

1548419

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПО ВЫСШЕМУ ОБРАЗОВАНИЮ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

УДК 621.436

Марков Владимир Анатольевич

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПУТЕМ
УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ТОПЛИВОПОДАЧИ

Специальность 05.04.02 – тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва – 1995

Работа выполнена в Московском государственном
техническом университете им. Н. Э. Баумана

Научный консультант: заслуженный деятель науки и
техники Российской Федерации,
доктор технических наук,
профессор **КРУТОВ В.И.**

Официальные оппоненты:

Болдырев И.В. доктор технических наук,
ст. научный сотрудник

Пиноский Ф.И. доктор технических наук,
академик АЭН

Федоров П.В. доктор технических наук,
профессор

Ведущее предприятие: Акционерное общество "Ногинский
завод топливной аппаратуры"

Защита состоится "25" октября 1995 г.

в 14

Д.С.

УУ

Д

"

М

В

С

И

1

.....ского совета

ическом

Москва,

а

отеке

лярах,

ять по

5,

а-

5 г.

Иващенко

1548419

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

1548419

Актуальность проблемы. Рост парка автомобилей, расширение сферы их применения и увеличение мощностей двигателей внутреннего сгорания, устанавливаемых на транспортные средства, приводят к увеличению потребления нефтепродуктов и загрязнению атмосферы токсичными компонентами отработавших газов (ОГ). В связи с этим в последние годы значительно возросло производство дизельных двигателей, предназначенных для установки на грузовые автомобили и автобусы, что объясняется их высокой топливной экономичностью и более низкой токсичностью ОГ по сравнению с бензиновыми двигателями. Более того, в США и в ряде стран Западной Европы расширено применение дизелей на легковых автомобилях для удовлетворения новых требований по экономическим и экологическим показателям. Причем требования по токсичности ОГ становятся приоритетными.

Дизели транспортного назначения работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. При работе таких дизелей на режимах с пониженной частотой вращения и частичной нагрузкой их показатели как правило ухудшаются, что вызвано ухудшением качества рабочего процесса. Наиболее простым и эффективным средством воздействия на рабочий процесс дизеля является управление процессом топливopодачи. Причем для обеспечения наибольшей эффективности система управления топливopодачей должна обеспечивать как управление величиной цикловой подачи, так и управление углом опережения впрыскивания топлива (УОВТ).

Одной из наиболее сложных задач, которую необходимо решить при разработке систем управления топливopодачей, является выбор оптимальных законов управления, и в частности – законов управления УОВТ. Известные из литературных источников законы управления УОВТ (базовые характеристики), оптимизированные по топливной экономичности и токсичности ОГ, приводятся без указания методики их построения. В то же время, экономические и экологические



показатели транспортных дизелей находятся в сложной, часто противоречивой зависимости. Поэтому нахождение оптимальных значений УОВТ представляет определенные трудности. Положение осложняется необходимостью определения оптимальных значений УОВТ не только на установившихся режимах работы, но и при изменении условий эксплуатации (изменении атмосферных условий, изменении вида топлива), а также на неустановившихся режимах работы дизеля. Все эти проблемы требуют проведения целого комплекса теоретических работ с целью определения оптимальных законов управления УОВТ.

Не менее важной задачей является реализация полученных законов управления УОВТ. Широко применяемая в транспортных дизелях топливная аппаратура с топливными насосами высокого давления (ТНВД) и центробежными муфтами позволяет реализовать управление УОВТ только по частоте вращения. Этого явно недостаточно для получения высоких эксплуатационно-технических показателей дизелей. Поэтому возникает проблема разработки нетрадиционной топливоподающей аппаратуры и систем управления к этой аппаратуре, позволяющих реализовать полученные законы управления УОВТ.

Целью работ являлось создание методологии автоматического управления УОВТ в дизелях транспортного назначения и применение ее для решения таких важных задач, стоящих перед дизелестроением, как снижение эксплуатационного расхода топлива и токсичности ОГ дизелей. Указанная цель достигалась решением следующих задач:

- разработка методики определения законов управления УОВТ, оптимизированных по топливной экономичности и по токсичности ОГ;
- разработка метода формирования базовых характеристик для управления УОВТ при изменяющихся условиях эксплуатации и, в частности, при работе дизелей на топливах с различными физико-химическими свойствами;
- создание математической модели системы автоматического управления (САУ) топливоподачей, позволяющей проводить исследования с целью выбора оптимальных значений УОВТ в соответствии с характером переходного процесса;
- синтез САУ, обеспечивающих управление УОВТ по полученным законам управления;

- экспериментальное подтверждение эффективности использования САУ топливоподачей, обеспечивающей управление величиной цикловой подачи и УОВТ по разработанным законам.

Научная новизна работы состоит в том, что разработана методика определения законов управления УОВТ на установившихся режимах, оптимизированных по топливной экономичности и по токсичности ОГ. Предложен метод формирования базовой характеристики для управления УОВТ при работе дизеля на топливах с различными физико-химическими свойствами. Разработана математическая модель САУ, позволяющая проводить исследования с целью выбора оптимальных значений УОВТ в переходных процессах. Предложены общие принципы синтеза систем автоматического управления УОВТ с конкретными примерами созданных ТНВД и регуляторов, защищенных авторскими свидетельствами и патентами.

Практическая ценность работы заключается в разработке методик расчета, позволяющих на основании экспериментальных данных по конкретному дизелю дать практические рекомендации по выбору оптимальных значений УОВТ во всем диапазоне эксплуатационных режимов работы дизеля, а также в переходных процессах. Предложены защищенные авторскими свидетельствами и патентами конструкции ТНВД с двумя органами управления топливоподачей - дозирующей и фазирующей рейками, а также устройств управления этими рейками. Использование разработанных ТНВД и устройств управления топливоподачей в транспортных дизелях позволяет повысить топливную экономичность и уменьшить токсичность ОГ дизеля.

Результаты исследований внедрены в НИИ двигателей, в а/о "Ногинский завод топливной аппаратуры" и в Московском государственном агроинженерном университете им. В.П.Горячкина.

Реализация работы. Результаты работы (методики определения законов управления УОВТ и материалы по разработке конструктивных схем ТНВД с комбинированным регулятором топливоподачи) переданы в НИИ двигателей и в Московский государственный агроинженерный университет им.В.П.Горячкина и применяются при проведении отраслевых ИИР и ОКР. Результаты работы используются в а/о "Ногинский завод топ-

ливной аппаратуры" (НЗТА) при разработке ТНВД с комбинированным регулятором топливоподачи для перспективных дизелей Минского моторного завода (ММЗ) и дизелей семейства КамАЗ. Разработанные модели и другие результаты работы используются в учебной и научно-исследовательской работе кафедры "Теоретические основы теплотехники" МГТУ им.Н.Э.Баумана, при чтении курсов лекций для студентов МГТУ и других ВУЗов.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались и были одобрены на заседаниях научно-технического семинара по автоматическому регулированию и управлению теплоэнергетических установок на кафедре "Теоретические основы теплотехники" МГТУ им.Н.Э.Баумана в 1991 - 1995 г.г., на заседаниях научно-технических семинаров а/о "КамАЗ" и а/о "НЗТА" в 1992, 1993 г.г., на юбилейных межвузовских чтениях "Двигатели и энергетические установки для авиации, космоса и наземного транспорта", посвященных 100-летию Б.С.Стечкина, в Московском автомобильно-дорожном институте в 1991 г. Результаты работы использованы в техническом проекте "Унифицированная электронная система оптимального управления турбопоршневым двигателем", представленном в 1991 г. коллективом авторов для участия во Всесоюзном конкурсе "Турбо" и занявшем в конкурсе 3-е место.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 45 печатных работ, в том числе одна монография, 22 статьи и 22 авторских свидетельства и патента.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Общий объем работы 413 страниц, включая 333 страницы основного текста, содержащего 106 рисунков и 12 таблиц. Список литературы включает 244 наименования на 27 страницах, приложения на 49 страницах, включая документы о внедрении результатов работы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен анализ требований, предъявляемых к транспортным дизелям в современных условиях. Сделан вывод о том, что основными из этих требований являются повышение топливной экономичности и снижение токсичности ОГ.

Причем, требования по токсичности ОГ становятся приоритетными. Проведенный анализ влияния конструктивных особенностей транспортных дизелей и условий их эксплуатации на токсичность ОГ показал, что наибольшей токсичностью отличаются форсированные дизели повышенной мощности с неразделенными камерами сгорания, работающие в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, в том числе и на неустановившихся режимах.

Проведен обзор средств и методов улучшения экономических и экологических показателей транспортных дизелей. Показано, что применение устройств и систем очистки ОГ для снижения токсичности транспортных дизелей недостаточно эффективно, поскольку эти устройства практически не очищают ОГ от наиболее значимых токсичных компонентов - окислов азота. Успешное решение задачи повышения экономических и экологических показателей дизелей возможно за счет улучшения качества рабочего процесса дизеля в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов его работы. Эффективным методом такого улучшения качества рабочего процесса является формирование оптимальных законов управления процессом топливоподачи в соответствии с режимом работы дизеля. При этом наиболее важными параметрами процесса топливоподачи, определяющими характер протекания рабочего процесса, являются величина цикловой подачи и УОВТ.

К транспортным дизелям предъявляется также ряд дополнительных требований, среди которых увеличение ресурса работы дизелей, улучшение их динамических и пусковых качеств, способность адаптации дизелей к изменяющимся условиям эксплуатации. Показано, что эффективным средством удовлетворения этих требований является управление величиной цикловой подачи топлива и УОВТ.

Проблема управления величиной цикловой подачи топлива является достаточно изученной. Этой проблеме посвящены работы Крутова В.И., Леонова И.В., Толщина В.И., Блаженнова Е.И., Долганова К.Е., Иинского Ф.И. и ряда других ученых. Разработаны методики построения базовых характеристик для управления величиной цикловой подачи. Некоторые из этих базовых характеристик реализуются системами управле-

ния, серийно выпускаемыми зарубежными двигателестроительными фирмами. Предложены законы управления величиной цикловой подачи при изменении условий эксплуатации и в переходных процессах. Разработаны корректирующие устройства, обеспечивающие реализацию указанных законов.

Менее изученной является проблема управления УОВТ. Известны некоторые работы Крутова В.И., Леонова И.В., Болдырева И.В., Патрахальцева Н.Н., Фомина Ю.Я., посвященные этой проблеме. В то же время не разработаны методики определения оптимальных законов управления УОВТ на установившихся режимах и в переходных процессах. До настоящего времени не созданы достаточно простые и надежные системы топливоподачи, обеспечивающие реализацию сложных законов управления УОВТ. Решению этих проблем и посвящена настоящая работа.

Вторая глава посвящена определению оптимальных законов управления УОВТ на установившихся режимах работы транспортных дизелей. Проведенный анализ разработанных законов управления УОВТ на этих режимах показал, что значения УОВТ должны выбираться в соответствии с частотой вращения и нагрузкой дизеля. При этом в качестве критериев оптимизации значений УОВТ по экономическим и экологическим показателям дизеля целесообразно выбрать расход топлива и массовые выбросы нормируемых токсичных компонентов ОГ - окислов азота, окиси углерода, углеводородов. В этом случае транспортный дизель является многокритериальным объектом управления.

Проведен анализ методов решения многокритериальных задач оптимизации и обоснован выбор метода решения таких задач, основанного на составлении обобщенного критерия оптимальности в виде

$$J_{oi} = A_{et} J_{eti} + A_{nox} J_{noxi} + A_{co} J_{coi} + A_{снх} J_{снхи}, \quad (1)$$

где J_{eti} , J_{noxi} , J_{coi} , $J_{снхи}$ - частные критерии оптимальности по расходу топлива $G_{топл}$, выбросам окислов азота NO_x , окиси углерода CO , углеводородам CH_x ; A_{et} , A_{nox} , A_{co} , $A_{снх}$ - весовые коэффициенты указанных частных критериев. Частные критерии оптимальности, входящие в выражение (1), предлагается определять на каждом i -том режиме из соотношений

$$\left. \begin{aligned} J_{\text{гтл}i} &= G_{\text{гтл}i} / G_{\text{гтл}i0} ; \\ J_{\text{нох}i} &= E_{\text{нох}i} / E_{\text{нох}i0} ; \\ J_{\text{со}i} &= E_{\text{со}i} / E_{\text{со}i0} ; \\ J_{\text{снх}i} &= E_{\text{снх}i} / E_{\text{снх}i0} , \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $G_{\text{гтл}i}$, $E_{\text{нох}i}$, $E_{\text{со}i}$, $E_{\text{снх}i}$ – параметры дизеля на рассматриваемом режиме при текущем значении УОВТ; $G_{\text{гтл}i0}$, $E_{\text{нох}i0}$, $E_{\text{со}i0}$, $E_{\text{снх}i0}$ – параметры дизеля на этом же режиме при номинальном значении УОВТ. Наибольшую сложность при данном методе оптимизации представляет выбор весовых коэффициентов, определяемый значимостью того или иного частного критерия. В разработанной методике значимость частных критериев, характеризующих токсичность, определяется по соответствию исследуемого дизеля действующим нормам по токсичности. С целью реализации такого принципа выбора весовых коэффициентов предлагается определять их в виде отношений действительной эмиссии токсичных компонентов ОГ к предельным величинам эмиссии, определяемым нормами на токсичность, т.е.

$$\left. \begin{aligned} a_{\text{нох}} &= e_{\text{нох}} / e_{\text{нох пр}} ; \\ a_{\text{со}} &= e_{\text{со}} / e_{\text{со пр}} ; \\ a_{\text{снх}} &= e_{\text{снх}} / e_{\text{снх пр}} . \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

При оптимизации характеристик дизеля необходимо учитывать, что транспортный дизель большую часть времени работает на частичных скоростных и нагрузочных режимах. Причем, доля этих режимов зависит от условий эксплуатации транспортного средства. Для определения токсичности ОГ дизелей в США и ряде других стран разработаны специальные испытательные циклы. В настоящее время для транспортных дизелей общепринятым является 13-режимный цикл, включающий три режима холостого хода с минимальной частотой вращения, пять нагрузочных режимов при номинальной частоте вращения и пять нагрузочных режимов с частотой вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту. При этом удельные массовые выбросы вредных веществ опреде-

ляются из выражений

$$\left. \begin{aligned} e_{nox} &= \sum_{i=1}^{13} (E_{nox i} K_i) / \sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i) ; \\ e_{co} &= \sum_{i=1}^{13} (E_{co i} K_i) / \sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i) ; \\ e_{снх} &= \sum_{i=1}^{13} (E_{снх i} K_i) / \sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i) , \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где E_{nox} , E_{co} , $E_{снх}$ – часовые массовые выбросы токсичных компонентов; N_e – эффективная мощность дизеля; K_i – коэффициент приведения, отражающий долю времени каждого режима в условиях работы транспортного средства. При оптимизации значений УОВТ в качестве предельных величин эмиссии токсичных компонентов ОГ использованы нормы, регламентируемые Российским ОСТ 37.001-81 ($e_{nox пр} = 18,35$ г/кВт·ч; $e_{co пр} = 9,5$ г/кВт·ч; $e_{снх пр} = 3,4$ г/кВт·ч), и нормы общеевропейских требований *EURO1* (соответственно 8,0; 4,5; 1,1 г/кВт·ч). Оптимизация значений УОВТ во всем поле эксплуатационных режимов работы дизеля с использованием выражений (1)...(4) проводится путем последовательного обхода пространства изменения частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e и вычисления в каждой узловой точке значений обобщенного критерия оптимальности J_0 при различных УОВТ. Затем в каждой узловой точке определяется УОВТ, при котором обобщенный критерий принимает свое минимальное значение. Этот УОВТ и является оптимальным.

Для оценки эффективности предлагаемой методики проведен расчет оптимизированных базовых характеристик управления УОВТ для дизеля семейства КамАЗ. При этом использованы экспериментальные данные по указанному дизелю, полученные в НАМИ при участии автора настоящей работы и представленные на рис.1 (пунктирные линии). Расчетные базовые характеристики управления УОВТ представлены на рис.2. Базовая характеристика на рис.2 а соответствует работе дизеля с постоянным УОВТ, характеристика на рис.2 б оптимизирована по топливной экономичности, характеристики на рис.2 в, г оптимизированы по топливной экономичности и по токсичности ОГ. Причем, при рас-

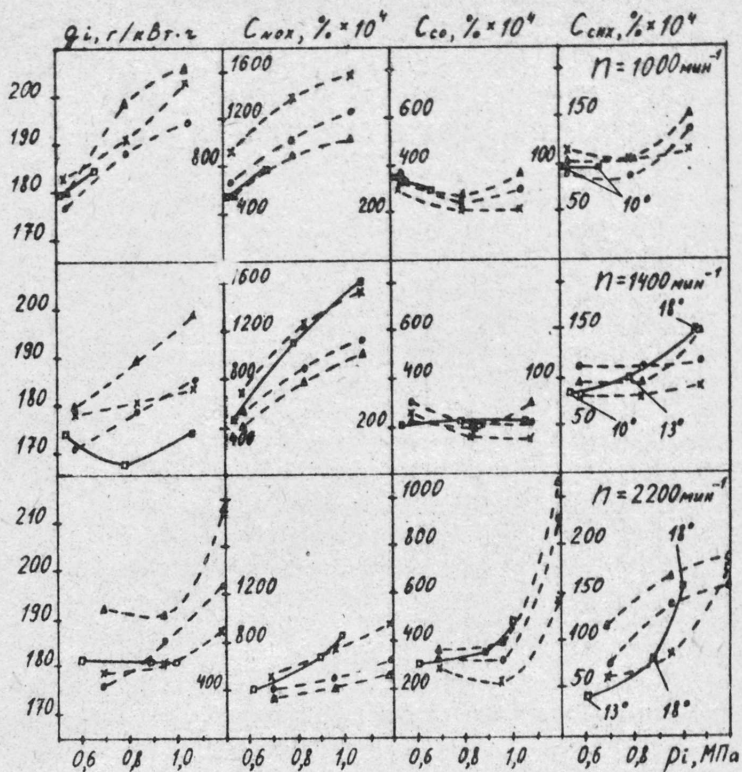


Рис.1. Зависимости экономичности и объемных концентраций токсичных компонентов в ОГ от скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля со штатным и опытным ТНВД при различных УОВТ: — — — — — опытный ТНВД; - - - - - штатный ТНВД: x — $\theta = 18^\circ$ п.к.в. до ВМТ; o — $\theta = 13^\circ$; Δ — $\theta = 10^\circ$.

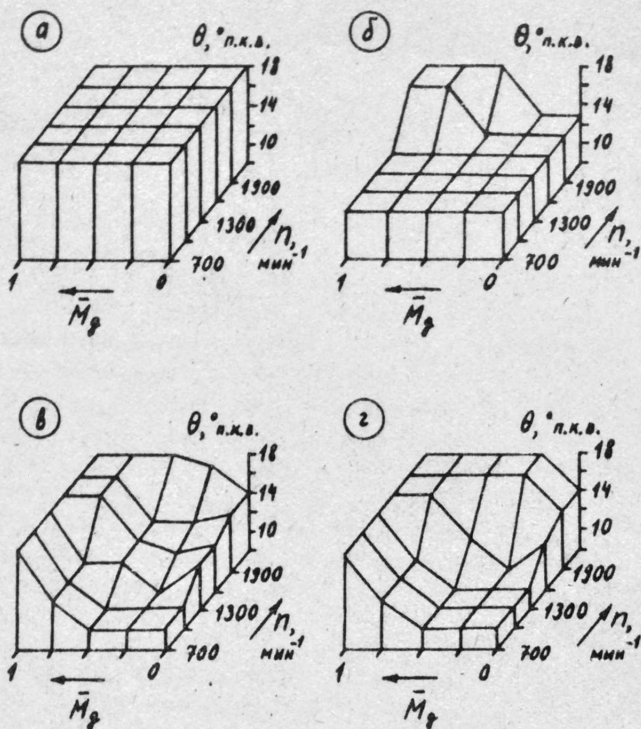


Рис.2. Расчетные базовые характеристики для управления УОВТ в дизеле семейства КамАЗ : а – характеристика с постоянным УОВТ; б – характеристика, оптимизированная по топливной экономичности; в, г – характеристики, оптимизированные по топливной экономичности и по токсичности ОГ.

чете характеристики на рис.2 в весовые коэффициенты определялись по российским нормам на токсичность ОГ, а при расчете характеристики на рис.2 г – по общеевропейским нормам. Характеристики на рис.2 в, г предусматривают уменьшение УОВТ на 8° поворота коленчатого вала (п.к.в.) при уменьшении частоты вращения дизеля от номинальной до минимальной и нагрузки от полной до холостого хода.

Реализация характеристики на рис.2 г в исследуемом дизеле, работающем по 13-режимному циклу, позволяет уменьшить эмиссию окислов азота на 12 % при ухудшении топливной экономичности на 1 %. Проведены также расчеты оптимизированных базовых характеристик управления УОВТ для дизеля Д-240.

Результаты проведенных расчетов и сопоставление полученных базовых характеристик с базовыми характеристиками, предложенными зарубежными фирмами, подтвердили эффективность разработанной методики при определении базовых характеристик управления УОВТ.

В третьей главе рассмотрены особенности формирования базовых характеристик управления УОВТ при изменении условий эксплуатации транспортных дизелей: изменении параметров окружающего воздуха или физико-химических свойств применяемого топлива. Проведен анализ основных закономерностей изменения рабочего процесса дизелей в зависимости от условий эксплуатации. Показано, что при формировании базовой характеристики управления УОВТ в этих условиях необходимо обеспечить ограничение по максимальному давлению сгорания. В частности, при переводе дизеля размерности 13/14, работающего на номинальном режиме, с дизельного топлива (с вязкостью $\nu_t = 4,0 \text{ мм}^2/\text{с}$) на бензин (с вязкостью $\nu_t = 0,73 \text{ мм}^2/\text{с}$) максимальное давление сгорания возрастает с 7,2 до 8,0 МПа. Однако, до настоящего времени не разработаны достаточно простые и надежные датчики максимального давления сгорания, которые могли бы быть использованы при управлении УОВТ в многотопливном дизеле.

Повышенные значения максимального давления сгорания при работе дизеля на облегченных топливах обусловлены различной воспламеняемостью топлив, которая характеризуется детонационным числом топлива, периодом задержки воспламенения, анализом

точкой и другими показателями. Однако, эти показатели не могут быть определены в процессе эксплуатации транспортного дизеля. В то же время, как показано в ряде работ, физико-химические свойства топлив, применяемых в многотопливных дизелях, связаны между собой корреляционной зависимостью. Поэтому в качестве входной координаты для управления УОВТ могут быть использованы физические свойства топлива, непосредственно не связанные с воспламеняемостью, но косвенно характеризующие ее. В качестве такого свойства топлива предлагается использовать его вязкость, поскольку разработаны достаточно простые и надежные корректоры топливоподачи по вязкости топлива.

Для подтверждения правомерности использования вязкостных корректоров для формирования базовой характеристики управления УОВТ в многотопливном дизеле проведен корреляционный анализ взаимосвязи вязкости применяемого топлива и максимального давления сгорания с использованием экспериментальных данных по дизелю размерности 13/14, работающему на номинальном режиме. Коэффициент корреляции указанной взаимосвязи оказался равным 0,73, что подтверждает наличие достаточно сильной зависимости между исследуемыми параметрами. Поэтому в многотопливном дизеле УОВТ может быть определен в виде функции от частоты вращения, нагрузки, вязкости применяемого топлива и принятого ограничения по максимальному давлению сгорания. Эта зависимость, полученная на основании экспериментальных данных по дизелю размерности 15/15, представлена в виде полинома. С использованием указанной зависимости построены базовые характеристики для управления УОВТ в дизеле размерности 15/15 при его работе на топливах ДС, ТС-1, А-76 с вязкостью соответственно 4,0, 1,5, 0,73 мм²/с. Эти характеристики обеспечивают ограничение максимального давления сгорания на уровне 10 МПа.

Формирование указанных характеристик в многотопливном дизеле возможно при использовании вязкостных корректоров топливоподачи. Автором настоящей работы разработано несколько вариантов конструкций таких корректоров, защищенных авторскими свидетельствами, и изготовлены их опытные образцы. Проведены теоретические и экспериментальные исследования этих корректоров.

Предложенный метод формирования базовых характеристик

для управления УОВТ в многотопливном дизеле может быть использован и для управления УОВТ при изменении параметров окружающего воздуха. При этом целесообразно применить корректоры топливоподачи по давлению и температуре атмосферного воздуха, широко применяемые в системах автоматического управления дизелями.

В четвертой главе рассмотрены вопросы управления УОВТ на неустановившихся режимах работы дизелей с турбонаддувом. Отмечено, что эти режимы характеризуются значительными отличиями параметров теплового состояния двигателя и давления наддува от соответствующих значений на установившихся режимах. Поэтому требуется провести исследования с целью выбора оптимальных значений УОВТ в соответствии с характером неустановившегося режима. Для проведения таких исследований разработана математическая модель дизеля с турбонаддувом и изменяемым УОВТ, включающая дифференциальные уравнения: собственно дизеля

$$J_g \frac{d\omega_g}{dt} = M_g(p_r, p_k, \theta, \omega_g) - M_c(\omega_g, N); \quad (5)$$

турбокомпрессора

$$J_r \frac{d\omega_r}{dt} = M_r(p_r, p_k, \theta, \omega_r) - M_k(p_k, \omega_r); \quad (6)$$

впускного коллектора

$$C \frac{dp_k}{dt} = G_k(p_k, \omega_r) - G_g(p_k, \omega_g); \quad (7)$$

выпускного коллектора

$$D \frac{dp_r}{dt} = G_r(\omega_g, p_k, p_r, \theta) - G_r(p_r, p_k, \theta), \quad (8)$$

где ω_g , ω_r — частоты вращения двигателя и турбокомпрессора; p_k , p_r — давления воздуха во впускном коллекторе и газов в выпускном коллекторе; J_g , J_r — моменты инерции двигателя и турбокомпрессора; C , D — константы, характеризующие впускной и выпускной коллекторы.

Значения параметров, входящих в правые части указанных уравнений, определены в виде полиномиальных зависимостей. В частности, крутящий момент двигателя M_g определен в виде функции от частоты вращения двигателя ω_g , подачи топлива

(положения дозирующей рейки топливного насоса h_p), давления наддува p_k , угла опережения впрыскивания θ . Соответствующая полиномиальная зависимость, полученная на основании экспериментальных данных по дизелю 6 ЧН 15/18, имеет вид

$$M_g = -5359,2 - 85,17 h_p + 10177,0 p_k + 35,16 \theta - 14,63 \omega_g + \\ + 1,619 h_p^2 - 6051,1 p_k^2 - 0,2544 \theta^2 - 0,0752 \omega_g^2 + 193,47 h_p p_k + \\ + 1,066 h_p \theta - 0,992 h_p \omega_g - 30,77 p_k \theta + 33,06 p_k \omega_g + 0,0686 \theta \omega_g.$$

Причем, при исследовании динамических качеств дизеля применен квазистационарный метод, при котором характеристики, полученные на установившихся режимах работы, считаются справедливыми и для переходных процессов. Такой метод применим для дизелей со сравнительно невысоким наддувом. Аналогичным образом заданы функциональные зависимости для момента сопротивления потребителя M_c , крутящего момента турбины M_T , момента сопротивления компрессора M_k , расходов воздуха через компрессор G_k и двигатель G_g и газов, поступающих в выпускной коллектор G_r и прошедших через турбину G_T .

Отличием разработанной математической модели дизеля с турбонаддувом от известных ранее моделей является учет влияния УОВТ на крутящие моменты двигателя и турбины и на расходы газов, поступающих в выпускной коллектор и прошедших через турбину.

Представленная математическая модель дизеля дополнена математической моделью топливного насоса и регулятора, схема которых представлена на рис.3. Центробежный 14 и пневматический 10 чувствительные элементы регулятора описываются линеаризованными дифференциальными уравнениями в виде

$$M_n \frac{d^2 \Delta h_n}{dt^2} + V_n \frac{d \Delta h_n}{dt} + F_p \Delta h_n = 2 A \omega_p \Delta \omega_p - \frac{\partial E_n}{\partial \psi} \Delta \psi; \quad (9)$$

$$V_n \frac{d \Delta h_n}{dt} + F_n \Delta h_n = \psi_n f_m \Delta p_k, \quad (10)$$

где Δh_n , Δh_n - перемещения муфты центробежного чувствительного элемента ЦЧЭ и штока пневматического чувствитель-

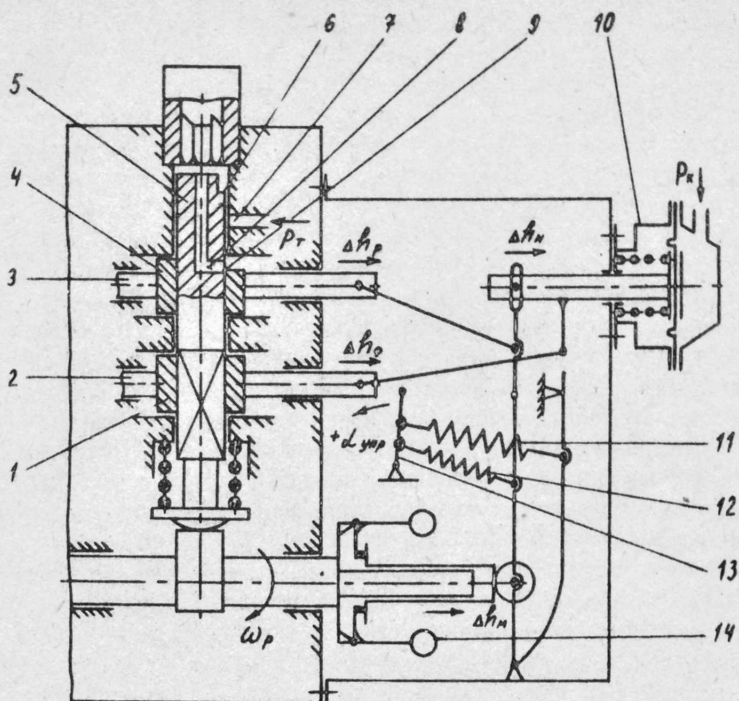


Рис.3. Схема топливного насоса высокого давления с регулятором: 1 - фазирующая втулка; 2 - фазирующая рейка; 3 - дозирующая рейка; 4 - дозирующая втулка; 5 - плунжер; 6 - ко- сая кромка плунжера; 7 - наполнительное отверстие; 8 - от- сечное отверстие; 9 - ко- сая кромка дозирующей втулки; 10 - пневматический чувствительный элемент; 11 - всережимная пружина; 12 - пружина пускового обогатителя; 13 - рычаг управления; 14 - центробежный чувствительный элемент.

ного элемента ПЧЭ; M_m - приведенная масса деталей ЦЧЭ; V_m , V_n - факторы торможения ЦЧЭ и ПЧЭ; F_p , F_n - их факторы устойчивости; E_m - восстанавливающая сила ЦЧЭ; ψ - положение рычага управления регулятора; A - коэффициент поддерживающей силы; f_m - площадь мембраны ПЧЭ; ψ_m - коэффициент использования площади мембраны. Совокупность дифференциальных уравнений (5)...(8) элементов дизеля и дифференциальных уравнений (9)...(10) чувствительных элементов регулятора представляет собой математическую модель САУ дизеля.

С использованием разработанной математической модели проведены расчеты переходных процессов дизеля 6 ЧН 15/18 путем совместного решения системы дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты. На рис.4 представлены результаты расчета переходного процесса разгона дизеля при изменении УОВТ на исходном режиме перед разгоном. Перед началом этого переходного процесса дизель в течение 3 с работает с пониженным УОВТ, что позволяет увеличить температуру и давление ОГ перед турбиной и повысить давление наддува. Тем самым двигатель оказывается подготовленным к приему нагрузки и разгону. Сравнение расчетного переходного процесса с экспериментально полученным на кафедре ДВС МГТУ им.Баумана под руководством О.Б.Леонова переходным процессом показывает их хорошее соответствие. При допустимой неустойчивости частоты вращения $\omega_6 = 3\%$ расчетная продолжительность переходного процесса составила 19 с, а экспериментально полученная - 20 с.

Проведенный обзор разработанных законов управления топливоподачей на переходных режимах подтвердил возможность улучшения динамических качеств дизелей с турбонаддувом путем управления УОВТ. Показано, что в переходных процессах дизеля с турбонаддувом УОВТ целесообразно изменять в соответствии с изменением давления наддува. Предложен такой закон управления для переходного процесса наброса полной нагрузки на дизель, представленного на рис.5. В этом переходном процессе предлагается изменять УОВТ в соответствии с давлением наддува таким образом, чтобы обеспечить работу дизеля с максимальным давлением сгорания $p_z = 9$ МПа. Это позволяет увеличить крутящий момент дизеля в переходном процессе и сократить его продолжительность с 1,9 до 1,55 с (при допустимой неустой-

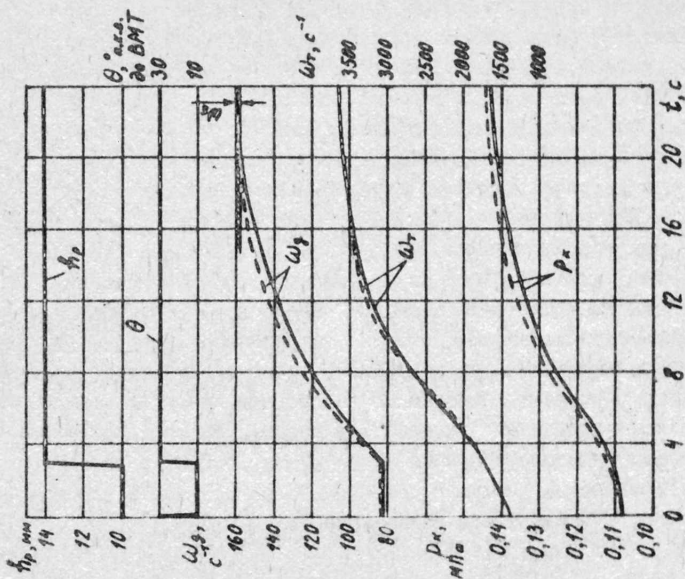


Рис. 4. Кривые переходного процесса разгона дизеля с изменением УСЕТ на исходном режиме: — — — — — эксперимент; — — — — — расчет.

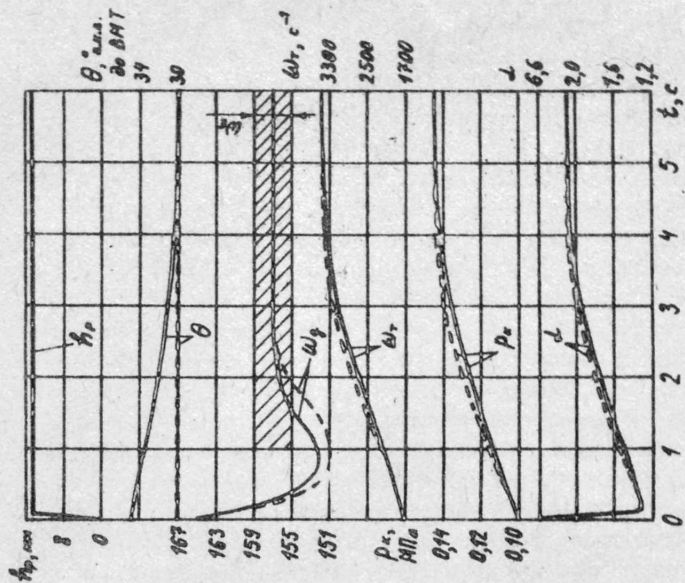


Рис. 5. Кривые переходного процесса наброса полной нагрузки на дизель: — — — — — постоянный УСЕТ; — — — — — изменяемый УСЕТ.

ности частоты вращения ($\omega_e = 3\%$). Проведенные расчеты переходных процессов дизеля с турбонаддувом и изменяемым УОВТ подтвердили эффективность представленной математической модели при исследовании работы дизеля на неустановившихся режимах.

Пятая глава посвящена определению возможностей практической реализации разработанных законов управления УОВТ и синтезу устройств управления. Отмечается, что реализация разработанных законов управления УОВТ на установившихся режимах и в переходных процессах при помощи серийно выпускаемой топливopодающей аппаратуры с центробежными муфтами опережения впрыскивания не представляется возможной. Проведенный анализ различных систем топливоподачи показал, что эти законы управления могут быть сформированы электронно-управляемыми муфтами опережения впрыскивания, электронно-управляемыми форсунками и насос-форсунками или устройствами изменения начала и окончания подачи топлива, встроенными в топливный насос и являющимися его неотъемлемой частью. Недостатком муфт опережения впрыскивания является необходимость получения больших перестановочных усилий при управлении УОВТ. В последнее время в связи с тенденцией резкого увеличения давлений впрыскивания возрос интерес к неразделенным системам топливоподачи (системам с насос-форсунками), позволяющим формировать сложные законы управления топливоподачей. Однако, проведенный анализ характеристик транспортных дизелей показал, что увеличение максимального давления впрыскивания свыше 100 МПа, не приводя к значительному снижению расхода топлива, приводит к увеличению эмиссии наиболее значимых токсичных компонентов CO - окислов азота. Поэтому целесообразным уровнем давлений впрыскивания для транспортных дизелей следует считать уровень 100 МПа. Вместе с тем, известно, что до уровня максимальных давлений впрыскивания 120 МПа более дешевыми являются разделенные системы топливоподачи (системы с ТНВД), а при более высоких давлениях впрыскивания - неразделенные системы. Кроме того, преимуществами разделенных систем топливоподачи являются отработанность их конструкций, высокая надежность, простота регулировки. В силу указанных причин можно сделать вывод о перспективности применения систем топливоподачи с топливными насосами в дизелях транспортного назначения.

В МГТУ им.Баумана при участии автора настоящей работы разработан топливный насос с устройствами управления величиной цикловой подачи и УОВТ. Схема насоса представлена на рис.3. Управление УОВТ обеспечивается фазирющей рейкой 2, поворачивающей плунжер 5 вокруг его оси, а управление величиной цикловой подачи – дозирующей рейкой 3, поворачивающей дозирующую втулку 4, установленную на плунжере.

Разработанные законы управления УОВТ возможно реализовать при использовании этого ТНВД совместно с электронным регулятором топливоподачи. Вместе с тем, законы управления, близкие к расчетным, формируются при использовании разработанного топливного насоса совместно с пневмомеханическим регулятором (рис.3), в котором фазирющая рейка 2 соединена со штоком пневматического чувствительного элемента 10 (пневмокорректора). При этом давление наддува интегрально отражает изменения частоты вращения и нагрузки дизеля. Топливный насос с регулятором защищены авторскими свидетельствами и патентами.

При проектировании системы управления дизелем с разработанными топливным насосом и регулятором возникает необходимость выбора их параметров из условия обеспечения устойчивой работы и заданных динамических качеств дизеля. В настоящей работе эта задача решена с использованием метода *D* – разбегания. При проведении этого исследования использована система линеаризованных уравнений элементов дизеля и регулятора: собственно дизеля

$$d_g(p)\varphi = z_p + \theta_{g1}P + \theta_{g2}\chi - \theta_{g3}L_g; \quad (11)$$

турбокомпрессора

$$d_T(p)\varphi_T = \tau + \theta_{T1}z_p + \theta_{T2}\chi - \theta_{T3}P; \quad (12)$$

впускного коллектора

$$d_\phi(p)P = \varphi_T - \theta_{\phi1}\varphi; \quad (13)$$

выпускного коллектора

$$d_z(p)\tau = \varphi + \theta_{z1}P + \theta_{z2}z_p + \theta_{z3}\chi; \quad (14)$$

центробежного чувствительного элемента

$$d_p(p)z_m = \varphi - \theta_p \Delta p; \quad (15)$$

устройства управления УОВТ

$$(T_{y1}p^2 + T_{y2}p + \delta_y)x = \varphi, \quad (16)$$

где собственные операторы: $d_d(p)$ – дизеля, $d_r(p)$ – турбокомпрессора, $d_o(p)$, $d_z(p)$ – впускного и выпускного коллекторов, $d_p(p)$ – центробежного чувствительного элемента; относительные отклонения: φ , φ_r – частот вращения дизеля и турбокомпрессора, p , ξ – давлений наддувочного воздуха и газов перед турбиной, x – УОВТ, z_p – положения дозирующей рейки, d_g – настройки потребителя, z_m , Δp – положений муфты и рычага управления регулятора; θ_{p1} , θ_{p2} , θ_{g1} , θ_{g2} , θ_{r1} , θ_{r2} , θ_{o1} , θ_{o2} , θ_{z1} , θ_{z2} , θ_p – коэффициенты усиления. Уравнения (11)...(14) приводят к уравнению дизеля с турбонаддувом в виде

$$d_{gn}(p)\varphi = U_z(p)z_p + U_x(p)x, \quad (17)$$

где $d_{gn}(p)$ – собственный оператор дизеля, $U_z(p)$, $U_x(p)$ – операторы воздействий. Отличием полученного уравнения от ранее применяемых уравнений является наличие в правой части слабого, характеризующего управляющее воздействие по УОВТ.

Важными параметрами разработанного ТНВД с регулятором, существенно влияющими на устойчивость и динамические качества дизеля, являются передаточное отношение регулятора от муфты к дозирующей рейке и закон изменения УОВТ по частоте вращения (наклон регуляторной характеристики). Целью исследования является определение значений этих параметров, обеспечивающих заданные качества дизеля. Причем, поскольку наибольшее влияние УОВТ на показатели дизеля наблюдается на номинальном режиме, дальнейшее исследование проведено именно для этого режима. При этом константы уравнений (11)...(15) определялись с использованием экспериментальных данных по дизелю 6 ЧН 15/18.

При работе на номинальном режиме пневмокорректор не участвует в работе и регулятор можно рассматривать как обычный одноконтурный. Но диапазон корректирования топливопода-

чи по давлению наддува, обеспечиваемый пневмокорректором, определяет значение передаточного отношения λ , уравнения $2_p = -\lambda, 2_m$ суммирующего механизма регулятора.

Если пренебречь инерционностью устройства управления (16) (постоянные времени T_{y1}, T_{y2} равны нулю), то закон управления УОВТ по частоте вращения приобретает вид $\chi = -\lambda_2 \varphi$, где λ_2 — величина, обратная степени неравномерности d_y регуляторной характеристики. С учетом выражений для λ , и λ_2 и уравнения (15) ЦЭ дифференциальное уравнение САУ принимает вид

$$[d_{gn}(p)d_p(p) + u_2(p)\lambda_1 - u_2(p)d_p(p)\lambda_2]\varphi = 0. \quad (17)$$

Характеристическое уравнение САУ, описываемой дифференциальным уравнением (17), позволяет построить кривую D -разбиения по параметрам λ_1 и λ_2 и особую прямую, представленную на рис.6. Область устойчивой работы САУ лежит ниже кривой D -разбиения и особой прямой. Полученные данные свидетельствуют о том, что исследуемая САУ с $\lambda_1 = 0,67$ и $\lambda_2 = 5,0$ является устойчивой.

Для оценки влияния каждого из исследуемых параметров λ_1 и λ_2 на устойчивость САУ и ее динамические качества дальнейшее исследование проведено для двух частных случаев: $\lambda_2 = 0$ (дизель не оснащен устройством управления УОВТ) и $\lambda_1 = 1$ (дизель не оснащен пневмокорректором).

При $\lambda_2 = 0$ характеристическое уравнение САУ принимает вид

$$d_{gn}(p)d_p(p) + u_2(p)\lambda_1 = 0. \quad (18)$$

С использованием этого уравнения получены границы D -разбиения по параметру λ_1 при различных значениях степени устойчивости d_y , представленные на рис.7. Диапазон возможных с точки зрения устойчивости САУ значений параметра λ_1 составляет от $-0,916$ до $457,4$. В исследуемом регуляторе $\lambda_1 = 0,67$, что соответствует степени устойчивости $d_y = 1,125$. Использование регулятора без пневмокорректора ($\lambda_1 = 1,0$) приводит к повышению степени устойчивости до $1,1844$. Таким образом, повышение степени устойчивости может быть обеспечено путем уменьшения диапазона корректирования топливнода

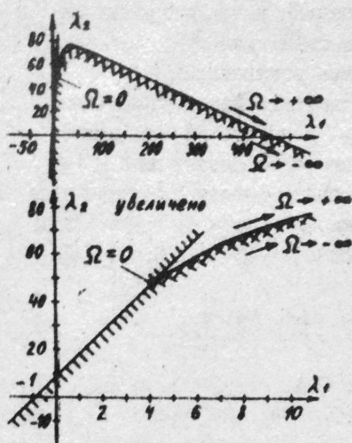


Рис.6. Построение D - разбиения на плоскости параметров λ_1 и λ_2 .

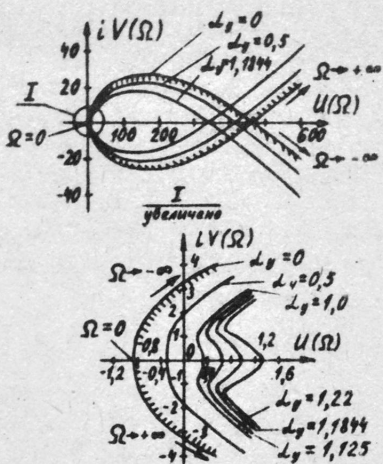


Рис.7. Границы D - разбиения по параметру λ_1 .

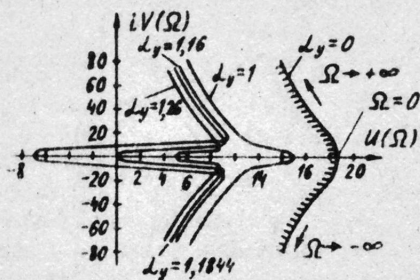


Рис.8. Границы D - разбиения по параметру λ_2 .

по давлению наддувочного воздуха.

При $\lambda_1 = 1$ характеристическое уравнение САУ принимает вид

$$d_{\lambda_2}(p) d_p(p) + U_2(p) - U_1(p) d_p(p) \lambda_2 = 0. \quad (19)$$

С использованием этого уравнения получены границы D - разбиения по параметру λ_2 при различных значениях степени устойчивости λ_y , представленные на рис.8. Диапазон возможных с точки зрения устойчивости САУ значений параметра λ_2 составляет от $-\infty$ до 18,91. В исследуемой САУ параметр λ_2 равен 5,0, что соответствует степени устойчивости $\lambda_y = 1,26$. Если дизель не оборудован устройством управления УОВТ, то $\lambda_2 = 0$ и $\lambda_y = 1,1844$. Таким образом, в диапазоне изменения λ_2 от 0 до 5,0 увеличение параметра λ_2 приводит к увеличению степени устойчивости λ_y . Наибольшая степень устойчивости в выделенной области соответствует значению $\lambda_2 = 5,0$ (закону управления УОВТ, обеспечивающему наилучшую экономичность),

По известным величинам степени устойчивости построены переходные процессы разгона дизеля 6 ЧН 15/18 по винтовой характеристике в диапазоне частот вращения от 1070 до 1500 мин⁻¹. Время переходного процесса разгона дизеля без пневмокорректора и устройства управления УОВТ составляет 2,7 с. Введение управления УОВТ сокращает время переходного процесса до 2,5 с. Оснащение регулятора пневмокорректором затягивает переходный процесс до 2,9 с. Сопоставление расчетных кривых переходного процесса с экспериментально полученной кривой подтверждает достоверность результатов проведенных исследований.

Шестая глава посвящена экспериментальным исследованиям разработанного ТНВД с регулятором. Целями исследований являлись оценка возможности формирования требуемых законов управления УОВТ и анализ характеристик дизеля, оборудованного разработанным ТНВД. Испытания проведены на безмоторном стенде "Motorpal NC-108" и на одноцилиндровой установке дизеля размерности 12/12. При испытаниях ТНВД на безмоторном стенде были получены зависимости величины цикловой подачи топлива и УОВТ от скоростного режима и давления воздуха, подаваемого

в пневмокорректор, представленные на рис.9. Регулятор топливного насоса формирует внешнюю характеристику с участками пускового обогащения, положительной и отрицательной коррекции и предельную регуляторную характеристику со степенью неравномерности $\delta = 4,2\%$ (сплошная линия на рис.9). Следует также отметить уменьшение УОВТ на 4° поворота кулачкового вала при уменьшении давления воздуха, подаваемого в пневмокорректор, от номинального до нулевого.

На втором этапе экспериментальные исследования топливного насоса с регулятором проведены на одноцилиндровой тановке дизеля семейства КамАЗ. Для определения параметров топливного насоса и дизеля кроме штатной измерительной аппаратуры установки использовались анализатор впрыска фирмы AVL и газоанализатор АСГА-Т смоленского завода "Аналитприбор", позволяющий определять концентрации окислов азота, окиси углерода и углеводородов в ОГ дизеля.

Зависимости экономичности и экологических показателей от УОВТ на различных скоростных и нагрузочных режимах работы дизеля, оборудованного штатным и опытным топливными насосами, представлены на рис.1. Опытный топливный насос обеспечивает автоматическое изменение УОВТ в диапазоне от 18 до 10° п.к.в. при уменьшении частоты вращения от номинальной до минимальной и снижении нагрузки от полной до холостого хода. Это хорошо согласуется с расчетными базовыми характеристиками управления УОВТ, представленными на рис.2 в, г. Следует также отметить, что опытный ТНВД выполнен с большими диаметром и ходом плунжера по сравнению со штатным насосом (9×10 мм в штатном ТНВД и 10×15 мм в опытном ТНВД). Это обеспечивает повышенные давления впрыскивания в опытном ТНВД. В частности на режимах с $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ максимальные давления впрыскивания в штатном ТНВД равны $18...22 \text{ МПа}$, а в опытном ТНВД — $35...36 \text{ МПа}$. На режимах с $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ эти давления равны соответственно $33...38 \text{ МПа}$ и $43...48 \text{ МПа}$.

Установка на дизель опытного ТНВД позволяет существенно улучшить его экономические и экологические показатели. При работе дизеля по 13-режимному циклу с опытным ТНВД удельный эффективный расход топлива снижается на $2,1\%$, эмиссия NO_x — на 35% , эмиссия CO — на $6,6\%$, эмиссия CH_x — на $8,9\%$ по сравнению с работой со штатным ТНВД.

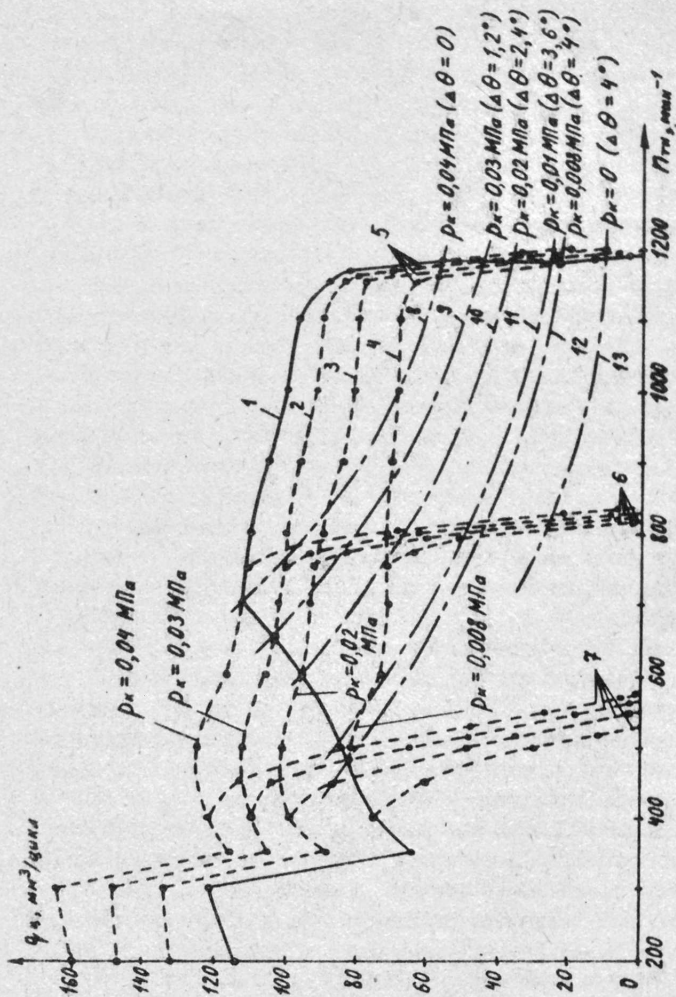


Рис. 9. Зависимости величины цикловой подачи и УОБТ от скоростного режима и давления p_k : 1...4 - скоростные характеристики; 5...7 - регуляторные характеристики; 8...13 - кривые с постоянными p_k и θ .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании анализа данных экспериментальных исследований по ряду дизелей транспортного назначения и проведенного математического моделирования стационарных режимов и переходных процессов осуществлено теоретическое обобщение и решение научной проблемы, имеющей важное практическое значение — разработана методология автоматического управления углом опережения впрыскивания топлива, позволяющего обеспечить высокие экономические и экологические показатели дизелей. Полученные результаты сводятся к следующим основным выводам и рекомендациям:

1. Предложена методика определения оптимизированных значений угла опережения на установившихся режимах работы дизеля, базирующаяся на составлении обобщенного критерия оптимальности на основании частных критериев. В качестве частных критериев выбраны часовой расход топлива и массовые выбросы нормируемых токсичных компонентов отработавших газов — окислов азота, окиси углерода и углеводородов. Весовые коэффициенты частных критериев, характеризующих токсичность, определяются как отношение действительной эмиссии токсичных компонентов к предельной эмиссии, нормируемой соответствующими стандартами.

2. Результаты проведенных с использованием предложенной методики расчетов оптимизированных базовых характеристик для управления углом опережения показывают, что для обеспечения высоких экономических и экологических показателей транспортных дизелей угол опережения целесообразно уменьшать по мере снижения частоты вращения и нагрузки дизеля.

3. Анализ особенностей работы транспортных дизелей при изменении параметров окружающего воздуха или физико-химических свойств применяемого топлива позволил сделать вывод о необходимости обеспечения ограничения по максимальному давлению сгорания при формировании базовой характеристики управления углом опережения.

4. Предложена методика построения базовых характеристик управления углом опережения для многотопливного дизеля. С использованием этой методики рассчитаны базовые характеристики и показана возможность их реализации в дизеле при использовании корректоров топливоподачи, реагирующих на изменения вяз-

кости применяемого топлива.

5. Проведенный обзор разработанных законов управления топливopодачей при работе дизеля на переходных режимах подтвердил возможность улучшения динамических качеств дизеля путем управления углом опережения. Показано, что в переходных процессах дизеля с турбонаддувом угол опережения целесообразно изменять в соответствии с изменением давления наддува. Предложен такой закон управления для переходного процесса наброса полной нагрузки.

6. Для оценки эффективности реализации конкретного закона управления топливopодачей разработана математическая модель дизеля с турбонаддувом и изменяемым углом опережения. Значения параметров, входящих в дифференциальные уравнения элементов дизеля, определяются по полиномиальным зависимостям. Математическая модель объекта дополнена математической моделью регулятора, обеспечивающего управление величиной цикловой подачи и углом опережения.

7. Анализ конструкций систем топливopодачи показал, что управление углом опережения возможно при использовании электронно-управляемых муфт опережения, электронно-управляемых форсунок и насос-форсунок, а также топливных насосов с устройствами изменения начала и окончания подачи топлива. Для транспортных дизелей перспективными являются разделенные системы топливopодачи с топливными насосами.

8. Разработана защищенная авторскими свидетельствами и патентами конструкция топливного насоса с регулятором, позволяющего формировать законы управления углом опережения, близкие к расчетным.

9. Проведенные исследования системы управления дизеля с разработанными топливным насосом и регулятором методом *D*-разбиения показали, что исследуемая система является устойчивой. Реализация закона управления углом опережения, оптимизированного по топливной экономичности, и уменьшение диапазона корректирования топливopодачи по давлению наддувочного воздуха позволяют повысить устойчивость исследуемой системы.

10. Экспериментальные исследования разработанного топливного насоса с регулятором на безмоторном стенде и на одноцилиндровой установке дизеля семейства КамаЗ подтвердили возможность формирования базовой характеристики управления углом

опережения, близкой к расчетной.

11. При работе дизеля семейства КамАЗ с разработанным топливным насосом по 13-режимному циклу удельный эффективный расход топлива снижается на 2,1 %, эмиссия окислов азота - на 35 %, эмиссия окиси углерода - на 6,6 %, эмиссия углеводородов - на 8,9 % по сравнению с работой со штатным топливным насосом.

12. Установка на дизель разработанного топливного насоса обеспечивает удовлетворение требований норм *ЕURO1* по эмиссии наиболее значимых токсичных компонентов - окислов азота.

Основные положения диссертации получили отражение в следующих работах:

1. Крутов В.И., Марков В.А. Статический расчет вязкостного автомата многотопливности для многотопливного дизеля // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1986. - № 5. - С.126-131.

2. Крутов В.И., Марков В.А. Взаимосвязь физических свойств автотракторных топлив и их влияние на величину цикловой подачи дизеля // Двигателестроение. - 1987. - № 11. - С.52-58.

3. К статическому расчету регулятора многотопливного дизеля с турбонаддувом / В.И.Крутов, В.А.Горшков, В.А.Марков и др. // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1988. - № 9. - С.64-69.

4. Крутов В.И., Горшков В.А., Марков В.А. Математическая модель САР дизеля с двойным корректированием топливоподачи // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1989. - № 1. - С.80-89.

5. Корректирование цикловой подачи многотопливного дизеля / В.И.Крутов, В.А.Горшков, В.А.Марков и др. // Двигателестроение. - 1989. - № 8. - С.24-27.

6. Крутов В.И., Марков В.А. К вопросу о взаимосвязи плотности и вязкости нефтепродуктов // Двигателестроение. - 1989. - № 11. - С.52-53.

7. Крутов В.И., Марков В.А., Горшков В.А. Устойчивость САР дизеля с объединенным корректором топливоподачи по давлению наддува и вязкости топлива // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1990. - № 4. - С.68-73.

8. Крутов В.И., Марков В.А., Горшков В.А. Оценка качества работы САР дизеля с корректором топливopодачи методом Д-разбиения // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1991. - № 4-6. - С.91-95.

9. Крутов В.И., Марков В.А. Анализ влияния изменяющегося по программе угла опережения впрыскивания топлива на качество переходного процесса в дизеле // Двигателестроение. - 1991. - № 10-11. - С.53-56.

10. Марков В.А., Парфенов Б.П., Давыдов Э.Ю. Исследование регулятора частоты вращения непрямого действия транспортного дизеля // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1992. - № 1-3. - С.68-74.

11. Крутов В.И., Марков В.А. Улучшение характеристик автотракторных дизелей изменением угла опережения впрыскивания топлива // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1993. - № 2 - С.66-72.

12. Марков В.А. Метод снижения токсичности отработавших газов дизелей транспортного назначения // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1993. - № 10-12. - С.74-83.

13. Математическая модель системы автоматического регулирования дизеля с турбонаддувом и изменяемым углом опережения впрыскивания / В.И.Крутов, В.А.Марков, В.И.Шатров и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 1994. - № 1. - С.55-69.

14. Крутов В.И., Марков В.А., Шатров В.И. Управление углом опережения впрыскивания топлива в дизелях транспортного назначения // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 1994. - № 2. - С.34-42.

15. Марков В.А. Определение оптимальных законов управления углом опережения впрыскивания топлива // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1994. - № 4-6. - С.65-71.

16. Безмоторные испытания опытного ТНВД с регулированием цикловой подачи и угла опережения впрыскивания топлива / В.И.Крутов, А.В.Карпов, В.А.Марков и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 1994. - № 3. - С.52-58.

17. Марков В.А. Повышение экономичности транспортных дизелей путем управления процессом впрыскивания топлива // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 1994. - № 3. - С.58-66.

18. Система регулирования угла опережения впрыскивания топлива / А.Р.Кузнецов, В.А.Марков, В.Л.Трифонов и др. //

Автомобильная промышленность. - 1994. - № 9. - С.9-12.

19. Марков В.А., Павлов В.А., Шатров В.И. Разработка топливного насоса высокого давления с регулированием угла опережения впрыскивания топлива для дизеля транспортного назначения // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1994. - № 10-12. - С.69-76.

20. Марков В.А. Корректирование угла опережения впрыскивания топлива в многотопливных дизелях // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1995. - № 1-3. - С.71-78.

21. Марков В.А. К статическому расчету комбинированного регулятора топливоподачи // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1995. - № 4-6. - С.73-80.

22. Исследование опытного ТНВД с регулированием цикловой подачи и угла опережения впрыскивания топлива на одноцилиндровой установке дизеля семейства КамАЗ / В.И.Крутов, В.А.Марков, Л.Л.Михальский и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 1995. - № 4. - С.59-67.

23. Дизельная топливная аппаратура: оптимизация процесса впрыска, долговечность деталей и пар трения / В.Е.Горбаневский, В.Г.Кислов, В.А.Марков и др. - М.: Изд-во МГТУ им.Баумана, 1995. - 130 с.

и изобретениях:

1. А.с. 1346834 СССР, МКИ⁵ F 02 Д 1/00. Корректор подачи топлива впрыскивающего насоса для дизеля с турбонаддувом / В.И.Крутов, В.А.Горшков, В.А.Марков // Открытия, изобретения. - 1987. - № 39. - С.160-161.

2. А.с. 1373853 СССР, МКИ⁵ F 02 М 43/00. Корректор топливоподачи для дизеля с турбонаддувом / В.И.Крутов, В.А.Горшков, В.А.Марков // Открытия, изобретения. - 1988. - № 6. - С.116.

3. А.с. 1629582 СССР, МКИ⁵ F 02 Д 1/02. Регулятор дизеля с турбонаддувом / В.И.Крутов, В.А.Горшков, В.А.Марков и др. // Открытия, изобретения. - 1991. - № 7. - С.108.

4. А.с. 1643761 СССР, МКИ⁵ F 02 М 43/00. Корректор топливоподачи многотопливного дизеля с турбонаддувом / В.И.Крутов, В.А.Марков, Б.П.Парфенов и др. // Открытия, изобретения. - 1991. - № 15. - С.122.

5. А.с. 1657700 СССР, МКИ⁵ F 02 Д 1/00. Центробежный регулятор дизеля / В.И.Крутов, В.А.Марков, Б.П.Парфенов и др. //

Открытия, изобретения. - 1991. - № 23. - С.97.

6. А.с. 1657701 СССР, МКИ⁵ F 02 Д 1/02. Регулятор много-
топливного дизеля / В.И.Крутов, В.А.Марков, В.А.Горшков и др.
// Открытия, изобретения. - 1991. - № 23. - С.97.

7. А.с. 1714176 СССР, МКИ⁵ F 02 Д 1/00. Комбинированный
корректор топливopодачи / В.И.Крутов, В.А.Марков, Б.П.Парфенов
и др. // Изобретения. - 1992. - № 7. - С.108.

8. А.с. 1714177 СССР, МКИ⁵ F 02 Д 1/04. Устройство авто-
матического регулирования топливopодачи транспортного дизеля
/ В.И.Бутов, В.И.Крутов, В.А.Марков и др. // Изобретения. -
1992. - № 7. - С.108.

9. А.с. 1772384 СССР, МКИ⁵ F 02 Д 1/00. Регулятор транс-
портного дизеля / И.В.Леонов, В.А.Марков, В.И.Шатров и др.
// Изобретения. - 1992. - № 40. - С.116.

10. А.с. 1778337 СССР, МКИ⁵ F 02 Д 1/00. Центробежный ре-
гулятор частоты вращения дизеля / В.И.Крутов, В.А.Марков,
Б.П.Парфенов // Изобретения. - 1992. - № 44. - С.95.

11. А.с. 1778338 СССР, МКИ⁵ F 02 Д 1/00. Регулятор дизе-
ля / В.И.Крутов, И.В.Леонов, В.А.Марков и др. // Изобретения.
- 1992. - № 44. - С.95-96.

12. А.с. 1781446 СССР, МКИ⁵ F 02 М 59/00. Топливный насос
высокого давления / И.В.Леонов, В.А.Марков, В.И.Шатров и др.
// Изобретения. - 1992. - № 46. - С.133.

13. А.с. 1809136 СССР, МКИ⁵ F 02 В 29/08. Способ работы
дизеля с турбонаддувом и дизель с турбонаддувом / И.В.Леонов,
В.А.Марков, А.Б.Азбэль и др. // Изобретения. - 1993. - № 14.
- С.138-139.

14. А.с. 1809155 СССР, МКИ⁵ F 02 М 59/20. Система регули-
рования транспортного дизеля с турбонаддувом / В.А.Марков,
И.В.Леонов, Д.И.Леонов // Изобретения. - 1993. - № 14. -
С.142.

15. А.с. 1813902 СССР, МКИ⁵ F 02 Д 1/04. Регулятор дизе-
ля с турбонаддувом / В.И.Крутов, В.А.Марков, Б.П.Парфенов
// Изобретения. - 1993. - № 17. - С.86.

16. А.с. 1815375 СССР, МКИ⁵ F 02 Д 1/00. Всережимный
центробежный регулятор / В.А.Марков, Б.П.Парфенов, И.В.Рогов
// Изобретения. - 1993. - № 18. - С.77.

17. Пат. 2006634 РФ, МКИ⁵ F 02 Д 1/00. Центробежный регулятор дизеля с турбонаддувом // В.И.Крутов, В.А.Марков, Б.П.Парфенов // Изобретения. - 1994. - № 2. - С.89-90.

18. Пат. 2006657 РФ, МКИ⁵ F 02 М 47/02. Дизельная форсунка / В.М.Фридман, Н.М.Долганов, В.А.Марков // Изобретения. - 1994. - № 2. - С.95.

19. Пат. 2008484 РФ, МКИ⁵ F 02 Д 1/00. Центробежный регулятор / В.И.Крутов, В.А.Марков, Б.П.Парфенов // Изобретения. - 1994. - № 4. - С.112.

20. Пат. 2009363 РФ, МКИ⁵ F 02 М 59/00. Устройство регулирования угла опережения впрыскивания топлива / В.А.Марков, Б.П.Парфенов, А.В.Карпов // Изобретения. - 1994. - № 5. - С.155.

21. Пат. 2014478 РФ, МКИ⁵ F 02 В 37/00. Дизель с турбонаддувом / В.И.Крутов, В.А.Марков, Б.П.Парфенов // Изобретения. - 1994. - № 11. - С.111.

22. Заявка 92009190, МКИ⁵ F 02 М 59/20. Топливный насос высокого давления / В.И.Крутов, В.И.Шатров, В.А.Марков и др. // Изобретения. - 1995. - № 2. - С.53.

117

Объем 2 ч.л. Тираж 100 экз. Ротапринт МГТУ им.Н.Э.Баумана

Введено в печать 29.06.95. Заказ 295