

1564765

На правах рукописи
УДК 621.436-52:62-529

ШАРОВ ГЕННАДИЙ ИВАНОВИЧ

**УЛУЧШЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ
ПУТЕМ АДАПТИВНО-ВЗАИМОСВЯЗАННОГО
УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ ЕГО РАБОТЫ**

Специальность 05.04.02 - тепловые двигатели

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва - 1999

Работа выполнена в Череповецком Государственном университете.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор
Марков В.А.,
доктор технических наук, профессор
Федоров П.В.,
доктор технических наук, профессор
Дьяченко В.Г.

Ведущая организация:

АМО «ЗИЛ»

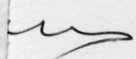


Защита состоится "01" *декабря* 1999 г. в "~~14~~" час, на заседании диссертационного Совета Д. 053.15.10 при Московском Государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана по адресу: г. Москва, Лефортовская наб., дом 1, корпус "Энергомашиностроение", ауд. № 234э.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского Государственного технического университета им. Н.Э.Баумана.

печатать, просьба высылать по адресу: им. Н.Э.Баумана, ученому сек-

1564765

 Иващенко Н.А.

Актуальность работы.

В материалах по двигателестроению предусмотрена широкая дизелизация автомобильного транспорта, улучшение технико-экономических и экологических показателей автомобилей и тракторов за счет совершенствования конструкции двигателей и применения микропроцессорных устройств в системах управления режимами работы дизеля. Поршневые двигатели располагают 90% установочной мощности в мире, вырабатывают до 80% энергии, потребляемой в народном хозяйстве России и являются одним из массовых изделий производства. В связи с этим даже незначительное улучшение технико-экономических и экологических показателей двигателя может существенно повысить его эффективность.

Применение микропроцессорных устройств расширяет возможности систем автоматического управления режимами работы дизеля, позволяет улучшить мощностные, экономические, экологические показатели двигателя, дает возможность согласовывать работу дизеля и потребителя энергии во всем диапазоне эксплуатационных режимов энергетического комплекса и получить, за счет этого, значительный экономический эффект.

15664465
Автотракторный дизель с турбонаддувом представляет собой сложную, многомерную, многосвязанную, многорежимную, нестационарную динамическую систему с механическими и гидравлическими регуляторами, которые осуществляют регулирование, как правило, какого-либо одного параметра, характеризующего режим работы двигателя. Автоматическое регулирование одного параметра не обеспечивает лучший режим по совокупности показателей всей системы двигатель-потребитель, что является недостатком таких систем управления, так как игнорируются другие показатели, оказывающие влияние на эффективность работы энергетического комплекса. Показатели двигателя, хотя и взаимно противоречивы, но должны рассматриваться в совокупности и взаимосвязи. Связь конструкции двигателя с внутрицилиндровыми процессами при регулировании требует разработки современных методов управления режимами работы автотракторного дизеля на базе теории векторной оптимизации (векторный критерий качества). Одновременный учет во взаимосвязи всех регулируемых величин и выяснение адаптивных условий оптимальности режимов работы двигателя является одной из сложнейших задач в теории автоматического управления. При этом одновременный автоматический контроль за несколькими показателями двигателя с использованием информации об их изменении в совокупности и в взаимосвязи с целью "выжать" из адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы дизеля все, что оно может дать для наилучшего управления режимами работы двигателя, является одной из нерешенных проблем в двигателестроении. Поэтому, применение адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества по совокупности показателей дизеля и их взаимосвязи, позволяет максимально повысить эффективность энергетического комплекса во всем диапазоне его эксплуатационных режимов работы, существенно улучшить

экономические, экологические показатели двигателя и следовательно является одной из самых актуальных проблем дизелестроения.

Цель работы. Повысить технико-экономические и экологические показатели автотракторного дизеля путем адаптивно-взаимосвязанного управления режимами его работы по векторному критерию качества. Указанная цель достигается решением следующих задач:

1. Обосновать адаптивно-взаимосвязанное управление режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества с учетом требований стандарта по токсичности.

2. Провести классификацию режимов работы двигателя, обосновать Парето-оптимальные функции для управления режимами работы дизеля по векторному критерию качества и разработать метод вычисления Парето-оптимальных функций по параметрам характеристики тепловыделения, по параметрам систем двигателя и управляющим воздействиям, разработать методы управления режимами работы двигателя позволяющие учитывать элементы его конструкции и характер внутрицилиндровых процессов, определяющих уровень токсичности отработавших газов (ОГ).

3. Создать математические модели для синтеза и анализа адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества, разработать пакет программ, моделирующих динамику внутрицилиндровых процессов, в том числе токсичных компонентов на режимах работы автотракторного дизеля и провести экспериментальную проверку полученных результатов подтверждающих адекватность математических моделей.

4. Создать комплекс измерительной и регистрирующей аппаратуры для исследования режимов работы автотракторного дизеля методами оптической и инфракрасной пирометрии и внедрить их в практику ОКР и НИР.

5. Разработать практические рекомендации для инженерного расчета адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества.

6. Внедрить в практику новые методы исследований дизеля для управления режимами его работы и оценить эффективность применения адаптивно-взаимосвязанного управления режимами его работы.

Научная новизна. Заключается в создании теоретически обоснованных методов синтеза структур и параметров адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества, позволяющих на стадии проектирования оптимизировать схемы, конструкции устройств, системы управления режимами работы двигателя по совокупности показателей и их взаимосвязи, что обеспечивает эффективность использования дизеля в широком диапазоне режимов его работы. Разработан критерий режимов работы двигателя. Разработан и обоснован метод управления режимами работы автотракторного дизеля, что обеспечивает адаптивно-взаимосвязанное управление выходными показателями двигателя и позволяет реализовать комплекс управляющих воздействий, с учетом изменения совокупности выходных показателей дизеля, которые в определенный будущий момент времени отвечают оптимальному значению векторного критерия качества. Разработана и обоснована расчетно-экспериментальная оценка

показателей режимов работы двигателя с разными системами турбонаддува при сравнительных испытаниях автомобиля в дорожных и стендовых условиях. Обосновано применение Парето-оптимальных функций для управления режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества. Разработаны и обоснованы математические модели процессов, в том числе образование токсичных компонентов в цилиндре двигателя и методы расчета Парето-оптимальных функций для адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля. Научно обоснована необходимость применения новых методов измерения: температуры деталей двигателя - на основе инфракрасной пирометрии; температуры пламени, относительной концентрации сажи за цикл - на основе оптической пирометрии. Оформлены научно обоснованные требования к адаптивно-взаимосвязанному управлению режимами работы автотракторного дизеля. Разработаны практические рекомендации по конструированию и расчету адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля на примере элементов конструкции приборов, защищенных авторскими свидетельствами. Дана оценка эффективности применения адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества.

Практическую ценность работы представляют новые методы адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля по параметрам характеристики тепловыделения, представляющими собой "поверхность отклика" режимов работы двигателя; новые методы управления режимами работы двигателя, позволяющие учитывать элементы конструкции и характер внутрицилиндровых процессов, определяющих уровень токсичности ОГ; новые методы Парето-оптимального управления режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества; методы исследования адаптивно-взаимосвязанного управления показателями двигателя, характеризующими режим его работы по векторному критерию качества; новые методы оценки режимов работы двигателя с помощью математического аппарата нестационарных случайных процессов; прогрессивные методы экспериментального исследования внутрицилиндровых процессов в течение цикла с помощью оптического индицирования и инфракрасной пирометрии на режимах работы автотракторного дизеля.

Реализация. На основе авторских свидетельств № 983292, № 1592754, №1455257, №1638587, №1657704 и др. разработано адаптивно-взаимосвязанное управление режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества, что позволяет в совокупности и взаимосвязи показателей снизить шумность от протекания процесса сгорания топлива и дымность ОГ; уменьшить удельный расход топлива, эффективный крутящий момент двигателя; уменьшить токсичность ОГ. Разработанные методы управления режимами работы автотракторного дизеля позволяют учитывать элементы конструкции поршней, системы турбонаддува и внутрицилиндровые процессы, характеризующие токсичность ОГ. Так, с помощью инфракрасной пирометрии дана оценка конструктивных особенностей поршней 740, 7403, Э740, Э7403 и их влияние на режимы работы двигателя и токсичность ОГ. Совместно с УГК КамАЗа внедрена инфракрасная система (авторское свидетельство № 983292) для измерения температуры боковой поверхности порш-

ня, три экземпляра инфракрасной системы с технической документацией переданы УГК КамАЗа. Проведенные расчетно-экспериментальные исследования по управлению режимами работы двигателя КамАЗ послужили одним из обоснований конструктивных особенностей дизеля КамАЗ с целью форсирования сго по турбонаддуву и снижению токсичности ОГ. Результаты экспериментальных исследований режимов работы энергетического комплекса автомобиля КамАЗ использованы при создании семейства двигателей КамАЗ с газотурбинным наддувом на базе моделей дизелей 740, 741. Методы исследования и управления режимами работы двигателя, определение отдельных параметров дизеля и автомобиля в дорожных и стендовых условиях внедрены в УГК КамАЗа и в НПО "Автоспецоборудование" г. Новгород. Методы исследований адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы двигателя, отдельные приборы используется в УГК КамАЗа, НПО "Автоспецоборудование", в Вологодском политехническом институте. Часть исследований и разработок, описанных в диссертации, используется в учебном процессе ВоПИ, ЯПИ, НГУ, ЧГУ и в других вузах. На основе проведенных автором исследований режимов работы дизеля внедрены в серийное производство элементы конструктивных особенностей дизеля КамАЗ, что позволило наметить пути повышения технико-экономических и экологических показателей семейства двигателей КамАЗ.

Апробация. Основные результаты исследователей докладывались на следующих конференциях и семинарах: научно-технических конференциях НПИ (1975-82 гг.) и ВоПИ (1983-89 гг.), конференции с международным участием "Развитие и производство автомобильных и тракторных дизельных двигателей", Варна, Народная Республика Болгария, октябрь 1980 г., всесоюзной межвузовской и межотраслевой конференции "Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания", Москва, МАДИ, февраль 1982 г., четвертой всесоюзной межвузовской конференции "Проблемы охраны труда", Каунас, КПИ, сентябрь 1982 г., пятой всесоюзной научно-технической конференции "Состояние и перспективы развития средств измерения температуры", Львов, сентябрь 1984 г., всесоюзных научно-технических семинарах по автоматическому управлению и регулированию теплоэнергетических установок, Москва, МВТУ им. Н.Э.Баумана, апрель 1987-89 гг., всесоюзной межвузовской и межотраслевой конференции "Перспективы развития комбинированных ДВС и двигателей новых схем и топлив", Москва, МВТУ им. Н.Э.Баумана, сентябрь 1987 г., третьем всесоюзном научно-техническом совещании "Динамика и прочность автомобиля", Москва, институт проблем механики АН СССР, ноябрь 1988 г., всесоюзном научно-техническом семинаре по двигателям внутреннего сгорания, Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана, сентябрь 1989 г., международной научно-технической конференции "Повышение эффективности теплообменных процессов и систем", Вологда, ВоПИ, июнь 1998 г., научно-технической конференции "Экология средних и малых городов: Проблемы и решения", Москва, ВАМИ, сентябрь 1998 г.

Диссертационная работа выполнена на кафедре "Теплотехника и гидравлика" Череповецкого государственного университета.

Экспериментальная часть работы выполнялась при непосредственном участии автора в лабораториях кафедры "Автомобильный транспорт" Новгородского политехнического института и в лабораториях кафедры "Автомобили и автомобильное

хозяйство" Вологодского политехнического института, а также на экспериментальной базе управления главного конструктора (УГК) КамАЗа.

На защиту выносятся следующие вопросы:

1. Адаптивно-взаимосвязанное управление режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества.

2. Комплекс математических моделей: классификации режимов работы двигателя и динамики протекания внутрицилиндровых процессов автотракторного дизеля, характеризующих уровень токсичности ОГ на режимах работы двигателя; метод управления режимами работы двигателя, позволяющий учитывать элементы конструкции и характер внутрицилиндровых процессов; Парето-оптимальные функции для управления режимами работы дизеля по векторному критерию качества и метод их вычислений; синтез и анализ самонастраивающейся модели адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества.

3. Методы исследования автотракторного дизеля с помощью систем оптической и инфракрасной пирометрии для управления режимами работы двигателя в стендовых и дорожных условиях.

4. Новые схемы конструкций, элементы управления режимами работы двигателя, применение которых повысит эффективность использования автотракторных дизелей на режимах его работы.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 49 работ (среди них 7 авторских свидетельств).

Структура и объем. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения и приложения с материалами внедрения в народное хозяйство результатов разработок. Основная часть работы содержит 232 машинописных страниц, 110 рисунков и фотографий, 42 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ

В первой главе приведен краткий анализ результатов исследований по теме диссертации, опубликованных в открытой печати. В итоге этого анализа формируются актуальные проблемы теории, конструкций и методов исследования как всей динамической системы автотракторного дизеля на режимах его работы, так и отдельных его систем. Делается вывод, о том, что при разработке автоматического управления режимами работы автотракторного дизеля, необходим комплексный подход с учетом совокупности и взаимосвязи регулируемых параметров, при этом управляющие воздействия необходимо связывать с рабочим процессом двигателя. Вопросам исследования и управления режимами работы двигателя, в том числе и дизелей, посвящены работы М.А.Айзермана, А.М.Каца, В.Н.Болтинского, О.Б.Леонова, И.И.Кринецкого, В.И.Крутова, М.Г.Круглова, М.А.Брука, Н.Х.Дьяченко, Б.А.Харитонов, В.А.Петрова, А.К.Костина, В.И.Толщина, К.Е.Долганова, М.С.Ховаха, В.М.Архангельского, Г.П.Покровского, Н.Н.Патрахальцева, А.Г.Рыбальченко, Р.М.Васильева-Южина, Н.С.Ханина, Н.А.Ивашенко, Н.Д.Чайнова, Р.З.Кавтарадзе,

В.Г.Дьяченко, Л.Е.Магидовича, Б.П.Пугачева, П.В.Федорова, С.А.Батурина, Н.Н.Шаброва, Ю.Н.Исакова, В.А.Маркова, Е.И.Блаженнова, А.В.Полянского и др.

Энергетический комплекс состоит из двигателя - вырабатывающего энергию и потребителя - потребляющего энергию. Так, к энергетическому комплексу автомобиля относятся: двигатель внутреннего сгорания (карбюраторный или дизельный) и потребитель - система сопротивления движению автомобиля.

Автотракторные двигатели, работающие в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимах, представляют собой комбинированную установку, в состав которой входят разнородные системы, взаимосвязанные между собой и определяющие технико-экономические и экологические показатели двигателя.

Режим работы двигателя - это совокупность состояния систем двигателя и потребителя энергии, определяющих протекание рабочего процесса, который оценивается показателями, количественно характеризующими работу в единицу времени. Эти показатели называются показатели режима работы двигателя. К показателям режима работы двигателя относятся: эффективный крутящий момент при соответствующей частоте вращения коленчатого вала; среднее эффективное давление при заданной частоте вращения коленчатого вала. Показатели режима работы двигателя связаны соотношениями, в которые входят параметры систем.

Параметры систем - это показатели, количественно определяющие физические свойства системы. Такими параметрами являются: система охлаждения - температура охлаждающей жидкости, система смазки - давление и температура масла, система турбонаддува - давление и температура воздуха после турбокомпрессора и т.д. (рис. 1). Строго неизменного режима работы в системе не существует и установившийся режим представляет собой ряд процессов, вызванных малыми возмущениями. При этом предполагается, что отклонения параметров режима, связанные с возмущениями, происходят около некоторого условно принятого исходного равновесного, среднего состояния. На любых режимах, в том числе и на установившихся, параметры режима не постоянны, они непрерывно изменяются - отклоняются от некоторого среднего значения, которые оцениваются как установившийся. Говоря о режиме работы двигателя обычно имеют в виду совокупность состояния его систем на некотором интервале времени.

Режим работы системы двигателя - это совокупность состояния входных и выходных параметров системы, количественно определяющих ее работу в единицу времени. Режим работы системы не является чем-то единым, он состоит из множества различных процессов. Под процессом понимается последовательная смена каких-либо явлений. Рассматриваемые процессы - это последовательное изменение физических явлений в двигателе при одновременном изменении механических явлений.

Параметрическая схема автотракторного дизеля как объекта управления приведена на рис. 1, где система топливоподачи характеризуется параметрами: углами поворота коленчатого вала (ПКВ) соответствующие $\varphi_{оп}$ - опережению впрыскивания топлива в цилиндр двигателя; продолжительности впрыскивания топлива в цилиндр двигателя - $\varphi_{впр}$; h - положением рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД); $t_{топ}$ - температурой топлива поступающего в цилиндр двигателя.

Система турбонаддува - давлением P_k и температурой t_k сжатого воздуха после турбокомпрессора. Система охлаждения - температурой $t_{охл}$ охлаждающей жидкости. Система смазки - давлением P_m и температурой t_m масла. Внутрицилиндровые процессы углами ПКВ соответствующие: началу сгорания топлива в цилиндре двигателя - φ_n ; первому максимуму дифференциальной характеристики тепловыделения (ДХТ) - φ_1 ; второму максимуму ДХТ - φ_2 ; долей теплоты, выделившейся на первом участке ДХТ - x_{1max} ; цикловой подачей топлива - $g_{ц}$; частотой вращения коленчатого вала двигателя - n . Внутрицилиндровые процессы, при данных конструктивных особенностях дизеля, формируют в цилиндре двигателя: давление P_g и температуру T_g газов; средние индикаторное P_{mi} и эффективное P_{me} давления; максимальную скорость нарастания давления газов dP_g/dt ; температуру пламени T_n и относительную концентрацию сажи $\bar{C}$, которые в свою очередь определяют показатели режима работы двигателя, такие как эффективный крутящий момент $T_{гk}$; удельный расход топлива - B ; оксид углерода - CO ; оксид азота NO ; углеводороды - CH_x ; сажу - C ; шумность сгорания топлива в цилиндре двигателя - $L_{сж}$. Потребность энергии - сопротивлением движению автомобиля $T_{г2a}$; передаточным отношением коробки переключения передач - U . Вектор управления $f_{q1} = \min$ режимом работы двигателя минимизирует совокупность показателей характеризующих режим его работы.

Описание нестационарных случайных процессов с помощью аналога теоремы Винера-Хинчина позволяет определить отличительный признак критерия, характеризующего режим работы двигателя или его систем, который определяется по формуле:

$$K_p = [\bar{P}_C - M(\bar{P}_C)]^2 \omega(\bar{P}_C) d\bar{P}_C,$$

где $\bar{P}_C$ - относительное значение показателя режима работы двигателя или параметра режима работы систем двигателя; $M(\bar{P}_C)$ - математическое ожидание относительного значения показателя режима работы двигателя или параметра режима работы систем двигателя; $\omega(\bar{P}_C)$ - скорость изменения относительного значения показателя режима работы двигателя или параметра режима работы систем двигателя; $d(\bar{P}_C)$ - величина изменения относительного значения показателя режима работы двигателя или параметра режима работы систем двигателя.

Критерий режима работы двигателя и его систем в дальнейшем по тексту будет называться "критерий режима". На рис.2. показано изменение критерия режима работы двигателя во времени по эффективному крутящему моменту двигателя в процессе разгона автомобиля КамАЗ-5410. Участок №1 показывает среднее значение критерия режима $(K_p)_{cp1}$ и его максимальную $(K_p)_{max1}$ и минимальную $(K_p)_{min1}$ величины соответственно. Этим значениям критерия режима соответствуют величины эффективного крутящего момента двигателя, среднего $(T_{гk})_{cp1}$, максимального $(T_{гk})_{max1}$ и минимального $(T_{гk})_{min1}$. Участок №2 среднее значение критерия режима $(K_p)_{cp2}$, максимальное $(K_p)_{max2}$ и минимальное $(K_p)_{min2}$ и

соответствующие ему значения эффективного крутящего момента двигателя: среднего $(T_{ig})_{cp\ 2}$, максимального $(T_{ig})_{max\ 2}$, минимального $(T_{ig})_{min\ 2}$. Подобным образом можно представить и участок №3. На участке №4 критерий режима равен нулю. Это говорит о том, что величина эффективного крутящего момента не изменяется с течением времени, т.е. постоянна по величине. Анализируя изменение критерия режима можно сделать следующий вывод: 1. Критерий режима изменяется от нуля до единицы. 2. Каждому значению критерия режима соответствует величина показателя режима работы двигателя или параметра режима работы его систем. 3. Изменение критерия режима во временной функции позволяет разбить кривую критерия режима на участки с постоянным средним значением и амплитудой разброса с максимальной и минимальной величинами.

Таким образом, критерий режима позволяет систематизировать показатели и параметры систем двигателя на разных режимах его работы, кроме того, на основании критерия режима, возможно разбить кривые изменения показателей и параметров систем двигателя на участки с постоянным средним значением критерия режима. По данному среднему значению критерия можно производить расчеты показателей рабочего процесса двигателя.

Глава вторая посвящена моделированию режимов работы автотракторного дизеля. Автотракторный дизель рассматривается как динамическая адаптивно-взаимосвязанная система. Совокупность управляющих воздействий и режим работы систем двигателя определяют особенность протекания дифференциальной характеристики тепловыделения в цилиндре дизеля, являющейся поверхностью отклика режимов его работы. Приводится система уравнений, связывающих параметры характеристики тепловыделения с мощностными и экономическими, экологическими показателями дизеля.

На основании исследований, выполненных на кафедре ДВС СПГТУ им. М.И.Калинина, Б.П.Пугачевым предложено аналитическое выражение ДХТ, которое после ряда преобразований можно представить в виде:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \sigma_1 \frac{x_{1max}}{\varphi_1} \cdot \frac{\varphi_j - \varphi_n}{\varphi_1} e^{-0.5 \left(\frac{\varphi_j - \varphi_n}{\varphi_1} \right)^2} + \sigma_2 \frac{x_{2max}}{\varphi_2} \cdot \frac{\varphi_j - \varphi_n - \varphi_1}{\varphi_2} e^{-0.5 \left(\frac{\varphi_j - \varphi_n - \varphi_1}{\varphi_2} \right)^2}.$$

Значения φ_1 и φ_2 определяются из уравнений:

$$\sigma_1 = \begin{cases} 0, & \text{при } \varphi_j - \varphi_n < 0 \\ 1, & \text{при } \varphi_j - \varphi_n \geq 0 \end{cases}; \quad \sigma_2 = \begin{cases} 0, & \text{при } \varphi_j - \varphi_n - \varphi_1 < 0 \\ 1, & \text{при } \varphi_j - \varphi_n - \varphi_1 \geq 0 \end{cases}.$$

Математическое уравнение отражает особенность протекания процесса сгорания топлива в дизеле которое рассматривается, согласно гипотезе Ю.Б.Свиридова, как процесс сгорания топлива, состоящий из двух фаз сдвинутых относительно друг друга. Первая фаза - фаза воспламенения с рождением объемного очага пламени, определяется физико-химическими свойствами топливной смеси и способом смесеобразования. Вторая фаза - фаза турбулентного распространения пламени по заряду и определяется диффузией и теплообменом. Изменения давления в цилиндре

ре двигателя выполнено с использованием уравнения первого закона термодинамики. Экспериментальные и расчетные исследования показывают удовлетворительное совпадение изменения давления в цилиндре дизеля с достаточной точностью для практического использования. Эффективный крутящий момент и удельный расход топлива определяется по известным зависимостям.

Результаты исследований позволяют считать, что в процессе сгорания топлива возникает интенсивный скачок звукового давления, поэтому процесс сгорания топлива является важным источником шума двигателя и одним из основных факторов, вызывающим воздушный шум и вибрацию двигателя в области наибольшей громкости и несприятности для человека. Так как уровень динамических нагрузок в деталях ЦПГ двигателя зависит от характера протекания процесса сгорания топлива, который описывается характеристикой тепловыделения, то и уровень шумности от процесса сгорания топлива на режимах работы дизеля определяются параметрами характеристики тепловыделения. Результаты расчета относительно скорости де-

формации ЦПГ $\dot{P} \left(\dot{P} = \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{P_d - P_z}{P_z - P_c} \right) \right)_{\max}$, где P_d - максимальное значение динамиче-

ской нагрузки двигателей ЦПГ; P_z - максимальное давление сгорания в цилиндре двигателя; P_c - давление сжатия в начале сгорания в цилиндре двигателя) в зависимости от параметров характеристики тепловыделения приведен для дизеля КамАЗ-7404 на рис. 3. Полученные результаты позволяют сделать вывод, что максимальный уровень относительной скорости деформации ЦПГ соответствует характеристике тепловыделения с максимальным значением доли теплоты, выделившейся на первом участке характеристики тепловыделения с минимальных значениях угла φ_1° ПКВ, соответствующего достижению максимальной скорости тепловыделения на первом участке. Так, при изменении $X_{1\max}$ с 0,1 до 0,5 (в пять раз) относительная скорость деформации деталей ЦПГ увеличивается с 0,29 до 0,75 (в 2,6 раза) - при $n = 1000$ об/мин; $\varphi_1 = 5^\circ$; $\varphi_2 = 15^\circ$. При увеличении φ_1° ПКВ с 1° до 5° (в пять раз) относительная скорость деформации деталей ЦПГ уменьшается с 0,9 до 0,6 (в 2,47 раза) - при $n = 1000$ об/мин, $X_{1\max} = 0,5$; $\varphi_2 = 10^\circ$. При увеличении φ_2 с 10° до 15° (в 1,5 раза) относительная скорость деформации ЦПГ уменьшается с 0,364 до 0,27 (в 1,3 раза), при $\varphi_1 = 5^\circ$; $X_{1\max} = 0,5$; $n = 1000$ об/мин. При изменении частоты вращения коленчатого вала с 1000 до 2600 об/мин, (в 2,6 раза) относительная скорость деформации ЦПГ увеличивается с 0,6 до 0,9 (в 1,5 раза) - при $\varphi_1 = 1^\circ$; $\varphi_2 = 10^\circ$; $X_{1\max} = 0,5$.

Таким образом, можно сделать вывод, что минимальный уровень относительной скорости деформации ЦПГ достигается при $\varphi_1 = 5^\circ$; $\varphi_2 = 15^\circ$; $X_{1\max} = 0,1$; $n = 1000$ об/мин. Максимальный уровень относительной скорости деформации ЦПГ достигается при $\varphi_1 = 1^\circ$; $\varphi_2 = 10^\circ$; $X_{1\max} = 0,5$; $n = 2600$ об/мин.

Для описания скорости образования сажи используются кинетические уравнения разветвленных цепных реакций, которые представляются в виде:

$$\left(\frac{dC_{\Sigma}}{d\varphi} \right)_j = \frac{dC_1}{d\varphi} + \frac{dC_2}{d\varphi} - \frac{dC_3}{d\varphi} - \frac{dC_4}{d\varphi},$$

где $\frac{dC_1}{d\varphi}$ - учитывает образование сажи в пламени; $\frac{dC_2}{d\varphi}$ - образование сажи вследствие

полимеризации ядра капель; $\frac{dC_3}{d\varphi}$, $\frac{dC_4}{d\varphi}$ - отражают уменьшение концен-

трации сажи соответственно в результате ее выгорания и изменения объема цилиндра. В основу расчетных исследований принята методика, предложенная Н.Ф.Разлейцевым, по которой скорость образования сажи вычисляется по формуле:

$$\left(\frac{dC_{\Sigma}}{d\varphi} \right)_j = B_1 \frac{g_{и}}{V_j} \cdot \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_j + B_2 \delta (1-x) \cdot \frac{g_{и}}{V_j} \cdot \frac{dS}{d\varphi} - B_3 \cdot n^{0,5} \cdot P_j [C]_j - B_4 [C]_j \cdot \frac{n}{V_j} \frac{sV_j}{d\varphi},$$

где B_1 , B_2 , B_3 , B_4 - коэффициенты пропорциональности, определяемые на основании экспериментальных данных при оптическом индицировании цилиндра двига-

теля; $g_{и}$ - цикловая подача топлива; V_j - текущее значение объема цилиндра; $\left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_j$

- текущее значение ДХТ; δ - доля массы капли, превращающаяся в сажевое ядро; x

- доля выделившейся теплоты; S - объемная доля капель топлива; n - частота вращения коленчатого вала; P_j - текущее значение давления газов в цилиндре; $[C]_j$ -

текущее значение относительной концентрации сажи; $\frac{dV_j}{d\varphi}$ - скорость изменения

объема цилиндра.

Суммарная относительная концентрация сажи определяется в виде:

$$\bar{C} = \int_{\varphi_{и}}^{\varphi_k} \left(\frac{dC_{\Sigma}}{d\varphi} \right)_j d\varphi,$$

где $\varphi_{и}$, φ_k - углы поворота коленчатого вала (ПКВ), соответствующие началу и концу расчета.

Как видно из анализа изменения относительной концентрации сажи параметры характеристики тепловыделения влияют на концентрацию сажи в период активного тепловыделения, которая, в свою очередь, определяет суммарную скорость изменения концентрации сажи. График зависимости суммарной относительной концентрации сажи от параметров характеристики тепловыделения приведен на рис. 4, из которого видно, что при увеличении φ_2 уровень относительной концентрации сажи снижается. Уменьшение доли теплоты $X_{1 \max}$, выделившегося на первом участке ДХТ приводит к снижению относительной концентрации сажи. Уровень дымности в ОГ увеличивается при увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Используя уравнения теплового баланса и химической кинетики в неоднородной газовой среде, количество молей оксида углерода равно

$$M_{CO} = 1,5A \cdot g_u \cdot \frac{C}{12} \cdot \frac{x}{\alpha - x} \cdot \frac{dx}{d\varphi},$$

где A - коэффициент пропорциональности, который равен $A=15 \cdot n^{0,5}$; C - доля углерода в одном килограмме топлива; α - коэффициент избытка воздуха.

Результаты расчетов показывают, что концентрация оксида углерода существенно зависит от первого максимума характеристики тепловыделения, а именно от максимальной скорости тепловыделения на первом участке и частоты вращения коленчатого вала, причем наибольшее влияние оказывается при частоте вращения коленчатого вала выше 1200 об/мин (рис. 5).

Для расчета выхода оксида азота используется метод предложенный Дж.Маллэни

$$\overline{NO} = (NO)^{\frac{\theta-1}{\theta+1}}.$$

Круглые скобки обозначают равновесное состояние, которое определяется по формуле В.И.Смайлис, а без скобок текущая концентрации веществ. Фактор безразмерного выхода оксида азота приводится в виде

$$\theta = \exp \left[18,5 \cdot 10^{12} \exp \left(-\frac{113500}{RT_n} \right) \right] \cdot \sqrt{N_2} \cdot \Delta t,$$

где R - газовая постоянная; T_n - температура пламени; N_2 - объемная доля азота; Δt - продолжительность высокотемпературного периода.

Таким образом, фактор безразмерного выхода азота определяется двумя независимыми параметрами - температурой пламени T_n и ее продолжительностью Δt . Температура пламени определяется после ряда преобразований формулы Г.Б.Розенблита

$$(T_n)_j = A \cdot \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_j + \left(B g_u \frac{\tau_e P_j V_j}{\eta_v \rho_v F_j} + C n \right),$$

где коэффициенты A , B , C подбираются для данного типа двигателя. Для дизеля КамАЗ-7404 коэффициенты A , B , C имеют следующие значения $A=12500$, $B=6,0$ и $C=0,1$; τ_e - оптическая толщина пламени, рассчитывается по формуле Я.П.Стороженко; η_v - коэффициент наполнения цилиндра; ρ_v - плотности воздуха; F_j - текущее значение поверхности камеры сгорания.

Установлено, что частота вращения коленчатого вала двигателя влияет на абсолютное значение температуры пламени, а цикловая подача топлива на его продолжительность излучения. Так, изменение нагрузки на двигатель с 100 Н·м до 1100 Н·м приводит к изменению температуры пламени с 2450°К до 2800°К, т.е. нагрузка на дизель возросла в десять раз, а температура пламени в 1,14 раза. Увеличение частоты вращения коленчатого вала с 1400 об/мин до 2600 об/мин приводит к изменению температуры пламени с 2150°К до 2800°К, т.е. частота вращения коленчатого вала увеличилась в 1,86 раза, а температура пламени - в 1,30 раза. На температуру пламени оказывает формирующее влияние угол ПКВ, соответствующий началу сгорания топлива, доля теплоты, выделившейся на первом участке характеристики тепловыделения и частота вращения коленчатого вала. Выполненные расчетные исследо-

вания показывают, что с уменьшением угла начала сгорания уменьшается количество оксида азота. Так, уменьшение угла начала сгорания на четыре градуса ПКВ приводит к снижению относительного значения оксида азота до 0,88 при этом увеличивается относительное значение сажи до 1,1 и расход топлива также увеличивается на 1,03. Увеличение цикловой подачи топлива оказывает существенное влияние на концентрацию сажи и оксида азота. Так, изменение цикловой подачи в 1,25 раза приводит к возрастанию концентрации сажи с 0,5 до 0,8 г/м³ и увеличению оксида азота с 1,5 до 1,75 г/м³.

Сравнение расчетно-экспериментальных данных по термометрированию боковой поверхности поршня в районе верхнего поршневого кольца и сопоставление экспериментальных данных по концентрации углеводородов показывает, что существует пропорциональная зависимость между температурой верхнего поршневого кольца и содержанием углеводородов в ОГ. Из рис.7 видно, что при $P > 0,4$ МПа имеется пропорциональная зависимость между температурой боковой поверхности поршня и содержанием углеводородов в ОГ. На формирование температурного поля в районе верхнего поршневого кольца оказывает влияние угол ПКВ, соответствующий началу сгорания топлива в цилиндре двигателя, доля теплоты, выделяющаяся на первом участке характеристики тепловыделения, частота вращения коленчатого вала двигателя и среднее индикаторное давление, которые приведены на рис. 8.

В третьей главе приводится анализ методов решения задач векторной оптимизации в зависимости от особенностей определения векторного критерия качества и обосновываются преимущества Парето-оптимальных решений компромиссного метода оптимизации при управлении режимами работы дизеля. Разработана методика оптимизации векторного критерия качества для управления режимами работы автотракторного дизеля и приведены математические выражения для его расчета. Обоснованы алгоритмы расчета всей математической модели Парето-оптимальных решений и алгоритмы расчета подпрограмм для управления режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества.

Автотракторный дизель и потребитель энергии представляют собой энергетический комплекс, работающий на эксплуатационных режимах. В качестве критериев, характеризующих режим работы двигателя, принято семь i -показателей (Π_i), которые обладают наибольшей информативностью, такие как T_{tg} - эффективный крутящий момент двигателя; B - эффективный удельный расход топлива; L_{ew} - шумность протекания процесса сгорания топлива; C , NO , CO , CH_x , - относительные концентрации в цилиндре двигателя сажи, оксидов азота, углерода и углеводородов с соответствующими позициями на рис. 9. Эти показатели, характеризующие режим работы автотракторного дизеля, изменяются с течением времени и поэтому являются нестационарными. Величина и интенсивность измерения семи показателей, характеризующих режим работы дизеля, в совокупности определяются рабочим процессом автотракторного двигателя. На показатели рабочего процесса оказывает формирующее влияние протекание процесса сгорания топлива сопровождающееся активным тепловыделением. Поэтому каждому процессу сгорания топлива соответствуют определенные значения параметров ДХТ, особенно это важно

при изучении влияния различных факторов на показатели рабочего процесса. Варьируя параметрами ДХТ, можно оценить степень и характер влияния каждого из них на величину и интенсивность изменения показателей рабочего процесса в совокупности.

Следовательно, параметры характеристики тепловыделения связаны с показателями рабочего процесса и определяют их в совокупности. Их текущие значения определяются к-параметрами ($\Pi_{\text{по}}$), характеризующими поверхность отклика (ПО) режимов работы дизеля: $\varphi_{\text{п}}$ - угол ПКВ, соответствующий началу сгорания топлива в цилиндре двигателя, φ_1 - угол ПКВ, от начала сгорания до достижения максимальной скорости тепловыделения на первом участке ДХТ; φ_2 - угол ПКВ от начала второго участка характеристики тепловыделения до достижения максимальной скорости тепловыделения на втором участке ДХТ; x_1^{max} - доля теплоты, выделившейся на первом участке ДХТ; n - частота вращения коленчатого вала; $g_{\text{ц}}$ - цикловая подача топлива. ПО режимов работы дизеля формируется показателями ($\Pi_{\text{с}}$), определяющими режим работы систем двигателя: топливоподачи, воздухообеспечения, охлаждения, смазки. К j-показателям ($\Pi_{\text{с}}$) определяющим ПО относятся: угол опережения впрыскивания топлива (УОВТ) - $\varphi_{\text{оп}}$; продолжительность впрыскивания топлива - $\varphi_{\text{впр}}$; положение рейки ТНВД - h ; температура топлива поступающего в цилиндр двигателя - $t_{\text{топл}}$; давление - $P_{\text{к}}$ и температура - $t_{\text{к}}$ сжатого воздуха после турбокомпрессора; температура охлаждающей жидкости - $t_{\text{охл}}$ в зарубашечном пространстве двигателя; температура масла в двигателе - $t_{\text{м}}$; передаточное отношение КПП - U (рис. 9).

Оптимальное решение по семи i-критериям определяется вектор-функцией качества, в которую входят критерии в виде компонентов

$$J(k_{\text{Тг}}, k_{\text{в}}, k_{\text{лсв}}, k_{\text{с}}, k_{\text{NO}}, k_{\text{CO}}, k_{\text{CHx}})_{y \in Y} = \text{opt}.$$

Управляющие воздействия требуют обеспечить наилучшие (оптимальные) значения критериев: 1. $K_{\text{Лсв}} = \inf$ - наименьшее значение максимальной скорости изменения динамической нагрузки ЦПГ, характеризующая шумность протекания процесса сгорания топлива в цилиндре двигателя; 2. $K_{\text{с}} = \inf$ - наименьшее значение концентрации сажи в камере сгорания двигателя, характеризующая дымность ОГ; 3. $K_{\text{NO}} = \inf$ - наименьшее значение оксида азота в цилиндре двигателя; 4. $K_{\text{CO}} = \inf$ - наименьшее значение оксида углерода в цилиндре двигателя; 5. $K_{\text{CHx}} = \inf$ - наименьшее значение углеводородов в цилиндре двигателя; 6. $K_{\text{Тг}} = \sup$ - наибольшее значение эффективного крутящего момента; 7. $K_{\text{в}} = \inf$ - наименьшее значение эффективного удельного расхода топлива.

Критерии, характеризующие режим работы автотракторного дизеля, зависят от шести к-параметров ПО режимов работы двигателя, а именно от $\varphi_{\text{п}}$, φ_1 , φ_2 , x_1^{max} и от n , $q_{\text{ц}}$. Зависимость критериев, характеризующих режим работы дизеля от параметров ПО, можно представить в виде уравнений

$$K_i = \Pi_i f(\Pi_{\text{по}})_i, \text{ где } i=1, 2, \dots, 7.$$

Совокупность оптимальных критериев определит идеальную точку в пространстве критериев относительно управляемых показателей двигателя, которые очередь зависят от j -параметров его систем и потребителя энергии

$$K_i = \Pi_i f(\Pi_C)_i = \text{opt} = (K_i^{\text{opt}})_S, \text{ где } i = 1 \dots 7.$$

Мера приближения относительного решения к идеальной точке является минимальное значение квадратичной метрики управляемых показателей двигателя на режимах его работы по параметрам его систем и потребителе энергии

$$\bar{R}_y^2 = \sum_{i=1}^7 \left(\frac{K_i - (K_i^{\text{opt}})_S}{(K_i^{\text{opt}})_S} \right)^2 = \min.$$

Координаты квадратичной метрики управляемых показателей двигателя на режимах его работы определит одно из Парето-оптимальных решений.

Таким образом, вектор управляемых показателей автотракторного дизеля на режимах его работы можно представить через k -параметры ПО ($\Pi_{\text{по}}$), либо через j -параметры систем двигателя и потребителя энергии (Π_C).

В соответствии с рис. 9 параметры ПО режимов работы дизеля определяются j -параметрами систем двигателя и потребителя энергии (Π_C) в виде:

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= (\Pi_{\text{по}})_1 f(\Pi_C)_1 = \text{opt. при } K_{k-1} = (\Pi_{\text{по}})_{k-1} f(\Pi_C)_1, \text{ где } k = 1 \dots 6 \\ \dots & \dots \dots \dots \dots \\ K_6 &= (\Pi_{\text{по}})_6 f(\Pi_C)_6 = \text{opt. при } K_{k-1} = (\Pi_{\text{по}})_{k-1} f(\Pi_C)_6, \text{ где } k = 1 \dots 6 \end{aligned} \right\}.$$

Совокупность оптимальных критериев определит идеальную точку в пространстве критериев относительно параметров ПО, характеризующих режимы работы дизеля

$$K_k = (\Pi_{\text{по}})_k f(\Pi_C)_k = \text{opt} = (K_k^{\text{opt}})_n, \text{ где } k = 1 \dots 6.$$

После чего мера приближения относительного решения к идеальной точке является оптимальное значение квадратичной метрики ПО, характеризующая режимы работы дизеля, равна

$$\bar{R}_{\text{по}}^2 = \sum_{k=1}^6 \left(\frac{K_k - (K_k^{\text{opt}})_n}{(K_k^{\text{opt}})_n} \right)^2 = \text{opt, при } \bar{R}_y^2 = \min.$$

Координаты квадратичной метрики ПО режимов работы дизеля определит одно из оптимальных решений при условии обеспечения минимального значения квадратичной метрики управления режимами работы двигателя.

Параметры систем двигателя и потребителя энергии (Π_C) регулируются следующими q -показателями (Π_p): УОВТ - частотой вращения вала ТНВД, остаточным давлением в трубах высокого давления ТНВД; продолжительность впрыски-

вания топлива в цилиндр двигателя - частотой вращения ТНВД, электромагнитным клапаном определяющим продолжительность впрыскивания топлива; относительное положение рейки ТНВД - частотой вращения вала ТНВД; температура охлаждающей жидкости двигателя - частотой вращения вала насоса охлаждения, положением электромагнитной заслонки в системе охлаждения; температура масла двигателя - частотой вращения вала масляного насоса, положением электромагнитной заслонки в системе смазки; давление сжатого воздуха поступающего в цилиндр двигателя - давлением ОГ перед турбиной, проходным сечением патрубка газовой турбины; температура сжатого воздуха поступающего в цилиндр двигателя - частотой вращения вала насоса для охлаждения сжатого воздуха, положением электромагнитной заслонки в системе охлаждения сжатого воздуха; температура топлива поступающего в цилиндр двигателя - температурой жидкости для подогрева топлива, поступающего в цилиндр двигателя, частотой вращения вала насоса, подающего жидкость для подогрева топлива; передаточное отношение коробки переключения передач - положением рычага коробки переключения передач.

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \left(\Pi_C \right)_1 f \left(\Pi_p \right)_1 = \text{opt. при } K_{j-1} = \left(\Pi_C \right)_{j-1} f \left(\Pi_p \right)_1, \text{ где } j = 1 \dots 9 \\ &\vdots \\ &\vdots \\ K_9 &= \left(\Pi_C \right)_9 f \left(\Pi_p \right)_9 = \text{opt. при } K_{j-1} = \left(\Pi_C \right)_{j-1} f \left(\Pi_p \right)_9, \text{ где } j = 1 \dots 9 \end{aligned} \right\}$$

$$K_j = \left(\Pi_c \right)_j f \left(\Pi_p \right)_i = \text{opt} = \left(K_j^{\text{opt}} \right)_p, \text{ где } j = \overline{1 \dots 9}.$$

$$\overline{R}_p^2 = \sum_{j=6}^9 \left(\frac{K_j - (K_j^{\text{opt}})_p}{(K_j^{\text{opt}})_p} \right)^2 = \text{opt}, \text{ при } \overline{R}_y^2 = \min.$$

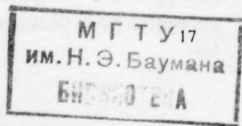
Таким образом, управление режимами работы автотракторного дизеля осуществляется векторным критерием качества по совокупности параметров систем дви-

гателя и потребителя $\bar{R}_y$, при этом существует векторный критерий качества показателей режима работа дизеля $\bar{R}_{нд}$ по параметрам ПО, который является мерой сравнения вектора управления режимами работы двигателя. При этом вектор регулируемых параметров $\bar{R}_p$ и вектор поверхности отклика $\bar{R}_{но}$ оптимизируются по минимуму вектора управления режимами работы автотракторного дизеля $\bar{R}_y$.

Содержанием четвертой главы является математическая модель адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотранспортного дизеля. Обосновано применение самонастраивающейся беспроисковой системы с эталонной моделью характеристики тепловыделения для управления режимами работы автотракторного дизеля. Приведены уравнения для расчета управления режимами работы двигателя по Парето-оптимальным функциям.

1584465
Анализ персональных и однокристальных ЭВМ, программируемых контроллеров, матриц и микропроцессорных наборов, включая последние зарубежные интерфейсные процессоры PIC, и цифро-аналоговых преобразователей дает автору предпосылку по концепцию по разработке бортового процессорного управляемой машины (БПУМ). Она включает основы технической реализации вычислителя и основы программного обеспечения. Вычислитель предлагается двухуровневый, состоящий из центрального процессорного блока (ЦПБ) и совокупности первичных процессоров (ПП), а в процессорном обеспечении - многокомпонентный функционал с учетом функциональных возможностей и быстродействия каждой вычислительной единицы при ассемблерном программировании (рис. 10). ЦПБ представляет собой второй уровень обработки векторного функционала, который минимизирует в трех координатных плоскостях суммарный вектор управления режимами работы дизеля по Парето-оптимальным функциям, представляющие собой базовые характеристики управления режимами работы автотракторного дизеля. Координатами плоскостей суммарного вектора управления режимами работы дизеля $\bar{R}_y$ являются вектор управления показателями дизеля КамАЗ-7404 на режимах его работы $\bar{R}_{нд}$ и вектор ПО режимов работы дизеля КамАЗ-7404 $\bar{R}_{но}$. $\bar{R}_y$ передается на все ПП. Первый ПП обеспечивает величину вектора управления $\bar{R}_y$ с j-параметрами систем P_e дизеля. Параметры систем двигателя и потребителя энергии (P_e) регулируются q-показателями. Вектор $\bar{R}_p$ передается на исполнительные механизмы систем управления режимами дизеля и на второй ПП. Второй ПП вычисляет вектор ПО $\bar{R}_{но}$ с k-параметрами. В соответствии с рис. 10 параметры ПО ($P_{но}$) определяются показателями систем двигателя и потребителя энергии (P_e). Вектор $\bar{R}_{но}$ передается на ЦПБ и третий ПП. Третий ПП вычисляет вектор $\bar{R}_{нд}$ по i-показателям дизеля (P_i) и передает его на ЦПБ по обратной связи

Таким образом, управление режимами работы автотракторного дизеля осуществляется векторным критерием качества по совокупности параметров систем двигателя и потребителя $\bar{R}_y$, при этом существует векторный критерий качества управления режимами работы двигателя по параметрам дизеля $\bar{R}_{нд}$, который явля-



ется мерой сравнения вектора управления по параметрам систем двигателя и потребителя энергии $\bar{R}_y$. Вектор регулируемых параметров $\bar{R}_p$ и вектор ПО $\bar{R}_{по}$ оптимизируются по минимуму вектора управления $\bar{R}_y$ режимами работы дизеля (рис. 10).

Анализ изменения вектора управления $\bar{R}_y$ режимами работы дизеля КамАЗ-7404 показывает, что при данной конструкции двигателя и, в первую очередь, процесса топливоподачи и протекания процесса сгорания топлива в цилиндре двигателя невозможно обойтись без специальных средств, обеспечивающих одновременно минимальный расход топлива, максимальный эффективный крутящий момент и минимальный уровень токсичности ОГ, поэтому автор предложил выделить область наилучших режимов по топливной экономичности – область режимов №1 и область режимов работы дизеля по минимальному уровню токсичности ОГ – область режимов №2 (рис. 11). Так, при движении транспортного средства в черте города необходимо установить режим № 2, а при движении транспортного средства за городом установить режим № 1.

Структурная схема самонастраивающейся беспоисковой системы с эталонной моделью для управления режимами работы двигателя приведена на рис. 12. Используемый принцип самонастройки основан на знании с определенной точностью параметров объекта. Для этого в системе осуществляется идентификация параметров объекта, т.е. измерение их в процессе функционирования системы. В алгоритме самонастройки предусматривается модель, параметры которой находятся в результате самонастройки по принципу сравнения динамических характеристик объекта и эталонной модели, с учетом требуемых Парето-оптимальных функций. Полученные результаты используются как параметры регуляторов системы, которые осуществляют оценку качества переходного процесса.

Условно выделено первый и второй этап оптимизации. На первом этапе, исходя из имеющейся априорной информации и принятого критерия качества управления, строится основной контур системы, т.к. точные характеристики воздействий неизвестны, то по существу он оказывается определенным с точностью для группы параметров зависящих от свойств внешних воздействий. На втором этапе по результатам оценивания характеристик воздействий определяются параметры основного контура, соответствующие в сложившихся конкретных условиях оптимуму критерия качества. Совпадение критериев отражает эффективность самонастройки. Сама модель подстраивается к внешним воздействиям по замкнутому циклу. Критерий оптимальности на первом этапе обычно отражает точностные свойства системы и имеет следующий вид:

$$Q(t) = \epsilon_q^2(t) + \lambda(t)\epsilon_c(t).$$

Для устранения влияния внешних воздействий на свойства системы для управления режимами работы двигателя осуществляется дополнительное изменение параметров регуляторов так, чтобы при таком режиме работы двигателя передаточная функция системы по возмущению была равна нулю. В результате получаем инвариантную относительно внешних воздействий самонастраивающуюся систему.

На основе сигнала рассогласования между выходами модели, вектора по показателям двигателя и реальной системы, вектора управления формируется критерий вторичной оптимизации, вида

$$J = \int_0^t \epsilon^2(\tau) e^{-\alpha(t-\tau)} d\tau.$$

Самонастройка системы оценивается критерием самонастройки, представляющей собой некоторую функцию вектора ошибок адаптации, являющейся разностью между векторами состояния эталонной системы, вектор показателей двигателя и основной системы (вектора управления):

$$J = f(\epsilon_0) = f(\bar{R}_{\text{пл}} - \bar{R}_y).$$

В качестве критерия самонастройки автором принято выражение

$$Q = \int_0^t \epsilon_a^2(\tau) e^{-\alpha(t-\tau)} d\tau.$$

которое реализуется в системе управления, где экспонента $e^{-\alpha(t-\tau)}$ является импульсной переходной функцией. Критерий рассматривается как мера оценки качества или точности подстройки основной системы к эталонной модели. При аналитическом градиентном способе самонастройки с эталонной моделью происходит определение компонента градиента критерия самонастройки, на основании чего определяются текущие значения настраиваемых параметров. Вектор, определяемый градиентом некоторой функции от переменных величин, ПО $\bar{R}_{\text{по}}$ ($k-1, 2, \dots, 6$), являющийся функцией настраиваемых параметров системы, которая имеет вид:

$$g \text{ rad} Q = \sum_i \frac{\partial Q_i}{\partial \alpha_i} \bar{k}_i.$$

Вектор скорости изменения настраиваемых параметров α_i равен

$$p\alpha_i = -\lambda_i \frac{\partial Q_i}{\partial \alpha_i} = -\lambda_i \frac{\partial Q_i}{\partial \epsilon} \cdot \frac{\partial \epsilon}{\partial \alpha_i}.$$

Из этого выражения видно, что мгновенное значение вектора скорости i -го настраиваемого параметра вычисляется перемножением сомножителей. Сомножитель $\frac{\partial Q_i}{\partial \epsilon}$ формируется в ЦПБ, на вход которого подается вектор ошибок адаптации равный

$$\epsilon_a = \bar{R}_{\text{пл}} - \bar{R}_y.$$

Сомножитель $\frac{\partial \epsilon_i}{\partial \alpha_i}$ реализуется как выходной сигнал с ЦПБ при подаче его на вход воздействия ПП₁. Текущие значения вектора $\bar{R}_{\text{по}}$ параметров ПО задаются при использовании эталонной модели (рис. 11). Вектором входных сигналов эталонной модели и вычисленной является вектор воздействия $q(t)$, который поступает на вход основного контура управления, ЦПБ. Параметры системы самонастройки с эталонной моделью обеспечивают высокое быстродействие, позволяют осуще-

ствлять самонастройку по неограниченному числу настраиваемых параметров и обладают высокой надежностью.

S - передаточная матрица систем двигателя равна

$$S = [E + (S_0 + M)L]^{-1} (S_0 + M) .$$

где E - единичная матрица; L, M - операторы изменения настраиваемых параметров; S₀ - передаточная матрица начального состояния систем двигателя.

R - передаточная матрица адаптивно-взаимосвязанной системы управления, равная

$$R = (F_0 + T)(E + \Phi_0 P)^{-1} \Phi_0 \delta_0 .$$

где F₀, Φ₀, δ₀ - передаточные матрицы соответственно возмущений, усилительного элемента, точности настройки; P, T - диагональные матрицы.

Совокупность показателей, характеризующих режим работы двигателя, определяется по уравнению:

$$\bar{R}_{пл} = (E + SR)^{-1} [SAB\bar{X}_T + S(A + RC)\bar{q}] = G_q \bar{q} + G_\lambda \bar{\lambda} .$$

где G_q = (E + SR)⁻¹S(A + RC) - передаточная матрица адаптивно-взаимосвязанной системы по возмущениям; G_{φT} = (E + SR)⁻¹SRB - передаточная матрица адаптивно-взаимосвязанной системы по задающим Парето-оптимальным воздействиям.

Вектор состояния системы $\bar{R}_{по}$, характеризующий ПО, связан с вектором характеризующим режим работы двигателя $\bar{R}_{пл}$ соотношением:

$$\bar{R}_{по} = V\bar{R}_{пл} = \delta(\bar{\mu} + A\bar{q}) .$$

Таким образом, режим работы двигателя представляется семимерным вектором $\bar{R}_{пл}$ и вектором качества управления $\bar{\mu}$.

Матрица требуемых передаточных функций по Парето в коэффициентах которой содержатся требования к качеству переходных процессов равна

$$\Pi^* = \Pi^*(P) = (E + SR)^{-1} SR .$$

Тогда матрица, ЦПБ определяется по уравнению:

$$SR = \Pi^*(E - \Pi^*)^{-1} ,$$

где правая часть характеризует желаемое количество переходных процессов системы управления, а левая часть представляет собой матрицу передаточных функций разомкнутой системы управления.

В пятую главу включены методы и результаты экспериментальных исследований режимов работы автотракторного дизеля в моторных, стендовых и дорожных условиях. Анализируется протекание расчетных и экспериментальных характеристик динамической системы автотракторного дизеля и влияние на совокупность показателей, характеризующих режим работы двигателя. Приводятся данные влияния совокупности параметров, характеризующих режим работы двигателя, на выходные показатели дизеля: эффективный крутящий момент и удельный расход топлива, шумность протекания процесса сгорания топлива и токсичность ОГ.

Лаборатория представляет собой комплекс аппаратуры, находящейся на автомобиле КамАЗ-5410, установленной на раме автомобиля и размещенной в помещении типа "Кунг". На автомобиле регистрировались следующие параметры: 1. скорость автомобиля; 2. число оборотов коленчатого вала двигателя; 3. эффективный крутящий момент двигателя; 4. дымность ОГ двигателя; 5. перемещение рейки ТНВД; 6. температура и давление сжатого воздуха после турбокомпрессора (ТКР); 7. температура и давление выпускных газов перед турбиной; 8. отметка времени; 9. угол поворота коленвала (ПКВ); 10. давление топлива в турбопроводе высокого давления ТНВД; 11. подъем иглы форсунки; 12. часовой расход топлива; 13. давление газов в цилиндре двигателя; 14. интенсивности свечения лазера и пламени в цилиндре двигателя; 15. температура окружающей среды; 16. сила тяги на колесах автомобиля; 17. температура поршня (термометрирование); 18. направление изгиба шатуна (тезометрирование); 19. температура охлаждающей жидкости двигателя; 20. излучение боковой поверхности поршня. Все перечисленные параметры измерялись как в стендовых, так и в дорожных условиях на автомобиле, кроме того проводились испытания дизелей серии КамАЗ-740, 7410, 7403, 7404 и ЯМЗ-238ИГ (как развернутых двигателей, так и одноцилиндровых отсеков). Для этого использовались экспериментальные базы Новгородского, Вологодского политехнических институтов, а также экспериментальная база УГК КамАЗа.

Для определения ПО автором предложено устройство регистрации ДХТ в цилиндре двигателя (А.С. № 1815606 Бюл. № 18 от 15.05.93) на режимах его работы. Устройство (рис. 13) содержит цилиндр двигателя, на котором установлены датчики Р давления 2, температуры Тг газов 3 и датчик 4 температуры стенок Тст со стороны газов. Датчик Р давления 2 через усилитель 5 подключен к первой перемножающей схеме 6 непосредственно и ко второй схеме 8 - через дифференцирующую цепочку 7. Датчик температуры Тг газов 3 снабжен усилителем 9, один выход которого соединен с входом осциллографа 10 через дифференцирующую цепочку 11, перемножающую схему 12 и резистор 13, а второй выход усилителя 9 соединен с входом осциллографа через сравнивающий блок 14, перемножающую схему 15 и резистор 16. Датчик температуры Тст стенки 4 последовательно соединен через усилитель 17, сравнивающий блок 14, перемножающую схему 15 и потенциометр 18, в который вводится коэффициент $\frac{\alpha_r \pi D R}{6n}$ с вторым магнитным барабаном 19 функционального генератора. Функциональный генератор выполнен в виде двух магнитных барабанов, жестко связанных с валом двигателя и на которых записаны функции $U_1(\alpha) = \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$ и $U_2(\alpha) = 1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 2\alpha$ первый магнитный барабан 20 связан с помощью первого потенциометра 21, в который вводится коэффициент $\frac{k}{k-1} FR$ со вторым входом перемножающей схемы 6 и второй магнитный барабан 19 связан с помощью потенциометра 22 в который вводится коэффициент $\frac{k}{k-1} FR$ со вторым входом перемножающей схемы 8 и через потенциометр 18 с перемножающей схемой 15. Осциллограф 10 параллельно соединен с пе-

ремножающей схемой 8 через резистор 23, с перемножающей схемой 6 через резистор 24, с перемножающей схемой 12 через резистор 13 и с перемножающей схемой 15 через резистор 16. Одновременно сигнал температуры T_r газов поступает на вход дифференцирующей цепочки 11, затем умноженный с помощью перемножающей схемы 12 через резистор 13 попадает на осциллограф.

Таким образом, на осциллограф поступает сигнал, по которому производится регистрация кривой ДХТ в цилиндре дизеля. Устройство для регистрации параметров ДХТ позволяет, непосредственно на работающем двигателе определить вектор ПО, что дает возможность оперативно получать информацию о влиянии режимов работы двигателя на параметры ДХТ - вектор ПО, а, следовательно, на мощностные, экономические и экологические показатели дизеля.

УОВТ, как регулируемый параметр, оказывает влияние на параметры ПО и на управляемые показатели дизеля. УОВТ зависит от конструктивных особенностей дизеля и режимов его работы, поэтому автор предлагает установить УОВТ в зависимости от такого динамического параметра, как остаточное давление в трубопроводе высокого давления (ТВД) ТНВД (А.С. № 1657704, Бюл. № 23 от 23.06.91). Измеряя остаточное давление $P_{изм}$ в ТВД между ТНВД и форсункой определяют УОВТ и сравнивают его с остаточным давлением $(P_{ост})_н$ которому соответствует УОВТ, определяющий вектор $\bar{R}_{по}$ и минимальный вектор $\bar{R}_y$ и изменяют угол между кулачковым валом ТНВД и исполнительным механизмом муфты опережения впрыскивания топлива (МОВТ). Причем, при соотношении $P_{изм}/(P_{ост})_н$ больше единицы увеличивается угол до достижения $P_{изм}=(P_{ост})_н$, а при соотношении $P_{изм}/(P_{ост})_н$ меньше единицы уменьшается угол до достижения $P_{изм}=(P_{ост})_н$. Измененное значение остаточного давления $P_{изм}$ сравнивается с оптимальным значением $(P_{ост})_н$, полученным при векторе ПО, обеспечивающий минимум вектора управления $\bar{R}_y$. При равенстве этих давлений достигается оптимальный режим работы дизеля, который соответствует наибольшей мощности, наилучшей экономичности и низкому уровню токсичности ОГ двигателя, если $P_{изм}/(P_{ост})_н$ больше единицы, что приводит к снижению тяговых качеств двигателя и ухудшение совокупности его показателей. В случае $P_{изм}/(P_{ост})_н$ меньше единицы, происходит неполное сгорание топлива, снижение экономичности и увеличение токсичности ОГ дизеля. В качестве регулятора УОВТ автором принят гидравлический сервомеханизм двустороннего действия. Управление УОВТ реализовано на дизеле КамАЗ-7404, для чего в ТВД между ТНВД и форсункой установлен пьезодатчик. Полученный сигнал от пьезодатчика передается на усилитель и затем на сравнивающее устройство, которое в зависимости от соотношения сигналов измеренного остаточного давления с оптимальным, полученным для данного двигателя (рис. 14), воздействует на рабочий орган муфты, изменяющий угол между кулачковым валом ТНВД и исполнительным механизмом МОВТ. Усилитель, сравнивающее устройство и исполнительный механизм монтируются в одном корпусе и устанавливаются в развале двигателя с правой стороны от ТНВД. Испытания проводились на разных частотах вращения коленчатого вала и различных нагрузках на двигатель, причем при соотношениях $P_{изм}/(P_{ост})_н$ больше единицы - Режим №1; $P_{изм}/(P_{ост})_н$ меньше единицы - Режим № 2;

$P_{изм}/(P_{ост})_п$ равно единице - Режим № 3. На режимах № 1, № 2, № 3 значения векторов $\bar{R}_{по}$ и суммарные значения векторов показателей дизеля КамАЗ-7404 поступают в центральный процессорный блок (ЦПБ), где по базовым характеристикам - Парето оптимальным функциям определяется вектор управления $\bar{R}_y$ для соответствующих режимов работы дизеля. Вектор управления $\bar{R}_y$ двигателя на режиме № 1 равен 0,61, на режиме № 2 - 0,68, а на режиме № 3 - 0,52. Режим № 3 более предпочтителен как по характеристике тепловыделения - вектор $\bar{R}_{по}$, так и по составляющим токсичных компонентов, где эти абсолютные значения на режимах № 1, №2 больше, чем на режиме № 3. Для подтверждения расчетных исследований специально проведены стендовые испытания дизеля КамАЗ-7404 на соответствующих режимах при этом на каждом режиме дополнительно осуществлялся контроль расходомером топлива типа ВДМИ.

Из таблицы 1 видно, что $\bar{R}_y$ на режимах № 1, № 2 отличается по абсолютной величине и находится за пределами оптимальной зоны по токсичности и удельному расходу топлива (рис. 11). Вектор управления $\bar{R}_y=0,52$ находится в области оптимальных значений по токсичности и удельному расходу топлива, что соответствует режиму № 3 и подтверждается контрольными среднестатистическими измерениями.

Таблица 1

Результаты стендовых испытаний дизеля КамАЗ-7404

№ режима	Соотношение $P_{изм}/(P_{ост})_п$	Вектор управления $\bar{R}_y$	% изменения	Удельный среднестатистический расход топлива	% изменения
1	Больше 1	0,61	19,0	253	14,5
2	Меньше 1	0,68	26,0	242	9,5
3	Равно 1 по А.С. 1657704	0,52	-	221	-

На рис. 15 представлена структурная схема устройства управления режимами работы дизельного двигателя. Водитель (В) 1 воздействует на педаль (П) 2, сигнал через блок сравнения положения рейки (БСПР) 11, ТНВД 4 поступает на датчик управления положением рейки (ДУПР) 5, ТНВД 4, который устанавливает начальное положение рейки ТНВД - h . По фактической скорости вращения коленчатого вала двигателя через блок сравнения величины задержки момента впрыскивания топлива (БСЗВТ) 10, сигнал поступает на МОВТ 6 и устанавливает ее в начальное положение, соответствующее УОВТ. Таким образом для данного режима работы двигателя устанавливается начальная величина цикловой подачи топлива (ЦПТ) - $q_{ц}$ и начальный УОВТ - ϕ . Инфракрасный пирометр (ИКП) 7, (А.С. 983292 от 23.12.82) измеряет фактическую величину теплового излучения боковой поверхности поршня и передает ее через блок сравнения амплитуды (БСА) 8 теплового излучения боковой поверхности поршня на вход 1 блока управления 9 (рис. 15). В

ПП-2 и ПП-3 (рис. 11) по УОВТ, положению рейки ТНВД и частоте вращения коленчатого вала n формируется вектор $\overline{R}_{по}$ при соответствующих значениях ЦПТ и УОВТ, который обеспечивает попадание в область наилучших значений вектора $\overline{R}_y$.

По результатам экспериментальных исследований, проведенных автором, построены эпюры теплового излучения боковой поверхности поршня для режимов работы двигателя. При отклонения величины ЦПТ или УОВТ от оптимального значения максимум теплового излучения на эпюре смещается относительно НМТ. ИКП измеряет величину теплового излучения боковой поверхности поршня и передает эту информацию на вход блока управления 9, в которой одновременно на вход 2 поступает сигнал от датчика положения (ДП) 12 поршня в НМТ. В случае, если максимум тепловой эпюры не соответствует положению поршня в НМТ, на выходе 1 блока управления, вырабатывается сигнал "+" или "-" о необходимом увеличении или уменьшении относительно ранее установленного начального УОВТ. Этот сигнал поступает на вход 2 БСЗВТ и вызывает корректировку сигнала, поступившего с задающего устройства 3 на вход 1 БСЗВТ. При этом МОВТ будет установлена в положении момента впрыскивания топлива, смещенного на величину $\Delta\phi$ относительно начального значения. Для снижения теплонапряженности поршня необходимо ограничить предельное значение его тепловой эпюры по ординате. Для этого служит БСА теплового излучения боковой поверхности поршня, к которому поступает информация об эталонном предельном значении амплитуды теплового излучения от ПП-2. Если максимум тепловой эпюры боковой поверхности поршня превышает $A_{эп}$ (рис. 15), то величина превышения ΔA поступает из блока БСА на вход 1 блока управления 9. При этом блок управления 9 вырабатывает сигнал о необходимости уменьшения цикловой подачи топлива, который поступает с выхода 2 блока управления на вход БСПР, а затем на ДУПР. Таким образом происходит уменьшение ЦПТ - $q_{пн}$ и, как следствие, снижение максимальной температуры боковой поверхности поршня. ПП-2 получает информацию от ИКП и ДП поршня в НМТ, и через ПП-1 управляет МОВТ и ДУПР ТНВД. При этом изменение положения рейки ТНВД происходит только после того, как МОВТ установит необходимый УОВТ, т.е. когда $\Delta\phi$ (величина задержки впрыскивания топлива) будет равна нулю. Предлагаемая система обладает обратной связью и получает информацию о протекании процесса сгорания топлива в цилиндрах двигателя - ПП-2, ПП-3 (рис. 11), что позволяет установить для каждого режима работы двигателя такое соотношение ЦПТ и УОВТ, при котором максимальная температура боковой поверхности поршня будет ниже на 20-50°, что приводит к уменьшению концентрации углеводородов в ОГ с 0,08 до 0,07 мг/л и подтверждается экспериментальными данными других авторов.

Температурное состояние боковой поверхности поршня зависит от температуры охлаждающей жидкости (ОЖ). Система охлаждения работает при вынужденном конвективном движении жидкости и при поверхностном кипении, причем границу между этими режимами провести невозможно. Для повышения точности контроля температуры ОЖ и повышения надежности работы двигателя автор предложил из-

мерять электропроводность ОЖ в верхней части рубашки охлаждения блока цилиндров и в момент ее скачкообразного уменьшения подается сигнал на привод водяного насоса (А.С. 1638587 от 30.03.93). В процессе работы дизеля КамАЗ-7403 электропроводность ОЖ с увеличением ее температуры плавно увеличивается до момента возникновения поверхностного кипения, при возникновении которого происходит резкое падение электропроводности. Для измерения электропроводности ОЖ в верхней части блока цилиндров на расстояние 25-30 мм от газового стыка установлен первый кольцевой электрод, а на расстоянии 30-40 мм от его оси - второй электрод. Кольцевые электроды выполнены из проволоки диаметром 1,0-1,5 мм и установлены так, что расположены ближе к гильзе цилиндров, чем к стенке блока. Чтобы исключить вибрацию электродов при работе двигателя, они относительно гильзы и блока изолированы приставками, а в стенке блока цилиндров закреплены через изоляторы. От источника питания напряжение подается к электродам, а также на омметр, при помощи которого замеряется электрическое сопротивление между электродами, обратной величиной которого является электропроводность. Сигнал изменения электропроводности подается на ПП-1, который в свою очередь воздействует на привод водяного насоса с целью увеличения его производительности для снижения температуры ОЖ, а также на ПП-2 и на ПП-3 (рис. 11). Управление стабилизацией температуры ОЖ по А.С. 1638587 от 30.03.93 на режимах работы дизеля КамАЗ-7404 позволяет улучшить $R_{по}$. Так, изменение вектора $\bar{R}_{по}$ (рис. 10) с 0,74 до 0,47 указывает на существующие влияние управления охлаждением дизеля. На основании рис. 11 вектор управления $\bar{R}_y$ режимами работы дизеля КамАЗ-7404 для соответствующих векторов $\bar{R}_{по}$ равен: 0,64 и 0,53, что подтверждается характером изменения кривых, приведенных на рис. 17, и улучшает показатели по топливной экономичности и по уровню токсичности ОГ двигателя (рис. 17). Результаты исследований, приведенные автором, подтверждаются исследованиями, выполненными другими авторами.

Газовый стык поршень-гильза цилиндров оказывает влияние на уровень токсичности ОГ двигателя как без турбонаддува так и с турбонаддувом. У двигателя без турбонаддува на такте впуска картерные газы и пары масла за счет разрежения в цилиндре поступают в камеру сгорания, где сгорают вместе с топливом в цилиндре двигателя и определяют уровень токсичности ОГ, причем количество картерных газов и паров масла зависит от частоты вращения коленчатого вала. В двигателях с турбонаддувом количество газов, прорывающихся в картер через газовый стык поршень-гильза цилиндров, зависит от мощности, развиваемой в цилиндре двигателя, что также влияет на уровень токсичности ОГ. Поэтому автор предложил систему управления режимами работы двигателя без турбонаддува (А.С. 1455257 от 30.01.89) и с турбонаддувом (А.С. 1592754 от 15.09.90) по излучательным характеристикам газов (рис. 15). Особенность управления режимами работы двигателя заключается в том, что ИКП установлен для двигателя без турбонаддува в канале выпускного клапана, а для двигателя с турбонаддувом в картере двигателя. На основании стендовых испытаний дизелей КамАЗ-740 и КамАЗ-7404 с турбокомпрессорами 2ТКР-7 и ТКР "Холсет" автором получены эталонные характеристики из-

лучения газов в выпускном канале дизеля КамАЗ-740 и дизеля КамАЗ-7404 с 2ТКР-7 и ТКР "Холсет" в картере двигателя. БСА передает ΔA на блок управления ПП-1 для управления МОВТ и ДУПР, ПП-2 определяет вектор $\bar{R}_{\text{по}}$, а ПП-3 определяет вектор $\bar{R}_{\text{пл}}$, по которым рассчитывается Парето-оптимальное значение вектора управления $\bar{R}_y$ (рис. 11). Вектор $\bar{R}_{\text{по}}$ без системы управления равен 0,62 и с системой управления по излучательным характеристикам газов равен соответственно 0,42 и 0,49. Вектор $\bar{R}_{\text{пл}}$ без системы управления соответствует 0,77, а с системой управления - 0,58 и 0,62, что позволяет определить вектор управления $\bar{R}_y$ по излучательным характеристикам газов соответственно - 0,41 и 0,60. Результаты исследований показывают, что наибольшее снижение токсичности при управлении режимами работы двигателя по излучательным характеристикам газов достигается у дизеля КамАЗ-7404 (рис. 18).

ВЫВОДЫ

Основным содержанием диссертации является создание и обоснование методов выбора, расчета, исследования и оценки качества адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля и на этой основе:

- повышение технико-экономических и экологических показателей автотракторного дизеля;
- структурно-параметрическая оптимизация конструкции датчиков управления режимами работы дизеля;
- разработка методов исследования адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля и его систем.

Решение указанной актуальной проблемы опирается на следующие научные результаты, полученные в процессе исследовательских работ:

1. Разработана математическая модель адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля и на ее основе предложены:
 - методы адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы автотракторного дизеля по векторному критерию качества;
 - метод управления режимами работы двигателя, позволяющий учитывать элементы конструкции и характер внутрицилиндровых процессов, происходящих в цилиндре дизеля;
 - метод критеризации режимов работы двигателя и его систем;
 - метод вычисления Парето-оптимальных функций, определяющие режимы работы дизеля по параметрам характеристики тепловыделения при сгорании топлива в цилиндре двигателя;
 - алгоритмы и программы расчета моделей синтеза и анализа адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы двигателя по векторному критерию качества и связанной с ними динамики расчета внутрицилиндровых процессов автотракторного дизеля, определяющих уровень токсичности ОГ.

2. Проведенные исследования внутрицилиндровых процессов автотракторных дизелей послужила базой для разработки теоретических основ адаптивно-

взаимосвязанного управления режимами работы двигателя по векторному критерию качества.

3. На основании теории случайных процессов и условий динамического равновесия приведены исследования динамических свойств автотракторных дизелей и его систем. Обоснован отличительный признак режимов работы двигателя и его систем, приведен критерий режимов его работы и обоснован расчет рабочего процесса на режимах работы дизеля. Теоретические выводы подтверждены экспериментальными исследованиями, проведенные совместно с УГК КамАЗ.

4. Теоретические и экспериментальные исследования показали, что наиболее эффективным методом управления режимами работы дизеля является регулирование по совокупности показателей, что является новым в области управления поршневыми двигателями внутреннего сгорания.

5. Впервые разработан метод исследования и конструкции инфракрасного пирометра автотракторного дизеля для определения температурных полей таких деталей, как поршень, лопатки газовой турбины турбокомпрессора, выпускной клапан, кулачок распределительного вала, коренная шейка коленчатого вала.

6. Предложены, разработаны и внедрены в исследовательскую практику заводо-изготовителей Парето-оптимальные методы управления режимами работы двигателя, что позволило учесть особенности конструктивных характеристик деталей двигателя и внутрицилиндровые процессы.

7. Установлена взаимосвязь динамических процессов, происходящих в цилиндре на режимах работы двигателя с выходными показателями автотракторного дизеля такими как: эффективный момент двигателя и удельный расход топлива; шумность протекания процесса сгорания топлива и токсичность ОГ.

8. Проведенные экспериментальные и теоретические исследования показали, что за счет адаптивно-взаимосвязанного управления режимами работы дизеля возможно увеличить эффективный крутящий момент двигателя на 3+5%, уменьшить: удельный расход топлива на 2+5%; дымность ОГ на 20+43%; шумность от протекания рабочего процесса на 2+ 6 ДБ; оксид азота на 10%, оксид углерода на 5%, углеродороды на 3%.

9. Разработан и внедрен в исследовательскую практику УГК КамАЗа инфракрасный пирометр для оценки влияния конструктивных элементов поршня на его теплонапряженность и на токсичность газов в цилиндре дизеля на режимах его работы.

10. Проведены исследования динамических свойств автомобиля КамАЗ с различными вариантами турбонаддува позволили обосновать вектор управления режимами работы дизеля по совокупности показателей, характеризующих режим работы двигателя.

11. Результаты исследований по динамике автомобиля КамАЗ послужили одним из обоснований конструктивных особенностей дизеля КамАЗ с целью форсирования его по турбонаддуву и снижения токсичности ОГ на режимах работы двигателя.

Основные положения диссертации отражены в 49 работах, из которых восемь отчетов по научно-исследовательской работе и семь авторских свидетельств:

1. Шаров Г.И., Зубенко В.А. Исследование влияния систем турбонаддува на рабочий процесс высокооборотного двигателя на эксплуатационных режимах работы автомобиля // Развитие и производство автомобильных и тракторных дизельных двигателей: Тезисы докл. научн. конф. с международн. участием. - Варна (НРБ), 1980. - С.8-9.

2. Шаров Г.И. Расчет показателей рабочего процесса турбопоршневого высокооборотного дизеля на неустановившихся режимах работы // Развитие и производство автомобильных и тракторных дизельных двигателей: Тезисы докл. научн. конф. с междунар. участием. - Варна (НРБ), 1980. - С.9-10.

3. Шаров Г.И., Ганин А.Е. Разработка инфракрасной системы для исследования теплонпряженности поршня турбопоршневого высокооборотного поршня // Развитие и производство автомобильных и тракторных дизельных двигателей: Тезисы докл. научн. конф. с международ. участием. - Варна (НРБ), 1980. - С. 24.

4. Шаров Г.И. Снижение уровня шума и вибрации турбопоршневых дизелей в источнике возникновения // Проблемы охраны труда: Тезисы докл. IV Всес. межвуз. конф. - Каунас, 1982. - С. 190-191.

5. А.с. 983292 СССР, МКИ 02В 3/04. Двигатель внутреннего сгорания /Б.Н.Барун, А.А.Шестаков, Г.И.Шаров и др.//Открытия. Изобретения. Пром. образцы. Товарн. знаки. - 1982. - № 47. - С. 132.

6. Шаров Г.И., Голованев В.П. Исследование процесса топливоподачи на режимах разгона турбопоршневого дизеля // Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания: Тезисы докл. Всес. научн. конф. - М., 1982. - С. 111-112.

7. Шаров Г.И. Измерение температуры и объема пламени турбопоршневого дизеля // Состояние и перспективы развития средств измерения температуры: Тезисы докл. V Всес. научн.-техн. конф. - Львов, 1984. - С.87-83.

8. Шаров Г.И., Шестаков А.А. Основы инфракрасной пирометрии поршневых двигателей внутреннего сгорания // Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах: Тезисы докл. Всес. научн.-техн. конф. - М.: 1987. - С. 9.

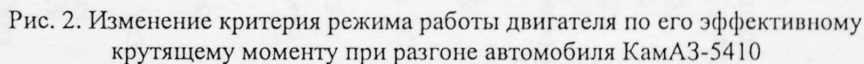
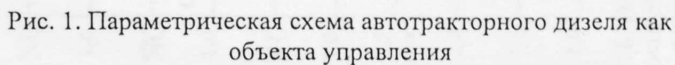
9. Шаров Г.И. Автоматизация выбора оптимальных параметров турбопоршневого дизеля на автомобиле // Динамика и прочность автомобиля: Тезисы докл. III Всесоюзн. научн.-техн. конф. - М., 1988. - С. 201.

10. Шаров Г.И. Исследование тепловых режимов поршня в условиях эксплуатации турбопоршневого дизеля // Динамика и прочность автомобиля: Тезисы докл. III Всесоюзн. научн.-техн. конф. - М., 1988. - С.201-202.

11. Шаров Г.И. Основы теории управления турбопоршневыми дизельными двигателями по Парето-оптимальным функциям /Вологод. политехн. ин-т. - Вологда, 1988. - 14 с. - Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 55-ТМ 88.

12. А.с. 1435257 СССР, МКИ 01015/00 Способ контроля технического состояния цилиндро-поршневой группы двигателя /Г.И.Шаров, С.В.Соколов, С.Б.Яблоко//Открытия. Изобретения. - 1988. - № 32. - С.122.

13. Шаров Г.И. Динамические свойства систем турбонаддува /Вологод. политехн. ин-т. - Вологда, 1989. - 15 с. - (Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 109-ТМ 89).



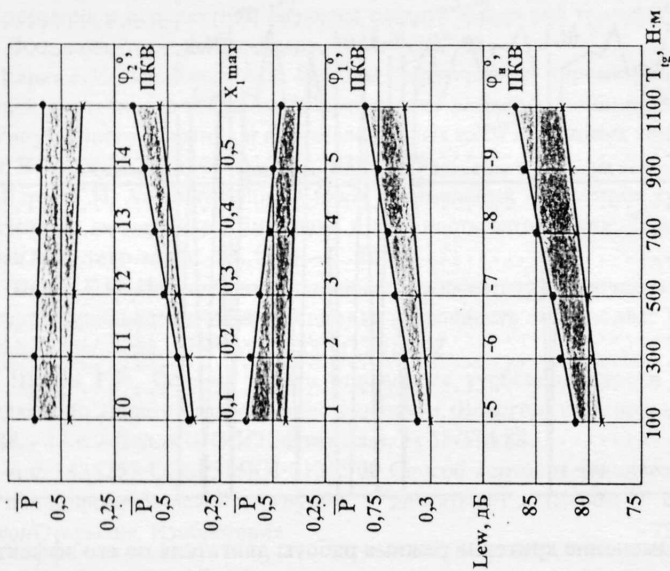


Рис. 3. Параметры характеристики тепловыделения и шумность протекания процесса сгорания топлива на режимах работы дизеля КамАЗ-7404

● — при $n=2600$ об/мин
* — при $n=1400$ об/мин

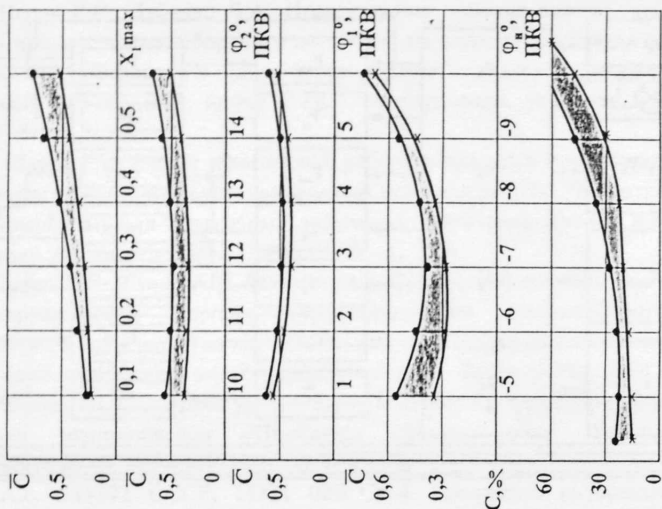


Рис. 4. Параметры характеристики тепловыделения и относительная концентрация сажи в цилиндре дизеля КамАЗ-7404 на режимах его работы:

● — при $n=2600$ об/мин
* — при $n=1400$ об/мин

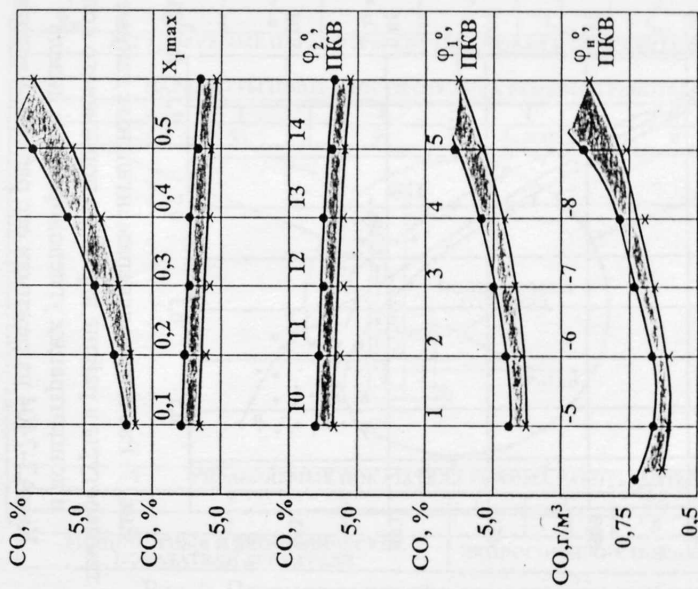


Рис. 5. Параметры характеристики тепловыделения и концентрация оксида углерода в цилиндре дизеля КамАЗ-7404 на режимах его работы:

●—● - при $n=2600$ об/мин
— - при $n=1400$ об/мин

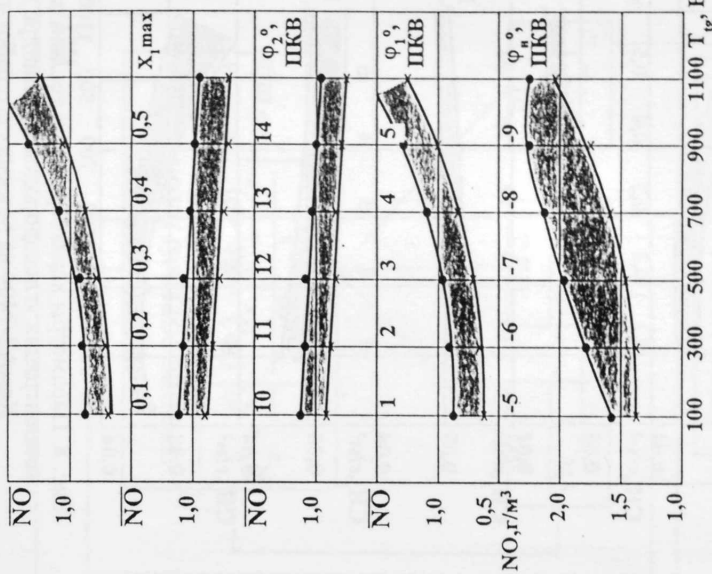


Рис. 6. Параметры характеристики тепловыделения и относительная концентрация оксида азота в цилиндре дизеля УамАЗ-7404 на режимах его работы:

●—● - при $n=2600$ об/мин
— - при $n=1400$ об/мин

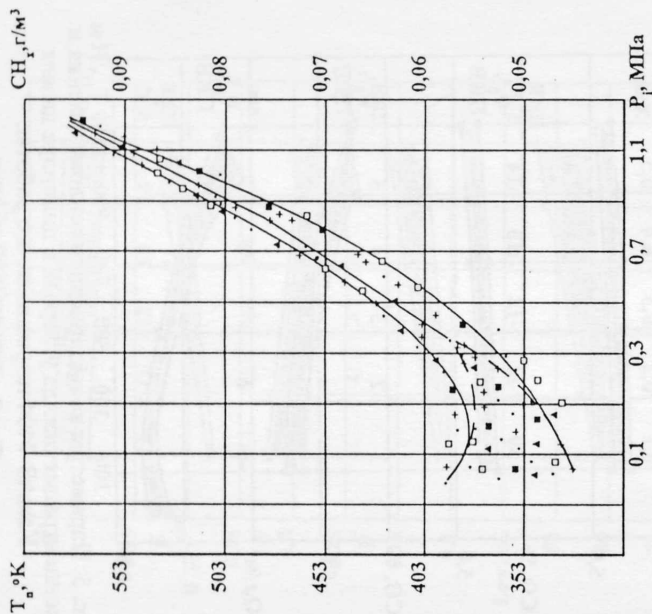


Рис. 7. Расчетно-экспериментальные данные температуры в районе верхнего поршневого кольца и концентрации углеводородов в дизеле КамаЗ-7404 на режимах его работы. Частота вращения коленчатого вала:
 ■ — 1000 об/мин; □ — 1400 об/мин;
 ▲ — 1600 об/мин; + — 2600 об/мин;

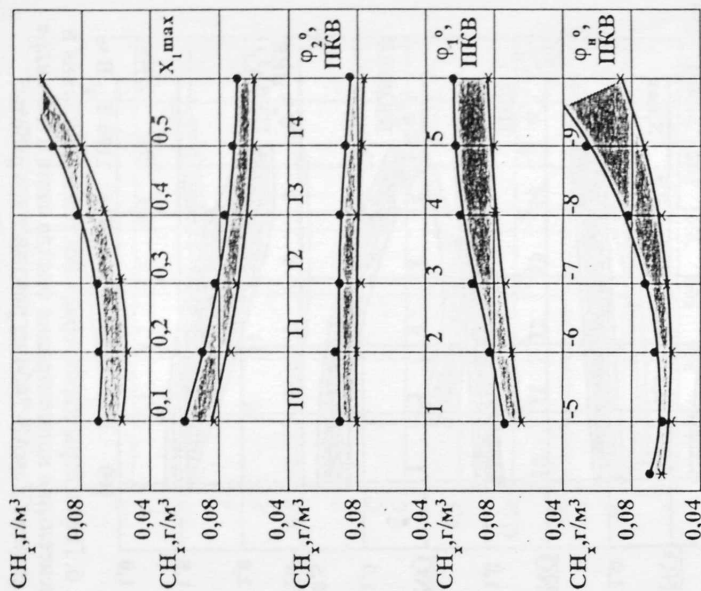


Рис. 8. Параметры характеристики тепловыделения и концентрации углеводородов в цилиндре дизеля КамаЗ-7404 на режимах его работы:

● — при $n=2600$ об/мин
 * — при $n=1400$ об/мин

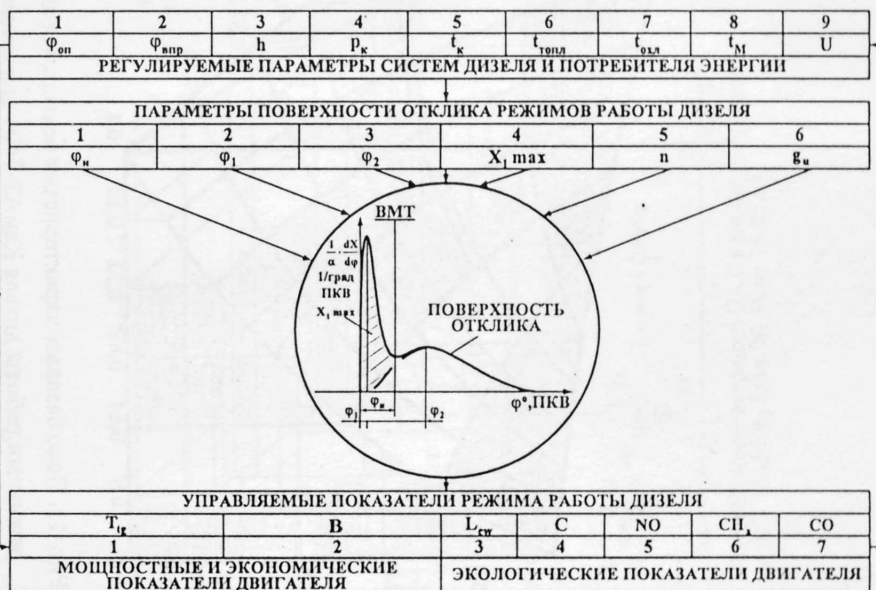


Рис. 9. Параметры поверхности отклика и показатели, характеризующие режим работы автотракторного дизеля

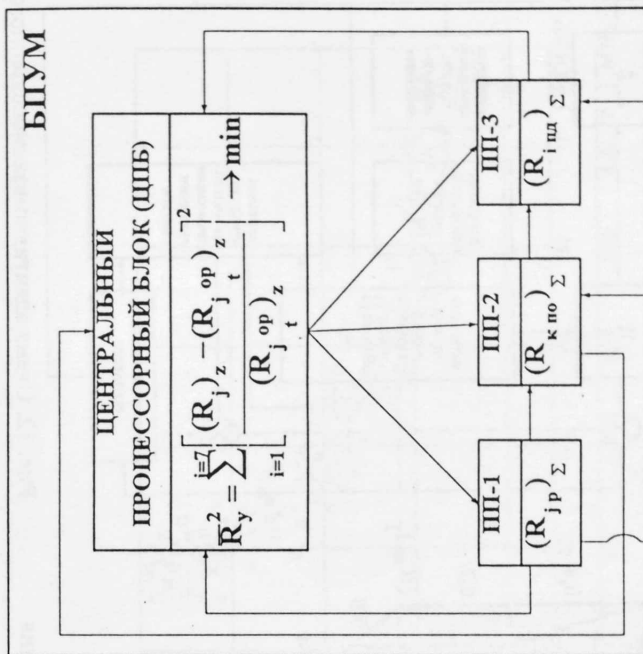
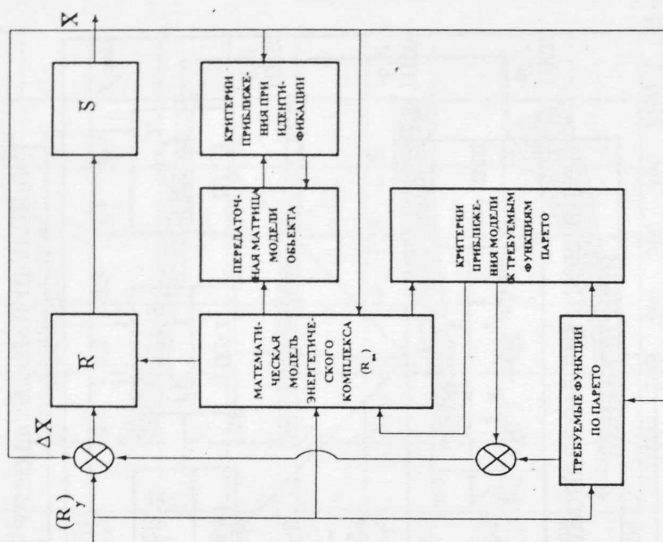
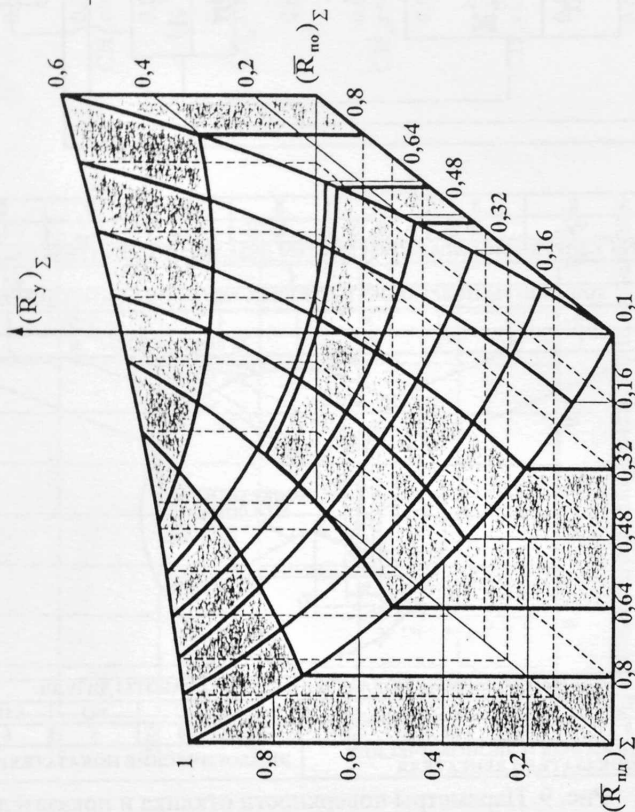


Рис. 10. Парето-оптимальные функции вектора управления режимами работы КамАЗ-7404



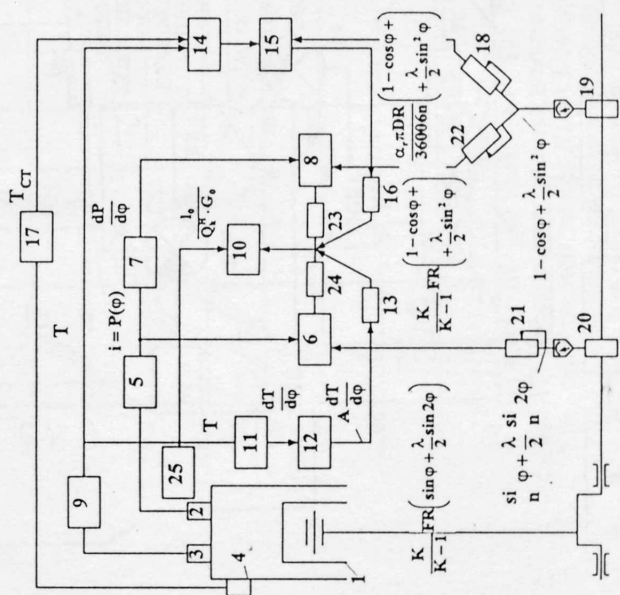


Рис. 13. Устройство регистрации ДХТ в цилиндре дизеля (А.С. 1815606, Бюл. № 18 от 15.05.93)

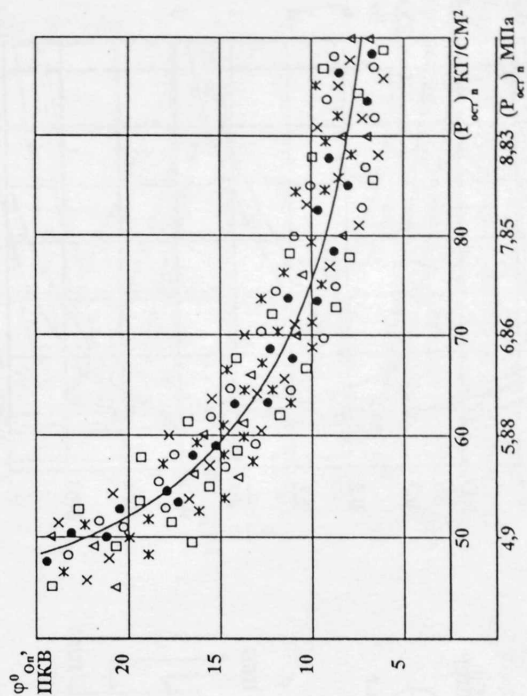


Рис. 14. Среднестатистическая экспериментальная зависимость УОВТ от остаточного давления в ТНВД для дизеля КамАЗ-7404

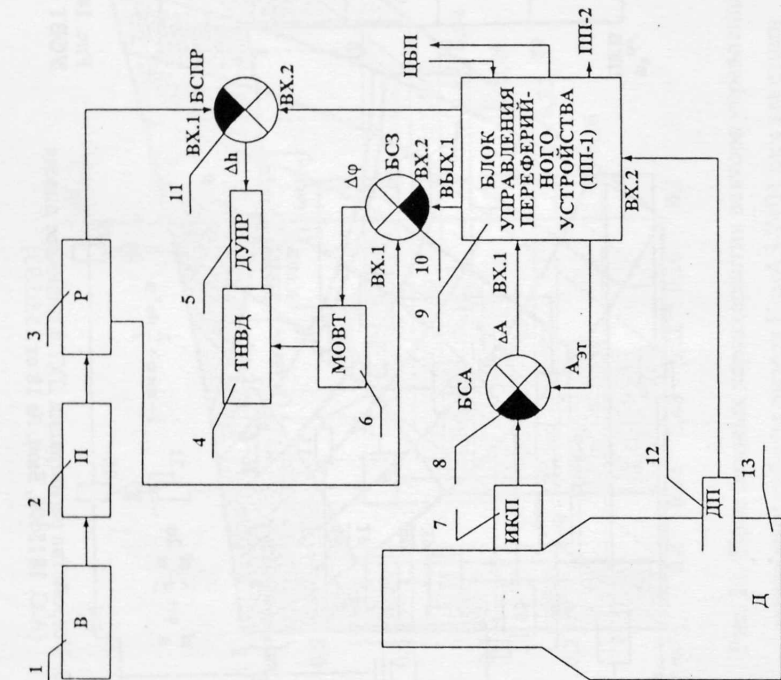


Рис. 15. Структурная схема управления режимами работы автодвигателя (А.С. 983292 от 23.12.82)

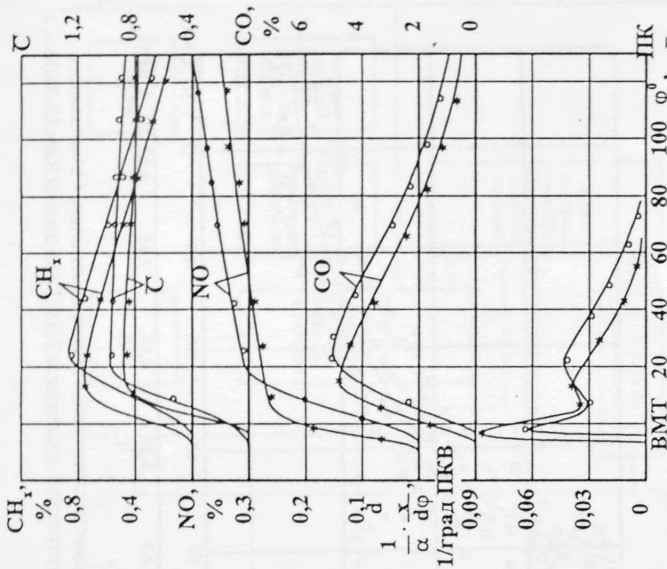


Рис. 16. Поверхность отклика и составляющая показателей на номинальном режиме работы КамАЗ-7404 при управлении амплитудой плотности излучения боковой поверхности поршня:

○—○ - без управления;
— - с управлением режимами работы дизеля по А.С. 983292

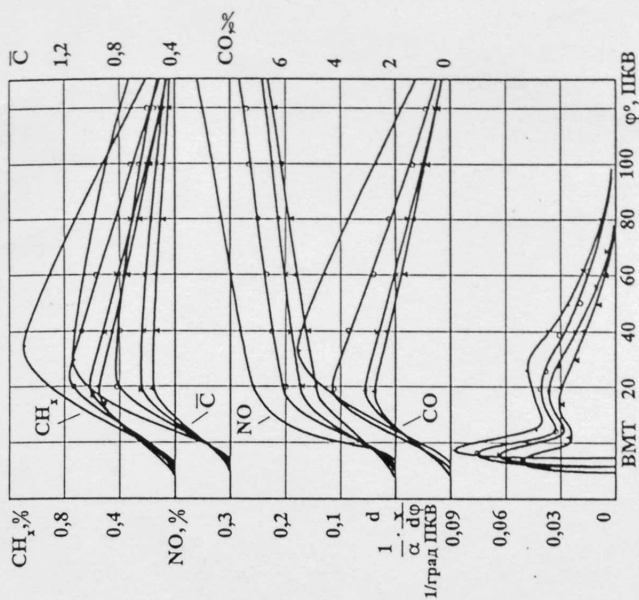


Рис. 18. Поверхность отклика и составляющие показатели дизелей КамАЗ-7404 на номинальном режиме при управлении режимами работы по излучательным характеристикам газов:
 ● - без управления; с управлением по А.С. 145525 от 30.01.89;

○ - для КамАЗ-740;
 * - для КамАЗ-7404 с ТКР "Холсет";
 ▲ - для КамАЗ-7404 с 2ТКР-7 по А.С. 1592754 от 15.09.90.

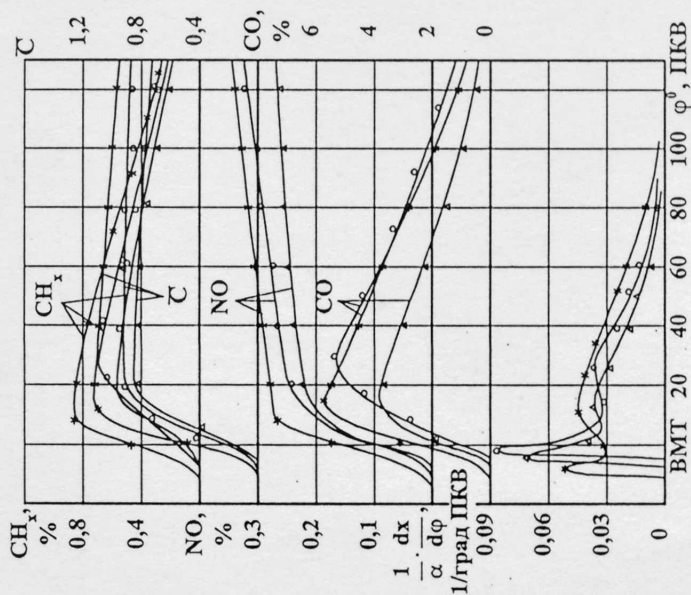


Рис. 17. Поверхность отклика и составляющие показатели дизеля КамАЗ-7404 на номинальном режиме работы:

○ - без системы управления;
 * - ОЖ двигателя;
 ▲ - с системой управления ОЖ по А.С. 1638587

Издательский код 55Д(03). Лицензия ЛР020890 от 26.05.94.
Подписано к печати 19-10-99. Формат 60 *84/16. Заказ
Объем 2 п.л. Тираж 100 экз. Гарнитура Таймс.
Опечатано в Учебно-полиграфическом центре ЧГУ.
162600, г. Череповец, ул. Горького 14, тел. 25-91-38.