

М 407631

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

На правах рукописи

ФЕДОТОВ Игорь Владимирович

УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОТРАКТОРНЫХ
ДИЗЕЛЕЙ С ГАЗТУРБИННЫМ НАДДУВОМ ПРИ РАБОТЕ НА
ЧАСТИЧНЫХ И НЕУСТАНОВЛЕННЫХ РЕЖИМАХ

(05.04.02 - Тепловые двигатели)

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1983

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

Научный руководитель - кандидат технических наук,
профессор О.Б.Леонов

Официальные оппоненты -доктор технических наук,
ст.научн.сотр. В.А.Кутовой
-кандидат технических наук,
доцент Н.Н.Патрахальцев

Ведущее предприятие - Производственное объединение
"Автодизель", Ярославский
моторный завод.

Защита диссертации состоится "13" сентября 1983 г.
в 14⁰⁰ часов на заседании специализированного Совета
К.053.15.05 "Тепловые машины и теоретические основы тепло-
техник" МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва,
Лефортовская "строение".

С д
имени Н.

Вал
печатью,
улице, д

Ав:

ВТУ

веренные
нская
05.

г.

Уче

M 407631

ИМОВ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Центральный Комитет КПСС и Советское правительство уделяют постоянное внимание экономному использованию топливно-энергетических ресурсов, в том числе дизельного топлива, что нашло свое отражение в документе "Основные направления экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года".

Возможности улучшения экономичности дизелей на номинальном режиме уже в значительной степени исчерпаны. Основным резервом повышения мощностных и экономических показателей работы дизеля в эксплуатации является улучшение организации его рабочего процесса за счет согласования работы систем дизеля на частичных и неустановившихся режимах, время работы на которых может достигать 90% всего рабочего времени.

Актуальной задачей является нахождение наиболее эффективных средств для улучшения работы дизеля на частичных и неустановившихся режимах, а также разработка методики оптимального согласования его систем, обеспечивающей заданную приемистость и наилучшую топливную экономичность двигателя транспортного средства, улучшение его экологических показателей.

Цель работы. В работе ставились следующие основные задачи:

1. Разработка конструктивного варианта системы топливоподачи с регулируемым начальным давлением топлива в нагнетательном трубопроводе (РНД) для согласования показателей работы систем топливоподачи и воздухообеспечения дизеля при работе на неустановившихся и частичных режимах.
2. Разработка методики оптимального согласования систем дизеля, обеспечивающего заданную приемистость и наилучшую топливную экономичность двигателя в составе транспортного средства.
3. Экспериментальные исследования возможностей топливной аппаратуры с РНД для комплексного улучшения экономических и экологических показателей дизелей, их приемистости в составе агрегата.

Научная новизна.

1. Разработана расчетно-экспериментальная методика определения оптимальных значений регулировочных параметров систем дизеля, обеспечивающих заданную приемистость транспортного средства и наилучшую топливную экономичность без повышения загрязнительных



параметров двигателя (внедрена в НАМИ, акт от 4.04.82 г.).

2. Методика математического моделирования работы дизеля на установленных режимах, применяемая на ХСТМ им. В.А.Малинина, дополнена расчетом переходных процессов в топливоподающей аппаратуре (ТПА) с учетом теплового состояния топлива в полости газополнения насоса высокого давления.

3. Показано, что применение топливоподающей аппаратуры с РНД при выборе оптимальных величин начального давления и угла опережения впрыска топлива позволяет одновременно снизить токсичность выпускных газов дизеля и удельный расход топлива.

Практическая ценность. Разработанные конструктивные варианты топливоподающей аппаратуры дизеля с управлением начальным давлением топлива и упором рейки топливного насоса по давлению наддува, обеспечивающие количественное и качественное согласование показателей работы систем топливоподачи и воздухообеспечения переданы Ярославскому моторному заводу (акт от 09.03.83).

Для дизеля Д144 разработаны конструктивные варианты топливоподающей аппаратуры с РНД на базе насосов гидравлического распределительного типа. Опытные образцы топливоподающей аппаратуры приняты к экспериментальной проверке Ногинским заводом топливной аппаратуры и Владимирским тракторным заводом (акт от 5.03.81 и 27.11.82 г.).

Апробация работы. Результаты работы докладывались на XIII ежегодной научно-технической конференции по итогам НИР за 1980-1981 учебный год, посвященной 75-летию кафедры КДВС ИГТУ, на XIV ежегодной научно-технической конференции по итогам НИР за 1981-1982 учебный год кафедры КДВС, на заседаниях кафедры КДВС в 1980-1982 годах, на семинарах молодых ученых и специалистов кафедры КДВС в 1979 и 1982 годах.

Публикации. По результатам работы опубликовано пять статей, выполнено шесть научно-технических отчетов. Предложенная система топливоподачи, ее элементы, а также разработанное оборудование стенда для исследования особенностей ее работы на двигателе защищены восемью авторскими свидетельствами.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав и общих выводов. Она содержит 119 стр. основного текста и 41 страницу с иллюстрациями, таблицами, оглавлением, а также списком

литературы, включающим 104 наименования и приложениям.

Первая глава посвящена обзору и анализу исследований работы дизелей на частичных и неустановившихся режимах, а также средств повышения мощности и экономичности при работе на этих режимах.

Обзор экспериментальных исследований, выполненных в ДПИ, МАДИ, МВТУ, ХТИ, ЦНИИ и ряде других показал, что индикаторные и эффективные показатели дизеля на неустановившихся режимах существенно отличаются от соответствующих значений сходственных циклов установившегося режима (т.е. пилотов, протекающих при одинаковых средних положениях рейки топливного насоса и частотах вращения коленчатого вала).

Анализ исследований позволяет заключить, что эти отличия обусловлены переходными процессами в системах топливоподачи, воздухообеспечения и "тепловой инерцией" деталей, образующих камеру сгорания. В условиях неустановившегося режима соотношение между показателями их работы отклоняется от оптимального. Поэтому для дизелей, работающих большую часть времени на неустановившихся и частичных режимах, необходимо обеспечить такое их сочетание, которое позволит иметь максимальную мощность и экономичность дизеля для улучшения его топливной экономичности и приемистости. Поставленная задача согласования работы систем дизеля на всех характерных для эксплуатации режимах требует применения специальных средств и методов решения.

Анализ средств, направленных на улучшение показателей работы дизелей на частичных и неустановившихся режимах позволяет заключить, что наибольшими функциональными возможностями для этого обладает система топливоподачи с РИД, предложенная в МВТУ им. Н.Э.Баумана, которая обеспечивает на каждом режиме оптимальное соотношение между параметрами воздухообеспечения и топливоподачи.

Во второй главе показана эффективность применения топливоподающей аппаратуры с РИД для решения задачи комплексного улучшения экономических и экологических показателей дизелей.

Экспериментальные работы были выполнены в МАДИ на модернизированном дизеле ЯМЗ-238 (8413/14) с пониженной токсичностью и длиной выпускаемых газов и улучшенной топливной экономичностью. Дымность измерялась методом фильирования выпускных газов, а концентрации токсичных составляющих - окислов азота

(NO_x), окиси (CO) и двуокиси углерода (CO_2) с помощью многокомпонентного быстродействующего газоанализатора *EJFC-1088* (Тюня). Стендовое оборудование для исследования влияния P_n на показатели работы дизеля разработано МВТУ им. Н.Э.Баумана и защищено авторским свидетельством [8].

Результаты исследования показывают, что интенсификация процесса впрыска топлива при увеличении P_n , проявляющаяся в сокращении продолжительности $\varphi_{вн}$ и увеличении давления впрыска P_t^{max} приводит к улучшению протекания процессов смесеобразования и сгорания и в результате позволяет совершенствовать основные показатели рабочего процесса дизеля ЯМЗ-238. Так при работе на режиме $n=2100 \text{ мин}^{-1} \text{ const}$, $M_e=840 \text{ Нм} \cdot \text{const}$ и увеличении P_n от 0 (штатное значение) до 14 МПа (граница появления подвпрысков) величина P_t^{max} возрастает с 31 до 37 МПа, $\varphi_{вн}$ уменьшается с 25° до 22° ПКВ, а угол начал впрыска топлива возрастает на $2,5^\circ$ ПКВ. Это позволяет при увеличении P_n от 0 до 8 МПа (оптимальная величина для данного режима) снизить удельный расход топлива (g_e) на 5 г/кВт·ч, дымность (Д) на 10% и температуру выпускных газов на 25°C . Однако, при этом возрастает концентрация окислов азота в выпускных газах с 1100 до 1500 мин^{-1} .

С целью совершенствования основных показателей дизеля при применении системы топливоподачи с РНД без ухудшения его экологических показателей были проведены исследования по выбору угла опережения впрыска топлива для найденных оптимальных величин P_n . При работе во всем диапазоне установившихся режимов оптимальным углом является установочный угол опережения впрыска топлива θ , равный 17° ПКВ до ВМТ (что на 3° ПКВ меньше, чем при штатной ТПА).

Сравнение показателей работы двигателя на режимах внешней скоростной характеристики при работе со штатной ТПА и опытной, при оптимальных величинах P_n и θ показало, что интенсификация впрыска топлива с помощью той же испытываемой аппаратуры с РНД снижает g_e на 4–6 г/кВт·ч, температуру отработавших газов на $20\text{--}25^\circ\text{C}$, концентрацию окислов азота на 500–700 мин^{-1} , окиси углерода на 0,02–0,1% и дымность выпускных газов. Это позволяет принять систему топливоподачи с РНД, реализующую принцип управления величиной P_n в зависимости от режима работы в качестве базовой для решения задач, поставленных в настоящей работе.

В главе сформулированы основные требования и разработан конструктивный вариант такой системы топливоподачи с управлением

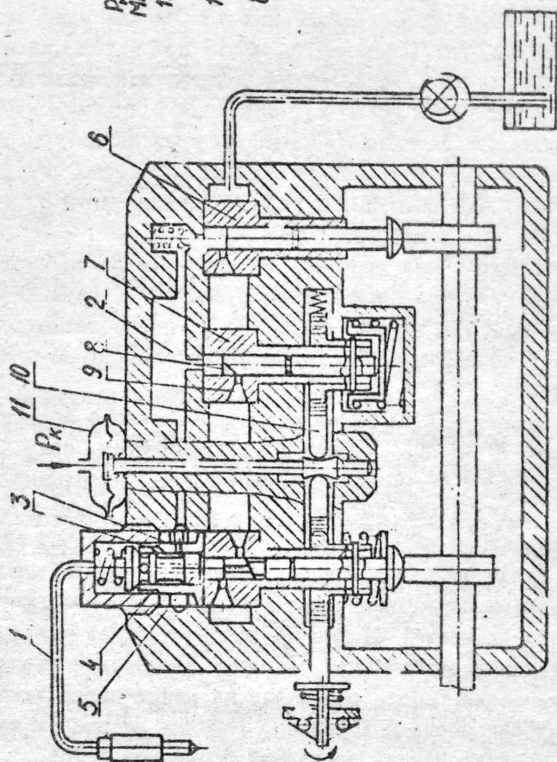


Рис. 1

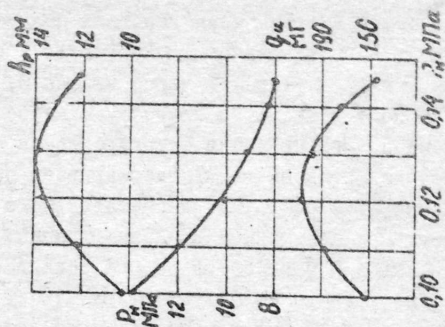


Рис. 2

ем величиной начального давления топлива P_n и упором максимального хода рейки топливного насоса h_p^{max} в зависимости от давления наддува.

Схема предлагаемой системы топливоподачи показана на рис. 1. Начальное давление в нагнетательном трубопроводе I создается путем его сообщения с аккумулятором 2 через каналы 3, выполненные в седле нагнетательного клапана, и проточку 4 на золотниковой поверхности клапана 5. При движении плунжера, после закрытия впускного окна, нагнетательный клапан перекрывает золотниковой частью каналы 3, прерывая сообщение нагнетательного трубопровода с аккумулятором. При дальнейшем движении клапана разгружающий полость выходит из седла и начинается подача топлива. После отсечки и посадки клапана топливо из аккумулятора начнет поступать в нагнетательный трубопровод. Для устранения опасности появления подвыпрысков, что может быть место при наложении волн давления в трубопроводе после отсечки на процесс повышения давления, в канале 3 установлен дроссель. Давление в аккумуляторе создается подкачивающей секцией 6, заданный уровень которого поддерживает регулятор 7, исполнительным элементом которого является подпружиненный золотник с управляющей кромкой 8, установленный во втулке с перепускным отверстием 9.

Регулирование давления в аккумуляторе осуществляется поворотом золотника при перемещении рейки 10. Управление перемещением реек регулятора и топливного насоса осуществляется пневмоэлементом II и определяется формой боковой поверхности штока пневмоэлемента.

Решение задачи нахождения оптимального закона управления величинами P_n и h_p существенно упрощается, если принять, что профили обеих поверхностей описываются полиномами второй степени (что соответствует вогнутой или выпуклой поверхности и отвечает функциональным возможностям данной механической системы управления). Таким образом, задача сводится к определению значений коэффициентов полиномов, определяющих форму поверхностей исполнительного элемента. Сложность задачи требует нахождения оптимума на математической модели объекта, применения расчетных методов моделирования работы двигателя на неуставившихся режимах. При этом правильность полученного решения во многом зависит от точности моделирования переходных процессов в ТПА.

Проведенный в работе теоретический анализ показал, что 1

циклах неустановившегося режима процесс топливоподачи осуществляется не только при ином уровне давления топлива в нагнетательном трубопроводе, но и при другой температуре топлива в полости наполнения топливного насоса t_n .

Из работ, выполненных в ЦНТА, НАМИ, ЯМЗ и ряде других известно, что в двигателях автотракторного типа при увеличении температуры топлива t_n на каждые 10°C цикловая подача топлива уменьшается от 1,1% до 4%.

Экспериментальное исследование особенностей работы топливоподающей аппаратуры, проведенное на дизеле 8ЧН¹⁵/18 показало, что с уменьшением нагрузки t_n возрастает. Это связано с увеличением доли хода плунжера, при которой происходит дросселирование топлива при эжекции (являющееся основной причиной подогрева топлива). Так на частичном режиме $M_e = 600\text{Нм}$, $n = 7800\text{мин}^{-1}$, являющемся исходным при проведении разгона под нагрузкой (т.е. генераторной характеристике тормозного устройства), $t_n = 60^\circ\text{C}$ что на $18-22^\circ\text{C}$ выше, чем при работе по внешней характеристике.

Из-за тепловой инерции деталей, образующих полость наполнения, и значительного объема топлива в ней длительность процесса изменения t_n при переходе двигателя с одного установившегося режима на другой составляет 3-5 мин. Переходный процесс изменения t_n с точностью $\pm 2\%$ описывается следующей полуэмпирической зависимостью, полученной на базе теории регулярного теплового режима:

$$t_n = t_{nk} + (t_{ni} - t_{nk})e^{-\frac{t}{T_0}} \quad (1)$$

где: t_{ni}, t_{nk} - температуры топлива в полости наполнения, соответствующие исходному и конечному установившимся режимам; T_0 - время замены топлива в полости наполнения топливного насоса на 95%. Величина T_0 для шестицилиндрового, четырехтактного двигателя определяется по следующему выражению: $T_0 = 0,95 \frac{\rho \cdot V_n \cdot 60}{q_{цк} \cdot 3 \cdot n_k} = 19 \frac{\rho V_n}{q_{цк} n_k}$, где V_n - объем полости наполнения топливного насоса высокого давления; $q_{цк}, n_k$ - цикловая подача и частота вращения коленчатого вала дизеля на конечном установившемся режиме. Экспериментально получено, что влияние t_n на величину $q_{цк}$ при работе дизеля на режимах, близких к внешней скоростной характеристике, хорошо описывается зависимостью: $q_{цк} = q_{цк}^y (1 - 0,0016(t_n' - t_n))$ (2) где $q_{цк}^y, t_n'$ - значения цикловой подачи и температуры топлива в полости наполнения на данном установившемся режиме.

Таким образом, в циклах разгона двигателя t_n на $15-20^\circ$

выше, чем в оходственных циклах установившегося, что обуславливает снижение величины ζ_u от 24 до 3,2%. Полученные зависимости позволили точнее определять величину q_u в циклах неуставившегося режима при расчетном моделировании работы дизеля.

Третья глава посвящена вопросам формирования критерия оптимальности согласования систем дизеля, учитывающего эффективность его работы на частичных и неуставившихся режимах, математическую формулировку задачи оптимизации, вопросам построения математической модели работы дизеля с опытной ТПА на режимах разгона.

Исходя из задачи обеспечения максимальной народнохозяйственной эффективности дизеля в эксплуатации и анализа существующих методов ее оценки в качестве критерия оптимизации регулировочных параметров систем дизеля принята экономичность его работы на характерных для эксплуатации режимах при фиксировании требований к мощностным показателям на уровне, необходимом для обеспечения определенного времени разгона агрегата до заданной (номинальной) скорости движения.

Общий вид целевой функции среднего удельного расхода топлива будет:

$$Y = \sum_{i=1}^n q_{ci} \cdot d_i + \sum_{j=1}^m q_{cj}^n \cdot d_j \quad (3)$$

где d_i, d_j - доля энергии, вырабатываемой на данном режиме ($\sum_{i=1}^n d_i + \sum_{j=1}^m d_j = 1$); q_{ci} - удельный расход топлива на i -ом установившемся режиме; q_{cj}^n - средний угловый расход топлива на j -ом неуставившемся режиме, определяемый из выражения:

$$q_c^n = \frac{\int_{\tau_1}^{\tau_2} N_e \cdot q_c \cdot d\tau}{\int_{\tau_1}^{\tau_2} N_e \cdot d\tau} \quad (4)$$

где τ_1 и τ_2 - момент начала и конца неуставившегося режима; N_e и q_c - изменение эффективной мощности и удельного расхода топлива в период неуставившегося режима.

Первый член в формуле (3) представляет собой средний удельный расход топлива при работе на установившихся режимах. Составляющие суммы могут быть выражены через экспериментально полученную зависимость q_c в функция от оптимизируемых параметров. Второй член представляет собой средний удельный расход топлива на характерных и наиболее часто встречающихся в эксплуатации

на неустановившихся режимах. Составляющие суммы определяются по выражению (4) при моделировании неустановившегося режима на базе известных расчетных методик с использованием полученных экспериментальных зависимостей.

Таким образом, задачей оптимизации является определение регулировочных параметров дизеля, формы внешней статической и динамической характеристики, которые обеспечивали бы минимум целевой функции при выполнении ряда условий (т.е. задача является задачей условной оптимизации):

1) обеспечение заданного времени разгона агрегата при типичной, для данного потребителя характеристике сопротивления:

$$\tau \leq \tau^{зад};$$

2) обеспечение заданной мощности на номинальном режиме и запаса крутящего момента на установившихся режимах:

$$N_{ен} : N_{ен}^{зад}, \left(\frac{M_{е}}{M_{ен}} \right) \geq \left(\frac{M_{е}^{max}}{M_{ен}} \right)^{зад};$$

3) не превышение заданных значений параметров, определяющих надежную работу и ресурс (максимальных значений давления сгорания, скорости нарастания давления, температуры газов перед турбокомпрессором, частоты вращения ротора турбокомпрессора): $p_2 \leq p_2^{зад}, \left(\frac{dp}{dt} \right)_{max} \leq \left(\frac{dp}{dt} \right)_{max}^{зад}, T_r \leq T_r^{зад}, n_r \leq n_r^{зад};$

4) выполнение норм по токсичности и дымности отработавших газов: $D \leq D^{зад}, \alpha \geq \alpha_{min}.$

Методом штрафных функций задача была сведена к задаче безусловной оптимизации, методы решения которых хорошо разработаны. Таким образом целевая функция оптимизируемой системы имеет вид:

$$Z = Y + \sum (\chi_i - \chi_i^n)^2 \cdot \delta_i$$

где Y - целевая функция, подсчитанная по выражению (3);

χ_i, χ_i^n - величина i -того параметра ($\chi = \{\tau, N_{ен}, p_2, \dots\}$)

и его предельно допустимое значение; δ_i - коэффициент штрафа (при $\chi_i \leq \chi_i^n, \delta_i = 0$).

Обобщение и анализ существующих методов моделирования эксплуатационных режимов работы позволили сформулировать обобщенный (сезонный) цикл работы двигателя, с сезонными режимами, характерными для работы транспортного средства, включающий наряду с частотными режимами работы режимы разгона под нагрузкой.

Расчет работы дизеля с оптимальным расходом топлива на режимах разгона производится в соответствии с системным подходом к

моделированию, устанавливающим, что достаточным для функционирования модели системы является наличие идентификационной (регрессионной, передаточной и т.п.) связи между входом и выходом каждого блока. Потребность в упрощении и максимальном сокращении времени расчета одного варианта режима разгона двигателя предопределила широкое использование этого принципа. В связи с этим работа систем дизеля не раскрывается и не детализируется, а заменяется экспериментально полученными зависимостями, связывающими изменение выходных параметров систем в зависимости от входных.

При разработке программы расчета работы двигателя на режиме разгона за основу была взята методика, применяемая на заводе имени В.А.Малышева, в частности ее упрощенный вариант с приближенным расчетом импульсной газовой турбины. Расчет производится путем решения на каждом расчетном интервале системы уравнений обосталенных в конечных разностях. За независимую переменную принят угол поворота коленчатого вала дизеля, поэтому изменение частоты его вращения, а также ротора турбокомпрессора определяется по зависимостям:

$$J \frac{d\omega}{d\varphi} = M_e - M_c, \quad J_r \frac{d\omega_r}{d\varphi} = M_r - M_k$$

преобразованным к виду:

$$\frac{d\omega}{d\varphi} = \frac{5}{J\pi n} (M_e - M_c), \quad \frac{d\omega_r}{d\varphi} = \frac{5}{J_r\pi n} (M_r - M_k),$$

где ω, J — угловая скорость вращения коленчатого вала и приведенный к нему момент инерции дизеля, ω_r, J_r — угловая скорость и момент инерции ротора турбокомпрессора; M_e, M_c — крутящий момент дизеля — момент сопротивления потребителя;

M_r, M_k — момент развиваемый турбиной и потребляемый компрессором.

Основные зависимости используемые при расчете (наряду с экспериментально полученными характеристиками систем дизеля) следующие:

Длительность переходного процесса определяется из уравнения

$$\frac{d\varphi}{d\varphi} = \frac{1}{6n}$$

Определение температуры топлива t_n и величины q_n производится по формулам (1) и (2), а температуры поверхности стенок камеры сгорания по выражению:

$$T_w = T_{wk} + (T_{wi} - T_{wk}) e^{-0.218 \varphi}$$

где $T_{\text{вх}}$ и $T_{\text{вых}}$ — конечное и исходное значения температур.

Перемещение штока пневмоэлемента находится по зависимости:

$x = f(p_k)$ положение рейки топливного насоса $f_k'''' = Ax^2 + Bx + C$
начального давления топлива $p_k = A'x^2 + B'x + C'$ где $A, B, C,$
 A', B', C' — коэффициенты, задающие форму боковых поверхностей штока пневмоэлемента. Наряду с величинами температур охлаждающей воды и угла опережения впрыска они являются параметрами оптимизации.

Программа, реализующая упомянутый алгоритм, написана на языке Фортран-IV. Время расчета одного варианта режима разгона на ЭЦВМ ЕС-1022 находится в пределах 0,5–3 мин в зависимости от условий осуществления разгона. Программа поиска оптимальных значений регулировочных параметров систем дизеля составлена с использованием пакета подпрограмм по безусловной оптимизации функций, имеющая в математическом обеспечении ЕС ЭВМ. Время решения оптимизационной задачи составляет от 30 до 90 мин в зависимости от исходных значений регулировочных параметров дизеля.

Четвертая глава посвящена описанию экспериментальной установки для исследования работы дизеля на установившихся и неустановившихся режимах, комплекса применяемой измерительной и регистрирующей аппаратуры, методики обработки экспериментальных данных, оценки их точности. Методика экспериментальных исследований ориентирована на применение методов математического планирования многофакторных экспериментов. Объектом исследования является дизель 6ЧН 15/18, установленный на стенде с балансирной динамомашинной МБП-55/34. Стенд снабжен специальным блоком, позволяющим изменять температуру топлива в полости наполнения топливного насоса от 20° до 80°С и начальное давление топлива в нагнетательном трубопроводе перед впрыском от 0 до 20 МПа. Стенд оборудован управляемой дроссельной заслонкой, позволяющей создавать на установившихся режимах работы двигателя пониженные значения p_k , характерные для режимов разгона. Дизель долговременно оборудован муфтой сбережения впрыска топлива, что позволяет его изменять в пределах 1–32° ПКВ без остановки

дрил теля. Температура охлаждающей воды (T_c) варьировалась во всем допустимом интервале от 55 до 95°C с помощью стендового оборудования. Регистрация быстроизменяющихся величин давления газов в цилиндре двигателя, давления форсунки, давления топлива в нагнетательном трубопроводе осуществлялось специально разработанным комплексом контрольно-измерительной аппаратуры. Это позволило регистрировать показатели рабочего процесса любого наперед заданного цикла неустановившегося режима на барабанной кассете с высокой скоростью протяжки фотобумаги (до 25 м/с), что обеспечило высокую точность их определения.

В соответствии с задачами работы экспериментальные исследования состояли из следующих основных частей.

1. Проведение экспериментальных работ для получения регрессионных зависимостей влияния показателей работы основных систем дизеля n , η , θ , P_c , P_k , T_c на протекание его рабочего процесса на установившемся режиме работы.

2. Экспериментальная проверка точности моделирования режимов работы расчетным методом, а также приемистости двигателя и его экономичности при работе с потребителем при найденных оптимальных величинах регулировочных параметров опытной топливоподающей аппаратуры и дизеля.

В дтой главе приведены результаты экспериментальных исследований работы дизеля 64Н 15/1 с опытной ТПА.

Анализ полученных регрессионных зависимостей показал, что оптимальные величины регулировочных параметров P_k , θ , T_c зависят от скоростного и нагрузочного режима, от уровня друг друга и, кроме того, различны в условиях установившегося и неустановившегося режимов, что моделировалось изменением величин P_k и T_c . Необходимость учета ограничений на допустимый диапазон варьирования факторов без превышения задаточными параметрами предельных значений делает задачу определения оптимальных величин регулировочных параметров систем дизеля еще более сложной, что подтверждает правильность выбранного комплексного подхода к ее решению.

Полученные экспериментальные данные использовались при расчетном определении оптимальных значений регулировочных параметров систем дизеля. Отклонение расчетных от экспериментальных величин показателей работы двигателя на режимах разгона не превышало 2,6%. Найденная оптимальная величина угла опережения подачи топлива составляет 27,5°, T_c - 85°C. Характеристики топливоподающей

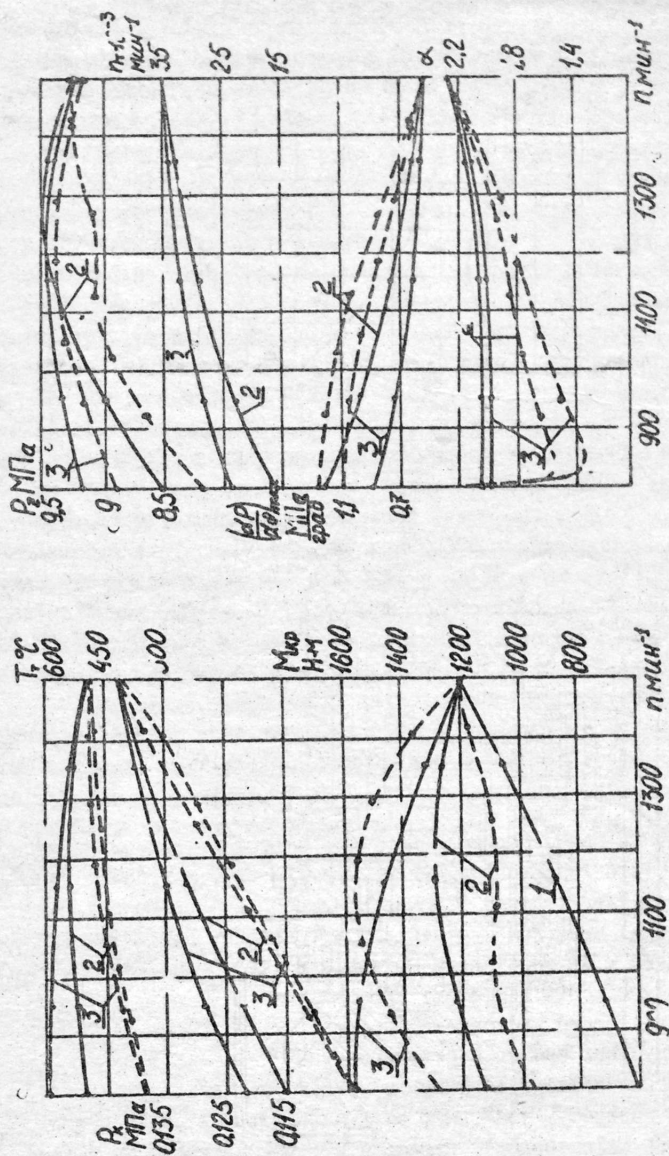


Рис. 3. Изменение показателей работы дизеля: (—) — по внешней скоростной характеристике, (---) — при расходе под нагрузкой, изменяющемся по генераторной характеристике (1), при работе со штатной (2) и о.в.т.н. (3) топливopодател. аппаратурой.

аппаратуры при реализации оптимальных законов изменения величин P_n и k_{max} в зависимости от давления в пневмоэлементе показаны на рис. 2. В нижней части рисунка приведено изменение величины q_n ($n = 1500 \text{ мин}^{-1} = \text{const}$). Обеспечение найденного оптимального соотношения показателей работы систем топливоподачи и воздушноснабжения позволяет иметь высокие значения крутящего момента дизеля при работе по внешней динамической и статической скоростным характеристикам без превышения параметров, характеризующих тепловую и механическую напряженность деталей цилиндро-поршневой группы и турбокомпрессора своих заградительных значений. Длительность режима разгона двигателя под нагрузкой (рис. 3) сокращается с 21 до 8 сек. На режимах работы двигателя, используемых при вычислении целевой функции (3), получено следующее улучшение q_e (в г/кВт ч) при работе с оптимальной (в числителе) по сравнению со штатной ПДА (в знаменателе). На режимах разгона по генераторной характеристике с исходных режимов $M_e = 600 \text{ Н·м}$, $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ (кривая I на рис. 3) и $M_e = 150 \text{ Н·м}$, $n = 800 \text{ мин}^{-1}$ соотношение средних удельных расходов топлива составляет 226/233 и 228/234. И на установившихся режимах: $M_e = 600 \text{ Н·м}$, $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ - 222/232; $M_e = 600 \text{ Н·м}$, $n = 1150 \text{ мин}^{-1}$ - 218/229; $M_e = 1200 \text{ Н·м}$, $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ - 218/227, $M_e = 1200 \text{ Н·м}$, $n = 1150 \text{ мин}^{-1}$ - 2.2/222. В итоге средний удельный расход топлива при работе на частичных и неуставившихся режимах снижается на 8 г/кВт ч.

Система регулирования частоты вращения вала дизеля работала устойчиво на всех исследованных режимах.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Анализ ранее выполненных работ и настоящее исследование показывают, что топливоподающая аппаратура с регулируемым начальным давлением топлива и нагнетательном трубопроводе перед впрыском (РНД) является перспективным средством для улучшения экономических и экологических показателей автотракторных дизелей, их компактности в составе агрегата.

2. Разработана расчетно-экспериментальная методика определения оптимальных значений регулировочных параметров систем дизелей, обеспечивающих заданную приемистость транспортного средства и наилучшую топливную экономичность. Методика позволяет оценить эффективность мероприятий, направленных на улучшение работы дизеля на частичных и неуставившихся режимах.

3. Предложен конструктивный вариант спитной топливopодающей аппаратуры дизеля с управлением начальным давлением топлива P_n и упор и рейки топливного насоса R_p^{max} по давлению наддува, обеспечивающий согласование показателей работы систем топливopодачи и воздуxоснабжения.

4. Методика математического моделирования работы дизеля на неустановившихся режимах, применяемая на ХЗТМ им. В.А.Малышева, дополнена расчетом переходных процессов в топливopодающей аппаратуре с учетом теплового состояния топлива в полости наполнения насоса высокого давления.

5. Испытания дизеля 6ЧН 15/18 с опытной топливopодающей аппаратурой при оптимальных: угле опережения впрыска топлива, тепловом режиме охлаждения и законе управления величинами P_n и R_p^{max} по давлению наддува (найденных по предложенной методике) показали возможность сокращения времени разгона двигателя под нагрузкой на 60% и снижения среднего удельного расхода топлива на 3,5% без превышения задаточных параметров двигателя.

6. Экспериментально показано, что применение топливopодающей аппаратуры с РЧД на дизеле ЯМЗ-233 при оптимальных величинах начального давления и угла опережения впрыска топлива позволяет снизить токсичность выпускных газов (в частности эмиссию NO_x на 25-30%) при одновременном улучшении экономичности от 2 до 3% во всем диапазоне установившихся режимов работы.

7. Методика определения оптимальных регулировочных параметров дизеля внедрена в НАМИ с реальным годовым экономическим эффектом 100 тыс.руб. Разработанная топливopодающая аппаратура с И.Д. принята к экспериментальной проверке Владимирским тракторным заводом и Рогинским заводом топливной аппаратуры. Ожидаемый экономический эффект от ее внедрения составляет 210 руб. в год на один дизель Д 144.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Система подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания/ О.Б.Леонов, Р.В.Арапов, В.П.Попов, И.В.Федотов. - Машины, прибор, стенды. Каталог. - М., 1980, № 7, с. 85.

2. Леонов О.Б., Попов В.П., Федотов И.В. Улучшение мощностных и экономических показателей дизеля на эксплуатационных режимах. - Двигатели внутреннего сгорания: М., ИНИТЭИТДМШ, 1982, вып. 18, с. 1-4.

3. Стенд для исследования рабочего процесса дизеля / О.Б.Леонов, В.Г.Глов, В.В.Арапов, И.В.Федотов. - Двигатели внутреннего сгорания: М., ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1982, вып. 18, с. 8-10.

4 Расчетно-экспериментальная методика согласования работы систем дизеля на неустановившихся режимах / О.Б.Леонов, В.П.Попов, В.В.Арапов, И.В.Федотов / МВТУ им. Н.Э.Баумана. - М., 1982. - 10 с. (Рукопись деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ 27.09.82 № 998).

5. Совершенствование рабочего процесса дизелей ЯМЗ повышением начального давления топлива в нагнетательном трубопроводе / О.Б.Леонов, И.В.Федотов, Т.Р.Филипосянц, Ш.Г.Турабелидзе - Двигателестроение, 1983, № 2, с 43-47.

6. А.С. 646080 (СССР). Система подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания / О.Б.Леонов, В.П.Попов, И.В.Федотов и др. - Заявл. 17.02.78, № 2576051; опус.: Б.И. 1979, № 5.

7. А.С. 918809 (СССР). Стенд для исследования рабочего процесса дизеля / О.Б.Леонов, В.В.Арапов, И.В.Федотов и др. - Заявл. 13.11.79, № 2838371; опус.: Б.И. 1982, № 13.

8. А.С. 968504 (СССР). Топливоподающая система для ДВС / О.Б.Леонов, В.В.Арапов, И.В.Федотов и др. - Заявл. 19.01.79, № 2711273; опус.: Б.И. 1982, № 39.

9. А.С. 968503 (СССР). Устройство для подачи топлива в ДВС / М.Г.Круглов, О.Б.Леонов, И.В.Федотов и др. - Заявл. 19.01.78, № 2563201; опус.: Б.И. 1982, № 39.

10. А.С. 968488 (СССР). Регулятор давления / О.Б.Леонов, В.Г.Павлюков, И.В.Федотов и др. - Заявл. 12.01.78, № 2587831; опус.: Б.И. 1982, № 39.

ИФЭУ

