

М 290550
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

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

На правах рукописи

Павлюков Владимир Григорьевич

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОТЫ
ДИЗЕЛЯ В ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ РАЗГОНА

(05.04.02 – Тепловые двигатели)

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

Москва

1976

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

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

Научный руководитель: кандидат технических наук,
доцент О.Б. Леонов

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
ст. научный сотрудник В.А. Кутовой
кандидат технических наук,
доцент В.И. Трусев

Ведущее предприятие: Ногинский завод топливной аппара-
туры имени 50-летия Октября

Автореферат разослан "20" июля 1976 г.

Защита диссертации состоится "28" июня 1976 г.
на заседании специализированного Совета по тепловым машинам
и теоретическим основам теплотехники в МВТУ им. Н.Э. Баумана
по адресу: Москва, 107005, 2-ая Бауманская, д.5, факультет
"Энергомашиностроение".

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный пе-
чатью учреждения, просим высылать по указанному адресу.

Диссертация хранится в библиотеке МВТУ имени

 /Манушин Э.А./

Тип. МВТУ. Зак. 1224. Тир. 100

М 290550

Актуальность проблемы. Перед отечественным двигателестроением поставлена задача "организовать производство новых типов дизелей с прогрессивными технико-экономическими характеристиками . . ." (Директивы XIV съезда КПСС). Для дизелей транспортного назначения, строительно-дорожных машин, тракторов и других машин необходимо разработать средства для повышения их производительности при совместной работе с потребителем на неуставившихся режимах, занимающих значительную часть рабочего времени. Решение этой задачи связано с сокращением длительности переходных процессов дизеля, что может быть наиболее эффективно достигнуто улучшением приспособленности систем топливоподачи и воздухопоснабжения к условиям работы на неуставившихся режимах, а именно, улучшением их динамических скоростных характеристик, получаемых при непрерывном изменении оборотов и нагрузки.

Цель исследования. Настоящая работа является продолжением исследований неуставившихся режимов работы двигателей, проводимых в МВТУ им. Н.Э.Баумана на кафедре "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" и посвящена рассмотрению возможностей повышения производительности работы быстроходного дизеля со средним наддувом в составе транспортного средства при переходных процессах разгона улучшением динамической скоростной характеристики процесса топливоподачи путем управления начальным давлением впрыска топлива.

Методы исследования. Расчетная оценка возможных пределов улучшения динамической скоростной характеристики процесса топливоподачи, экспериментальные исследования и сравнительный анализ вновь полученных статических и динамических внешних характеристик дизеля со штатным, происходящих при одинаковых положениях рейки топливного насоса на упоре максимальной подачи ($h_p = h_{pmax} = const$).

Научная новизна. Повышение производительности работы системы двигатель-потребитель при переходных процессах осуществлено улучшением динамической внешней скоростной характеристики процесса топливоподачи. Разработана методика, позволяющая при сравнительном анализе вновь полученных характеристик дизеля со штатными выполнить комплексную оценку изменения мощности и экономичности его работы как на уставившихся, так и на неуставившихся режимах. Установлена одна из основных причин несоответствия между работой топливной аппаратуры дизеля на уставившихся и неуставившихся режимах.

Практическая ценность. Установлено, что выбранный путь достижения поставленной цели является эффективным для быстроходных дизелей безнаддувных, со средней и высокой степенью наддува. Улучшение



динамических характеристик процесса топливоподачи позволяет при условии непревышения заградительных параметров двигателя ($P_c; (\frac{dP}{dt})_{max}; T_c$) сократить длительность переходных процессов дизеля с одновременным повышением его экономичности.

Апробация работы. По материалам диссертации сделаны доклады на всесоюзной научно-технической межвузовской и межотраслевой конференции по двигателям внутреннего сгорания в 1973 году, на конференциях по итогам НИР кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" в 1972 и 1975 годах, а также на научно-технических совещаниях Коломенского тепловостроительного завода и Ногинского завода топливной аппаратуры.

Объем работы. Работа изложена на 180 страницах, включая введение, пять глав, общие выводы, 50 рисунков на 50 страницах, 4 таблицы, список литературы из 92 наименований и приложение на 22 страницах.

В главе I дан анализ основных известных методов и средств корректирования скоростных характеристик подачи топлива, разработанных применительно к условиям работы топливной аппаратуры (т.а.) с водотливковым дозированием на установившихся режимах. Выявлено, что наиболее приемлемым методом корректирования является метод воздействия на начальное давление топлива в нагнетательном трубопроводе с помощью вспомогательной системы (давление топлива в цикле перед впрыском назовем начальным $P_{нач}$, а после впрыска - остаточным $P_{ост}$).

Такое заключение вытекает из анализа исследований И.В.Астахова, В.А.Кутового, В.И.Балакина, В.И. Трусова, Ю.Я.Фомина, Б.Н.Файнлейба, А.И.Толстова и других, посвященных совершенствованию т.а. в условиях установившихся режимов работы двигателя, и исследований Н.Х.Дьяченко, О.Б.Леонова, В.А.Петрова, К. Эккерта и других, посвященных изучению неустановившихся режимов работы дизелей. Согласно приведенным исследованиям $P_{нач}$ оказывает значительное влияние на процесс топливоподачи в условиях работы дизеля как на установившихся, так и особенно на неустановившихся режимах.

Однако, имеющиеся сведения недостаточны для практического использования воздействия на $P_{нач}$ с целью улучшения характеристики процесса топливоподачи при неустановившихся режимах. Неясны пределы количественного влияния $P_{нач}$ на процесс впрыска топлива в различных по производительности топливных системах. В этой связи необходимо определить возможности улучшения динамических скоростных характеристик процесса топливоподачи путем изменения $P_{нач}$ и разработать наиболее приемлемое техническое решение для их воплощения.

В главе II приведены результаты исследования влияния $P_{нач}$ на изменение цикловой подачи топлива в различных по производительности топливных системах, а также результаты уточнения основных причин, вызывающих различие между значениями $P_{нач}$ в сходственных циклах установившихся и неустойчивых режимов (в циклах при одинаковых h_p и ω):

Для нахождения величины давления топлива в любом сечении нагнетательного трубопровода для заданного момента времени используем разработанный И. Я. Астаховым практический метод оценки основных параметров впрыска. Этот метод является наиболее совершенным из известных приближенных методов, т.к. вывод его расчетных формул основан на общих положениях гидродинамической теории неустойчивого движения невязкой сжимаемой жидкости, которое описано Н.Е. Жуковским в виде системы уравнений:

$$\frac{\partial c}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}; \quad \frac{\partial c}{\partial x} = -\frac{1}{a^2 \rho} \frac{\partial p}{\partial t}; \quad (I)$$

Метод применяется для расчета при условиях, когда пускок-кланна вышел из канала гнезда, окна втулки закрыты, игла находится у упора, скорость плунжера изменяется по прямолинейному закону, отраженная от форсунки волна не учитывается. При принятых допущениях граничные условия во входном сечении нагнетательного трубопровода описаны уравнением неразрывности:

$$\alpha_{ск} \cdot V_n \cdot \frac{dP_n}{dt} = f_n \cdot c_n - f_m \cdot c_m; \quad (2)$$

А общее решение системы уравнений (I) для того же сечения трубопровода имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} P_n &= P_{нач} + F(t); \\ c_m &= \frac{1}{a \rho} \cdot F(t); \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Совместное решение уравнений (2,3) получено в виде:

$$F(t) = e^{-\frac{f_m t}{a \rho \alpha_{ск} V_n}} \left[c_n + \frac{f_n}{\alpha_{ск} V_n} \cdot c_n \cdot e^{\frac{f_m t}{a \rho \alpha_{ск} V_n}} \cdot at \right]; \quad (4)$$

А после решения в уравнении (4) $c_n \cdot e^{\frac{f_m t}{a \rho \alpha_{ск} V_n}} \cdot at$ получено:

$$F(t) = \frac{a \rho \cdot f_n}{f_m} \left\{ c_n - c_n \cdot e^{-\frac{f_m \cdot V_{акт}}{a \rho \alpha_{ск} V_n}} - \left(1 - e^{-\frac{f_m \cdot V_{акт}}{a \rho \alpha_{ск} V_n}} \right) \cdot \frac{a \rho \alpha_{ск} V_n}{f_m} \right\}; \quad (5)$$

Выражение (5) путем подстановок и преобразований приведено к виду:

$$F(t) = \eta \cdot \frac{a \rho \cdot f_n \cdot c_n}{f_m}; \quad (6)$$

где: η - коэффициент, названный мгновенным коэффициентом подачи насоса;

- $\alpha_{сжс}$ — среднее значение коэффициента сжимаемости топлива;
 V_H — объем камеры нагнетания и штуцера насоса;
 f_n, f_m — площади поперечного сечения плунжера и трубопровода;
 c_n, c_m — скорости движения плунжера в начальный момент при $t = 0$ и движения топлива во входном сечении трубопровода;
 $\tau_{факт}$ — продолжительность геометрического активного хода плунжера h_p ;
 — коэффициент, характеризующий ускорение плунжера, определяемый по графику изменения скорости движения плунжера.

Выражения (5,6) позволяют определить величину прямой волны в функциях угла поворота кулачкового вала насоса и, следовательно, приблизительно рассчитать возрастающую ветвь кривой давления топлива во входном сечении нагнетательного трубопровода. Для любого другого сечения трубопровода возрастающую ветвь кривой давления топлива без учета гидравлического сопротивления (в быстроходных дизелях) можно определить как сдвинутую по фазе на величину $(\frac{L}{a})$ (где L — длина трубопровода, а — скорость звука) ветвь кривой давления, определенной во входном сечении.

Определив характер протекания давления топлива в различных сечениях нагнетательной магистрали, при дальнейших расчетах используем величины средних давлений топлива.

Для оценки влияния $P_{нач}$ на изменение g_u , фаз и характеристики процесса впрыска исследовалось изменение коэффициента подачи топливной системы $\eta_u = f(P_{нач})$, который представлен в виде:

$$\eta_u = \frac{h_g}{h_p} = \frac{h_p - h'}{h_p} \cdot \frac{h_p - h' - h''}{h_p - h'} \cdot \frac{h_p - h' - h' - h''}{h_p - h' - h'} = \eta' \cdot \eta'' \cdot \eta'''; \quad (7)$$

$$h' = \frac{v_{сж}'}{f_n}; \quad h'' = \frac{v_{сж}''}{f_n}; \quad h''' = \frac{v_{сж}'''}{f_n}; \quad (8)$$

где: h_g — приведенный ход плунжера, соответствующий цикловой подаче g_u ; $v_{сж}'$ и $v_{сж}''$ — соответственно объемные части затрат теоретической подачи топлива $f_n \cdot h_p$ на сжимаемость при впрыске в первом периоде от момента окончательного перекрытия плунжером впускных окон гильзы до момента начала подъема иглы форсунки и во втором периоде от момента начала подъема иглы форсунки до момента отсечки подачи; $v_{сж}'''$ — возвращенная часть $f_n \cdot h_p$ в третьем периоде впрыска от момента отсечки до посадки иглы форсунки.

Величины $v_{сж}'$, $v_{сж}''$ и $v_{сж}'''$ находим через составляющие, определенные по средним значениям давления топлива в нагнетательной магистрали в каждый рассматриваемый момент времени процесса впрыска.

При повышении начального давления топлива в нагнетательной магистрали от $P_{нач1}$ до $P_{нач2}$ относительное изменение g_4 можно представить

$$K_{g_4} = \frac{g_{42}}{g_{41}} = \frac{V_{н2}}{V_{н1}} = \frac{V_2'}{V_1'} \cdot \frac{V_2''}{V_1''} \cdot \frac{V_2'''}{V_1'''} \quad (8)$$

Расчетами согласно выражениям (8-9) получено, что влияние $P_{нач}$ на изменение g_4 при $n_p = n_{max} = const$ неодинаково для различных по производительности топливных систем (с номинальными цикловыми подачами от 0,05 до 0,5 см³) и, в основном, определяется величиной отношения $\frac{V_2 \cdot h_c \cdot 10^2}{V_1}$ (V_2 — суммарный объем нагнетательной магистрали), значение которого определено в пределах от 2 до 6. Причем большее влияние $P_{нач}$ на изменение g_4 проявляется в топливных системах с меньшими значениями $\frac{V_2 \cdot h_c \cdot 10^2}{V_1}$. Например, при повышении $P_{нач}$ от 0 до 150 кг/см² в топливных системах при значениях $\frac{V_2 \cdot h_c \cdot 10^2}{V_1} = 6$ увеличение g_4 может достигать 20-25%, а при значениях $\frac{V_2 \cdot h_c \cdot 10^2}{V_1} = 2$ — 80%. Выражение (9) позволяет также оценить влияние повышения $P_{нач}$ на перераспределение подаваемого топлива по периодам впрыска, что оказывает влияние на экономичность, дымление и другие показатели двигателя.

Исследованием топливной системы дизеля 64Н 15/18 на безмоторном стенде установлено, что величина $P_{нач}$ существенно зависит от противодействия в цилиндре $P_{ц}$. Например, на режиме при $n = 1500$ об/мин и $n_p = n_{max} = const$, повышение $P_{ц}$ от 0 до 80 кг/см² приводит к увеличению $P_{нач}$ с 80 до 110 кг/см². Рост $P_{нач}$ вызывает повышение среднего давления впрыска $P_{фв}$, хотя и в несколько меньшей степени, чем повышение $P_{ц}$. При этом снижение g_4 не превышает 3%, что согласуется с известными данными. Испытания топливной системы при тех же условиях с опытным нагнетательным клапаном, имеющим увеличенный (по сравнению со штатным клапаном) на 1 мм ход разгружающего поршня, показали меньшую степень роста $P_{нач}$ (от 0 до 40 кг/см²) и $P_{фв}$. В результате g_4 понизилось при $P_{ц} = 80$ кг/см² уже на 15% в сравнении со значением, полученным при $P_{ц} = 0$ и опытным клапане, т.е. соотношение между ростом $P_{ц}$ и $P_{нач}$ является существенным фактором, определяющим изменение g_4 . При сравнении расчетных g_4 , определенных по известному выражению

$$g_4 = \sqrt{2g\gamma} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \sqrt{P_{фв} - P_{ц}} \cdot m_c f_c \cdot dt \quad (10)$$

и соответствующих им опытных значений g_4 установлено, что наилучшая

сходимость результатов имеет место при учете зависимости $M = M(P_d)$, установленной в работах МАДИ и ЦНИИТА.

Полученные данные свидетельствуют о том, что циклы процесса топливоподачи установившихся и неустойчивых режимов, взятые при одинаковых h_p и ω , не могут иметь равные значения $P_{нач}$ из-за различий между величинами P_d , вызванных неодинаковыми условиями протекания рабочего процесса. Переходные процессы разгона дизеля имеют опережающий рост P_d сравнительно с ростом $P_{нач}$, так как в них каждый последующий цикл имеет $P_{нач}$, являющееся остаточным давлением предыдущего цикла с меньшими значениями P_d , ω и другой нагрузкой. В этих условиях циклы переходного процесса с $P_{нач}$ меньшим, чем в сходственных циклах установившихся режимов, будут иметь и меньшие

94.

Таким образом, проведенные исследования показали целесообразность выбранного метода корректирования процесса топливоподачи, а также позволили установить, что для получения положительного эффекта необходимо управлять $P_{нач}$ по заданному закону при обеспечении наимыгоднейшей разгрузки магистральной магистрали.

В главе II описаны экспериментальная установка, измерительная аппаратура, методика проведения эксперимента и обработки результатов измерений.

Экспериментальная установка состоит из дизеля 64Н 15/18 ($M_n = 250$ л.е., $n_d = 1500$ об/мин), балансиной динамомашины МБП-55/84, пульта управления нагрузкой РСХ 8401-0062, измерительной штатной и специальной аппаратуры, систем дистанционного и автоматического управления, системы управления $P_{нач}$.

На илEIFовом осциллографе К-105 на аэрофотопленку типа ИГ-ТТ-1000 шириной 120мм со скоростями протяжки 5 м/сек и 2 м/сек записывались следующие параметры: $P_{г. \frac{dP}{dt}}$ - давление газов в 1-ом цилиндре и скорость нарастания давления газов (пьезокварцевый датчик), M_e - эффективный крутящий момент (на установившихся режимах фиксировался весовым устройством ВКМ-300, на неустойчивых - тензодатчиком, установленным на тяге весов), P_t - давление топлива в магистральном трубопроводе, h_n , h_p , ВМТ и ω - соответственно ход иглы форсунки, ход рейки топливного насоса, положение ВМТ, угловая частота вращения коленчатого вала, G_k , P_k - расход воздуха и давление наддува (соответственно индукционными датчиками ДИИ-0,8, ДИИ-0,6), ток I и напряжение в главной цепи генератора (МБП-55/84). При осциллографировании использовалась разработанная в ИВТУ им.д.с.Баумана электромагнитная система записи угла поворота коленчатого вала УИР-И.

Суммарная (максимальное значение) относительная погрешность приборов при замерах основных показателей дизеля не превышала $\pm 3\%$. При планировании эксперимента принималось, что опытные данные, полученные в результате небольшого числа измерений, подчиняются закону распределения Стьюдента. Было установлено, что для обеспечения выбранного коэффициента надежности (доверительной вероятности) результатов измерений 0,95 необходимо проведение 3-5 опытов на каждом исследуемом установившемся режиме, а на неустановившихся режимах количество опытов необходимо увеличивать до 5-7.

Дизели типа 64Н 15/18 в основном предназначены для транспорт-ных и дорожных машин. В этой связи исследовались характерные для них переходные процессы - разгоны под нагрузкой, происходящие при различных угловых ускорениях коленчатого вала и при положении рейки топливного насоса на упоре h_{rmax} .

Техническое состояние дизеля при проведении эксперимента контролировалось путем снятия штатной внешней характеристики в диапазоне оборотов от 500 до 1500 об/мин. Испытания с топливной системой, имеющей управление $P_{нач}$ на установившихся режимах проводилась при изменении скорости от 200 до 1500 об/мин (режимы 200, 500, 800, 1000, 1100, 1200, 1300, 1400, 1500 об/мин) и при положении рейки топливного насоса $h_r = h_{rmax} = const$, и $h_r = 0,98 h_{rmax} = const$. На каждом скоростном режиме с помощью вспомогательной системы $P_{нач}$ задавалось в диапазоне от исходного значения до 120 кг/см² с интервалом через 10 кг/см².

Испытания дизеля при переходных процессах проводились в следующем порядке. После проверки технического состояния установки и фиксации показателей номинального режима с помощью пульта управления ПСХ 3401-0062 путем изменения сопротивления нагрузочных реостатов и величины тока возбуждения МБП 55/34 при $n_n = 1500$ об/мин устанавливалась нагрузка соответственно равная полной $N_{en} = 250$ л.с., $3/4 N_{en} = 188$ л.с., $1/2 N_{en} = 125$ л.с., $1/4 N_{en} = 62$ л.с. мощности дизеля. В соответствии с эти разгоны дизеля условно называть разгонами по генераторной характеристике полной N_{en} , $3/4 N_{en}$, $1/2 N_{en}$, $1/4 N_{en}$ мощности. При установлении дробных значений нагрузки постоянные обороты $n_n = 1500$ об/мин поддерживались перемещением рукоятки управления двигателем в сторону уменьшения $q_{ц}$. Затем рукоятка переводилась в положение, при котором обеспечивалась работа дизеля на оборотах, равных 800 об/мин (исходный режим). Положение рукоятки пульта управления ПСХ 3401-0062 при этом оставалось неизменным. По окончании стабилизации исходного режима параметры дизеля фиксировались

на осциллограммах. Разгон дизеля осуществлялся мгновенным переводом рейки топливного насоса на упор $h_{p\max}$. При этом на осциллографе К-105 производилась непрерывная запись динамических показателей двигателя.

В главе IV приведен сравнительный анализ работы системы топливоподачи в условиях установившихся и неустойчивых режимов.

Исследование изменения $P_{нач}$ на установившихся режимах внешней характеристики показало, что скоростные режимы при $n=1400-1500$ об/мин характеризуются малой неустойчивостью $P_{нач}$. Предел изменения $P_{нач}$ от цикла к циклу не превышает 10 кг/см^2 . Снижение оборотов сопровождается увеличением неустойчивости $P_{нач}$. Наибольший предел изменения $P_{нач}$ от цикла к циклу наблюдается на режимах близких к $n=1200$ об/мин, где он достигает $25-35 \text{ кг/см}^2$, дальнейшее снижение оборотов характеризуется снижением неустойчивости $P_{нач}$ при одновременном уменьшении среднего значения $P_{нач}$ до 20 кг/см^2 (800 об/мин). Неустойчивость $P_{нач}$ также изменяется и при работе дизеля по нагрузочной характеристике. Например, при $n=1500$ об/мин и $h_p=0,5 h_{p\max} = const$ неустойчивость $P_{нач}$ достигает значений $25-35 \text{ кг/см}^2$, характерных для режима внешней характеристики при $n=1200$ об/мин.

Изменение $P_{нач}$ от цикла к циклу на установившихся режимах определяет неустойчивость цикловой подачи, фаз и закона впрыска топлива, а следовательно, и параметров рабочего процесса дизеля. По внешней характеристике неравномерность g_u составляет $10-15\%$, $P_i - 5-10\%$, $P_n - 7-12\%$.

При исследовании работы топливной аппаратуры при переходных процессах разгона дизеля по генераторным характеристикам полной $N_{ен}$, $3/4 N_{ен}$, $1/2 N_{ен}$, $1/4 N_{ен}$ мощности от 800 до 1500 об/мин ($h_p = h_{p\max} = const$) было обнаружено, что наибольшее различие с внешней характеристикой наблюдается в характере изменения $P_{нач}$. Кривая изменения $P_{нач}$ при переходных процессах располагается значительно ниже, чем в сходственных циклах установившихся режимов. При этом крутящий момент дизеля M_e не достигает значений, соответствующих значениям внешней характеристики на $10-15\%$. Так как исследуемый дизель не димитирован воздухом при неустойчивых режимах, то одной из основных причин недобора мощности при переходных процессах можно считать снижение цикловых подач топлива, связанного с уменьшением $P_{нач}$.

Процесс топливоподачи сопровождается также смещением на $3-4^\circ$ фаз впрыска топлива в сторону процесса расширения в цилиндре, уменьшением скорости нарастания давления топлива $\frac{dp}{dt}$ в нагнетательной магистральной, дробным характером подъема иглы форсунки и подвпрысками

топлива. В наибольшей степени отмеченное проявляется в диапазоне изменения оборотов от 1100 до 1300 об/мин. Увеличение давления топлива в подкачивающей магистрали с 0,9 (штатное значение) до 10 кг/см² и поддержание его постоянным позволило сократить длительность разгона дизеля по генераторной характеристике полной мощности от 800 до 1500 об/мин с 21 до 17,5 с., т.е. на 15%. Улучшение наполнения надплунжерной полости привело к повышению $P_{нач}$ и g_4 , однако, при этом сохранилось то положение, при котором M_g не достигает значений, соответствующих значениям внешней характеристики. Причем во всех рассмотренных переходных процессах циклы с наибольшими отклонениями $P_{нач}$, g_4 , $\frac{d\phi}{dt}$ от значений установившихся режимов сопровождаются и наибольшими отклонениями P_k , G_k .

Можно назвать и другие факторы, вызывающие различие между процессом топливоподачи в сходственных циклах установившихся и неустановившихся режимов (например, вибрация, крутильные колебания и резонансные явления в приводе насоса, пульсации давления в магистрали наполнения и т.д.), но в конечном итоге совокупность их воздействия передается от предыдущих циклов к последующим через изменение $P_{ц}$ — изменение $P_{нач}$ — изменение $P_{ф ср}$ — изменение g_4 , фаз и характеристики впрыска. При этом $P_{нач}$ является как бы накопительным (суммирующим) элементом всех названных выше факторов воздействия.

Проведение исследования подтвердило необходимость управления $P_{нач}$ в соответствии со скоростным и нагрузочным режимами работы дизеля с целью улучшения динамической скоростной характеристики процесса топливоподачи.

В главе V приведены результаты исследования работы дизеля с опытной системой топливоподачи с управлением $P_{нач}$ в условиях установившихся и неустановившихся режимов. Основной целью этих исследований явилось определение рационального значения $P_{нач}$ для обеспечения возможных внешних статических и динамических скоростных характеристик процесса топливоподачи, т.е. задача состояла в практической оценке целесообразности применения метода управления $P_{нач}$.

Топливная система с управлением $P_{нач}$ выполнена на базе топливной аппаратуры дизеля 64Н 15/18 и состоит из штатного насоса высокого давления, дополнительной секции топливного насоса, служащей для создания давления топлива в аккумуляторе, связанного непосредственно с регулятором давления и через распределитель, поочередно в порядке работы цилиндров дизеля, с магистральными трубопроводами. В случае увеличения давления топлива в аккумуляторе выше установленного, регулятор давления стравливает часть топлива в топливную

боя. Оценка величины давления в аккумуляторе производилась по показаниям образцового манометра. Создается $P_{нач}$ в нагнетательном трубопроводе перед моментом впрыска за 60° по углу поворота коленчатого вала, а $P_{ост}$ определяется ходом разгружающего пояса нагнетательного клапана.

Повышение $P_{нач}$ на установившихся режимах при $A_p = A_{pmax} = const$ выше значений присущих штатной топливной системе, вызывает рост g_4 , а впрыск происходит при увеличенных скоростях нарастания давления топлива $\frac{dP}{dt}$ и более высоких его средних давлениях.

Рост g_4 увеличивает энергию выпускных газов перед турбиной, повышает P_K и G_K . Увеличение количества топлива и воздуха, улучшение процесса топливopодачи приводит в совокупности к увеличению M_0 . При условии непревышения заградительных параметров двигателя (P_E , $(\frac{dP}{dt})_{max}$, T_{Tmax}) во всем диапазоне изменения ω по внешней характеристике при управлении $P_{нач}$ оказалось возможным увеличение g_4 до 25%, M_0 — до 23%. При этом относительные изменения $\frac{g_4}{g_{4i}} = K_{g_4}$ и $\frac{M_0}{M_{0i}} = K_M$ (где индексы i и z — соответствуют штатному и корректированному значению g_{4i} , M_{0i} и т.д.) непропорциональны, что свидетельствует о влиянии $P_{нач}$ на индикаторный (η_i) КПД. Для каждой ω наблюдается свое значение $P_{нач}$, которому соответствует минимальный удельный эффективный расход топлива g_{emin} .

Допуская неизменность механического КПД (при росте M_0 на 23%), можно написать :

$$K_M = K_{g_4} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_{zi}} = K_{g_4} K_{\eta_i} ; \quad (II)$$

Используя выражение (II) определены границы рационального изменения $P_{нач}$. Изменяя $P_{нач}$ в этих границах в диапазоне оборотов двигателя от 1200 до 1500 об/мин при сохраненной экономичности получена характеристика $N_{ен} = const$, а при условии снижения g_0 по сравнению со штатной внешней скоростной характеристикой на 2-3 г/э.л.о.час — получена оптимальная характеристика по коэффициенту приспособляемости (увеличен с 1,05 до 1,16) и экономичности.

Для оптимальной внешней характеристики имеет место также увеличение параметров воздуxоснабжения. G_K и P_K увеличиваются в интервале 1300-1500 об/мин в среднем на 3-5%, а в интервале 800-1300 об/мин в среднем на 12%. Воспроизведение указанной характеристики путем изменения g_4 перестановкой A_{pmax} (без управления $P_{нач}$) приводит к резкому ухудшению экономичности (до 10%) и сверхдопустимому превышению на 60-70° температуры газов перед турбиной.

Повышение $P_{нач}$ на номинальном скоростном режиме с 75 до 96 кг/см² и перемещение рейки топливного насоса в положение $h_p = 0,93 h_{p_{max}}$ = с_мст для сохранения $N_{ен}$ позволили получить наибольшие значения $K_{г}$. При работе дизеля с новым положением упора рейки 0,93 $h_{p_{max}}$ и оптимальных $P_{нач}$ на всех скоростных режимах наблюдается уменьшение g_0 на 4-9 г/з.л.с.час по сравнению со штатной внешней характеристикой с одновременным увеличением коэффициента приспособляемости с 1,05 до 1,1. Управление $P_{нач}$ улучшило стабильность процесса топливоподачи, что позволило снизить минимально-устойчивые обороты дизеля с 500 до 300 об/мин.

Для оценки эффективности и экономичности работы дизеля при переходных процессах разгона введено понятие среднего приведенного (к часу) удельного эффективного расхода топлива:

$$g_{\text{ср}} = \frac{G_{\tau} \cdot 3600}{N_{\text{ср}} \tau} ; \quad (12)$$

где: G_{τ} , $N_{\text{ср}}$, τ - соответственно расход топлива, средняя эффективная мощность двигателя за время переходного процесса, длительность переходного процесса.

Величина $N_{\text{ср}}$ определялась по зависимости:

$$N_{\text{ср}} = \frac{1}{\tau} \int_{\tau_1}^{\tau_2} N_n(\tau) d\tau + \frac{1}{\tau} \int_{\tau_1}^{\tau_2} J_c \cdot \omega(\tau) d\tau ; \quad (13)$$

где: τ_1 и τ_2 - время начала и окончания переходного процесса, J_c , N_n - приведенный к валу момент инерции вращающихся масс системы двигатель-потребитель и мощность потребителя.

Исследование переходных процессов разгона дизеля по генераторным характеристикам $N_{\text{ен}}, 3/4 N_{\text{ен}}, 1/2 N_{\text{ен}}, 1/4 N_{\text{ен}}$ от 800 до 1500 об/мин с опытной топливной системой показало, что превышение значений $P_{нач}$, получаемых при работе со штатной топливной системой, улучшает динамические внешние скоростные характеристики процесса топливоподачи. Это характеризуется увеличением средних давлений впрыска, $\frac{dp}{dt}$, $g_{\text{ц}}$ и неизменностью фаз впрыска. В результате улучшены характеристики протекания M_0 . В диапазоне от 800 до 1300 об/мин M_0 по сравнению с значениями, полученными при работе со штатной топливной системой, увеличивается на 30-35% с одновременным увеличением $G_{\text{д}}$ и $P_{\text{д}}$ на 15%. Не выходя за пределы заградительных параметров дизели, оказалось возможным сократить длительность переходных процессов на 40-50% при неизменной экономичности, или на 30% с одновременным снижением $g_{\text{ср}}$ со 183 (штатная г.а.) до 175 г/з.л.с.час.

Введение в опытную топливную систему нагнетательного клапана с увеличенной разгружающей способностью (h_k увеличен с 1,9 до 2,9 мм) придало ей новые преимущества по сравнению со штатной системой. Она проявилась в улучшении процесса топливоподачи и в особенности его завершающей стадии, связанного с тем, что при повышенных $P_{нач}$ остаточное давление $P_{ост}$ в каждом цикле снизилось до значений близких к величине давления подкачки. Это обеспечило на установившихся режимах возможность получения внешней характеристики с сохранением значения $N_{ен}$ и увеличенным с 1,05 до 1,15 коэффициентом приспособляемости дизеля, на всех скоростных режимах которой g_e на 8-9% л.с. час ниже, чем при работе со штатной топливной системой. На неустановившихся режимах оказалось возможным сократить длительность переходных процессов разгона дизеля уже на 45% при сохранении наименьших g_{ex} , полученных с опытной топливной системой и штатным нагнетательным клапаном.

По результатам исследования можно сделать следующие основные выводы:

1. При анализе причин несоответствия между работой топливной аппаратуры дизеля на установившихся и неустановившихся режимах выявлено, что начальное давление топлива в нагнетательном трубопроводе $P_{нач}$, определяемой разгружающей способностью нагнетательного клапана, при изменении режима в значительной степени зависит от изменения противодавления в цилиндре $P_{ц}$. Изменение $P_{ц}$ связанного с ним $P_{нач}$ в циклах переходных процессов разгона дизеля приводит к уменьшению цикловых подач топлива сравнительно с циклами установившихся режимов, происходящих при одинаковых частотах вращения коленчатого вала и положениях рейки топливного насоса на упоре максимальной подачи. Снижение эффективного крутящего момента M_e в этих условиях составляет 10-15%.

Отмеченные обстоятельства указывают на необходимость управления $P_{нач}$ в целях получения наилучшей динамической скоростной характеристики процесса топливоподачи.

2. Степень влияния $P_{нач}$ на изменение цикловой подачи топлива для различных топливных систем с золотниковым дозированием при положении рейки топливного насоса на упоре, соответствующем максимальной подаче, определяется величиной отношения теоретической подачи $h_n \cdot h_p$ к объему нагнетательной магистрали V_k . Большая степень влияния соответствует меньшим значениям отношения $\frac{h_n \cdot h_p}{V_k}$. При этом увеличение цикловой подачи топлива может достигать 80%.

3. Для оценки влияния $P_{нач}$ на процесс топливоподачи предложена зависимость $z_n = z' \cdot z'' \cdot z'''$. Она позволяет определить изменение количества подаваемого топлива и его нераспределение по периодам впрыска в зависимости от уровня $P_{нач}$ на различных режимах работы дизеля.

4. Использование в штатной топливной системе дизеля 64Н 15/18 устройства для управления $P_{нач}$ при неизменном положении рейки топливного насоса на упоре максимальной подачи и при условии непревышения заградительных параметров двигателя позволило:

а) на установившихся режимах во всем диапазоне изменения угловой частоты вращения коленчатого вала увеличить цикловую подачу топлива на 20–25%, соответственно эффективный крутящий момент M_e на 17–23%, улучшить экономичность работы на 5–7%, повысить коэффициент приспособляемости дизеля с 1,05 до 1,16 (при одновременном сдвиге максимума M_e в зону пониженных чисел оборотов), снизить минимально-устойчивое число оборотов дизеля с 500 до 200 об/мин;

б) на неуставившихся режимах в зависимости от настройки $P_{нач}$ сократить длительность переходных процессов разгона на 40–50% при неизменной экономичности, или на 80% с одновременным улучшением экономичности на 5%;

в) при введении в опытную систему топливоподачи нагнетательного клапана с большей разгружающей способностью повысить коэффициент приспособляемости дизеля по внешней характеристике наилучшей экономичности с 1,1 (штатное значение 1,05) до 1,15, сократить длительность переходных процессов разгона на 45% при сохранении наилучшей экономичности, полученной в условиях неуставившихся режимов.

5. Разработанная (в соавторстве) дизельная топливная система с управлением $P_{нач}$ защищена авторскими свидетельствами СССР и патентами США и Франции.

Управление $P_{нач}$ при обеспечении наилучшей разгрузки нагнетательной магистрали является одним из перспективных путей совершенствования дизельной топливной аппаратуры, необходимость которого вызывается дальнейшим форсированием комбинированных двигателей внутреннего сгорания с одновременным улучшением их экономичности, надежности и долговечности в условиях установившихся и неуставившихся режимов работы.

По материалам диссертации опубликовано:

1. Павликов В.Г., Леонов О.Б., Патрахальцев Н.Н. Корректирование характеристик дизеля регулированием начального давления. ДВС, НИИИИОРИТЯХМА, 1972 г., 4–72–24.

2. Павлюков В.Г., Леонов О.Б. Экономичность переходного процесса системы двигатель-потребитель. Известия ВУЗов. Машиностроение 1974 г., № 6.

3. Павлюков В.Г., Соколов Д.А. Устройство для измерения давления в нагнетательном топливопроводе. ДВС, НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1974 г., 4-74-2.

4. Павлюков В.Г., Леонов О.Б., Патрахальцев Н.Н. Построение характеристики переходного процесса с учетом особенностей топливоподачи при неустановившемся режиме дизеля. Известия ВУЗов. Машиностроение, 1971 г., № 7.

5. Павлюков В.Г., Леонов О.Б., Долинский Г.И. Влияние регулирования начального давления топлива на параметры воздухообеспечения дизеля. ДВС, НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1973 г., 4-73-21.

6. Павлюков В.Г., Леонов О.Б., Патрахальцев Н.Н. Факторы динамической чувствительности дизеля. Известия ВУЗов, Машиностроение, 1971 г., № 8.

7. Павлюков В.Г., Леонов О.Б., Арапов В.В., Мануйлов Н.Н., Патрахальцев Н.Н., Солдатов Н.К. Система подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания. Авторское свидетельство № 339213, 1972 г.

8. Павлюков В.Г., Леонов О.Б., Арапов В.В., Патрахальцев Н.Н., Солдатов Н.К. Регулятор давления. Авторское свидетельство № 355883, 1972 г.

9. Павлюков В.Г., Леонов О.Б., Арапов В.В., Патрахальцев Н.Н., Мануйлов Н.Н., Солдатов Н.К., *Fuel system of internal combustion engine*. Патент США № 3818882, кл. I23/I39, 1974 г.

10. Павлюков В.Г., Леонов О.Б., Арапов В.В., Патрахальцев Н.Н., Мануйлов Н.Н., Солдатов Н.К., *Système d'injection de carburant pour moteurs à combustion interne*. патент Франции № 2180248, кл. F 02m 59/00, 1978 г.

11. Павлюков В.Г., Леонов О.Б., Арапов В.В., Патрахальцев Н.Н., Солдатов Н.К. "Система подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания". Авторское свидетельство № 486139, кл. F02m 55/00, F02m 59/44, 1976 г.