

М 259095

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

КОМАРОВ Геннадий Андреевич

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ
ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЯ

05.13.14 - Автоматическое регулирование и управление

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва

1 9 7 5

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового
Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э. Баумана

Научный руководитель -
доктор технических наук , профессор Крутов В.И.

Официальные оппоненты :
доктор технических наук , профессор Фомин Ю.Я.
доктор технических наук, профессор Бутаев Д.А.

Ведущее предприятие -
Ногинский завод топливной аппаратуры имени 50-летия Октября.

Автореферат разослан " 7 " марта 1975 г.

Защита диссертации состоится " 7 " апреля 1975 г.
на заседании Совета Энергомашиностроительного факультета
Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшего технического училища имени Н.Э. Баумана по адресу :

Москва Б-5, 2-я Бауманская ул., дом 5

Ваши отзывы и
по указанному адр

С диссе

Ученый сек

M 259095

Опыт эксплуатации дизельных двигателей показывает, что значительную часть времени большинство из них работает на неустановившихся режимах. В течение переходного процесса рабочий цикл двигателя протекает без согласования с рабочими процессами отдельных элементов системы автоматического регулирования. Наблюдаемые параметры переходного процесса / заброс регулируемого параметра, длительность процесса, перерегулирование / в ряде случаев не удовлетворяют требованиям, предъявляемым потребителями энергии.

Математическое описание переходных процессов системы автоматического регулирования двигателя может быть осуществлено при представлении её в виде совокупности взаимодействующих между собой элементов. Одним из наиболее сложных функциональных элементов такой системы является топливopодающая аппаратура, статические и динамические свойства которой оказывают существенное влияние на качество переходных процессов двигателя в целом. Топливopодающая аппаратура представляет собой многопараметрический объект с распределёнными параметрами, в котором одновременно протекают гидравлические и механические процессы, а передача управляющего воздействия через неё происходит с некоторым запаздыванием. Таким образом, повышение статических и динамических свойств топливopодающей аппаратуры является одной из основных задач в общей проблеме улучшения качества переходных процессов дизелей.

В настоящей работе топливopодающая аппаратура рассматривается в качестве самостоятельного элемента двигателя. На базе аналоговой вычислительной машины предложена и апробирована электронная модель, позволяющая получить сравнительно простой и удобный для инженерных расчётов метод исследования статических свойств топливopодающей аппаратуры. Для анализа динамических свойств топливной системы получено дифференциальное уравнение, коэффициенты которого зависят от её конструктивных параметров. С помощью рассчитанных переходных процессов, амплитудно-фазовых частотных характеристик топливopодающей аппаратуры и экспериментальных данных проведены оценки погрешности метода для различных режимов работы двигателя. Исследовано влияние конструктивных элементов на переходные процессы и амплитудно-фазовые частотные характеристики топливopодающей аппаратуры.

Проведённые исследования статических и динамических свой-

НТБ МГУ им. Н.Э. Баумана



1259095

Конarov Г. А. Исследование

ств топливopодающей аппаратуры позволили сформулировать общие рекомендации, дающие возможность ещё на стадии проектирования определять её конструктивные параметры, удовлетворяющие требованиям высокого качества переходных процессов.

Предлагаемая работа является продолжением исследований неустановившихся режимов работы систем автоматического регулирования дизелей, проводимых в МВТУ им. Н.Э. Баумана, предпринятых в работах Шatroва, Данилова, Кузьмика и Волкова, выполненных под руководством профессора Крутова В.И.

Работа состоит из введения, пяти глав и заключения.

Введение содержит постановку задачи и обзор литературы по теме диссертации. Анализ опубликованных работ советских и зарубежных учёных Дзяченко, Крутова, Астахова, Фомина, Толщина, Эпштейна, Леонова, Кузнецова, Павлова, Фогеля и других, а также опыт заводов-изготовителей позволили определить место данного исследования в общей проблеме повышения качественных показателей работы систем автоматического регулирования дизелей на неустановившихся режимах.

Первая глава посвящена разработке уточнённой математической модели процессов впрыска вязкого топлива и выбору методов исследования статических и динамических свойств топливopодающей аппаратуры.

В качестве объекта исследования была принята топливopодающая аппаратура непосредственного впрыска разделённого тига с механическим приводом плунжера насоса и закрытой многосопловой форсункой с гидравлическим управлением подъёмом иглы, нагруженной пружиной. Это объясняется тем, что уравнения, описывающие процесс впрыска в топливной аппаратуре рассмотренного типа являются наиболее общими практически для всех существующих топливopодающих систем.

Математическая модель процесса подачи топлива в дизеле получена на основе гидродинамической теории процесса впрыска с некоторыми уточнениями, заключающимися в учёте колебаний давления топлива во всасывающей полости насоса и местных гидравлических сопротивлений нагнетательного трубопровода, зависящих от его конфигурации. Это позволило наметить пути повышения статических свойств топливopодающей аппаратуры на режимах малых подач топлива и холостом ходу.

Для исследования статических и динамических свойств топливopодающей аппаратуры дизеля необходимо проинтегрировать сис-

тему дифференциальных уравнений, описывающую процесс подачи топлива, при заданных начальных и граничных условиях как для постоянного положения органа управления и угловой скорости кулачкового вала, так и в случае их изменения. При интегрировании системы уравнений могут быть использованы различные методы, учитывающие возможность применения как аналоговых, так и цифровых вычислительных машин.

В данной работе для анализа статических и динамических свойств топливоподающей аппаратуры и исследований влияния конструктивных элементов на качество её переходных процессов использовались три различных метода: метод моделирования процессов впрыска топлива на электронной модели, метод моделирования с использованием ЭЦВМ и метод исследования свойств топливоподающей аппаратуры с помощью дифференциального уравнения, коэффициенты которого зависят от её конструктивных параметров. Экспериментальные исследования проводились с целью проверки точности разработанной методики и получения подробных статических характеристик исследуемой топливоподающей аппаратуры.

Вторая глава посвящена вопросам математического моделирования процессов подачи топлива в дизеле с использованием аналоговых вычислительных машин.

С целью сокращения времени на расчёт и повышения его наглядности на базе АВМ ЭМУ-10 была разработана электронная модель, позволявшая получить сравнительно простой и удобный для инженерных расчётов метод исследования свойств топливоподающих систем дизелей и влияния их конструктивных элементов на качество протекания процессов впрыска топлива.

Основными особенностями электронной модели являются реализация ограничительных упоров для клапана насоса и иглы распылителя, а также моделирование дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих движение топлива в трубопроводе высокого давления и в полости всасывания.

Решение уравнений вынужденных колебаний топлива в нагнетательном трубопроводе в виде ряда Фурье хорошо известно. Однако использование этого метода может привести к неустойчивой работе структурных схем, появляющейся в результате разделения переменных. Поэтому в данной работе использовался метод дискретизации пространства, основанный на замене исходной системы с распределёнными параметрами эквивалентной дискретной

моделью, состоящей из сосредоточенных масс и упругих безинерционных связей. При этом для повышения точности моделирования волны подачи топлива при прохождении её от насоса к форсунке и выбора оптимального числа дискретных участков необходимо иметь зависимость погрешности расчёта от спектра частот возмущающих воздействий. С этой целью было получено решение уравнений вынужденных колебаний методом начальных параметров с использованием матриц переноса

$$U(x, t) = \left[-\frac{j}{a\rho} \sin \frac{\omega}{a} x \cdot P(0) + \cos \frac{\omega}{a} x \cdot U(0) \right] e^{j\omega t} \quad (1)$$

$$P(x, t) = \left[\cos \frac{\omega}{a} x \cdot P(0) - j\rho \cdot \sin \frac{\omega}{a} x \cdot U(0) \right] e^{j\omega t},$$

где $P(0)$, $U(0)$ - начальные параметры; ω - частота возмущения.

Используя выражения (1), можно найти связь скорости и давления в конце трубопровода с начальными параметрами для любого сечения рассматриваемого участка и при любых заданных граничных условиях.

Сравнение точных решений (1) с решениями, полученными для дискретной модели, позволили найти зависимость погрешности расчёта от спектра частот возмущающих воздействий при выбранном числе участков разбиения наčetательного трубопровода

$$\delta = \pm \frac{100 \omega^2 l^2}{2a^2 - \omega^2 l^2} [\%], \quad (2)$$

где δ - погрешность расчёта; a - скорость звука в топливе. Полученная формула (2) может быть использована для любых одномерных объектов с распределёнными параметрами.

Для выполнения логических операций на электронной модели были разработаны специальные схемы, включающие поляризованные реле РП-7 и диодные элементы Д7Ж. Расчёт необходимых кинематических зависимостей топливоподающей аппаратуры осуществлялся на ЭЦВМ М-220. Полученные зависимости были реализованы на модели с помощью блоков нелинейности НБН-1 методом кусочно-линейной аппроксимации.

Выполненные расчёты процессов впрыска топлива на различных режимах работы двигателя показали целесообразность использования АВМ в начальной стадии исследования свойств топливоподающих систем, так как обеспечивается наглядность, быстрота и достаточная для инженерных расчётов точность получаемых решений.

В третьей главе рассматриваются статические свойства топливopодающей аппаратуры.

Использование разработанной электронной модели позволяет провести весь цикл исследования статических и динамических свойств топливopодающей аппаратуры. Однако в процессе работы АВМ могут появиться как случайные / дрейф нулей усилителей, возникновение фона усилителей и т.п. / , так и постоянные погрешности, вызванные применением большого числа нелинейных операционных элементов модели. Поэтому возникает необходимость оценки точности получаемых решений на электронной модели при исследовании статических свойств топливной аппаратуры, поскольку большая погрешность при определении её статических характеристик может привести к снижению точности анализа динамических свойств. Для оценки точности результатов расчёта, получаемых на электронной модели, с результатами, получаемыми на ЭЦВМ в соответствии с гидродинамической теорией процесса впрыска, была разработана программа, составленная на алгоритмическом языке "Алгол-60". Интегрирование уравнений осуществлялось методом Рунге-Кутты с видоизменением Мерсона с переменным шагом интегрирования.

С целью сравнения результатов расчёта процессов впрыска, полученных на электронной модели и ЭЦВМ, и получения подробных статических характеристик топливopодающей аппаратуры были проведены экспериментальные исследования. Испытания включали в себя измерения величины активного хода плунжера при различных выдвижениях рейки топливного насоса, коэффициента подачи насоса и других величин, необходимых при исследовании динамических свойств топливopодающей аппаратуры. При испытании фиксировались следующие параметры: положение рейки насоса, скорость вращения кулачкового вала, производительность за 500 циклов, продолжительность и давление впрыска топлива. Последние измерялись пьезокварцевыми датчиками высокого давления и фиксировались по экрану двухлучевого индикатора. В качестве регистрирующего прибора применялся восьмилейфный осциллограф Н-102.

Сравнительный анализ результатов расчёта и экспериментальных данных показал правильность расчётных схем и математической модели. Погрешность в определении давления впрыска топлива не превышала 5% от среднего давления за цикл.

Разработанные методики исследования рабочих процессов подачи топлива в дизеле наиболее целесообразно использовать для

статических условий работы топливоподающей аппаратуры. Однако, при анализе динамических свойств дизеля с учётом переходных процессов топливной аппаратуры использование предложенных методов требует большого объёма вычислительных работ ввиду разницы по времени в протекании переходного процесса дизеля и единичных впрысков. В связи с этим, для исследования динамических свойств топливоподающей аппаратуры было получено дифференциальное уравнение, которое можно включать в общую систему дифференциальных уравнений, описывающую динамические свойства двигателя как регулируемого объекта по скорости.

В четвёртой главе даётся вывод дифференциального уравнения топливоподающей аппаратуры как элемента системы автоматического регулирования двигателя по скорости и исследуются её переходные процессы.

В работах проф. Крутова В.И. и к.т.н. Волкова А.А. показано, что динамические свойства топливоподающей аппаратуры могут быть оценены при помощи амплитудно-фазовой частотной характеристики, полученной на основе дифференциального уравнения второго порядка. Выходная координата топливоподающей аппаратуры q /ник/ ловая подача топлива/ в этом случае связывается с входными координатами x /перемещение рейки топливного насоса/ и y /изменение скоростного режима/ дифференциальным уравнением

$$d_A(p)q = x + \theta_y \cdot y, \quad (3)$$

где $d_A(p) = T_{A2}^2 p^2 + T_{A1} p + K_q$ - собственный оператор топливоподающей аппаратуры.

Передаточные функции топливоподающей аппаратуры по ходу рейки и угловой скорости кулачкового вала определяются отношениями

$$Y_A^x(p) = \frac{1}{d_A(p)}; \quad Y_A^y(p) = \frac{\theta_y}{d_A(p)}, \quad (4)$$

где θ_y - коэффициент усиления по угловой скорости. Знание амплитудно-фазовой частотной характеристики топливоподающей аппаратуры, полученной расчётным или экспериментальным путём, даёт возможность определять численные значения коэффициентов уравнения (3). Однако сложность определения значений коэффициентов уравнения с помощью экспериментально снимаемых или рассчитываемых на ЭЦМ амплитудно-фазовых частотных характеристик и практическая невозможность в связи с этим ис-

следовании влияния конструктивных параметров топливopодающей аппаратуры на качество её переходных процессов ограничивает возможность использования данной методики.

В настоящей работе сделана попытка получения такого дифференциального уравнения топливopодающей аппаратуры, коэффициенты которого зависели бы от её конструктивных параметров.

С этой целью топливо, движущееся от топливного насоса к форсунке, представляется в виде компактного упругого элемента массой m_T , находящегося под высоким давлением / достигающим 1000 кг/см^2 / и имеющего, следовательно, повышенную плотность. Во время движения этот элемент испытывает определённое силовое воздействие как со стороны топливного насоса / F_{TH} / и форсунки / F_Φ / , так и за счёт преодоления сил гидравлического сопротивления / трение о стенки трубопровода и внутреннее трение жидкости /. Далее принимается / с целью упрощения / , что игла форсунки не обладает инерционностью, а коэффициенты расхода клапана топливного насоса и иглы форсунки являются постоянными и средними за впрыск.

Такое представление о работе топливopодающей аппаратуры даёт возможность воспользоваться принципом Д'Аламбера и дифференциальное уравнение топливopодающей аппаратуры записать в виде

$$m_T \frac{d^2 x}{dt^2} = F_{TH} - F_\Phi - F_z, \quad (5)$$

где m_T - масса элемента топлива; x - координата положения элемента топлива в процессе движения.

Если исключить из рассмотрения особые случаи неустойчивой работы топливopодающей аппаратуры, то можно допустить, что в период между впрысками применимо условие статического равновесия

$$F_{TH} - F_\Phi = 0. \quad (6)$$

При впрыске топлива это условие нарушается, силы, действующие на топливо, получают приращения ΔF_{TH} , ΔF_Φ , ΔF_z / в период между впрысками $F_z = 0$ / и тогда с учётом условия (6) уравнение (5) получает вид

$$m_T \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} = \Delta F_{TH} - \Delta F_\Phi - \Delta F_z. \quad (7)$$

Силы гидравлического сопротивления, действующие на массу перемещающегося топлива, могут быть определены по формуле Дарси. Так как эти силы пропорциональны скорости перемещения топли

ва, то

$$\Delta F_z = V^2 \frac{d\Delta x}{dt}, \quad (8)$$

где V^2 - фактор торможения топлива в нагнетательном трубопроводе, определяемый произведением

$$V^2 = 25,12 V p_r l_{r2}. \quad (9)$$

Здесь V - кинематический коэффициент вязкости; p_r - плотность топлива; l_{r2} - эквивалентная длина трубопровода.

При движении плунжера топливного насоса в процессе впрыска образуется некоторое усилие F_{TH} , перемещающее массу топлива по трубопроводу высокого давления с определённым ускорением. Это усилие зависит от образующегося при этом давления p'_n в штуцере насоса при заданном диаметре трубопровода d_r так, что

$$F_{TH} = p'_n \cdot f_r. \quad (10)$$

Давление p'_n определяется конструктивными параметрами топливного насоса и является функцией координаты x , определяющей положение массы топлива в трубопроводе / координата точки приложения силы /, а также скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя, характеризующихся положением рейки h и угловой скоростью ω коленчатого вала. Таким образом

$$F_{TH} = f(h, \omega, x). \quad (11)$$

Сила, действующая на массу топлива со стороны форсунки, зависит от конструкции форсунки, от координаты x массы перемещаемого топлива и давления газов в цилиндре двигателя в момент впрыска, то-есть

$$F_{\phi} = f(x, p_4). \quad (12)$$

Разложение функций (11) и (12) в ряд Тейлора и последующая линеаризация дают

$$\begin{aligned} \Delta F_{TH} &= \frac{\partial F_{TH}}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial F_{TH}}{\partial h} \Delta h + \frac{\partial F_{TH}}{\partial \omega} \Delta \omega; \\ \Delta F_{\phi} &= \frac{\partial F_{\phi}}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial F_{\phi}}{\partial p_4} \Delta p_4. \end{aligned} \quad (13)$$

Проведённые исследования показали, что изменение противодавления в цилиндре двигателя незначительно влияет на характеристику процесса впрыска для рассмотренного типа топливopодающей аппаратуры, поэтому с достаточной степенью точности можно при-

нять $\Delta P_u = 0$. В этом случае уравнение (7) принимает вид

$$m_T \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + \nu \frac{d \Delta x}{dt} + F_A \Delta x = \frac{\partial F_{TH}}{\partial h} \Delta h + \frac{\partial F_{TH}}{\partial \omega} \Delta \omega, \quad (14)$$

где

$$F_A = \frac{dF_\phi}{dx} - \frac{\partial F_{TH}}{\partial x} \quad (15)$$

- фактор устойчивости движения топлива по трубопроводу высокого давления.

Производные по положению рейки и угловой скорости определяются граничными условиями и режимом работы топливopодающей аппаратуры, для рассмотренного типа топливной аппаратуры

$$F_{TH} = \frac{f_T \cdot (M_K f_K)^2}{(M_K f_K)^2 + (M_T f_T)^2} \left(\frac{V_a}{\alpha V_n} - \frac{M_T f_T}{\alpha V_n} x \right); \quad (16)$$

$$F_\phi = \left[\frac{f_T^2 \cdot C_u}{\alpha V_\phi C_u + f_u f_u'} - \frac{f_T \cdot C_u \cdot M_c f_c \cdot M_\phi f_\phi}{(\alpha V_\phi C_u + f_u f_u') \sqrt{(M_c f_c)^2 + (M_\phi f_\phi)^2}} \right] x,$$

поэтому

$$F_A = \frac{f_T^2 C_u}{\alpha V_\phi C_u + f_u f_u'} + \frac{f_T^2 \cdot M_T (M_K f_K)^2}{\alpha V_n [(M_K f_K)^2 + (M_T f_T)^2]} - \frac{f_T C_u \cdot M_c f_c \cdot M_\phi f_\phi}{(\alpha V_\phi C_u + f_u f_u') \sqrt{(M_c f_c)^2 + (M_\phi f_\phi)^2}} \quad (17)$$

Условные обозначения входящих величин соответствуют общепринятым в гидродинамической теории процесса впрыска топлива.

Объем топлива V_a является функцией активного хода плунжера и коэффициента подачи, учитывающего гидравлические потери и утечки топлива через прецизионную пару втулка-плунжер, поэтому

$$V_a = f_n \cdot S_a \cdot h_{TH}. \quad (18)$$

Так как активный ход плунжера S_a зависит от нагрузочного режима, определяемого положением рейки h , а коэффициент подачи является функцией скоростного и нагрузочного режимов работы, то

$$V_a = f(h, \omega). \quad (19)$$

Разложение функции V_a в ряд Тейлора, последующая линеаризация и подстановка ранее полученных соотношений в уравнение (14) приводит дифференциальное уравнение (7) топливopодающей

щей аппаратуры к виду

$$m_T \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + \nu \frac{d \Delta x}{dt} + F_A \Delta x =$$

$$= \frac{f_n f_T (M_k f_k)^2}{\alpha V_n [(M_k f_k)^2 + (M_T f_T)^2]} \left(S_a \frac{\partial^2 \gamma}{\partial h} \Delta h + \gamma_{TH} \frac{\partial S_a}{\partial h} \Delta h + S_a \frac{\partial^2 \gamma}{\partial \omega} \Delta \omega \right). \quad (20)$$

Так как

$$\Delta x = \frac{\sqrt{(M_c f_c)^2 + (M_\phi f_\phi)^2}}{M_c f_c \cdot M_\phi f_\phi} \Delta V_\phi, \quad (21)$$

где ΔV_ϕ — приращение объема цикловой подачи топлива, то после введения относительных отклонений

$$\varphi = \frac{\Delta \omega}{\omega_0}, \quad x = \frac{\Delta h}{h_0}, \quad q = \frac{\Delta V_\phi}{V_{\phi 0}}$$

и деления всех членов уравнения на коэффициент при x дифференциальное уравнение топливоподающей аппаратуры получает вид

$$T_{A_2}^2 \frac{d^2 q}{dt^2} + T_{A_1} \frac{dq}{dt} + K_q \cdot q = x + \theta_\varphi \cdot \varphi, \quad (22)$$

где время топливоподающей аппаратуры в сек

$$T_{A_2} = \sqrt{\frac{m_T \alpha V_n [(M_k f_k)^2 + (M_T f_T)^2] \cdot V_{\phi 0} \sqrt{(M_c f_c)^2 + (M_\phi f_\phi)^2}}{f_n^2 f_T^2 (M_k f_k)^2 \cdot M_c f_c \cdot M_\phi f_\phi \cdot h_0 (S_a \frac{\partial^2 \gamma}{\partial h} + \gamma_{TH} \frac{\partial S_a}{\partial h})}}, \quad (23)$$

время катаракта в сек

$$T_{A_1} = \frac{25,12 \nu_T \nu_{T_2} V_{\phi 0} \alpha V_n [(M_k f_k)^2 + (M_T f_T)^2] \sqrt{(M_c f_c)^2 + (M_\phi f_\phi)^2}}{f_n^2 f_T^2 (M_k f_k)^2 \cdot M_c f_c \cdot M_\phi f_\phi \cdot h_0 (S_a \frac{\partial^2 \gamma}{\partial h} + \gamma_{TH} \frac{\partial S_a}{\partial h})}, \quad (24)$$

$$K_q = \frac{\text{коэффициент самовыравнивания}}{f_n^2 (M_k f_k)^2 \cdot M_c f_c \cdot M_\phi f_\phi \cdot h_0 (S_a \frac{\partial^2 \gamma}{\partial h} + \gamma_{TH} \frac{\partial S_a}{\partial h})} \times$$

$$\times \left\{ \frac{f_n C_{u\alpha}}{\alpha V_\phi C_u + f_u f_u'} - \frac{C_{u\alpha} \cdot M_c f_c \cdot M_\phi f_\phi}{(\alpha V_\phi C_u + f_u f_u') \sqrt{(M_c f_c)^2 + (M_\phi f_\phi)^2}} + \right.$$

$$\left. + \frac{M_T f_T (M_k f_k)^2}{V_n [(M_k f_k)^2 + (M_T f_T)^2]} \right\}, \quad (25)$$

коэффициент усиления по угловой скорости

$$\theta_\varphi = \frac{S_a \cdot \omega_0 \frac{\partial^2 \gamma}{\partial \omega}}{h_0 (S_a \frac{\partial^2 \gamma}{\partial h} + \gamma_{TH} \frac{\partial S_a}{\partial h})} \quad (26)$$

Для проверки точности полученных формул определения значений коэффициентов уравнения (22) были проведены расчеты переходных процессов и амплитудно-фазовых частотных характеристик топливной аппаратуры на ЭЦВМ в соответствии с гидродинамической теорией процесса впрыска. Сопоставление названных характеристик, а также сил, действующих в топливоподающей аппаратуре, рассчитанных по выражениям (16) и на основании экспериментальных данных, показало, что погрешность в определении численных значений коэффициентов по формулам (23-26) не превышает 5-11% в зависимости от режима работы дизеля. С увеличением нагрузочного режима работы точность расчета значений коэффициентов увеличивается.

Следовательно, коэффициенты уравнения (22) с достаточной для практических целей точностью могут быть рассчитаны с помощью приведенных формул, а само уравнение может быть использовано как для анализа динамических свойств топливоподающей аппаратуры, так и для исследования влияния её конструктивных параметров на качество переходных процессов.

Пятая глава посвящена исследованию влияния конструктивных параметров на динамические свойства топливоподающей аппаратуры. С целью анализа возможности повышения динамических свойств топливоподающей аппаратуры было проведено исследование влияния коэффициентов уравнения (22) на АФЧХ, характеризующие динамические свойства топливной системы, и на качество переходных процессов.

Результаты анализа показали, что наиболее сильное влияние на продолжительность переходного процесса оказывают коэффициенты, характеризующие время топливоподающей аппаратуры и время катаракта, а на величину заброса цикловой подачи - коэффициент самовывравнивания. Поэтому путём определённого выбора конструктивных параметров топливной системы можно значительно уменьшить продолжительность её переходного процесса и заброс цикловой подачи при изменении положения рейки насоса и угловой скорости кулачкового вала. При этом имеется в виду, что изменение конструктивных параметров для повышения динамических свойств топливной системы не противоречит другим требованиям, предъявляемым к ней, например, к качеству распыливания топлива, среднему давлению впрыска и др.

При проведении цикла исследований по повышению динамических свойств топливоподающей аппаратуры в качестве варьируемых

параметров принимались следующие: эффективная площадь сечения между посадочным пояском клапана и седлом, длина и диаметр нагнетательного трубопровода, дифференциальная площадь иглы распылителя, жёсткость пружины форсунки, эффективная площадь сопловых отверстий.

Результаты исследования показали незначительное влияние эффективной площади сечения под клапаном на переходные процессы топливоподающей аппаратуры. Это связано с тем, что проходное сечение под клапаном в процессе впрыска относительно велико и при наличии небольших величин жёсткости пружины клапана перепад давления в рабочей полости насоса и в объёме штуцера мал по сравнению с давлениями, создающимися в системе при впрыске.

Уменьшение длины трубопровода приводит к повышению качества переходных процессов, поскольку в этом случае общий объём топливной системы уменьшается и влияние сжимаемости топлива и инерционных свойств топливоподающей аппаратуры проявляется в меньшей степени.

Формулы определения коэффициентов уравнения (22) показывают, что одним из путей изменения значений коэффициентов T_{A_2} и T_{A_1} , характеризующих время топливоподающей аппаратуры и время катаракта, является изменение диаметра трубопровода, причём влияние последнего на численные значения этих коэффициентов различно. С уменьшением d_r увеличивается время катаракта и уменьшается время топливоподающей аппаратуры. Переходные процессы показывают, что в топливоподающих системах целесообразно использование нагнетательных трубопроводов с возможно меньшим диаметром. Однако предельно минимальная величина d_r ограничивается его гидравлическим сопротивлением, резко возрастающим с уменьшением диаметра, что подтверждается исследованиями статических свойств топливоподающей аппаратуры.

При увеличении значений дифференциальной площади иглы распылителя увеличивается заброс цикловой подачи и период колебаний. Это объясняется тем, что увеличение f_u приводит к более раннему подъёму иглы и более позднему моменту её посадки за счёт увеличения силы, действующей на иглу в процессе её движения. Поэтому с увеличением f_u увеличивается количество топлива, подаваемого за цикл работы дизеля. Это увеличение за счёт более раннего момента начала подачи и большей продолжительности конца подачи топлива приводит к большей разгрузке нагнетательного трубопровода, в результате чего период колебаний

цикловой подачи и её относительное изменение увеличиваются.

Влияние жёсткости пружины форсунки обратно влиянию дифференциальной площади иглы распылителя.

На качество переходных процессов топливopодающей аппаратуры существенное влияние оказывает эффективная площадь сопловых отверстий. Увеличение $M_c f_c$ приводит к увеличению заброса цикловой подачи топлива, при этом усиливается колебательный характер переходного процесса. Следует отметить, что увеличение диаметра сопловых отверстий приводит также к ухудшению качества распыливания топлива за счёт уменьшения среднего давления впрыска.

Проведённый анализ динамических свойств топливopодающей аппаратуры позволил выбрать конструктивные параметры, удовлетворяющие требованиям высокого качества её переходных процессов.

Изменение значений конструктивных параметров приводит не только к повышению динамических свойств топливopодающей аппаратуры, но и к изменению её статических характеристик, что требует новой настройки регулятора угловой скорости. Если настройку регулятора оставить прежней, то увеличенная цикловая подача топлива при новых выбранных значениях конструктивных параметров позволяет увеличить мощностные характеристики двигателя, если согласовать процессы подачи топлива и расхода воздуха на установившихся режимах и в переходных процессах, что может быть осуществлено, например, путём применения регулируемого соплового аппарата турбокомпрессора.

Выводы.

1. Для анализа динамических свойств топливopодающей аппаратуры дизеля получено дифференциальное уравнение второго порядка, коэффициенты которого зависят от конструктивных параметров исследуемой топливной системы.

2. Расчёт переходных процессов топливopодающей аппаратуры и её амплитудно-фазовых частотных характеристик на ЭЦВМ показали, что точность получаемых значений коэффициентов уравнения достаточна для практического использования.

3. Проведённое исследование влияния конструктивных элементов на переходные процессы топливopодающей аппаратуры позволило наметить пути улучшения её динамических свойств. Последнее выражается в сокращении длительности переходного процесса, уменьшении заброса цикловой подачи топлива и времени запаздывания изменения цикловой подачи при изменении положения рейки.

4. Разработанный и апробированный метод исследования свойств топливopодающей аппаратуры на основании уточнённой математической модели позволяет с достаточной для практических целей точностью и в сжатые сроки проводить анализ конструкций с целью получения их статических и динамических характеристик.

5. При рассмотрении топливной аппаратуры как объекта с распределёнными параметрами осуществлён новый подход к решению уравнений вынужденных колебаний топлива в нагнетательном трубопроводе, заключающийся в использовании матриц переноса начальных параметров и позволяющий получить решение, связывающее параметры процесса в конце трубопровода с начальными параметрами.

6. Полученная формула для оценки погрешности расчёта систем с распределёнными параметрами при замене их эквивалентными дискретными моделями даёт возможность выбора оптимального числа участков разбиения исходной системы, что значительно сокращает необходимое число операционных элементов электронной модели процессов впрыска топлива, повышает точность расчёта и облегчает контроль правильности работы структурных схем.

7. Разработанные методы могут быть рекомендованы для исследования статических и динамических свойств топливopодающей аппаратуры дизелей транспортного и судового назначения, а результаты проведённых исследований могут быть использованы при разработке мероприятий по совершенствованию систем топливopодачки дизелей.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Башкин А.В., Комаров Г.А. Сочетание экспериментального и аналитического исследований на модели колебательных процессов во всасывающей системе многopлунжерного насоса. "Техника измерений и измерительные приборы в дизелестроении", НИИ Информтяжмаш, №4-70-1, М., 1970 г.

2. Комаров Г.А. О решении на ЭВМ телеграфных уравнений методом прямых. "Применение ЭВМ на предприятии", НИИ Информтяжмаш, №15-69-4, М., 1970 г.

3. Крутов В.И., Комаров Г.А., Рыбальченко А.Г. Анализ динамики комбинированной системы регулирования наддува турбopоршневого двигателя. "Известия ВУЗов. Машиностроение", №10, М., 1971 г.

4. Крутов В.И., Комаров Г.А., Никонов Г.В. Применение аналоговых вычислительных машин при исследовании процессов топливopодачки в дизелях. "ДВС", НИИ Информтяжмаш, №4-73-14, М., 1973 г.

М В Т У
им. Н. С. Баумана
БИБЛИОТЕКА