

М421766

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской
революции и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

УДК 621.43 - 44

Рыков Валерий Александрович

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВЕННОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ШИРОКОМ
ДИАПАЗОНЕ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ И НАГРУЗОК ДИЗЕЛЯ С
ПОМОЩЬЮ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

05.04.02 - тепловые двигатели

Автореферат диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Москва - 1984

Работа выполнена в Коломенском филиале Всесоюзного заочного политехнического института и на Коломенском ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени тепловозостроительном заводе имени В.В.Куйбышева.

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор
С.Г. Роганов

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор
Г.П. Покровский

- кандидат технических наук, доцент
Л.Н. Голубков

Ведущее предприятие - Производственное объединение "Турбомоторный завод"

Защита диссертации состоится 18 июня 1984 г.
в 14 часов на заседании специализированного Совета
К.053.15.05 "Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" МВТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 107005, Москва, Лефортовская набережная, д. 1, корпус "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ имени

двух экземплярах, заверенные
по 107005, Москва, 2-я Бауман-
секретарю Совета К.053.15.05.

1984 г.

ированного

С.И. Ефимов

М421766

Актуальность проблемы. В директивах XXVI съезда КПСС перед советскими дизелестроителями поставлены задачи по дальнейшему повышению технико-экономических показателей дизелей.

В настоящее время ведутся интенсивные работы по совершенствованию существующих и созданию новых мощных и экономичных дизелей с высокими удельными параметрами. При этом все большее внимание уделяется повышению их эффективности и качества в широком диапазоне режимов и условий работы.

Одним из наиболее эффективных средств повышения эксплуатационных технико-экономических показателей дизелей при работе в широких диапазонах изменения частоты вращения, нагрузки и параметров окружающей среды является оптимизация характеристик топливоподачи на каждом режиме, поэтому совершенствование и создание топливopодающих систем, позволяющих осуществлять раздельное эффективное управление параметрами впрыска — одна из актуальных задач на современном этапе.

Цель работы. В работе ставились следующие основные задачи.

1. Исследование особенностей протекания процесса впрыскивания в электрогидравлической системе топливоподачи дизеля 8ЧН 26/26 и разработка уточненной методики расчета процесса подачи топлива.

2. Исследование влияния основных конструктивных элементов электрогидравлической форсунки, магистрали высокого давления и эксплуатационных факторов на стабильность процесса впрыскивания, быстродействие, идентичность подач и выбор параметров основных элементов системы.

3. Проверка эффективности электрогидравлической системы с выбранными параметрами на полноразмерном дизеле 8ЧН 26/26.

Научная новизна. Разработана электрогидравлическая система топливоподачи для полноразмерного дизеля. Разработана методика гидродинамического расчета процесса впрыскивания, позволяющая учитывать нестационарность движения топлива, возникающую при срабатывании управляющего клапана и противодействие на сливе из управляющей камеры форсунки. Показано, что применение управляемого впрыскивания позволяет оптимизировать рабочий процесс на каждом из режимов, в результате чего существенно расширяется скоростной диапазон



М421766

режимов работы дизеля, достигается улучшение его пусковых свойств, качества автоматического регулирования частоты вращения и экономичности.

Практическая ценность. Разработанная методика расчета процесса топливоподачи позволяет с достаточной для практики точностью оценить влияние конструктивных параметров системы на процесс впрыскивания. Полученные экспериментальные исследования показали возможности и способы управления законом подачи, средства повышения быстродействия и стабильности характеристик электрогидравлической системы топливоподачи. Разработанная, изготовленная и испытанная электрогидравлическая система топливоподачи дизеля 8 ЧН 26/26 передана Коломенскому тепловозостроительному заводу им. В.В. Куйбышева, а ее модернизированный вариант для дизеля 12 ЧН 18/20 (авторское свидетельство № 1015100) передан ПО "Звезда". Обе системы являются универсальными и используются в ОК и НИР на дизелях, имеющих от 1 до 12 цилиндров.

Апробация работы. Основные разделы работы докладывались на заседаниях кафедры КДВС МВТУ в 1979 - 1983 годах, на XIII ежегодной научно-технической конференции по итогам НИР за 1980 - 1981 учебный год и на семинаре молодых ученых и специалистов кафедры КДВС в 1981 году, на XIII, XIII, XIV конференциях ВЭПИ в 1977 - 1980 годах, на XVI научно-технической конференции молодых специалистов и ИТР в 1981 году и на заседании конструкторской секции НТО в 1983 году ПО "Коломенский завод".

Публикации. По результатам работы опубликовано шесть статей, выполнено четыре научно-технических отчета. Предложенные варианты системы, управляющего клапана и форсунки защищены тремя авторскими свидетельствами.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка использованной литературы и приложения. Основная часть работы содержит 109 страниц машинописного текста, 77 рисунков и 2 таблицы. Список использованной литературы включает 140 наименований.

Первая глава посвящена обзору и анализу способов совершенствования топливной аппаратуры.

Несмотря на совершенствование гидромеханических систем топливоподачи, их возможности ограничены и не позволяют оптимизировать параметры впрыскивания в широком диапазоне режимов и условий работы дизелей.

Объединение гидравлического запирания с электронным управлением привело к созданию электрогидравлических систем топливоподачи (ЭГСТ), позволяющих осуществлять раздельное управление основными параметрами топливоподачи (давление, продолжительность, закон подачи и др.).

Основным исполнительным элементом таких систем, определяющим их потенциальные возможности, является электрогидравлическая форсунка (ЭГФ). В ЭГФ игла является одновременно запирающим элементом и поршнем гидромотора одностороннего действия, а электромагнитный клапан (ЭК) осуществляет только функции управления давлением гидрозаклипания. Он имеет небольшие габариты, что позволяет получить высокое быстродействие и стабильность характеристик. Мощность магнита не зависит от давления топлива на входе в форсунку. Анализ отечественных и зарубежных схем ЭГСТ показал высокие потенциальные возможности электрогидравлического управления впрыскиванием.

В заключении главы сформулированы основные задачи исследования.

Во второй главе представлены методика гидродинамического расчета процесса подачи топлива и результаты аналитических исследований. Расчетная схема системы представлена на рис. 1.

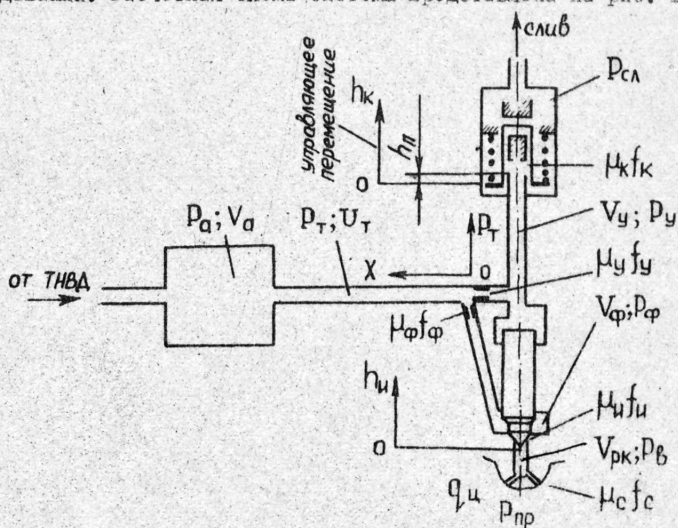


Рис. 1. Расчетная схема ЭГСТ

Движение топлива в топливопроводе описывается телеграфным уравнением, решение которого записывается по методу Кузнецова Т. Ф.

Тогда параметры топлива у форсунки:

$$\left. \begin{aligned} P_T &= P_a + e^{-kt} [F(t) - W(t)] \\ U_T &= \frac{1}{\alpha \rho} \cdot e^{-kt} [F(t) + W(t)] \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

у аккумулятора, при условии $P_a = \text{const}$

$$\left. \begin{aligned} P_T &= P_a \\ U_T &= \frac{2}{\alpha \rho} \cdot e^{-kt} W(t) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Расчет процесса подачи начинается у форсунок, так как начало движения топлива определяется моментом открытия ЭК, поэтому $F(t) = 0$ на период $t \leq \frac{2L}{a}$, а при $t > \frac{2L}{a}$ $F(t) = W(t - \frac{1}{a})$

Величины K ; α ; ρ рассчитываются по известным соотношениям. Граничные условия у форсунки в общем случае описываются системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP_y}{dt} &= \frac{1}{\alpha_1 V_y} \left[\phi_1 \mu_y f_y \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_T - P_y|} - \phi_2 \mu_k f_k \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_y - P_{cl}|} - \frac{dV_y}{dt} \right] \\ \frac{dP_T}{dt} &= \frac{1}{\alpha_2 V_T} \left[\mu_T f_T U_T - \phi_1 \mu_y f_y \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_T - P_y|} - \phi_3 \mu_\phi f_\phi \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_T - P_\phi|} \right] \\ \frac{dP_\phi}{dt} &= \frac{1}{\alpha_3 V_\phi} \left[\phi_3 \mu_\phi f_\phi \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_T - P_\phi|} - \phi_4 \mu_u f_u \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_\phi - P_B|} - \frac{dV_\phi}{dt} \right] \\ \frac{dP_B}{dt} &= \frac{1}{\alpha_4 V_{PK}} \left[\phi_4 \mu_u f_u \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_\phi - P_B|} - \phi_5 \mu_c f_c \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_B - P_{np}|} - \frac{dV_{PK}}{dt} \right] \\ \frac{dQ_u}{dt} &= \phi_5 \mu_c f_c \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_B - P_{np}|} \\ \frac{d^2 h_u}{dt^2} &= \frac{1}{M_u} \frac{\pi}{4} [d_u^2 (P_\phi - P_y) - d_x^2 (P_\phi - P_B)] \\ \frac{dh_u}{dt} &= C_u \\ \frac{d^2 h_k}{dt^2} &= \frac{1}{M_k} (F_k - F_{нач} - C_{np} h_k) \\ \frac{dh_k}{dt} &= C_k \\ \frac{dV_y}{dt} &= -\frac{\pi}{4} d_u^2 \frac{dh_u}{dt} \\ \frac{dV_\phi}{dt} &= \frac{\pi}{4} (d_u^2 - d_x^2) \frac{dh_u}{dt} \\ \frac{dV_{PK}}{dt} &= \frac{\pi}{4} d_x^2 \frac{dh_u}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} V_y &= V_y^0 + \frac{\pi}{4} d_u^2 h_u \\ V_\varphi &= V_\varphi^0 + \frac{\pi}{4} d_u^2 h_u - \frac{\pi}{12} \frac{1}{\sin^2 \alpha_1} (d_{cg}^3 - d_x^3) \\ V_{pk} &= V_{pk} + \frac{\pi}{12} \frac{1}{\sin^2 \alpha_1} (d_{cg}^3 - d_x^3) \end{aligned} \right\} (3)$$

где $\delta_1, \dots, \delta_5$ - ступенчатые функции, обеспечивающие выполнение граничных условий в зависимости от состояния системы. Они принимают значение ± 1 по закону:

$$\delta = \text{Sign}(p_2 - p_1)$$

Ограничения:

$$\begin{aligned} h_u &= \begin{cases} 0 & \text{при } h_u \leq 0 \\ h_{u\max} & \text{при } h_u \geq h_{u\max} \end{cases} \\ h_k &= \begin{cases} 0 & \text{при } h_k \leq 0 \\ h_{k\max} & \text{при } h_k \geq h_{k\max} \end{cases} \\ \frac{dh_u}{dt} &= 0 \text{ при } h_u \leq 0 \text{ и } h_u \geq h_{u\max} \\ \frac{dh_k}{dt} &= 0 \text{ при } h_k \leq 0 \text{ и } h_k \geq h_{k\max} \end{aligned}$$

При нахождении иглы и клапана на упорах $\frac{d^2 h_u}{dt^2}$ и $\frac{d^2 h_k}{dt^2} = 0$.
 C_u, C_k, M_u, M_k - скорости и массы иглы и клапана; $V_y^0, V_\varphi^0, V_{pk}^0$ - начальные объемы камер форсунки; $F_{нач}$, $C_{пр}$ - усилие начальной затяжки и жесткость пружины ЭК; F_k - электромагнитная сила, действующая на клапан:

$$F_k = \frac{\Phi^2}{2\mu_0 S_B \delta} \quad (4)$$

Электромагнитный поток (Φ) в катушке клапана определяется решением системы уравнений по методике КФВЗИ:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\Phi}{dt} &= -\frac{z_0}{W(1+\frac{z_0}{z_n})} \left[\frac{l_B}{\mu_0 S_B W} + \sum \frac{l_{стк}}{\mu_{стк} S_{стк} W} \right] \Phi + \frac{U}{W(1+\frac{z_0}{z_n})} \\ U &= z_0 i + \frac{d\Psi}{dt} \\ i &= i_\mu + i_n \\ \frac{d\Psi}{dt} &= i_n z_n \end{aligned} \right\} (5)$$

где: μ_0 ; $\mu_{стк}$ - магнитная проницаемость вакуума, стального сердечника на участке площадью $S_{стк}$ соответственно; S_B ; $S_{стк}$ - площадь поперечного сечения воздушного зазора в клапане и поперечного участка стального магнитопровода; l_B ; $l_{стк}$ - длина пути магнитного потока в катушке и на участке стального магнитопровода; W - число витков катушки; δ - коэффициент рассеяния магнитного поля; z_0 ; z_u - сопротивление катушки, внутреннее сопротивление генератора и сопротивление потерь в

стали соответственно: i_n ; i ; i_μ - ток на клеммах катушки, ток определяемый индуктивным сопротивлением катушки, ток определяемый сопротивлением потерь в стали соответственно: Ψ - поток оцепления катушки; U - напряжение генератора.

В аналитических исследованиях использованы экспериментальные характеристики магнита.

Диаметр площадки иглы, на которую действует давление в распылительном канале, определяется по методике КФ ВЗПИ:

$$d_x = d - 2\ell \cos\left(\frac{\tau_1}{2} - \arctg t_s\right) \quad (6)$$

где ℓ и t_s - геометрические функции параметров распылителя

$$t_s = \frac{(d - \ell \cos \frac{\tau_1}{2}) - \sqrt{(d - \ell \cos \frac{\tau_1}{2})^2 - 8\ell^2 \sin^2 \frac{\tau_1}{2}}}{4\ell \sin \frac{\tau_1}{2}}$$

$$\left. \begin{aligned} d &= d_{\text{сг}} \\ \ell &= h_u \sin \frac{\tau_1}{2} \end{aligned} \right| \text{при } h_u \leq h_u^0$$

$$\left. \begin{aligned} d &= d_{\text{рк}} \\ \ell &= \frac{d_{\text{сг}} - d_{\text{рк}}}{2} \cdot \frac{\sin \frac{\tau_1 - \tau_2}{2}}{\sin \frac{\tau_2}{2}} + h_u \sin \frac{\tau_1}{2} \end{aligned} \right| \text{при } h_u > h_u^0$$

$d_{\text{рк}}$; $d_{\text{сг}}$ - диаметры распылительного канала и седла иглы;

τ_1 ; τ_2 - углы конуса иглы и распылителя; h_u^0 - подъем иглы, при котором площади проходного сечения под иглой на входе и выходе одинаковы.

Площадь минимального проходного сечения под конусом с учетом его смещения по мере подъема иглы:

$$f_u = \pi \ell \sqrt{1 + t^2} \left[(d_{\text{сг}} - \ell \cos \frac{\tau_1}{2}) - \ell t \sin \frac{\tau_1}{2} \right] \quad (7)$$

Математическая модель процесса впрыскивания обеспечивает сходимость расчетных и экспериментальных данных не хуже 7%.

С помощью разработанной математической модели были проведены исследования влияния технологических отклонений основных элементов на идентичность процесса впрыскивания. Получено аналитическое выражение для определения отклонения от заданной величины цикловой подачи:

$$\Delta Q_u = 0,035 \Delta \mu_k f_k - 0,045 \Delta \mu_f f_u + 0,06 \Delta \mu_f f_\phi + 0,1 \Delta \mu f_c \quad (8)$$

где $\delta = I$ при $\Delta \mu_f > 0$

$\delta = -I$ при $\Delta \mu_f < 0$

Установлено, что при длине топливопровода $L > \frac{at_0}{2}$ отрицательный гидравлический удар, возникающий при открытии ЭК, можно

использовать для управления передним фронтом импульса давления впрыскивания. С увеличением L от 0 до 1400 мм крутизна переднего фронта давления впрыскивания $\frac{\Delta p_1}{\Delta t_1}$ падает со 100,0 МПа/мс до импульса ступенчатой формы с длительностью первой ступени 2 мс. Снижение $\frac{\Delta p_1}{\Delta t_1}$ в 15 раз достигается также увеличением противодействия (Рол) на сливе из ЭГФ с 1 до 4 МПа или уменьшением сечения клапана (f_k) с 4 до 2 мм². При Рол > 4,0 МПа или $f_k < 2$ мм² теряется стабильность работы ЭГФ. Снижение Рол < 1 МПа или увеличение $f_k > 4$ мм² на работу ЭГФ влияния не оказывает. Максимальная величина $\frac{\Delta p_1}{\Delta t_1} = 100$ МПа/мс достигается при $L = 0$ и $f_k = 4$ мм². Изменение диаметров дросселей в распылительный канал и камеру управления (d_{ϕ} и d_y) приводит к изменению давления впрыскивания и быстродействия ЭГФ без изменения формы характеристик давления. Повышение давления впрыскивания без ухудшения быстродействия достигается одновременным увеличением дросселей при сохранении $\frac{d_{\phi}}{d_y} = \text{const}$.

В третьей главе даны описания электрогидравлической системы топливоподачи дизеля 8 ЧН 26/26, ее принципа действия и конструкции, компоновки на дизеле и безмоторной экспериментальной установки. Представлены методики проведения безмоторных и дизельных испытаний, обработки экспериментальных результатов, поиска оптимальных характеристик впрыскивания и анализ погрешностей измерений.

Четвертая глава посвящается исследованию системы на безмоторной установке.

Исследование вариантов схем магистрали высокого давления с последовательным и параллельным, относительно аккумулятора, включением ЭГФ, с демпфированием и без демпфирования колебаний давления на различных участках магистрали показывают, что при последовательном включении ЭГФ колебательный процесс в топливопроводе носит устойчивый характер и при длине топливопровода $L < \frac{a t_1}{2}$ может быть использован для управления передним фронтом импульса давления впрыскивания вплоть до получения ступенчатой подачи. Наибольшая крутизна переднего (до 100 МПа/мс) и заднего фронтов (до 290 МПа/мс) достигается установкой гидродемпфера перед управляющими дросселями форсунки. ЭГФ с гидравлическим демпфированием защищена авторским свидетельством № 1038527, а схема с гидродемпфированием рекомендована для дизельных испытаний.

При выборе конструкции запирающего элемента клапана в пер-

вую очередь исходили из требований по обеспечению стабильности характеристик в широком диапазоне давлений. Сравнительные испытания клапанов копического, тарельчатого и золотниковые типов показали, что наиболее надежным является золотниковый клапан. Основными геометрическими параметрами клапана являются перекрытие рабочих кромок (h_n) и эффективное сечение ($\mu_k f_k$) (рис. I).

Величина h_n определяет гидравлическую плотность ЭК при изменном зазоре в прецизионной паре, стабильность гидравлической характеристики, величину хода и зазор в сердечнике. Проходное сечение клапана определяет скорость процессов в управляющей камере. Исследования показали, что для достижения наибольшего быстродействия оптимизация только тягового электромагнита по минимальному времени цикла (t_{cmin}) недостаточно. Необходимо учитывать гидроплотность клапана, стабильность гидравлической характеристики во времени и осевых динамических сил, возникающих в результате его деформации. Кроме того, для клапанов золотникового типа, имеющих перекрытие рабочих кромок, следует разделять t_{cmin} и минимальное время цикла в рабочей зоне t_{cmin}^p . Для клапана с оптимизацией только тягового магнита $t_{cmin} = 0,95$ мс при $t_{cmin}^p = 0,45$ мс. Увеличение перекрытия с 0,25 до 0,45 мм снижает быстродействие магнита до $t_{cmin} = 1,25$ мс при одновременном уменьшении t_{cmin}^p до 0,36 мс, поэтому работа ЭГФ в зоне холостого хода улучшается. Установлено, что изменение параметров настройки ЭК в диапазонах $0,25 \leq h_n \leq 0,72$ мм и $2 \leq f_k \leq 5$ мм² оказывает значительное влияние на быстродействие форсунки, крутизну переднего и заднего фронтов импульса давления впрыскивания, давление впрыскивания и стабильность расходной характеристики форсунки. Длительные испытания показали, что гидроплотность, наряду с быстродействием, является важнейшей характеристикой клапана, определяющей стабильность характеристики ЭГФ. Изменение гидроплотности приводит к дрейфу расходной характеристики форсунки (при одновременном увеличении расхода топлива на управление) без потери стабильности впрыскивания. Верхний предел плотности, по условию стабильности работы ЭГФ, определяется предельно-допустимой величиной деформации и качеством изготовления прецизионной пары ЭК. Гидроплотность оценивали величиной утечек через закрытый клапан, полученных его опрессовкой топливом вязкостью 6 сСт при давлении 40 МПа и температуре 293 К. Верхний предел плотности исследованных клапанов составил 0,5 г/с. Ниж-

ний предел гидроплотности определяется производительностью ТНВД по условию обеспечения заданного давления в аккумуляторе.

Граница стабильной работы ЭГФ в зоне малых подач определяется минимальной величиной длительности управляющего импульса (t_{ymin}), при которой обеспечивается полный подъем запирающего элемента ЭК, а минимальное проходное сечение клапана, обеспечивающее стабильный подъем иглы, определяется условием

$$\mu_k f_k > \mu_y f_y 2 \sqrt{\frac{d_y^2}{d_k^2} - d_{\Sigma}^2} \quad (9)$$

Выборанные параметры клапана составили $h_n = 0,45$ мм; $f_k = 4$ мм²; $h_{kmax} = 0,7$ мм; гидроплотность 0,5...2 г/с; длительность формирующей ступени управляющего импульса $t_{\Phi} = 0,8$ мс.

Кроме параметров ЭК, необходимые статические и динамические характеристики системы обеспечиваются соотношением проходных сечений управляющих дросселей ЭГФ. Увеличение дросселя в камеру управления (d_y) с 0,5 до 1,0 мм снижает Q_{dx} 0,1 до 0,03 г/цикл, что является следствием увеличения быстродействия ЭГФ из-за уменьшения инерционности камеры управления, расход топлива на управление при этом возрастает на 20...30%. Смещение характеристики ЭГФ в сторону меньших Q_{Σ} не сопровождается потерей устойчивости подачи, поскольку гидравлическая характеристика ЭГФ с дроссельным управлением не имеет критического расхода. При любом малом расходе через форсунку и открытом ЭК обеспечивается стабильный подъем иглы. Изменение дросселя в камеру впрыскивания (d_{Φ}) с 1 до 2 мм вызывает смещение характеристики ЭГФ в сторону больших Q_{dx} 0,025 до 0,25 г/цикл. Установлено, что наибольшее быстродействие форсунки достигается при $\frac{d_{\Phi}}{d_y} = 1,5$. Средние и максимальные давления впрыскивания при изменении дросселей с сохранением $\frac{d_{\Phi}}{d_y}$ значительно отличаются из-за изменения расходов топлива через дроссели. Так при увеличении d_{Φ} с 1,2 до 1,8 мм среднее давление впрыскивания возрастает на 36%. Учитывая, что при создании ЭГСТ дизеля ЯЧН 26/26 была поставлена задача обеспечения автономной работы дизель-генератора, оценку эффективности дросселей производили не только по быстродействию, но и по эффективности использования энергии аккумулированного топлива. Выбранные параметры дросселей $d_{\Phi} = 1,5$ и $d_y = 1,0$ мм обеспечивают стабильную работу ЭГФ при пиковых подачах от 0,05 г/цикл и суммарном времени подъема и опускания иглы 0,6 мс.

Ограничение дросселя в камеру управления по условию работоспособности ЭГФ записывается в виде:

$$\mu_y f_y < \mu_k f_k 0,3 \sqrt{\left(\frac{d_u}{d_{ca}}\right)^2 - 1} \quad (10)$$

В ЭГФ верхний торец иглы распылителя является одновременно подвижной стенкой управляющей камеры, поэтому одним из способов повышения быстродействия форсунки является снижение максимального подъема иглы ($h_{\text{итох}}$).

Введением дополнительного конуса на седле распылителя с $\gamma = 45^\circ$ удалось снизить $h_{\text{итох}}$ с 0,75 до 0,39 мм при сохранении проходного сечения под конусом, что позволило уменьшить запаздывание по закрытию иглы (t_{32}) на 0,5 мс и повысить крутизну заднего фронта импульса давления впрыскивания с 80 до 296 МПа/мс.

Наличие гидравлической камеры над иглой позволило снизить требования к гидроплотности распылителя. Исследования показали, что увеличение диаметрального зазора в распылителе до 14 мкм на работу ЭГФ влияния не оказывает.

Необходимость получения достоверных параметров процесса впрыскивания по результатам оптимизации рабочего процесса дизеля ЕЧН 26/26 обусловила проведение экспериментов по впрыскиванию топлива в среду с давлением до $P_{\text{пр}} = 10$ МПа. Установлено, что при изменении $P_{\text{пр}}$ в диапазоне 2...10 МПа запаздывание по открытию иглы (t_{31}) уменьшается на 0,3 мс, что необходимо учитывать при определении действительного угла опережения подачи топлива (θ_0). Наиболее сильное влияние $P_{\text{пр}}$ оказывает на величину $q_{\text{ц}}$. С достаточной для практики точностью это влияние выражается зависимостью:

$$q_{\text{цп}} = 0,04 \cdot P_a^{0,5} \cdot P_{\text{пр}} \cdot q_{\text{ц}} \quad (11)$$

где $q_{\text{цп}}$; $q_{\text{ц}}$ — цикловые подачи с учетом и без учета противодавления соответственно. Остальные параметры изменяются незначительно.

Отсутствие жесткой связи с коленчатым валом по каналу управления позволяет корректировать процесс подачи непосредственно на работающем дизеле или при незначительной перенастройке системы. Коррекция может осуществляться в целях управления законом подачи и обеспечения идентичности процессов по цилиндрам.

Управление законом подачи может осуществляться изменением длины топливопровода, гидродемпфированием, изменением сечения ЭК и введением противодавления на оливе из ЭГФ.

Простейшим средством коррекции характеристики ЭГФ, в целях обеспечения идентичности подач по цилиндрам, является затягива-

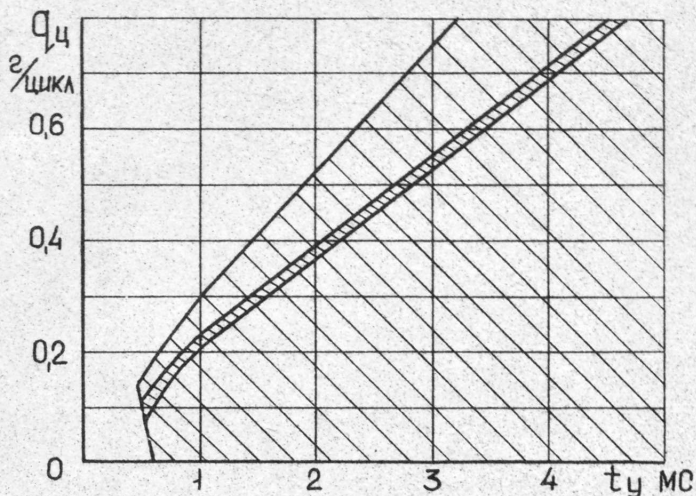


Рис. 2 . Расходные характеристики ЭГСТ дизеля БЧН 26/26:

-  - диапазон устойчивых подач;
-  - поле характеристик 8 ЭГФ при $P_a = 50,0$ МПа.

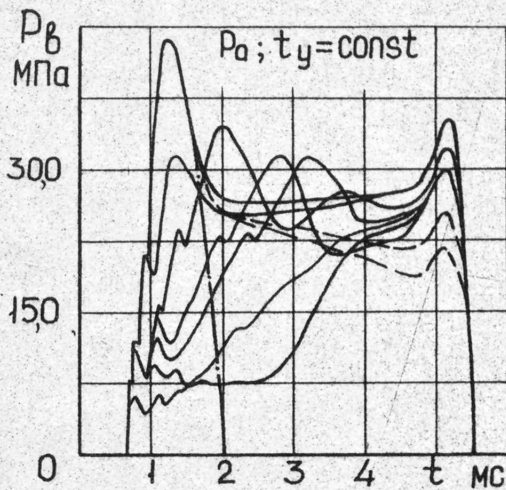


Рис. 3 . Возможные формы характеристик впрыскивания

ние длительности управляющего импульса последовательным включением к обмотке электромагнита резисторов от 0 до 20 Ом и др.еда.

Введение корректирующих элементов в цепь управляющего (УИ) или размагничивающего (РИ) импульсов позволяет смещать расчётные характеристики ЭГФ на работающем дизеле. Наибольшее смещение характеристик (до 20%) достигается введением корректирующего воздействия одновременно в цепях УИ и РИ. Практически в ЭГСТ имеет смысл введения раздельной коррекции по РИ и УИ. При этом коррекция по УИ целесообразнее на режимах холостого хода, а коррекция по РИ на номинальном и близком к нему режимах.

Характеристики ЭГСТ с выбранными параметрами представлены на рис. 2 ... 3.

В пятой главе приведены результаты исследований дизеля 8ЧН 26/26 с электрогидравлической системой топливоподачи.

Исследования пусковых свойств дизеля показали, что основными параметрами, от которых зависит время пуска, являются опережение подачи (угол θ_0 или время t_0), продолжительность (Φ) и давление (P_8) впрыскивания. Установлено, что при варьировании θ_0 в диапазоне $10...32^\circ$ п.к.в. и t_0 в диапазоне 5...12 мс имеются оптимумы по времени пуска (t_n). Наименьшее t_n достигается заданием t_0 и составляет 2,9 и 2,0 с соответственно для холодного (температура масла $t_m = 8...20^\circ\text{C}$) и горячего ($t_m = 45^\circ\text{C}$) дизеля, при этом $t_{\text{opt}} = 7,5$ и 10 мс.

Многочисленные пуски дизеля из горячего и холодного состояний показали, что устойчивое воспламенение в цилиндрах и, соответственно, начало разгона дизеля определяется моментом достижения минимально-необходимого давления топлива в аккумуляторах (Pa).

При пусках дизеля с оптимальными опережениями, P_{amin} составляет 10 и 23 МПа для горячего и холодного дизеля соответственно. Величина P_{amin} возрастает, если опережение подачи не оптимальное. Установлено, что продолжительность впрыскивания при запуске холодного и горячего дизеля должна быть 5...6 мс. Меньшие значения t_8 увеличивают t_n , а при больших t_8 , t_n не уменьшается. Оптимизация параметров впрыскивания позволяет улучшить время пуска дизеля на 0,3...1 с при одновременном снижении P_z на 1,0...2,7 МПа и величины цикловой подачи на 40...50%. Заданная частота вращения при пусках с ЭГСТ достигается без заброса.

Исследование дизеля на режимах холостого хода показали, что ЭГСТ позволяет снизить минимально-устойчивую частоту враще-

ния с 400 до 110 мин⁻¹. Устойчивость работы дизеля на минимальной частоте определяется фазой (опережением) и стабильностью подачи топлива и не зависит от давления впрыскивания. Например, дизель устойчиво работал при снижении P_B до 5 МПа на частоте 110 мин⁻¹, в то время как отклонение опережения на 2...3° п.к.в. приводило к потере стабильности воспламенения. Качество рабочего процесса зависит от P_B и Θ_0 , причем, при снижении частоты вращения более сильное влияние оказывает Θ_0 , а с ростом частоты — P_B . Стабильность процесса сгорания в цилиндрах по величине P_z , во всем скоростном диапазоне, находится в пределах точности измерений. Неравномерность подач топлива по цилиндрам, даже при их высокой межцикловой стабильности, ухудшает качество рабочего процесса. Так введение неравномерности подач на 20% приводит к ухудшению расхода топлива на 1%. Каждому режиму работы соответствуют оптимальные, по расходу топлива, Θ_0 и P_B . Установлено, что в диапазоне частот 110...1000 мин⁻¹ оптимальные значения составляют 7...22° п.к.в. при оптимальных $P_{Bmax} = 15...18$ МПа. Оптимизация параметров впрыскивания позволяет улучшить часовой расход топлива во всем частотном диапазоне, а с учетом снижения частоты, расход топлива с ЭГСТ в 3,6 раза меньше, чем со штатной системой (рис.4).

Исследование дизеля на режимах нагрузочной характеристики показали, что каждому новому значению соответствуют параметры впрыскивания ($P_B; t_B; \Theta_0$), при которых расход топлива оптимален. Для получения минимального расхода топлива (q_e), по мере роста N_e , требуется увеличивать $P_B; t_B$ и Θ . Так в диапазоне $0 < N_e < 100\%$ был получен q_{eopt} при увеличении P_{Bmed} до 36 МПа, Θ_0 от 22 до 26° п.к.в. и t_B от 2,7 до 5,0 мс (16...30° п.к.в.). При $N_e = const$ снижение q_e обеспечивается увеличением, до определенного значения, P_B , с одновременным уменьшением Θ_0 , одновременно снижаются P_z , P_k и t_x . Оптимизация параметров впрыскивания позволяет снизить q_e на 10 г/квтч при нагрузках до 50% N_{enom} (рис.5). Оптимальные параметры топливоподачи на номинальном режиме получить не удалось из-за ограничения P_0 . Достигнутые результаты не являются предельными для электрогидравлической системы топливоподачи, поскольку они получены, главным образом, с характеристиками давлений одной формы — трапецеидальной.

Модернизированный с учетом испытаний вариант электрогидрав-

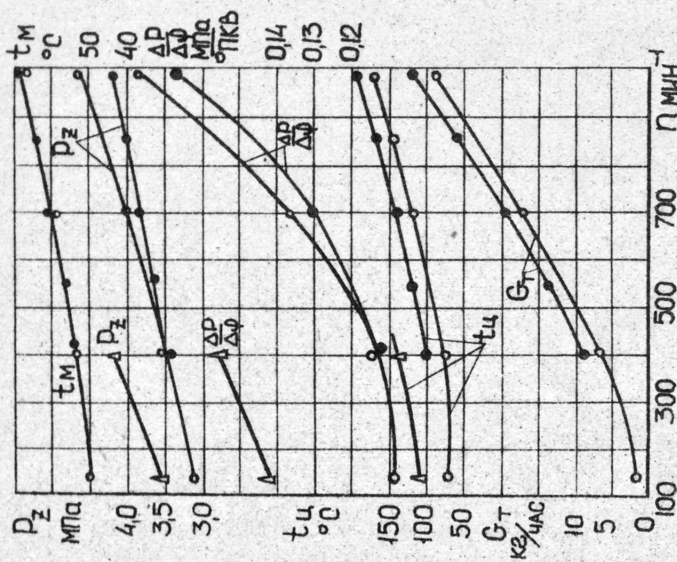


Рис. 4. Параметры дизеля по характеристике холостого хода.

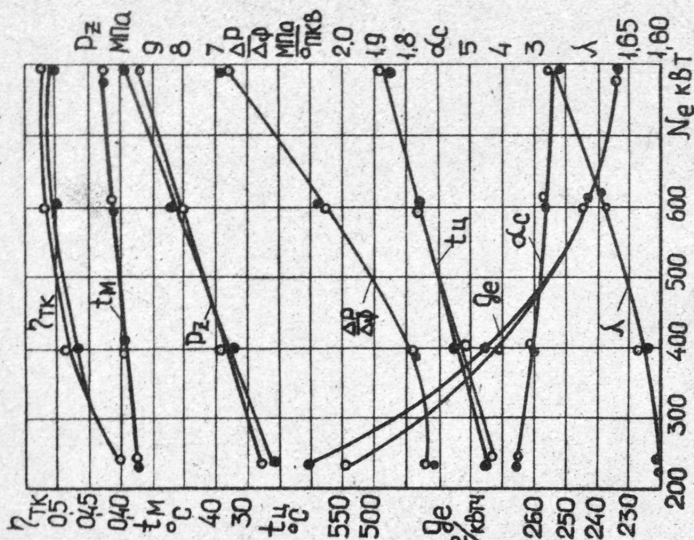


Рис. 5. Параметры дизеля по нагрузочной характеристике.

○ — при оптимальной настройке ЭГС; △ — с отклонением ряда; ● — при работе с ГМС.

ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель процесса впрыскивания, учитывающая нестационарность движения топлива перед дросселями управления, возникающую при срабатывании управляющего клапана электрогидравлической форсунки и противодействие на сливе управляющей камеры.

2. В результате экспериментальных и аналитических исследований определено влияние основных гидравлических элементов на показатели впрыскивания, выявлены резервы повышения стабильности характеристик, идентичности, быстродействия, эффективности использования энергии сжатого топлива и управления законом подачи ЭГФ, с учетом которых произведен выбор параметров настройки управляющего клапана, дросселей, схемы построения магистрали высокого давления и обеспечена идентичность подачи.

3. Выбранные параметры основных гидравлических элементов позволили впервые в практике отечественного дизелестроения реализовать электрогидравлическое управление топливоподачей полно-размерного дизеля 8ЧН 26/26 и обеспечить его автономную работу.

4. Экспериментальные исследования системы на полноразмерном дизеле 8ЧН 26/26 показали высокую эффективность электрогидравлического управления топливоподачей, благодаря чему улучшены пусковые свойства дизеля, снижена минимальная частота вращения на холостом ходу до 110 мин⁻¹, улучшен расход топлива во всем штатном диапазоне режимов холостого хода на 2,5...7,5% и на 10 г/квтч при нагрузках до 50% от номинальной. Расход топлива на холостом ходу за счет снижения частоты вращения, оптимизации давления и опережения впрыскивания уменьшен в 3,6 раза.

5. Электрогидравлическая система топливоподачи представляет собой наиболее удобное средство исследования возможности совершенствования рабочего процесса, определения оптимальных алгоритмов изменения параметров впрыскивания в функции состояния и условий работы дизелей.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Дутиков В.К., Рыжов В.А. Влияние противодействия впрыску на закон подачи топлива электрогидравлической форсунки с дроссельным управлением. - Двигатели внутреннего сгорания. - М.: ЦИИИ -

ТЭИтяжмаш, 1980, № 4-80-14, с. 9-12.

2. Рыжов В.А. Обеспечение идентичности топливopодачи электрогидравлических форсунок. - Двигатели внутреннего сгорания. - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1980, № 4-80-12, с. 13-14.

3. Рыжов В.А. Выбор схемы включения электрогидравлической форсунки в магистраль высокого давления. - Двигатели внутреннего сгорания. - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1981, № 4-81-17, с. 11-16.

4. Исследование дизеля 8ЧН 26/26 с электрогидравлической системой топливopодачи на холостом ходу. /С.Г. Роганов, Ф.И. Пинский, В.А. Рыжов и др. - Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1981, № 3, с. 80-84.

5. Никонов Г.В., Пинский Ф.И., Рыжов В.А. Электрогидравлическая система топливopодачи дизеля 8ЧН 26/26. - Двигателестроение, 1980, № 2, с. 10-15.

6. Дутиков В.К., Рыжов В.А. Результаты сравнительного исследования методов измерения давления впрыска. - Двигатели внутреннего сгорания. - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1981, № 4-81-16, с. 15-18.

7. А.С. 853140 (СССР). Устройство для электрического управления запорным органом топливной форсунки. /Ф.И. Пинский, В.К. Дутиков, В.А. Рыжов и др. - Заявл. 20.07.79, № 2798622/25-06; опубл. в Б.И., 1981, № 29.

8. А.С. 1015100 (СССР). Система топливopодачи двигателя внутреннего сгорания. /Ф.И. Пинский, В.А. Рыжов, А.С. Виксман и др. - Заявл. 16.12.81, № 3369433; опубл. в Б.И., 1983, № 16.

9. А.С. 1038527 (СССР). Форсунка с гидравлическим запирающим итлн. /Ф.И. Пинский, В.А. Рыжов. - Заявл. 29.03.82, № 3145717; опубл. в Б.И., 1983, № 32.



Л-83101 Подп. к печати 4.05.84. Заказ 843 Объем 1 п.л.

Типография МВТУ. 107005 Москва, 2-я Бауманская 5. Тираж 100 экз.