

УДК 629.331

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВА В АККУМУЛЯТОРНЫХ ТОПЛИВОПОДАЮЩИХ СИСТЕМАХ АВТОМОБИЛЕЙ С ДИЗЕЛЬНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

С. Н. Кривцов, к. т. н, доц. / Иркутский национальный исследовательский технический университет

Для выполнения самых жёстких требований дизели оснащаются электронной системой управления топливоподачей. Одной из самых перспективных и гибких является аккумуляторная топливоподающая система (АТПС), или Common Rail (от англ. — общая магистраль). Безусловное преимущество подобного технического решения — разделение процессов создания давления и впрыска, в связи с чем становится возможным выполнение самых строгих требований по выбросам. Математические модели отдельных компонентов АТПС, например электрогидравлических форсунок и топливных насосов высокого давления, широко известны [1]. В то же время формирование требуемого давления в общей магистрали зависит от совместного функционирования всех элементов (в том числе низкого давления) в составе электронной системы управления двигателем (ЭСУД), однако этот вопрос освещён недостаточно. В связи с этим математическое описание процесса формирования давления топлива в АТПС автомобильных дизельных двигателей, в том числе и в переходных режимах, является актуальной задачей.

Аккумуляторная топливоподающая система может быть представлена в виде совокупности гидравлических и электрогидравлических элементов, управляемых в режиме замкнутой обратной связи от блока управления двигателем (рис. 1). Таким образом, она содержит два контура: гидравлический и управляющий (роль управляющего контура выполняет ЭБУ — электронный блок управления).

Основная цель АТПС и ЭСУД в составе автомобиля — подать необходимое количество топлива в нужный момент в зависимости от требуемого скоростного и нагрузочного режимов двигателя. В системах с топливными аккумуляторами высокого давления (ТАВД) она достигается соблюдением ряда необходимых условий: во-первых, наличия необходимого для впрыска давления топлива; во-вторых, наличия информации о текущем скоростном, нагрузочном и тепловом режимах ДВС.

Предпосылками для формирования управляющих воздействий со стороны ЭСУД служит информация о требуемом режиме работы автомобиля, задаваемом

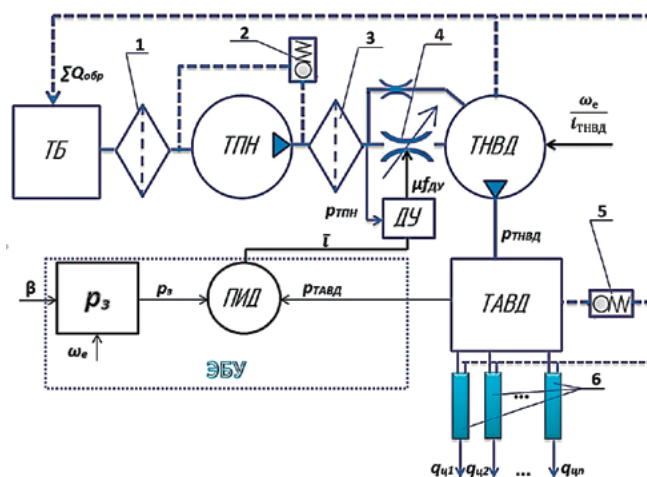


Рисунок 1. Расчётная схема функционирования АТПС:

ТБ — топливный бак; ТПН — топливopодкачивающий насос; ТНВД — топливный насос высокого давления; ПИД — пропорциональный интегральный дифференциальный регулятор; ДУ — дозирующее устройство; ТАВД — топливный аккумулятор высокого давления; 1 — фильтр грубой очистки; 2 — редукционный клапан; 3 — фильтр тонкой очистки; 4 — проходное сечение дозирующего устройства; 5 — предохранительный клапан; 6 — электрогидравлические форсунки

оператором (водителем автотранспортного средства) с помощью педали управления подачей топлива. Режим движения автомобиля зависит от многих факторов, таких как дорожные и природно-климатические условия, масса и вид перевозимого груза и т. п. Выразим сказанное через функционал следующего вида:

$$\beta = F[V_a, V_{зад}, G_a, \psi, \varphi, q(l), c_x, S_x], \quad (1)$$

где  $V_a, V_{зад}$  — текущая и заданная скорости движения автомобиля соответственно, км/ч;  $G_a$  — полный вес автомобиля, Н;  $\psi$  — коэффициент общего дорожного сопротивления;  $\varphi$  — коэффициент сцепления с дорогой;  $q(l)$  — высота микронеровностей дороги, м;  $c_x$  — коэффициент аэродинамического сопротивления;  $S_x$  — мидель автомобиля, м<sup>2</sup>.

Заданные по условиям текущих скоростного и нагрузочного режимов давления представим в виде массива (многопараметровой характеристики с учётом регулирования):

$$\begin{pmatrix} \omega_1 & \omega_2 & \dots & \omega_m \\ \beta_1 & p_{11} & p_{12} & \dots & p_{1m} \\ \beta_2 & p_{21} & p_{22} & \dots & p_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \beta_n & p_{n1} & p_{n2} & \dots & p_{nm} \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где  $\beta_i$  — текущее положение педали управления подачей топлива;  $\omega_i$  — текущая угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя,  $c^{-1}$ .

Промежуточные точки массива определяются интерполяцией. Минимально возможный шаг сетки для переменной  $\beta_i$  составляет 1 %.

Данные о необходимом давлении топлива при текущих скоростном и нагрузочном режимах сравниваются с текущим давлением в ТАВД, и на основании пропорционального, интегрального и дифференциального законов регулирования подаётся управляющий сигнал на устройство, дозирующее поток на вход ТНВД, до его совпадения с расчётным. В системах управления с АТПС наиболее часто распространено пропорционально-интегральное регулирование (ПИ-регулирование), так как оно обеспечивает одновременно и заданную точность, и скорость отклика.

Управление высоким давлением в системе осуществляется ЭБУ на основе уравнения классического регулятора, которое традиционно записывается следующим образом [2]:

$$u(t) = K \left[ \varepsilon(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t \varepsilon(t) dt + T_D \frac{d\varepsilon(t)}{dt} \right], \quad (3)$$

где  $u(t)$  — управляющее воздействие;  $K$  — коэффициент передачи;  $T_i$  — постоянная интегрирования;  $T_D$  — постоянная дифференцирования;  $\varepsilon(t)$  — ошибка регулирования.

В свою очередь, ошибка регулирования определяется как разница между задающим воздействием и сигналом обратной связи (то есть фактическим значением управляемого параметра):

$$\varepsilon(t) = x_3(t) - x(t), \quad (4)$$

где  $x_3(t)$  — задающее воздействие;  $x(t)$  — сигнал обратной связи.

Преобразуем выражение (3) для записи в рекуррентном виде в конечных разностях:

$$u_k = u_{k-1} + K \left[ (\varepsilon_k - \varepsilon_{k-1}) + \frac{T_0}{T_i} \varepsilon_k + \frac{T_D(\varepsilon_k - 2\varepsilon_{k-1} + \varepsilon_{k-2})}{T_0} \right], \quad (5)$$

где  $k$  — индекс, соответствующий характеристике в момент времени  $t = kT_0$ ;  $T_0$  — шаг квантования по времени.

Введём обозначения:

$$K_p = K; K_i = K \frac{T_0}{T_i}; K_D = K \frac{T_D}{T_0}, \quad (6)$$

где  $K_p$  — пропорциональный коэффициент;  $K_i$  — интегральный коэффициент;  $K_D$  — дифференциальный коэффициент.

Заданное воздействие со стороны ЭСУД выразим как [2]:

$$U_i = U_{i-1} + K_p \cdot (p_{i-1} - p_i) + K_i \cdot (p_3 - p_i), \quad (7)$$

где  $U_i, U_{i-1}$  — заданная скважность сигнала ШИМ на шаге  $i$  и  $(i - 1)$  соответственно;  $p_i, p_{i-1}$  — давление в аккумуляторе на шаге  $i$  и  $(i - 1)$  соответственно;  $p_3$  — заданное давление в аккумуляторе.

Данные массива о необходимом давлении топлива при текущих скоростном и нагрузочном режимах сравниваются с текущим давлением в ТАВД, и на основании закона регулирования подаётся управляющий сигнал на устройство, дозирующее поток на вход ТНВД, до его совпадения с расчётным.

Сила тока на исполнительном механизме электромагнита дозирующего поток устройства определяется на основании известного уравнения

$$U_0 = i \cdot R + L \frac{di}{dt}, \quad (8)$$

где  $L$  — индуктивность контура, Гн;  $R$  — активное сопротивление, ом.

Для ШИМ-сигнала при моделировании будем учитывать его частоту (обычно в диапазоне 200–1 000 Гц). При этом скважность будем учитывать в виде отношения длительности импульса  $\tau_u$  к периоду следования  $\tau$ . В момент, когда импульс поступает на катушку, напряжение равняется  $U_0$ , в противном случае  $U_0 = 0$ .

Силу тяги электромагнита найдём исходя из зависимости Максвелла:

$$F_{\text{маг}}(\delta) = \frac{i^2 \cdot w^2 \cdot \mu \cdot S}{2(\delta_{\text{магн}} - h)}, \quad (9)$$

где  $w$  — число витков в обмотке электромагнита;  $\mu$  — магнитная проницаемость топлива в зазоре между якорем и электромагнитом;  $\delta_{\text{магн}}$  — воздушный зазор, мм;  $S$  — площадь якоря электромагнита,  $m^2$ ;  $h$  — ход якоря, мм.

Уравнение изменения давления в топливном аккумуляторе высокого давления составим на основе уравнения неразрывности потока и объёмного баланса системы:

$$\frac{d p_{\text{ТАВД}}}{dt} = \frac{1}{\alpha \cdot V_{\text{ТАВД}}} (Q_{\text{ТНВД}} - Q_{\text{ц}} - Q_{\text{ут}}), \quad (10)$$

где  $\alpha$  — коэффициент сжимаемости топлива, 1/МПа;  $V_{\text{ТАВД}}$  — объём аккумулятора высокого давления;  $Q_{\text{ТНВД}}$  — подача топлива от топливного насоса высокого давления,  $m^3/c$ ;  $Q_{\text{ц}}$  — расход топлива двигателем,  $m^3/c$ ;  $Q_{\text{ум}}$  — расход топлива на обратное управление и утечки в системе,  $m^3/c$ .

Поскольку в большинстве рассматриваемых автомобилей для регулировки давления топлива в ТАВД используется дросселирование на всасывании, то в качестве допущения будем считать, что поток топлива, проходящий через дозирующее устройство (регулятор давления), будет теоретическим расходом через ТНВД. В реальности подача ТНВД будет ниже, и это обстоятельство можно учесть с помо-

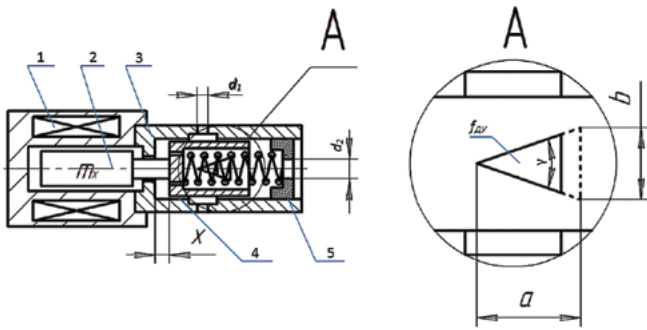


Рисунок 2. Расчётная схема электромагнитного дозирующего устройства: 1 — катушка электромагнита; 2 — якорь; 3 — корпус; 4 — дозирующий золотник; 5 — регулировочная заглушка

щью коэффициента объёмной подачи насоса, то есть

$$Q_{\text{ТНВД}} = Q_{\text{ДУ}} \cdot \eta_{\text{ТНВД}}, \quad (11)$$

где  $Q_{\text{ДУ}}$  — расход топлива через дозирующее устройство,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\eta_{\text{ТНВД}}$  — коэффициент объёмной подачи ТНВД.

Расход топлива через ТНВД можно определить также, зная его характеристики, в частности подачу за один оборот:

$$Q_{\text{ТНВД}} = \frac{V_{\text{ТНВД}} \cdot \eta_{\text{ТНВД}} \cdot \omega_{\text{ei}}}{60 \cdot 2\pi i_{\text{ТНВД}}}, \quad (12)$$

где  $V_{\text{ТНВД}}$  — подача топлива ТНВД за один оборот,  $\text{мм}^3$ ;  $\eta_{\text{ТНВД}}$  — частота вращения вала привода ТНВД,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $\omega_{\text{ei}}$  — текущая угловая скорость коленчатого вала двигателя,  $\text{с}^{-1}$ ;  $i_{\text{ТНВД}}$  — передаточное число пары ТНВД — двигатель.

Исходя из условия неразрывности потока, расход топлива через дозирующее устройство (клапан — регулятор потока) найдём по следующей формуле:

$$Q_{\text{ДУ}} = \mu f_{\text{ДУ}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho(T_r)}}, \quad (13)$$

где  $\mu f_{\text{ДУ}}$  — эффективное проходное сечение дозирующего устройства,  $\text{м}^2$ ;  $\Delta p$  — разница давлений на дозирующем устройстве;  $\Delta(T_r)$  — функция плотности топлива от его температуры  $T_r$  (K),  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Само по себе дозирующее устройство представляет собой электромагнитный пропорциональный клапан, сечение которого изменяется в зависимости от средней силы протекающего в магните тока [3].

Эффективное проходное сечение регулятора давления, в свою очередь, зависит от перемещения дозирующего золотника. Величина расхода топлива через дозирующее устройство может быть задана заранее в виде зависимости расхода топлива от силы управляющего тока  $Q_{\text{ДУ}} = f(i)$  либо на основе математического описания перемещения регулирующего поток золотника [4].

Составим уравнение движения якоря клапана в общем виде:

$$\frac{dv_x}{dt} + kv_x = \frac{\sigma_3}{m_x} (F_{\text{эм}} - F_{\text{пр}} - c_3 x); \quad (14)$$

$$v_x = \frac{dx}{dt}, \quad (15)$$

где  $m_x$  — масса подвижных элементов клапана, кг ( $m_x = 0,0247$ );  $x$  — ход якоря клапана, м;  $i_{\text{отв}}$  — число отверстий;  $\sigma_3$  — ступенчатая функция;  $F_{\text{эм}}$  — усилие электромагнита, Н;  $F_{\text{пр}}$  — предварительное усилие пружины, Н;  $c_3$  — жёсткость пружины, Н/м;  $k$  — коэффициент демпфирования;  $v_x$  — скорость перемещения клапана.

Управляющая ступенчатая функция, накладывающая ограничение на перемещения золотника дозирующего устройства, выразится как

$$\sigma_3 = \begin{cases} 0, & \text{если } x \leq 0 \\ 0, & \text{если } x \geq x_{\text{max}} \\ 1, & \text{если } 0 \leq x \leq x_{\text{max}} \end{cases} \quad (16)$$

Определяя в любой момент времени ход клапана, находим в соответствии с рис. 2 проходное сечение клапана — регулятора потока (для случая, когда оно выполнено в виде равностороннего треугольника [5]):

$$f_{\text{ДУ}} = i_{\text{отв}} \cdot \left( \frac{ab}{2} - \left( \frac{a+2\arctan \gamma}{2} \right) (b-x) \right). \quad (17)$$

Считая течение топлива одномерным, определим на основании неразрывности потока давление на входе в дозирующее устройство:

$$\frac{dp_{\text{ТНВД}}}{dt} = \frac{1}{\alpha V} (Q_{\text{ТНВД}} - Q_{\text{кл}} - Q_{\text{ДУ}} - Q_{\text{см}}), \quad (18)$$

где  $Q_{\text{ТНВД}}$  — расход топлива шестерённым насосом,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $Q_{\text{кл}}$  — расход топлива через сливное сечение редукционного клапана,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $Q_{\text{см}}$  — расход топлива на смазку ТНВД,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $Q_{\text{ДУ}}$  — расход топлива через дозирующее устройство ТНВД,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Расход шестерённого насоса с наружным зацеплением найдём как

$$Q_{\text{ТНВД}} = 10^{-6} \cdot \eta_{\text{ТНВД}} \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot h \cdot n_n, \quad (19)$$

где  $\eta_{\text{ТНВД}}$  — коэффициент подачи;  $b$  и  $h$  — ширина и высота зуба, м;  $n_n$  — частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $d$  — диаметр делительной окружности, м.

Или зная подачу насоса за один оборот:

$$Q_{\text{ТНВД}} = V_m \cdot n_n \cdot \eta_{\text{ТНВД}}, \quad (20)$$

где  $V_m$  — подача насоса за один оборот,  $\text{м}^3$ .

Давление в контуре низкого давления поддерживается с помощью редукционного клапана. Расход топлива через сливное сечение клапана найдётся по известной зависимости

$$Q_{\text{кл}} = \mu f_{\text{кл}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{ТНВД}} - p_{\text{вх}})} \quad (21)$$

где  $p_{\text{вх}}$  — давление на входе в насос низкого давления (ТПН), Па;  $h'$  — высота поднятия золотника клапана до соприкосновения со сливным отверстием, м.

В приведённом выше уравнении есть две неизвестные величины: сливное сечение клапана и давление на входе

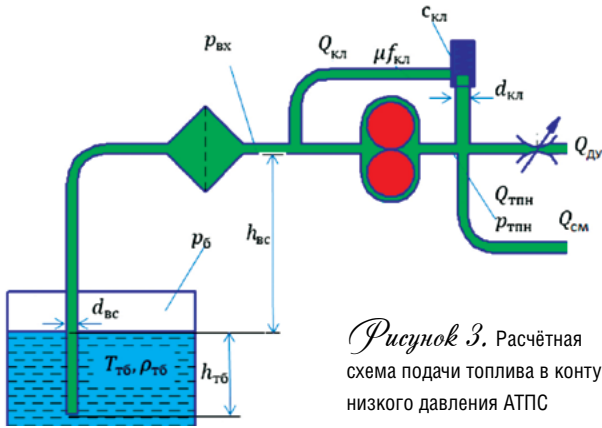


Рисунок 3. Расчётная схема подачи топлива в контуре низкого давления АТПС

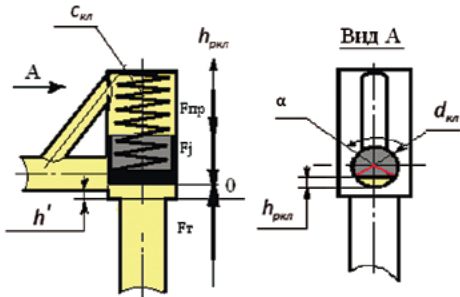


Рисунок 4. Определение проходного сечения редукционного клапана

в подкачивающий насос низкого давления  $p_{вх}$ . Для нахождения первой из них составим уравнение движения подвижных частей (а именно золотника), пренебрегая трением ввиду малости скоростей перемещения:

$$\frac{d^2 h_{ркл}}{dt^2} = \frac{\sigma_4}{m_{кв}} \left[ \frac{\pi d_{кв}^2}{4} p_{тпн} - c_{кв}(x_{кв} + h_{ркл}) \right], \quad (22)$$

где  $\sigma_4$  — управляющая ступенчатая функция, накладывающая ограничение на перемещения золотника клапана:

$$\sigma_4 = \begin{cases} 0, & \text{если } h_{ркл} \leq 0 \\ 0, & \text{если } h_{ркл} \geq h_{рклmax} \\ 1, & \text{если } 0 \leq h_{ркл} \leq h_{рклmax}. \end{cases} \quad (23)$$

Для нахождения второго неизвестного, входящего в выражение (21), воспользуемся уравнением Бернулли и расчётной схемой, приведённой на рис. 3.

Расход топлива через возвратную линию будет зависеть от проходного сечения клапана на слив. Это сечение изменяется в зависимости от давления в узловой точке на входе в дозирующее устройство, и оно может быть определено, как показано на рис. 4, по формуле

$$\begin{cases} f_{кв} = \frac{d_{кв}^2}{8} (\alpha - \sin \alpha) \\ \alpha = \arccos \left( 1 - \frac{2h_{ркл}}{d} \right) \text{ если } h_{ркл} \gg h'. \end{cases} \quad (24)$$

В качестве допущения принимаем, что давление в топливном баке равняется атмосферному. Давление на входе в насос будет меньше на величину поднятия топлива с учётом потерь напора, и для расчётной схемы уравнение для его нахождения можно записать следующим образом:

$$p_{вх} = p_a - \rho g(h_{тб} + h_{вс}) - \rho g h_w, \quad (25)$$

где  $p_a$  — атмосферное давление, Па;  $\rho$  — плотность топлива, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  — ускорение свободного падения,

м/с<sup>2</sup>;  $h_{тб}$  — уровень топлива в баке, м;  $h_{вс}$  — высота всасывания, м;  $h_w$  — потери напора, м.

Потери напора будут складываться из местных потерь (например, сопротивления фильтра) и потерь по длине:

$$h_w = h_m + h_l. \quad (26)$$

С учётом формулы Дарси — Вейсбаха получим:

$$h_w = \frac{V^2}{2g} \left( \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{i=1}^m \xi_i \right), \quad (27)$$

где  $V$  — скорость потока топлива, м/с;  $l_i$  и  $d_i$  — длина и внутренний диаметр соответствующих топливопроводов, м;  $\lambda_i$  — коэффициент сопротивления, зависящий от режима движения жидкости;  $\xi_i$  — коэффициент местного сопротивления.

Скорость потока определим исходя из условия неразрывности потока:

$$V = \frac{4(Q_{тпн} - Q_{кв})}{\pi d_{кв}^2}. \quad (28)$$

Окончательно с учётом выражений (23–26) получим:

$$p_{вх} = p_a - \rho g(h_{тб} + h_{вс}) - \frac{\rho}{2} \left( \frac{4(Q_{тпн} - Q_{кв})}{\pi d_{кв}^2} \right)^2 \left( \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_{i=1}^m \xi_i \right). \quad (29)$$

Таким образом, предложенная математическая модель содержит описание формирования заданного давления топлива в аккумуляторе исходя из требуемого режима и фактического с учётом регулирования. Данный подход позволяет использовать математическое описание в том числе с целью диагностирования [6]. Математическое моделирование позволяет аналитически исследовать влияние технического состояния отдельных элементов на процесс формирования давления и обосновать нормативы диагностических параметров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Грехов А. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / А. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М.: Легион-Автодата, 2005. — 344 с.
2. Тихомиров М. В. Комплекс алгоритмов для управления и диагностики дизеля: дис. ... канд техн. наук. — Ярославль, 2015. — 204 с.
3. Common Rail System (CRS) service manual: general edition. — Denso Corporation Service Department, 2008. — 185 p.
4. Кривцов С. Н. Устройство для диагностирования регуляторов давления топливоподающих систем Common Rail / С. Н. Кривцов, П. Г. Смирнов // Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика: материалы 90-й междунар. науч.-техн. конф. ААИ. — Иркутск: Изд-во ИРНТУ, 2015. — С. 132–138.
5. Bosch diesel injection systems. Automotive aftermarket. — R. Bosch GmbH, 2007. — 167 p.
6. Кривцов С. Н. Предпосылки применения динамического метода для диагностирования аккумуляторных топливоподающих систем автомобильных дизелей / С. Н. Кривцов, И. В. Якимов // Информационные технологии, системы и приборы в АПК — АГРОИНФО-2015: материалы междунар. науч.-практ. конф. — Новосибирск, 2015. — С. 342–346.