

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ С УЧЕТОМ ВВОДА ПРИСАДКИ В ЛИНИЮ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

А.Е. Свистула

Предложен метод гидродинамического расчета топливной системы дизеля с учетом присадок к топливу в линию высокого давления. Приведены результаты расчетного исследования для жидкой и газообразной присадки.

Для улучшения экономических и экологических характеристик дизелей находят применение присадки к топливу различного спектра действия. Оптимальная концентрация присадки зависит от ее вида, режима работы дизеля, требуемого эффекта, т.е. система топливоподачи должна обеспечивать оперативное управление концентрацией присадки. Например, система топливоподачи [1, 2] осуществляет ввод присадки непосредственно в линию высокого давления (ЛВД) перед распылителем. Необходимо иметь расчетный метод для прогнозирования и оптимизации параметров впрыска топлива с присадкой.

Метод расчета

За основу взят метод гидродинамического расчета (и его реализация на ЭВМ), предложенный Ю.Я. Фоминым [3], как наиболее полно удовлетворяющий решению задачи исследования топливной системы при использовании присадки к топливу в ЛВД.

Система топливоподачи [1, 2] представляет собой классическую систему впрыскивания топлива, т.е. состоящую из насоса высокого давления с обратным клапаном с разгрузочным пояском, топливопровода высокого давления, форсунки закрытого типа с механическим запирающим иглы. Форсунка имеет устройство для подачи присадки к топливу. Расчетная схема топливной системы изображена на рис. 1.

В качестве допущения полагаем, что в полости насоса высокого давления и топливопроводе находится чистое топливо с характерными для него свойствами, а в подигольной полости форсунки находится смесь топлива с присадкой. Присадка поступает в ЛВД после очередного впрыска и занимает объем, освобождаемый нагнетательным клапаном в ходе разгрузки. Принятое допущение основано на том, что объем подигольной полости форсунки V_{ϕ} превышает объем цикловой порции впрыскиваемого топлива $V_{\text{ит}}$ и разгрузочный объем нагнетательного клапана V_p , который определяет количество поступившей

присадки в зону смешения, т.е. считаем, что присадка не может распространиться в топливопровод.

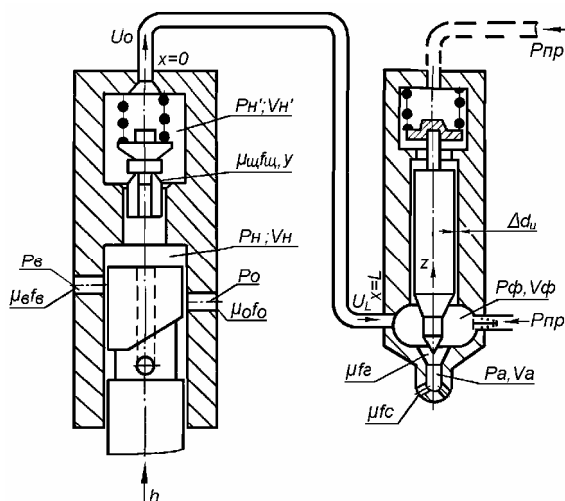


Рис. 1. Расчетная схема топливной системы

Принимая поток топлива одномерным, его состояние изотермическим, а характеристики топлива усредненными (для малых интервалов времени и длины топливопровода), пренебрегая конвективными членами $u \frac{\partial u}{\partial x}$ и $u \frac{\partial P}{\partial x}$, движение топлива в нагнетательном трубопроводе по аналогии с [3], можно описать уравнением

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{2k}{a^2} \frac{\partial u}{\partial t} = 0, \quad (1)$$

которое решается разностным методом вдоль характеристик $dt/dx = 1/a$. Здесь u - скорость движения топлива; x - координата длины топливопровода; t - время; a - скорость распространения волны давления в топливе; k - фактор гидравлического сопротивления.

В граничных точках $x = 0$ и $x = L$ (рис. 1), где значения скорости потока определяются с

учетом граничных условий, причем давление топлива в сечении $x = 0$ принимается равным давлению в штуцере насоса P'_H , а давление в сечении $x = L$ - давлению в форсунке P_ϕ , получим в соответствии с [3]:

$$u_{0,l+1} = u_{1,l+1} + \frac{1}{\rho_m} (P'_H - P_{H1}), \quad (2)$$

$$u_{L,l+1} = u_{L-1,l+1} - \frac{1}{\rho_m} (P_\phi - P_{\phi1}), \quad (3)$$

где ρ_m - плотность топлива.

Процессы в полости насоса (рис. 1) описываются следующими дифференциальными уравнениями:

- сплошности потока в полости нагнетания:

$$\beta_m V_H \frac{dP'_H}{dt} = f_n \frac{dh}{dt} - f_{ko} \frac{dy}{dt} - \frac{Q_{y.H.}}{dt} - \xi \frac{Q_{o.e}}{dt} - \chi \frac{Q_{\omega}}{dt}, \quad (4)$$

- сплошности потока в штуцере насоса:

$$\beta_m V'_H \frac{dP'_H}{dt} = f_{ko} \frac{dy}{dt} + \chi \frac{Q_{\omega}}{dt} - f_m u_0, \quad (5)$$

- движения нагнетательного клапана:

$$M_k \frac{d^2 y}{dt^2} = f_k (P_H - P'_H) - c_k (y_0 + y), \quad (6)$$

где P_H , P'_H и P_e - давление топлива в полостях соответственно нагнетания, штуцера и всасывания (отсечки);

V_H и V'_H - объемы камер соответственно нагнетания и штуцера насоса;

f_n и f_k - площади поперечного сечения соответственно плунжера и нагнетательного клапана;

f_{ko} - площадь клапана, равная f_k до выхода разгружающего пояска из направляющей или f'_k - после выхода пояска из направляющей;

h и y - перемещения соответственно плунжера и нагнетательного клапана;

u_0 - скорость топлива во входном сечении нагнетательного трубопровода;

$Q_{y.H.}$ - утечка топлива через плунжерную пару насоса;

$Q_{o.e}$, Q_{ω} - расход топлива через окна и клапан; M_k - масса клапана и движущихся с ним деталей;

c_k и y_0 - соответственно жесткость и предварительное сжатие пружины;

β_m - коэффициент сжимаемости топлива;

ξ и χ - единичные коэффициенты, учитывающие направление перетекания топлива.

В уравнениях (4)-(6) сделаны следующие допущения: не учтены утечки топлива через разгружающий поясок нагнетательного

клапана; мгновенная скорость вытекания топлива через окна и клапаны определена по формулам установившегося течения жидкости; в уравнении движения клапана учтен только статический напор.

Система уравнений (4)-(6) решается разностным методом, при этом учитывается уравнение (2), связывающее давление и скорость во входном сечении нагнетательного трубопровода.

Процессы, происходящие в полости форсунки (рис. 1), описываются следующими дифференциальными уравнениями:

- сплошности потока в полости перед иглой:

$$\beta_{cm} V_\phi \frac{dP_\phi}{dt} = f_m u_L - \chi_u f_u \frac{dz}{dt} + \frac{dV_{ocсe}}{dt} - \xi' \frac{dQ_a}{dt} + \chi' \frac{dQ^{np}}{dt} \pm \frac{dQ_{\partial p}}{dt}, \quad (7)$$

- сплошности потока в полости под иглой:

$$\beta_{cm} V_a \frac{dP_a}{dt} = \xi' \frac{dQ_a}{dt} - \frac{dQ_u}{dt} - \frac{dV_{ocсe}}{dt}, \quad (8)$$

- движения иглы форсунки:

$$M_u \frac{d^2 z}{dt^2} = P_a f_u'' + P_\phi f_u' - P_{np} f_u - c_u (z_0 + z), \quad (9)$$

- движения клапана подачи присадки:

$$m_{кл} \frac{d^2 s}{dt^2} = f_{кл} (P_{np} - P_\phi) - c_{кл} (s_0 + s), \quad (10)$$

где dQ_a/dt , $dQ_{\partial p}/dt$, dQ_u/dt - объемная скорость истечения топливной смеси соответственно в подигольную полость, в дренажную полость, в цилиндр дизеля;

dQ^{np}/dt - объемная скорость поступления присадки в надигольную полость;

P_ϕ , P_a - давление в камерах распылителя;

P_u - давление в цилиндре;

P_{np} - давление в магистрали присадки;

V_ϕ и V_a - объемы камер распылителя;

$V_{ocсe}$ - объем, освобождаемый конусом иглы при ее подъеме;

f_u , f_u' - площадь поперечного сечения и дифференциальная площадь иглы, $f_u'' = f_u - f_u'$;

μf_z , μf_c - эффективные сечения в седле иглы и сопловых отверстий;

M_u , z - масса и перемещение иглы;

c_u , z_0 - жесткость и предварительное сжатие пружины форсунки;

$f_{кл}$ - площадь поперечного сечения клапана присадки;

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ С УЧЕТОМ ВВОДА ПРИСАДКИ В ЛИНИЮ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

$m_{кл}$, s - масса и перемещение клапана присадки;

$C_{кл}$, s_0 - жесткость и предварительное сжатие пружины клапана;

$\beta_{см}$ - сжимаемость топливной смеси;

u_L - скорость топлива в выходном сечении нагнетательного трубопровода;

χ_u , χ' , ξ' - единичные функции, определяющие площадь сечения и направление перетекания смеси.

Для упрощения решения системы уравнений (7)-(10) и ввиду незначительной массы клапана подачи присадки $m_{кл}$ по сравнению с массой иглы распылителя M_u уравнение (10) можно исключить из рассмотрения и заменить его единичными функциями.

Система уравнений (7)-(9) совместно с уравнением связи (3) решается разностным методом [3]. Особенностью решения выше приведенных уравнений в отличие от [3] является то, что в форсунке, в соответствии с принятым ранее, находится не чистое топливо, а смесь топлива с присадкой. В связи с этим необходимо учитывать физические свойства смеси.

Допущения: процесс заполнения камеры смешения присадкой до давления $P_{пр}$ принимается мгновенным; присадка может занять остаточный объем $V_{ост}$ и объем, освобождаемый топливом при повышении давления в системе от $P_{ост}$ до $P_{пр}$ (под $V_{ост}$ понимается суммарный объем вакуумных камер при разрыве сплошности потока, в этом случае остаточное давление $P_{ост}$ принимается равным давлению парообразования топлива P_n); смесь имеет квазиоднородный состав.

В результате решения системы уравнений (7)-(9) с уравнением связи (3) вычисляется объем V_i и масса G_i впрыснутой смеси к концу текущего расчетного i -го интервала Δt .

По окончании расчета вычисляется новое значение концентрации присадки в смеси:

$$\varepsilon_{пр} = \frac{P_{пр}}{P_{см}} \frac{1}{V_{\phi} / V_{пр} - 1}, \quad (11)$$

где $V_{пр} = V_{ост} + \beta_{ср} m_{см} V_c (P_{пр} - P_{ост})$;

$\rho_{см}$ - плотность смеси;

$\rho_{пр}$, $V_{пр}$ - плотность и объем поступившей присадки;

V_c - объем магистрали высокого давления;

$\beta_{ср} m_{см}$ - средняя сжимаемость топлива и смеси в этом объеме.

При расхождении полученной и заданной концентрации присадки в смеси больше

допустимого расчет повторяется с новым уточненным значением ε .

Программа расчета процесса подачи топлива с присадкой реализована на алгоритмическом языке Pascal.

Результаты исследования

Программа исследований включала расчеты с использованием жидкой и газообразной присадки.

Жидкая присадка. Расчетное исследование выполнено при использовании в качестве жидкой присадки воды (например, оперативное управление составом водотопливной эмульсии (ВТЭ) в ЛВД [4]).

На рис. 2 приведены расчетные характеристики впрыска для различных концентраций присадки в топливе. Цикловая порция топлива $g_{цт}$ сохранена постоянной, расход присадки изменялся управлением давления присадки $P_{пр}$. С ростом содержания присадки $\zeta = G_{пр}/G_T$ увеличивается давление последней $P_{пр}$ и соответственно начальное давление в системе. Это приводит к увеличению расхода в начальной фазе впрыска. Увеличение объема цикловой порции сопровождается ростом продолжительности впрыска.

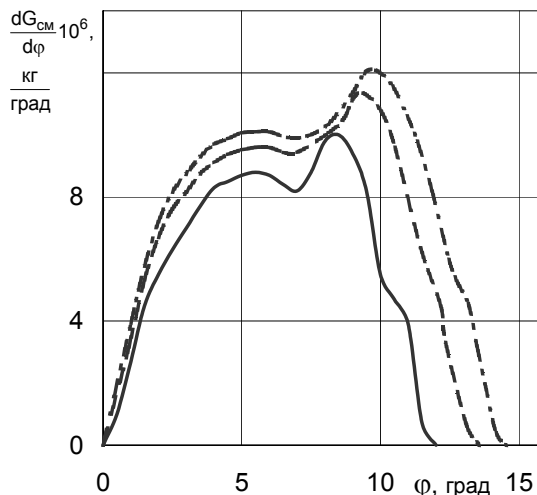


Рис. 2. Характеристики впрыска: — $\zeta=0$; - - - $\zeta=20\%$; $P_{пр}=4,6$ МПа; - · - $\zeta=30\%$; $P_{пр}=5,9$ МПа; $g_{цт}=80$ мг/цикл; $V_p=80$ мм³

На рис. 3 приведены параметры впрыска при изменении содержания присадки ζ в топливе и неизменной цикловой порции топлива. Рост содержания присадки ζ приводит к некоторому увеличению продолжительности впрыска на величину $\Delta\varphi_{впр}$, а изменение давления $P_{пр}$ в магистрали присадки (следовательно, и начального давления $P_{нд}$) вызывает

несколько раннее начало впрыска (на $\Delta\varphi_{нв}=1^\circ$ п.к.н.). Характеристика впрыска деформируется: общая продолжительность впрыска увеличивается, в начальной фазе относительная скорость подачи смеси $d\sigma_{см}/d\varphi$ заметно выше по причине роста $P_{пр}$ и $P_{нв}$. Относительная средняя скорость $(d\sigma_T/d\varphi)_{ср}$ при малых расходах присадки остается неизменной, а при концентрации присадки $\zeta = G_{пр}/G_T$ более 7 % отмечается некоторое ее снижение вследствие затягивания впрыска. Рост начального давления, определяемого $P_{пр}$, увеличивает $(d\sigma_T/d\varphi)_{ср}$, а увеличение объема цикловой порции смеси (наличие присадки) затягивает продолжительность впрыска $\varphi_{впр}$ и снижает величину $(d\sigma_T/d\varphi)_{ср}$. С ростом ζ и $P_{пр}$ отмечается увеличение как среднего $P_{ф ср}$, так и максимального давления впрыска $P_{ф max}$.

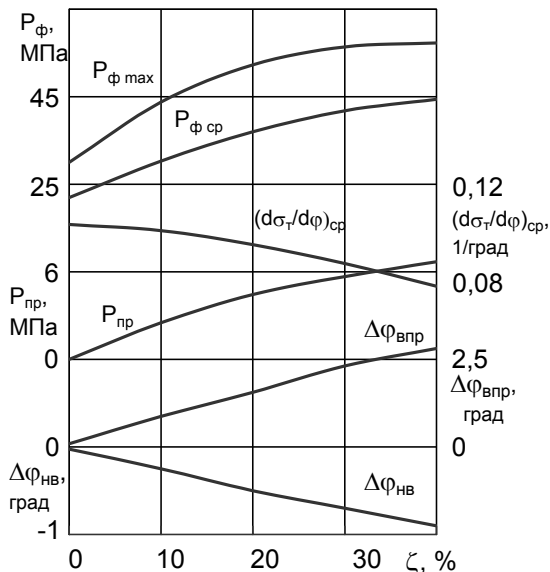


Рис. 3. Зависимость параметров впрыска от концентрации присадки ($g_{цт}=80$ мг/цикл)

На содержание присадки в смеси, как уже отмечалось выше, будет влиять давление в магистрали присадки $P_{пр}$, величина разгрузочного объема нагнетательного клапана V_p , цикловая порция топлива $g_{цт}$ и др.

На рис. 4 изображена зависимость концентрации присадки в топливе ζ от давления присадки $P_{пр}$ и величины разгрузочного объема нагнетательного клапана V_p . При увели-

чении давления $P_{пр}$ и величины объема разгрузочного клапана V_p возрастает концентрация присадки ζ . Для обеспечения концентрации присадки воды в топливе $\zeta = 20-30\%$ при использовании нагнетательного клапана с $V_p = 80 \text{ мм}^3$ необходимо давление присадки $P_{пр} \approx 4,5...6$ МПа.

На рис. 5 приведено влияние величины цикловой порции топлива на концентрацию присадки в смеси. Так как остаточные условия в линии высокого давления зависят от величины цикловой порции топлива, то с изменением последней будет меняться расход присадки. Из рисунка видно, что с уменьшением цикловой порции топлива концентрация присадки возрастает, и, чем выше величина $P_{пр}$, тем этот рост более значителен.

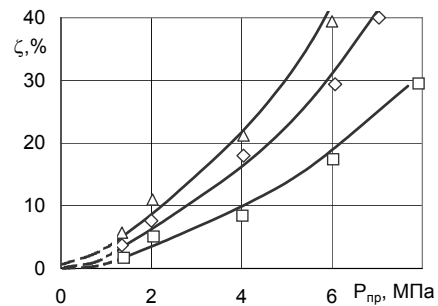


Рис. 4. Зависимость концентрации присадки от $P_{пр}$, V_p : \square - $V_p=50 \text{ мм}^3$; \diamond - $V_p=80 \text{ мм}^3$; Δ - $V_p=100 \text{ мм}^3$; $g_{цт}=80$ мг/цикл

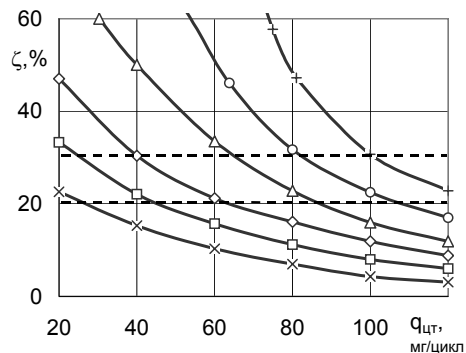


Рис. 5. Зависимость концентрации присадки от $P_{пр}$, $g_{цт}$: \times - $P_{пр}=2$ МПа; \square - $P_{пр}=3$ МПа; \diamond - $P_{пр}=4$ МПа; Δ - $P_{пр}=5$ МПа; \circ - $P_{пр}=6$ МПа; $+$ - $P_{пр}=7$ МПа; $V_p=80 \text{ мм}^3$

График на рис. 5 позволяет определить алгоритм управления величиной давления присадки $P_{пр}$ от нагрузочного режима (или $g_{цт}$). Так, для обеспечения $\zeta=20...30\%$ можно предложить с достоверностью $R^2=0,998$ следующую аппроксимационную зависимость первого порядка:

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ С УЧЕТОМ ВВОДА ПРИСАДКИ В ЛИНИЮ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

$P_{пр} = (0,0494...0,051) \cdot g_{цт} + (0,739...1,810)$, которая легко может быть реализована механической связью редуктора подачи присадки и органа управления подачей топлива.

Газообразная присадка. Значительный интерес представляет прогнозирование параметров системы топливоподачи с использованием газообразной присадки [5]. В качестве газообразной присадки в рассматриваемом случае для примера исследовался воздух.

На рис. 6 изображены дифференциальные и относительные интегральные характеристики впрыска для различных концентраций присадки воздуха в топливе $\varepsilon = G_{пр}/G_T$. Для удобства сравнения начало всех характеристик совмещено по углу поворота кулачкового вала. Передний фронт дифференциальных характеристик проходит одинаково независимо от содержания присадки воздуха в смеси. Затем заметно различие, а именно, чем больше концентрация воздуха в смеси, тем меньше массовая скорость подачи смеси. Таким образом, при увеличении массового содержания воздуха в смеси интегральная характеристика впрыска протекает более полого, т.е. увеличивается время впрыска, при сохранении цикловой порции топлива. Завершение процесса впрыскивания четкое во всех случаях без последующих подъемов иглы.

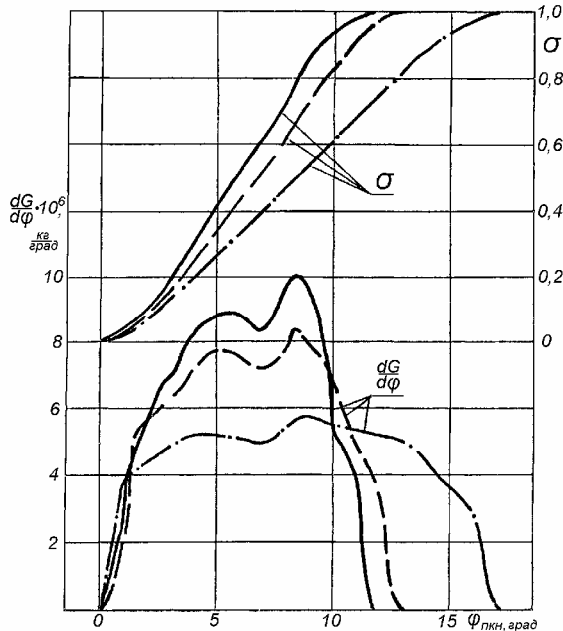


Рис. 6. Расчетные характеристики впрыска: — $\varepsilon = 0$; --- $\varepsilon = 0,02$; - · - $\varepsilon = 0,05$; $g_{цт} = 80$ мг/цикл

На рис. 7 изображены основные параметры впрыска при сохранении цикловой массовой порции топлива.

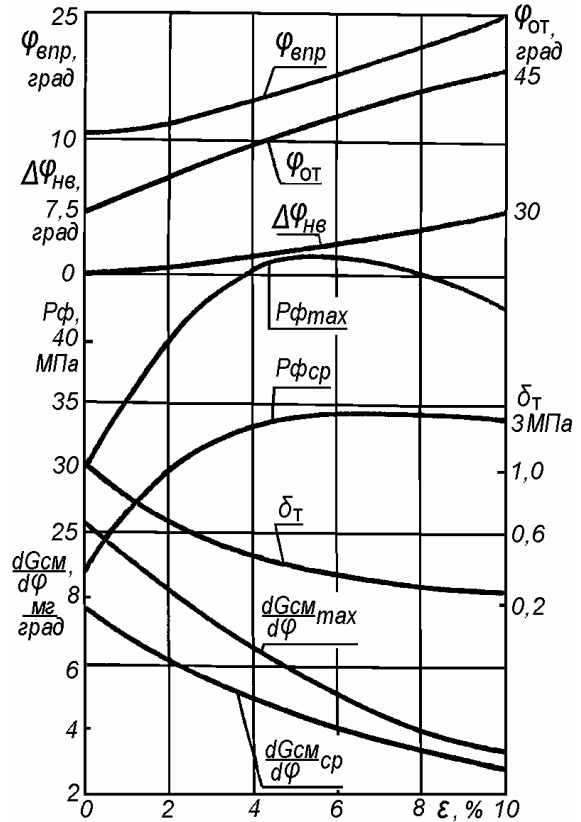


Рис. 7. Расчетные параметры впрыскивания топлива: $g_{цт} = 80$ мг/цикл

С ростом концентрации присадки в смеси и сохранении цикловой порции топлива постоянной увеличивается объем впрыскиваемой смеси из-за меньшей ее плотности, т.е. при неизменном диаметре плунжера необходимо увеличивать его полезный ход. Значение угла отсечки $\varphi_{от}$ топлива смещается в сторону увеличения продолжительности на 20 град. п.к.в. При этом продолжительность впрыска $\varphi_{впр}$ увеличивается с 10,5 до 24 град. Из-за большей сжимаемости смеси начало подачи топлива $\Delta\varphi_{нв}$ смещается до 5,5 град. в сторону запаздывания впрыска, что необходимо учитывать при регулировке топливной аппаратуры. Максимальное и среднее давления впрыска растут соответственно от 30 до 47 МПа и от 22 до 34 МПа при изменении содержания воздуха от 0 до 5 %. При большей концентрации воздуха значения $P_{ф max}$ и $P_{ф ср}$ начинают несколько падать. Массовые скорости подачи смеси уменьшаются как максимальная $(dG_{см}/d\varphi)_{max}$, так и средняя $(dG_{см}/d\varphi)_{ср}$ во всем диапазоне изменения ε .

Относительная объемная доля топлива в смеси δ_T (при $P = 3$ МПа) при содержании воздуха до 10% снижается до 0,24.

На рис. 8 приведено влияние относительной объемной доли газа ($1-\delta_T$) в смеси на показатели впрыска. Здесь для анализа вместо воздуха можно использовать любой другой газ, при условии, что смесь его с топливом будет удовлетворять принятой модели газожидкостной смеси. Стоит отметить рост максимальной объемной скорости истечения смеси $(dV_{см}/d\varphi)_{max}$ при увеличении объемной концентрации газа в смеси.

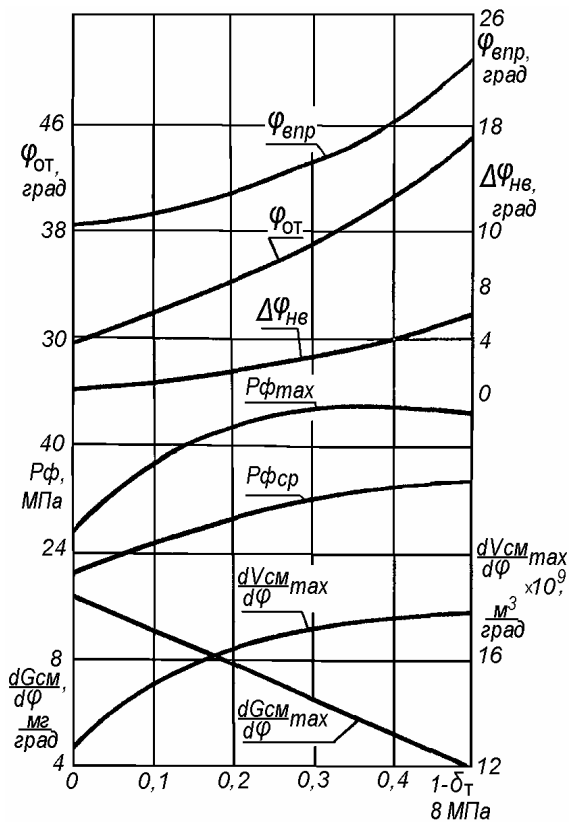


Рис. 8. Влияние относительной объемной доли газа в смеси на показатели впрыска: $g_{ит} = 80$ мг/цикл

Анализируя рис. 7 и 8, можно заметить, что с увеличением концентрации присадки газа в смеси растет продолжительность подачи топлива $\varphi_{впр}$ по сравнению с исходным вариантом. Воздействовать на указанный недостаток можно увеличением диаметра плунжера или диаметра сопловых отверстий.

На рис. 9 и 10 показана расчетная зависимость продолжительности впрыска от величины диаметра плунжера и соплового отверстия, здесь же приведено значение достигаемого при этом максимального давления

впрыска $P_{\phi max}$. При увеличении диаметра плунжера возрастает объемная скорость подачи топлива насосом, что ведет к увеличению давления в камере распылителя и, вследствие этого, сокращению продолжительности впрыска. При концентрации воздуха в топливе $\varepsilon = 2\%$ и $\varepsilon = 5\%$ исходная продолжительность впрыскивания 10,5 град. будет достигаться при диаметре плунжера соответственно 10,7 и 12,0 мм. При увеличении давления в распылителе снижается объемная доля воздуха в смеси, вследствие этого с возрастанием величины диаметра плунжера d_l кривые $\varphi_{впр}$ имеют некоторую тенденцию к сближению.

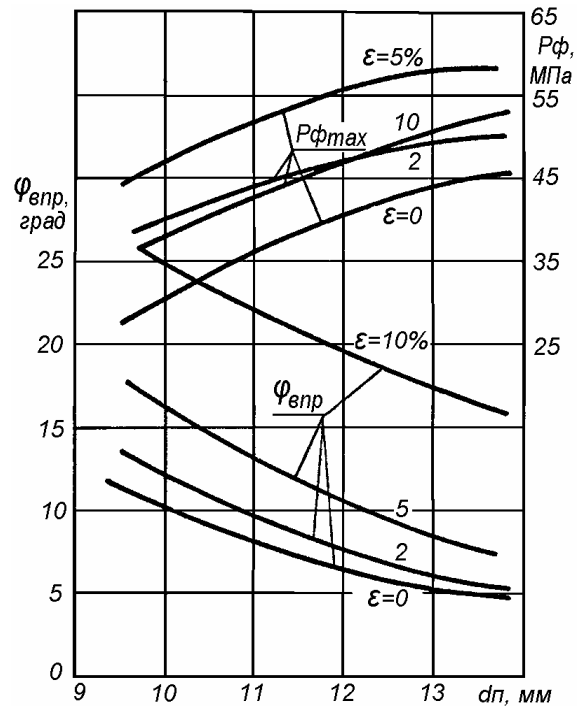


Рис. 9. Зависимость $P_{\phi max}$ и $\varphi_{впр}$ от диаметра плунжера

С увеличением диаметра сопловых отверстий, другими словами, проходного сечения μf_c падает продолжительность впрыска с одновременным уменьшением максимального давления в распылителе, которое в пределе стремится к величине давления начала поднятия иглы P_0 .

Снижение давления в камере распылителя P_{ϕ} ведет к увеличению объемной доли воздуха в смеси, вследствие чего кривые $\varphi_{впр}$ имеют тенденцию к расхождению с увеличением величины d_c . Исходное значение продолжительности впрыска 10,5 град. достигается при концентрации воздуха 2% и 5% соответственно при d_c равном 0,36 и 0,47 мм.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ С УЧЕТОМ ВВОДА ПРИСАДКИ В ЛИНИЮ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

На рис. 11 и 12 приведено изменение содержания присадки воздуха в топливе в зависимости от давления в линии присадки $P_{пр}$, величины разгрузочного объема нагнетательного клапана V_p , давления начала подъема иглы P_0 . При увеличении давления $P_{пр}$ и объема разгрузочного клапана V_p (рис. 11) возрастает и концентрация присадки воздуха в топливе ε . Величина $P_{пр}$ определяет плотность, а V_p - объем поступающей присадки. С ростом давления $P_{пр}$ содержание присадки воздуха резко увеличивается.

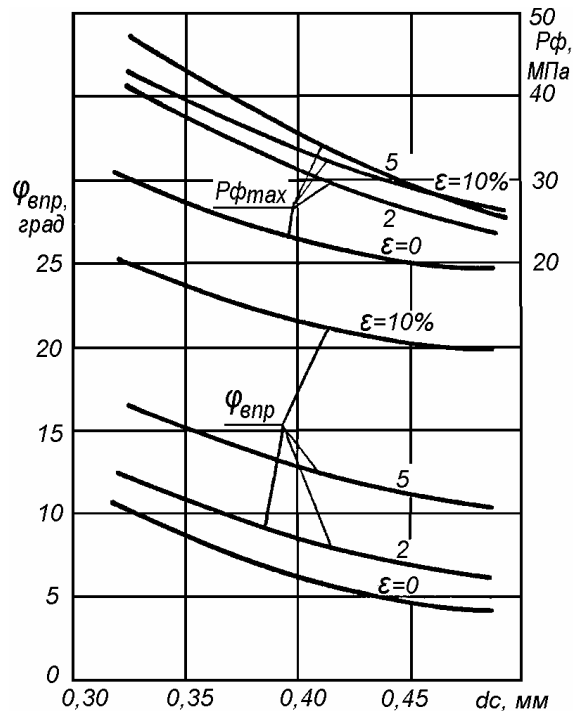
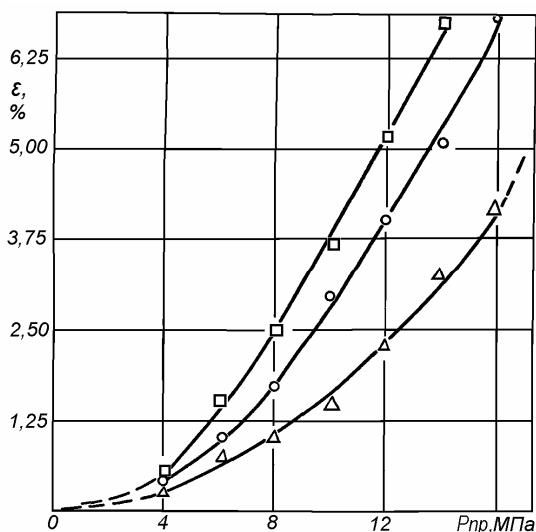


Рис. 10. Зависимость $P_{ф\max}$ и $\varphi_{впр}$ от диаметра соплового отверстия



ПОЛЗУНОВСКИЙ ВЕСТНИК № 4 2006

Рис. 11. Зависимость содержания присадки от V_p и $P_{пр}$: \square - $V_p=100 \text{ мм}^3$, \circ - $V_p=80 \text{ мм}^3$, Δ - $V_p=50 \text{ мм}^3$

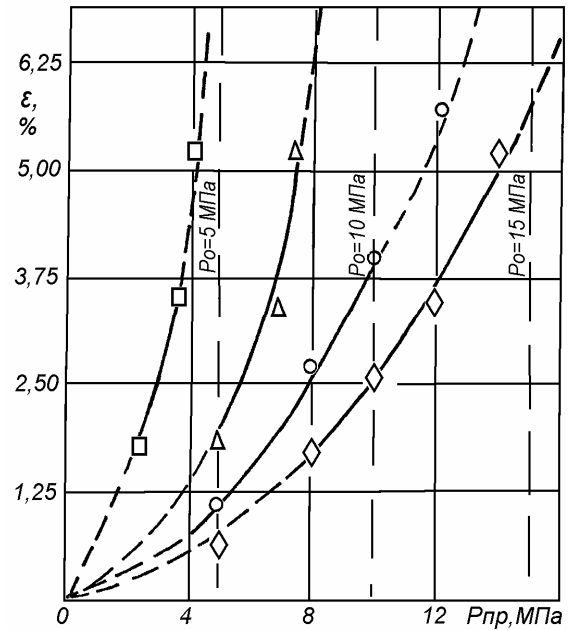


Рис. 12. Зависимость содержания присадки от $P_{пр}$ и P_0 : \square - $P_0=5 \text{ МПа}$, Δ - $P_0=10 \text{ МПа}$, \circ - $P_0=15 \text{ МПа}$, \diamond - $P_0=20 \text{ МПа}$

С увеличением давления начала подъема иглы P_0 (рис. 12) содержание присадки уменьшается при неизменных остальных условиях. При приближении уровня давления присадки $P_{пр}$ к значению давления начала подъема иглы P_0 нарушается работа системы, поэтому необходимо соблюдение условия $P_{пр}/P_0 \leq 0,7$ (установлено экспериментально).

На рис. 13 изображена зависимость концентрации присадки от цикловой порции топлива. Так как остаточные условия в линии высокого давления зависят от цикловой порции топлива, то с изменением последней будет меняться и цикловая порция присадки воздуха $g_{цв}$.

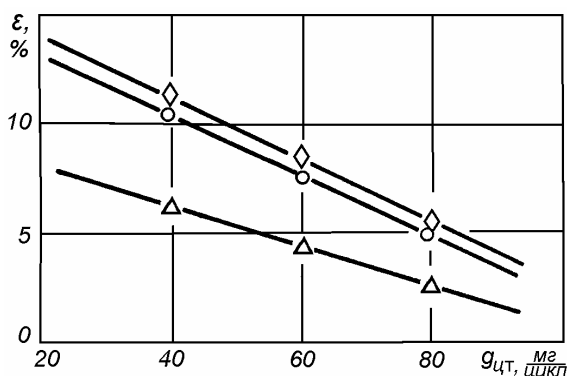


Рис. 13. Зависимость концентрации присадки воздуха в смеси от $g_{цт}$: \diamond - I вариант; Δ , \circ - II вариант [5]; Δ - $\Delta d_u = 4$ мкм; \circ - $\Delta d_u = 8$ мкм

Из рис. 13 видно, что при уменьшении цикловой порции топлива от 100 мг до 20 мг концентрация воздуха в топливе ϵ увеличивается в широком диапазоне (примерно в 3 раза). Отсюда следует, что в зоне средних и малых нагрузок растет концентрация воздуха в топливе. Это необходимо учитывать при работе двигателя по нагрузочной характеристике. Увеличение концентрации воздуха в смеси в зоне малых цикловых порций топлива может способствовать улучшению смесеобразования при малых цикловых порциях топлива.

Выводы

1. Усовершенствован метод гидродинамического расчета, учитывающий ввод присадки к топливу в ЛВД.

2. Исследовано изменение характеристики впрыска при вводе жидкой и газообразной присадки в ЛВД:

- с ростом концентрации присадки увеличивается объемная цикловая порция $V_{ц см}$, продолжительность впрыска $\varphi_{впр}$ и начальное давление $P_{нд}$; в начальной фазе впрыска относительная скорость подачи смеси $\sigma_{см}$ остается неизменной или увеличивается;

- момент начала впрыска $\varphi_{нв}$ с газообразной присадкой смещается в сторону запаздывания из-за значительного роста сжимаемости смеси, а для жидкой присадки - в

сторону опережения из-за роста начального давления $P_{нд}$;

- давление впрыска $P_{ф}$ растет в обоих случаях, однако, при больших концентрациях газообразной присадки отмечается его снижение.

3. Показана возможность управления расходом присадки и оптимизации состава смеси:

- концентрация присадки возрастает с увеличением давления в магистрали присадки $P_{пр}$ и величины объема разгрузочного клапана V_p ; получены зависимости $\zeta, \xi = f(P_{пр}, V_p)$;
- с уменьшением цикловой порции топлива $g_{цт}$ концентрация присадки возрастает, и, чем выше величина $P_{пр}$, тем этот рост более значителен; предложен алгоритм управления давлением в магистрали присадки $P_{пр}$ в зависимости от цикловой порции топлива $g_{цт}$ для обеспечения заданной концентрации присадки.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.С. 1087681 СССР, МКИ³ F 02 M 25/10. Система питания двигателя внутреннего сгорания/ А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский (СССР). - № 3556791/25-06; заявл. 29.08.83; Оpubл. 1984; Бюл. № 13.
2. Патент на полезную модель 42073 Российская Федерация, МПК⁷ F 02 M 25/022. Система питания дизеля. / Свистула А.Е., Матиевский Д.Д., Калюжный Е.М., Тактак А. (РФ) - № 2004121938/22; заявл. 19.07.2004; Оpubл. 20.11.04; Бюл. №32.
3. Фомин Ю.Я., Никонов Г.В., Ивановский В.Г. Топливная аппаратура дизелей. - М.: Машиностроение, 1982. - 168 с.
4. Свистула А.Е., Матиевский Д.Д., Тактак А. Осуществление присадки воды к топливу и ее влияние на показатели цикла и индикаторный КПД дизеля // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. - 2004. - №2. - С. 105-110.
5. Свистула А.Е., Матиевский Д.Д. Повышение экономичности и снижение вредных выбросов дизеля воздействием на рабочий процесс присадки газа к топливу // Вестник АлтГТУ. - 2000. - №2. - С.122-128.