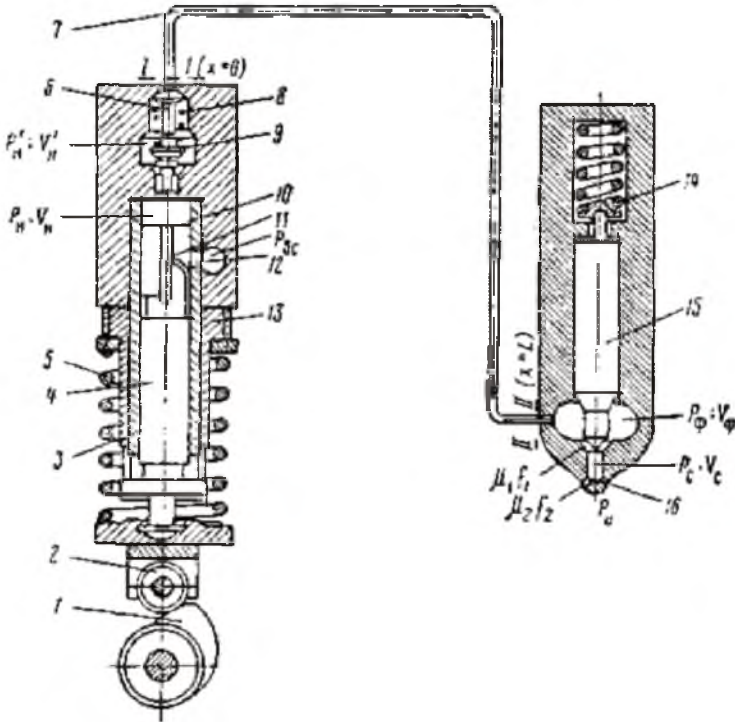


Рис. 1 Схема топливной системы с насосом золотникового типа и форсунки закрытого типа

1- кулачковая шайба; 2- ролик; 3- втулка плунжера; 4- плунжер; 5 – пружина; 6- ограничитель подъема клапана; 7- нагнетательный трубопровод; 8- пружина; 9- нагнетательный клапана; 10- нагнетательная кромка плунжера; 11- отсечная кромка плунжера; 12- всасывающее и отсечное окно; 13- поворотная втулка; 14- пружина; 15- игла форсунки; 16- сопловые отверстия.

$h$ — ход плунжера;

$y$ —подъем нагнетательного клапана;

$f_{щ}$ — площадь проходного сечения нагнетательного клапана при его подъеме;

$\mu_{щ}$ —коэффициент расхода топлива через проходную щель между клапаном и его седлом;

$\mu_{о.в}$   $f_{о.в}$ —эффективное сечение всасывающих и отсечных окон (клапанов).

Уравнения (2), (3) — уравнения сплошности потока; первое для полости нагнетания, второе для полости штуцера насоса.

Для форсунок закрытого типа основные граничные условия определяются уравнением сплошности :

$$\alpha V_{\phi} \frac{dp_{\phi}}{dt} = f_{т} u_L - \varepsilon f_{и} \frac{dz}{dt} - \zeta \mu_c f_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{\phi} - p_{и}} , \quad (4)$$

где

$V_{\phi}$  — объем камеры распылителя форсунки;

$f_{и}$  — площадь поперечного сечения иглы форсунки.

Для оценки эффективности имитационного моделирования при анализе данных текущего контроля процессов впрыскивания проведены расчёты топливоподачи при различных значениях эффективного сечения распылителя форсунки. Исследование выполнено применительно к системе топливоподачи судового среднеоборотного двигателя ЧН25/34.

Для форсунок закрытого типа основные граничные условия определяются уравнением сплошности :

$$\alpha V_{\phi} \frac{dp_{\phi}}{dt} = f_{т} u_L - \varepsilon f_{и} \frac{dz}{dt} - \zeta \mu_c f_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{\phi} - p_{и}} , \quad (5)$$

где

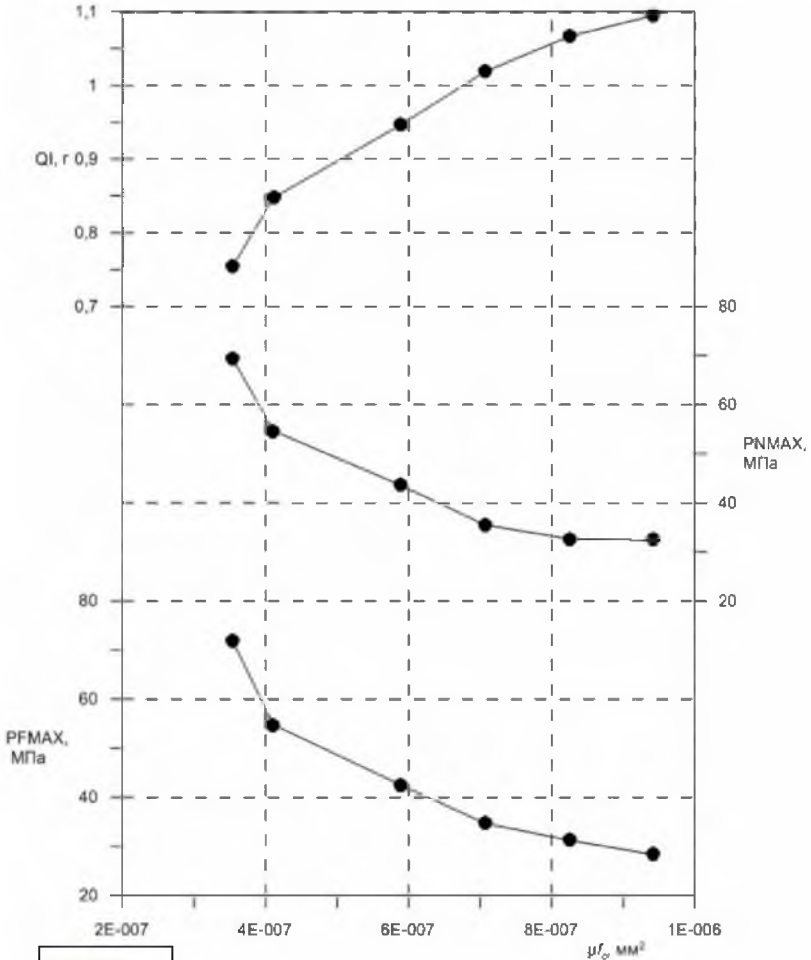
$V_{\phi}$  — объем камеры распылителя форсунки;

$f_{и}$  — площадь поперечного сечения иглы форсунки.

Для оценки эффективности имитационного моделирования при анализе данных текущего контроля процессов впрыскивания проведены расчёты топливоподачи при различных значениях эффективного сечения распылителя форсунки. Исследование выполнено применительно к системе топливоподачи судового среднеоборотного двигателя ЧН25/34.

Имитационное моделирование проведено в диапазоне от 0,6 до 1,6 от номинального значения  $\mu f_c$ . При базовой величине  $\mu f_c = 0.589 \text{ м}^2 \cdot 10^{-6}$  это составило  $(0.353 - 0.942) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ .

Расчёты выполнены на ПК стационарного и мобильного исполнения (Desktop и Notebook) с использованием метода проф. Ю.Я.Фомина и программы, основные блоки которой созданы им же. Результаты проведенного исследования представлены в графической форме на рис. 2, 3. Построение графиков выполнено в пакете Grafor10.



Format  
bm

Рис.2 Зависимость параметров топливоподачи от величины эффективного сечения распылителя

Рис. 2 содержит обобщённую информацию по всем исследованным вариантам изменения  $\mu f_c$ . Можно отметить, что уменьшение эффективного сечения распылителя оказывает более существенное влияние, чем его рост.

Так, снижение значения  $\mu f_c$  на 40% вызывает рост давления в системе близкий к 70 %, практически совпадающий как у ТНВД, так и в форсунке. В то же время равное увеличение  $\mu f_c$  приводит к снижению этих параметров только на 35%. Дополнительное увеличение  $\mu f_c$  ещё на 20% практически не сказывается на давлении в насосе. Давление в форсунке при этом снизилось ещё на 15%.

Зависимость цикловой подачи от величины  $\mu f_c$  имеет другой характер. С ростом эффективного сечения распылителя цикловая подача также увеличивается. Относительное влияние при этом сохраняется. Для первого варианта, рассмотренного выше, сокращение  $Q_{ц}$  составило 57%, что несколько неожиданно с учётом одновременного роста давления в системе.

Для участка увеличения  $\mu f_c$  (по отношению к номинальной величине) повышение  $Q_{ц}$  составляет 14% для первых 40% роста  $\mu f_c$  и только 2% при дополнительном увеличении  $\mu f_c$  ещё на 20%.

Развитие процесса впрыскивания при различном состоянии распылителя показано на осциллограммах рис.3. Здесь даны совмещённые кривые для крайних исследованных режимов.

Начальная фаза повышения давления в системе идентична в рассматриваемых условиях.

С началом подъёма иглы наблюдается существенное различие в ходе дальнейшего изменения давления в форсунке. Во-первых, характерное для систем непосредственного действия кратковременное прекращение нарастания давления и одновременное его падение более интенсивно для увеличенного  $\mu f_c$ . Во-вторых, что более существенно, большая часть основного впрыскивания происходит при незначительных колебаниях давления. Характеристика впрыскивания близка к процессу в аккумуляторной системе.

Кривая давления при минимальной величине  $\mu f_c$  характерна для систем непосредственного действия. Можно отметить лишь наличие пологого переднего и крутого заднего фронта на кривой  $p_f$ . Общей сравнительной оценкой развития процесса в форсунке является значительное повышение максимального давления и суммарной энергии, подводимой к топливу.

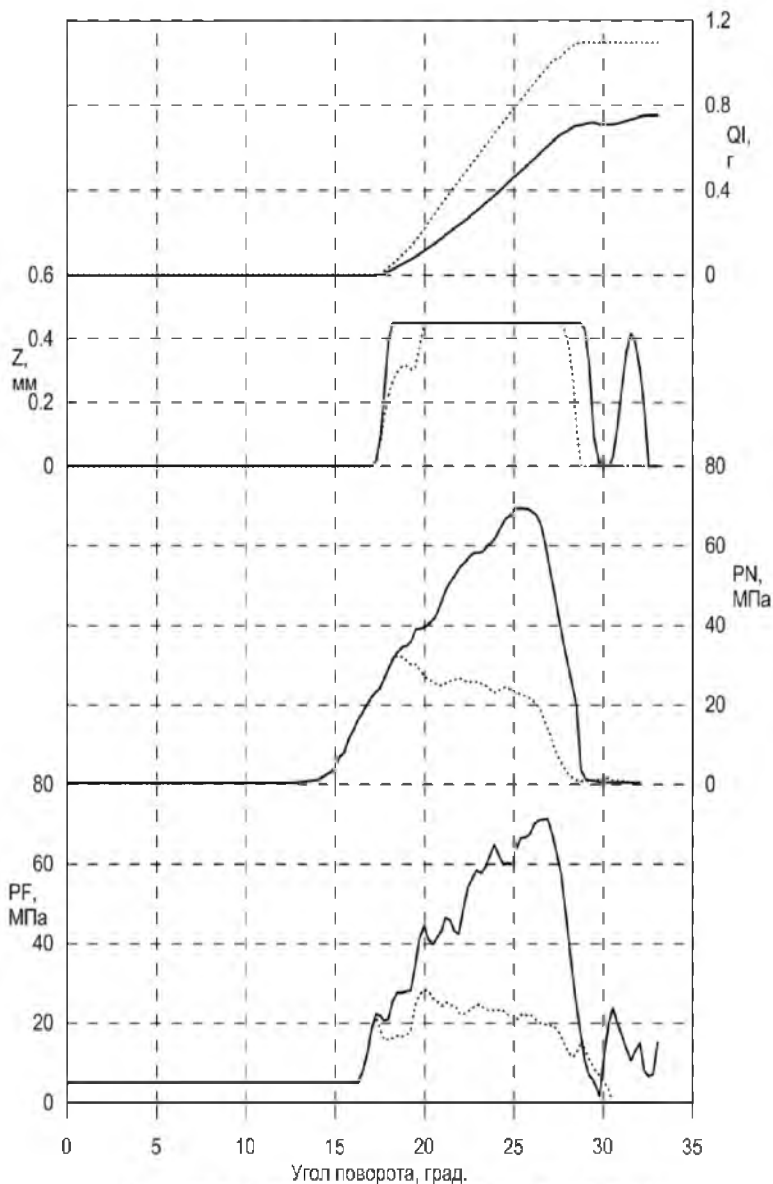


Рис. 3 Осциллограммы топливоподачи при различных величинах  $\mu_{f_0}$ :

.....  $\mu_{f_0}=0.9420E-06$ , —  $\mu_{f_0}=0.3530E-06$

Format  
bmp

Сказанное близко и к процессу в ТНВД. Естественно смещение по углу возмущений, приходящих от форсунки, и сглаженный характер колебаний давления.

Что касается движения иглы, то ожидаемым является сокращение угла впрыскивания при росте  $\mu_f$  и появление подвпрыскивания в варианте минимального эффективного сечения распылителя.

#### Выводы

Выполнена разработка методики оценки влияния эксплуатационных факторов на характеристики процесса впрыскивания топлива в дизелях с использованием математических моделей и имитационного моделирования топливоподачи.

На примере распылителя форсунки показана возможность анализа влияния изменения его состояния на процесс топливоподачи.

Получены количественные характеристики изменения параметров впрыскивания при загорании и износе сопловых отверстий.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1.Топливная аппаратура дизелей: Справочник/ Ю.Я.Фомин, Г.В.Никонов, В.Г.Ивановский.- М.: Машиностроение, 1982.- 168 с., ил.
- 2.Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчёт топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ.- М.: Машиностроение, 1973.- 144с., ил.