

1546375

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

На правах рукописи
УДК 621.436

ЛАШКО ВАСИЛИЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

РАЗРАБОТКА И СОЗДАНИЕ СРЕДСТВ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

(05.04.02. - Тепловые двигатели)



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

Москва - 1994

Работа выполнена в Хабаровском государственном техническом университете.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Круглов М. Г.

доктор технических наук,
профессор Камкин С. В.

доктор технических наук,
профессор Маханько М. Г.

Ведущая организация - АО "Дальдизель"

Защита состоится "21" декабря 1994 г. в 14 часов на заседании диссертационного совета Д 053.15.10 при Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана по адресу: Лефортовская набережная, д. 1, корп. факультета "Энерго-машиностроение", ауд. 234.

С диссертацией можно ознакомиться

Отзывы на автореферат
т. 1, просьба направлять в
какая ул., д. 5, МГТУ, уч. 1
Д 053.15.10.

Автореферат разослан

Ученый секретарь
диссертационного
к. т. н., доцент

Подписано к печати 18.

Типография МГТУ

1546375

Актуальность проблемы. Установочная мощность двигателей внутреннего сгорания составляет около 80% энергии энергетического комплекса страны. Такой высокий показатель в энергетическом балансе России обязывает конструкторов, специалистов подходить более тщательно, взвешенно, обоснованно к решению актуальных проблем двигателестроения. Решение проблем еще и усугубляется значительным отставанием технико-экономических показателей отечественных двигателей перед зарубежными аналогами. В большей степени это относится к топливной экономичности.

Традиционно в процессе создания или совершенствования комбинированных двигателей внутреннего сгорания (КДВС) в специальных конструкторских бюро дизелестроения (СКБД) заводов, проектных организациях отработка отдельного модифицированного элемента конструкции ДВС осуществляется автономно с последующим включением в общую систему КДВС и соответствующей доводкой на экспериментальном стенде. В процессе автономной оптимизации элементов проточных частей термогазогидродинамической системы КДВС (впускные и выпускные каналы, турбина, компрессор и т. д.) целевой функцией являются, как правило, локальные характеристики выделенных элементов (коэффициент расхода, гидравлического сопротивления, КПД и т. д.). В то же время достижение оптимума по локальным характеристикам не гарантирует того, что будет получено пропорциональное улучшение конечного технико-экономического показателя двигателя — удельного эффективного расхода топлива. Это связано с тем, что установка на двигатель модифицированного элемента вызывает перераспределение термогазогидродинамических параметров и приводит к установлению нового состояния равновесия, как правило, не наилучшего.

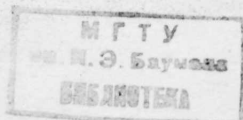
Проблема снижения расхода топлива путем совершенствования энергетических характеристик подсистем КДВС с иерархически управляемой структурой может быть отнесена к классу вариационных задач с привлечением современной теории оптимального управления. Решение этой проблемы требует наличия трех составляющих: задачи анализа, получаемых на ее основе функционалов качества, а также допустимой области варьирования и управления параметрами термогазогидродинамической системы.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1546375

Лашко В.А. Разработка и со



Научная проблема представленной работы заключается в создании технологии проектирования проточных частей динамической системы двигателя с привлечением современной теории управления сложных систем, нелинейных преобразований в вариационном исчислении и теории оптимизации иерархических систем с управляемой структурой.

Цель и задачи исследования. Поставленная цель в диссертации - разработка технологии проектирования проточных частей комбинированных двигателей.

Указанное выше достигается решением следующих задач:

1. Разработать технологию проектирования проточных частей комбинированных двигателей внутреннего сгорания, приняв в качестве основы, фундамента, нелинейные преобразования в вариационном исчислении.

2. Предложить комплексный подход при рассмотрении взаимосвязанных термозгазогидродинамических процессов в комбинированных двигателях, принимая во внимание общие положения теории сложных систем, теорию иерархических многоуровневых систем и оптимизации иерархических систем с управляемой структурой.

3. На основе теории оптимизации, методов математического планирования экспериментов и нелинейного программирования научно обосновать метод принятия правильных решений при выборе оптимальной конструкции отдельных подсистем термозгазогидродинамической системы комбинированных двигателей внутреннего сгорания.

4. Выполнить анализ газодинамики процессов в цилиндре и смежных с ним системах, используя при этом последние полученные результаты в области математического и физического моделирования термозгазогидродинамических процессов в двигателях с газотурбинным наддувом.

5. На базе теории подобия и вариационного исчисления разработать новые подходы к проектированию проточных частей, каналов сложной конфигурации комбинированных двигателей.

6. На основе современных представлений в области газовой динамики комбинированных двигателей; гидродинамики процессов в топливоподающей аппаратуре; термодинамики необратимых процессов; прикладной математики; математической физики разработать инструментарий для проектирования геометрии отдельных подсистем термозгазогидродинамической системы двигателя (турбина, преобразователь импульсов, выпускная система КДВС и т. д.).

Научная новизна. Разработаны научные основы оптимального проектирования проточных частей комбинированных двигателей. Научная новизна по поставленной проблеме состоит в системном подходе к решению задач оптимизации иерархических систем с управляемой структурой базирующихся на комплексном использовании:

- математического моделирования нестационарных процессов в разветвленных системах турбонаддува КДВС;

- физического моделирования процессов в каналах сложной конфигурации;

- задачи нелинейного программирования в подсистемах (турбина, выпускная система и т.д.) термогазодинамической системы комбинированного двигателя;

- вариационной задачи Майера;

- методов математического планирования экспериментов;

- гребневого анализа для оптимизации параметров подсистем;

- понятии вариационной производной при проектировании сложной геометрии выпускных и впускных каналов КДВС.

Впервые сформулирована задача управления логико-термогазодинамической системой комбинированного двигателя.

Для распространения методов классического вариационного исчисления на рассматриваемые задачи неклассического типа - проектирование проточных частей КДВС автор предложил ввести дополнительное управление в виде специальной функции

$$\dot{v}_{\max} \int dt/q(t) \\ v = 2\arctg(c \cdot e \quad).$$

Разработана методология проектирования задач логико-динамического класса термогазодинамической системы КДВС, представленная как оператор проектирования динамической системы. Полученные результаты проектирования термогазодинамической системы дизелей ряда ЧН 18/22 позволяют пересмотреть не только конкретные конструктивные элементы систем газотурбинного наддува, но традиционный подход к проектированию, принятый в практике дизелестроения.

Предложена вариационная методика определения перспективных геометрических факторов в выпускном канале ДВС, которая названа методом "пробных тел".

Отработаны технологии проектирования отдельных подсистем КДВС: турбина; выпускной канал; компрессор; охладитель наддувоч-

ного воздуха; разветвленные системы выпуска и впуска; выпускной канал; топливоподающая аппаратура.

Разработана вариационная методика определения зоны эффективного профилирования выпускных каналов, т.е. диапазон подъемов клапана в котором улучшение аэродинамических характеристик канала в наибольшей степени повышает работоспособность газа за выпускными органами.

Практическая ценность. При отработке технологии проектирования элементов проточных частей комбинированных двигателей практическую значимость определяет инструментарий, который позволяет значительно сократить сроки и трудовые затраты при проведении экспериментальных исследований. Он же направляет термогазодинамические процессы в КДВС по экстремальным траекториям, добиваясь оптимального решения общей задачи проектирования. Это и определяет практическую ценность полученных результатов выполненной работы.

Инструментарий - математическое моделирование модифицирован в с здующих направлениях:

- дополнен граничными условиями с учетом отрыва потока (преобразователь импульсов);

- предложен принцип формирования расчетной схемы решения краевой задачи в КДВС и организации счета параметров в цилиндрах двигателя и смежных с ним системах который позволяет в автоматизированном режиме практически обеспечить расчет всех используемых в практике дизелестроения систем газотурбинного наддува дизелей;

- доведен до практической реализации в разветвленных системах впуска и выпуска комбинированных двигателей метод характеристик, уединенной волны и двухступенчатый метод Лакса-Вендроффа, алгоритм определения оптимальных геометрических параметров радиально-осевой турбины, работающей в пульсирующем потоке газа;

- выполнена рациональная программная реализация граничных условий у цилиндра турбины в разветвлении и системы уравнений в цилиндре двигателя.

Вариационное исчисление использовано впервые при решении общей задачи проектирования элементов проточных частей комбинированных двигателей, определении эффективного профилирования впускных и выпускных каналов КДВС и как средство диагностирования геометрических форм сложной конфигурации.

При отработке технологии оптимального проектирования отдельных подсистем комбинированных двигателей реализован в практике инструментарий: нелинейное программирование; планирование эксперимента; гребневой анализ.

Системный и комплексный подход пронизывает не только отдельные подсистемы КДВС, но и комбинированный двигатель в целом.

Внедрение рекомендаций и результатов работы. Практические рекомендации по оптимизации комбинированных систем наддува с преобразователями импульсов проверены экспериментально на стендах завода "Дальдизель" и внедрены в серийное производство восьмицилиндровых дизелей ряда ЧН 18/22 со средней ($P_e = 0,85$ МПа) и повышенной ($P_e = 1,07$ МПа) степенями форсирования. Частично внедрены в серийное производство 2-х клапанные крышки цилиндра с оптимальной геометрией выпускных каналов на среднефорсированные дизели типа ЧН 18/22. 4-х клапанная крышка цилиндра была рекомендована к внедрению согласно чертежу крышки цилиндра, разработанному в бюро форсировки завода "Дальдизель" (заводской шифр чертежа 111-051301-1).

Рекомендации по конструкции впускного канала, геометрии проточной части турбины практически всех модификаций и конструктивные оптимизированные параметры выпускной системы переданы заводу изготовителю в виде чертежей.

Представленные в диссертации разработки внедрены на двигателях 8ЧН 18/22, 6ЧН 18/22 со средней и повышенной степенями форсирования, используемых на судах АО "Амурское речное пароходство".

Апробация работы. Ряд вопросов: моделирование нестационарных процессов в выпускных системах, а также планирование многофакторного эксперимента с решением задачи оптимизации в системах газотурбинного наддува дизелей с преобразователями импульсов докладывались и обсуждались в ГДР, 1983-84г.г. (секции "Судостроение" и "Сельскохозяйственные машины", университет им. В. Пика, Росток; отдел "Двигатели внутреннего сгорания и автомобили", технический университет, Дрезден; отдел "Поршневые машины", Высшее техническое учебное заведение "Отто Фон Герике", Магдебург; народное предприятие тяжелого машиностроения "Карл Либкнехт", Магдебург). Последние полученные результаты были представлены на 5-ом, 6-ом и 7-ом международных симпозиумах МОТОР СИМПО (ЧССР, 1986г., 1988г., ЧСФР, 1990г. Высокие Татры, Штребско Плесо), а также на Второй

международной научно-технической конференции "Актуальные проблемы фундаментальных наук" (1994г., Москва) и 1-ом, 2-ом, 3-ем Российско-Китайском симпозиуме (1991г., 1992г., 1993г.)

Основное содержание диссертации было апробировано на:

- Всесоюзных научно-технических конференциях (1979., Харьков, 1980г., Москва, 1981г., Коломна, ПО "Коломенский завод", 1982г., Москва, 1986г. Москва, 1987г., Москва, 1988г., Кировоград);

- Всесоюзном семинаре по ДВС при МВТУ им. Н.Э.Баумана, Москва (1979г., 1982г., 1989г.);

- Всесоюзной школе - семинаре "Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения энергетических установок", Канев, 1989г.;

- Региональной научно-практической конференции "Вопросы повышения эффективности судовых технических средств", Владивосток, 1990г.;

- Российской научно-практической конференции "Проблемы создания и эксплуатации технологического оборудования и гибких производственных систем", Хабаровск, 1992г.;

- Краевой научно-практической конференции "Научно-технический прогресс и пути дальнейшего совершенствования работы по экономии топливно-энергетических и трудовых ресурсов на транспорте", Хабаровск, 1987г.;

- кафедре "Комбинированные ДВС" МГТУ им. Н.Э.Баумана (1975-1977г.г., 1994г.);

- научно-технической конференции и кафедре ДВС Хабаровского государственного технического университета (1974г., 1993г.).

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в 53 печатных работах, в том числе в одном учебном пособии (в соавторстве), а также изложены в 3 отчетах кафедры "Комбинированные ДВС" МГТУ им. Н.Э.Баумана (1977 г., 1979 г.), в 5 отчетах ХГТУ (1987 г., 1988 г., 1989 г., 1992 г., 1993 г.).

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, общих выводов и списка литературы.

Общий объем работы включает 300 страниц машинописного текста, 166 рисунков, 31 таблицу, перечень литературы из 350 наименований.

Во введении подробно представлена проблема проектирования элементов проточных частей термогазогидродинамической системы комбинированного двигателя внутреннего сгорания (КДВС). Во-первых традиционный путь проектирования, принятый в практике дизелестроения, особенно на этапе совершенствования поршневых машин, не оправдывает себя и требует пересмотра, принципиально новых подходов к проектированию, разработки соответствующей технологии. Во-вторых необходимо решить вопрос об инструментарии, используемом для исследования термогазогидродинамических процессов в КДВС т.е. что может выступать в качестве основной задачи анализа натурный объект исследования либо его математическая модель. В-третьих проблема совершенствования энергетических характеристик подсистем комбинированного двигателя с иерархически управляемой структурой может быть отнесена к классу вариационных с привлечением современной теории оптимального управления. В-четвертых логико-динамическая система процессов, протекающих в комбинированном двигателе должна решаться на основе системного подхода с помощью декомпозиции ее на ряд оптимизационных задач, находящихся между собой в иерархическом структурном отношении.

В первой главе представлен инструментарий: математическое моделирование термогазогидродинамических процессов в комбинированных двигателях внутреннего сгорания, определение оптимальных геометрических параметров радиальной импульсной турбины, выбор оптимальной геометрии выпускных каналов КДВС, математическая теория планирования эксперимента, оптимизация подсистем.

Подробно изложено решение краевой задачи в разветвленных системах впуска и выпуска комбинированных двигателей. При этом особое внимание уделено численной реализации уравнений одномерного нестационарного течения совершенного газа в канале переменного сечения при наличии трения и теплообмена. Из многочисленных способов численной реализации уравнений гиперболического типа, описывающие нестационарные процессы в газовоздушных трактах КДВС выбор был сделан на трех: конечно-разностный метод характеристик с использованием расчетной сетки обратного типа; конечно-разностный метод уединенной волны; двухступенчатый метод Лакса-Вендроффа.

В результате анализа точности и сравнение по организации

практической реализации трех методов в разветвленных системах выпуска и возможность использования их при оптимальном проектировании элементов проточных частей термогазодинамической системы комбинированного двигателя предпочтение отдано методу характеристик.

Граничные условия у цилиндра, в разветвлении трубопроводов, преобразователе импульсов и у турбины получены в результате совместного решения уравнений, описывающих процессы квазистационарного течения в этих элементах, а также уравнений для прямых и обратных волн в граничных сечениях.

При рассмотрении исходных уравнений для установления связи между параметрами потока в цилиндре и трубопроводе наряду с известными граничными условиями в практике - истечение через эквивалентное сопло предлагается использовать систему уравнений исключая "узкое сечение", но привлекая весь набор интегральных характеристик т.е. μ , ξ , φ , δ . Такая постановка граничных условий является удобной при отработке оптимальной конструкции геометрии как выпускного, так и впускного канала и других геометрических объектов сложной конфигурации.

Была предложена численная и программная реализация трех граничных условий у турбины. В первом случае работа турбины описывалась с помощью математической модели эквивалентного сопла. Второй тип граничных условий отличался от первого тем, что пропускная способность соплового аппарата и степень реактивности определяется по одномерной квазистационарной методике расчета характеристик радиальной центробежной турбины из условия равенства расходов через рабочее колесо и сопловой аппарат. Третий тип - предполагает использование модели эквивалентного сопла для описания всей турбины, пропускная способность которой определяется посредством одномерной квазистационарной методики расчета характеристик турбины. Однако в целях сокращения времени счета используется и экспериментальная характеристика.

Принимая во внимание, что тройниковый узел вносит незначительный вклад в сумму эксергетических потерь системы наддува, было принято решение использовать для разветвления гипотезу постоянного давления.

В работе на основании расчетного анализа импульсных систем двигателей 8ЧН 16/22 и 8ЧН 18/22, численного решения уравнений

Навье-Стокса и экспериментальных исследований отрыва потока в преобразователе импульсов было принято рассматривать два основных режима течения в месте соединения патрубков преобразователя импульсов-режим струйного смешения и отрывного течения.

Разработка математических моделей сопровождалась поэлементной оценкой достоверностей частных моделей, описывающих протекание процессов в цилиндре, разветвлениях трубопроводов, преобразователях импульсов и турбине. Сопоставление результатов показывает, что изменение давления в выпускных системах дизелей 8ЧНСП 18/22, 12ЧН 26/26 и 6ЧН 21/21, в целом не превышает 4% (рис.1), а температуры перед турбиной двигателя 8ЧН 18/22 (рис.2) и расхода газа не более 5%.

Вопросам выбора оптимальных параметров радиально-осевой турбины уделяли большое внимание А.Е.Балтер, В.И.Епифанова, Р.Р.Зайдель, А.И.Ложкарев, Н.Мидзумати, М.В.Носов, Г.Ш.Розенберг, В.Т.Митрохин и др. Предпочтение было отдано подходу Н.Мидзумати. Во-первых простота и доступность получения оптимальных параметров, что очень важно при оптимальном проектировании проточной части турбины в составе комбинированного двигателя. Во-вторых, как показывают работы В.Т.Митрохина, разница между значениями КПД в точке его максимума и при угле $\alpha_2 = 90^\circ$ не очень велика.

Предложена расчетно-экспериментальная оптимизация геометрии проточных частей КДВС сложной конфигурации на примере выпускного канала. Математическое моделирование используется для оценки воздействия расходной характеристики канала на параметры двигателя еще на начальном этапе проектирования, до проведения экспериментальных исследований. При этом вводится вариационная процедура определения зоны эффективного профилирования.

При определении перспективных направлений воздействия на геометрию необходимо определить вариационную производную (коэффициент чувствительности) для каждого элементарного геометрического фактора. Поскольку процедура варьирования имеет четкую геометрическую интерпретацию, то может быть предложен и физический аналог этой процедуры: закрепление на поверхности канала тела соответствующего размера - "пробное тело" (ПТ). Для обоснования диагностирования геометрии канала методом ПТ требуется выполнение специальных тестовых экспериментов.

В представленной работе используется схема линейного регрес-

сионного анализа - схема Гауса-Маркова для моделей полного ранга. При решении задач связанных с поиском оптимальных параметров комбинированных двигателей, как показала практика, полученные квадратичные полиномы, целевые функции подсистем КДВС исследуются на экстремум достаточно эффективно с использованием гребневого анализа ("ридж-анализ").

Из математической теории планирования эксперимента достаточно подробно представлен отсеивающий эксперимент, который используется при отработке оптимальной конструкции выпускного канала. Оказалось, что наибольшей экономичностью отличаются планы случайного баланса. При обработке результатов отсеивающего эксперимента выбор сделан на методике, основанной на построении диаграмм рассеяния.

Вторая глава рассматривает использование нелинейных преобразований в вариационном исчислении при определении энергосберегающих ресурсов комбинированных двигателей внутреннего сгорания.

Вводится понятие - термогазогидродинамическая система комбинир занного двигателя Σ . Устанавливается аксиоматика систем уравнения термогазогидродинамической системы КДВС логико-динамического класса:

1. Заданы множества: моментов времени T ; состояний W динамической системы в фазовом энергетическом пространстве - координаты системы; значений допустимых Ω мгновенных и входных воздействий, определяется геометрическим воздействием на систему; мгновенных значений U и выходных величин Γ .

2. Существует переходная функция состояния

$$\varphi : T \times T \times W \times \Omega \rightarrow W$$

с областью значений

$$W, w(t) = \varphi(t; \tau, w, u) \in W, u \in \Omega.$$

Динамическая система Σ оказывается в состоянии $w(t)$ в момент времени $t \in T$, если в начальный момент времени $\tau \in T$ она была в состоянии $w(\tau) \in W$, в котором действовало $u \in \Omega$.

Переходная функция состояния $\varphi(t; \tau, w, u)$ является решением дифференциального уравнения

$$dw/dt = f(w(t), u(t), t) \quad (1)$$

Дифференциальные уравнения в форме (1) в термогазогидродинамической системе комбинированного двигателя описывают термодинамические процессы в цилиндрах ДВС, поведение волн конечной ампли-

туды по характеристическим направлениям в выпускной и во впускной системе КДВС и динамику волн по характеристическим направлениям в гидродинамической системе топливной аппаратуры.

3. Задано выходное отображение η : $T \times W \rightarrow \Phi$, определяющее выходные величины $\varphi(t) = \eta(t, W(t))$.

Ограничения для термогазогидродинамической системы Σ комбинированного двигателя можно разделить на следующие (рис. 3):

- на фазовые координаты управления. В качестве функций управления термогазогидродинамическими процессами приняты: эффективные проходные сечения впускных и выпускных клапанов; эффективные проходные сечения сопел форсунок топливоподающей аппаратуры дизеля. Учитывая, что функции управления определяются профилированием кулачков, то ограничения накладываются в большей степени при формировании функции профиля кулачка;

- на конструктивные параметры системы. Устанавливаются в процессе решения задачи нелинейного программирования;

- на состояние теплонпряженности комбинированного ДВС;

- на состояние механической напряженности деталей КШМ;

- на уровень форсирования КДВС.

Характеристики состояния Z_l ($l=1, \dots, L$) системы Σ , ее фазовых координат и управлений в смысле ограничений, можно представить вектором

$Z = (Z_1(W_1, \dots, W_N; u_1, \dots, u_N), \dots, Z_L(W_1, \dots, W_N; u_1, \dots, u_N))$ в L -мерном пространстве, которое называется пространством характеристик. В реальных задачах для обеспечения существования самой системы величина той или иной характеристики состояния системы ограничена некоторыми наименьшими $\underline{Z}_l$ и наибольшими $\bar{Z}_l$ значениями этой характеристики и в безразмерном виде можно представить

$$-1 < q_l < 1 \quad (2)$$

где

$$q_l = \frac{2Z_l - \bar{Z}_l - \underline{Z}_l}{\bar{Z}_l - \underline{Z}_l}; \quad l = 1, \dots, L.$$

Для распространения методов классического вариационного исчисления на рассматриваемые задачи неклассического типа - оптимальное управление термогазогидродинамическими процессами в комбинированном двигателе расширим размерность этих задач на число L , введя дополнительные управления v_l , $l=1, \dots, L$:

$$v = (v_1, v_2, \dots, v_L).$$

которые связаны со старыми переменными W_n и u_n формулами преобразования

$$S_1(W_1, \dots, W_n; u_1, \dots, u_n; v_1, \dots, v_l) = q_1(W_1, \dots, W_n; u_1, \dots, u_n) \quad (3)$$

В работе подробно изложено поведение термогазогидродинамической системы КДВС. Поставлена основная вариационная задача термогазогидродинамической системы комбинированного двигателя. Обоснованы необходимые и достаточные условия существования экстремума функционала. В уравнении (3) было принято решение использовать в качестве нелинейных функций преобразования S_1 соотношение вида

$$q_1 = S_1 = \dot{v}_{1\max} / \dot{v}_1 \sin v_1 \quad (4)$$

После интегрирования дифференциального уравнения (4) выражение для параметра управления v_1 можно представить

$$v = 2 \arctg \left[c \cdot e^{\int \dot{v}_{1\max} dt / q(t)} \right] \quad (5)$$

В диссертационной работе тщательно исследовано поведение функции v и сформулированы условия управления термогазогидродинамической системой.

Состояние системы Σ определяется вектором

$$W = (U_1, \dots, U_n, \eta_0, W_{Bn+1}, \dots, W_{B2n}, W_{Bn2n+1}, \dots, W_{Bn3n}, q_{T3n+1}, \dots, q_{T4n}), \quad (6)$$

где $U_1, \dots, U_n$ - внутренняя энергия рабочего тела в цилиндрах двигателя; W_{Bn}, W_B - энергия перед выпускными и за выпускными клапанами; $q_{T3n+1}, \dots, q_{T4n}$ - расход топлива через форсунки топливоподающей аппаратуры дизеля; η_0 - эффективный КПД; n - число цилиндров.

Управление системой описывается вектором

$$u = (q_{Bn+1}, \dots, q_{B2n}; q_{Bn2n+1}, \dots, q_{Bn3n}; q_{u3n+1}, \dots, q_{u4n}), \quad (7)$$

где q_B, q_{Bn}, q_u - компоненты вектора управления расходными характеристиками через органы газораспределения и форсунку.

Изложенное выше позволило осуществить постановку и последовательность решения вариационной задачи для термогазогидродинамической системы комбинированного двигателя в следующем виде:

1. Дифференциальные связи расширенной системы:

$$\frac{dU_1}{dt} = i_{Bn1}^* \frac{dG_{Bn1}}{dt} - i_{B1}^* \frac{dG_{B1}}{dt} - \frac{dQ_{u1}}{dt} - P_1 \frac{dV_1}{dt} + \frac{dQ_{cr1}}{dt};$$

$$\dots$$

$$\frac{dU_n}{dt} = i_{Bnn}^* \frac{dG_{Bnn}}{dt} - i_{Bn}^* \frac{dG_{Bn}}{dt} - \frac{dQ_{un}}{dt} - P_n \frac{dV_n}{dt} + \frac{dQ_{crn}}{dt};$$

$$\begin{aligned}
\frac{dw_{Bn+1}}{dt} &= i_{Bn+1}^* \frac{\phi_{Bn+1} P_{n+1}}{\sqrt{RT_{n+1}}} \mu_{Bn+1} f_{Bn+1} ; \\
\frac{dw_{B2n}}{dt} &= i_{B2n}^* \frac{\phi_{B2n} P_{2n}}{\sqrt{RT_{2n}}} \mu_{B2n} f_{B2n} ; \\
\frac{dw_{Bn2n+1}}{dt} &= i_{Bn2n+1}^* \frac{\phi_{Bn2n+1} P_{K2n+1}}{\sqrt{R_B T_{K2n+1}}} \mu_{Bn2n+1} f_{Bn2n+1} ; \\
\frac{dw_{Bn3n}}{dt} &= i_{Bn3n}^* \frac{\phi_{Bn3n} P_{K3n}}{\sqrt{R_B T_{K3n}}} \mu_{Bn3n} f_{Bn3n} ; \\
\frac{dq_{r3n+1}}{dt} &= (\mu_{C3} f_c)_{3n+1} \sqrt{2\rho_{3n+1}} \frac{P_\phi^{3n+1} - P_\psi^{3n+1}}{\sqrt{|P_\phi^{3n+1} - P_\psi^{3n+1}|}} ; \\
\frac{dq_{r4n}}{dt} &= (\mu_{C3} f_c)_{4n} \sqrt{2\rho_{4n}} \frac{P_\phi^{4n} - P_\psi^{4n}}{\sqrt{|P_\phi^{4n} - P_\psi^{4n}|}} ; \\
\frac{dn_{e4n+1}}{dt} &= n_M \frac{\sum_{j=1}^n \int_{t_j}^t \frac{dQ_{Cr}}{dt} dt \sum_{j=1}^n P_j \frac{dV_j}{dt} - \sum_{j=1}^n \int_0^t P_j \frac{dV_j}{dt} dt \sum_{j=1}^n \frac{dQ_{Cr}}{dt}}{\left(\sum_{j=1}^n \int_{t_j}^t \frac{dQ_{Cr}}{dt} dt \right)^2} ,
\end{aligned} \tag{8}$$

где n_M - механический КПД двигателя; i_B^* , i_{Bn}^* , G_B , G_{Bn} - энтальпия, расход газов на выпуске и впуске; Q_{Cr} , Q_w - количество теплоты выделившееся при сгорании и ушедшее через поверхности теплообмена; P , V - текущие значения давления и объема в цилиндре двигателя; t , t_j - параметр времени и начало процесса сгорания;

2. Функционал $I = n_e^1 - n_e^0$

3. Краевые условия:

а) граничные условия

$$\begin{aligned}
\phi_1(t^0, w_1^0, \dots, w_{4n+1}^0; t^1, w_1^1, \dots, w_{4n+1}^1) &= 0 \\
\phi_E(t^0, w_1^0, \dots, w_{4n+1}^0; t^1, w_1^1, \dots, w_{4n+1}^1) &= 0
\end{aligned} \tag{9}$$

Граничные условия (9) устанавливаются при математическом моделировании термогазогидродинамических процессов в комбинированном двигателе.

б) условие transversальности

$$\delta I + (\lambda \delta W - H \delta t)_0 + (\lambda \delta W - H \delta t)_1 = 0,$$

$$\text{где } H(W, u, v, \lambda, \mu) = -\frac{dW}{dt} \lambda + (-\sin v \frac{\dot{v}_{\max}}{\dot{v}} + q) \cdot \mu';$$

$\lambda = (\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_{4n+1})$; $\mu' = (\mu'_{n+1}, \dots, \mu'_{4n})$ - множители Лагранжа.

Таблица краевых условий

N		0		1			
		W_N	λ_N^0	W_N^1	λ_N^1		
ци- лин- дры	1	Ус-	U_1^0	?	Ус-	U_1^1	?
	.	та-	.	.	та-	.	.
	.	нав-	.	.	нав-	.	.
ли-	.	ли-	.	.	ли-	.	.
	.	ва-	.	.	ва-	.	.
	n	ва-	$\dot{U}_n^0$	?	$\dot{U}_n^1$	?	
вы- пуск- ной ка- нал	n+1	ют- ся	W_{Bn+1}^0	λ_{n+1}^0	ют- ся	W_{Bn+1}^1	λ_{n+1}^1
	.	при	.	.	при	.	.
	2n	ма-	W_{B2n}^0	λ_{2n}^0	ма-	W_{B2n}^1	λ_{2n}^1
впуск- ной ка- нал	2n+1	те-	W_{B2n+1}^0	λ_{2n+1}^0	те-	W_{B2n+1}^1	λ_{2n+1}^1
	.	ма-	.	.	ма-	.	.
	.	ти-	.	.	ти-	.	.
топ- ливная аппа- рату- ра	3n	чес- ком	W_{B3n}^0	λ_{3n}^0	чес- ком	W_{B3n}^1	λ_{3n}^1
	3n+1	мо-	Q_{T3n+1}^0	λ_{3n+1}^0	мо-	Q_{T3n+1}^1	λ_{3n+1}^1
	4n	де- ли- ро- ва- нии	Q_{T4n}^0	λ_{4n}^0	де- ли- ро- ва- нии	Q_{T4n}^1	λ_{4n}^1
4n+1		η_0^0	?	J=?	-1		
t		0		t цикл			

4. Ограничения:

а) выпускной канал:

$$q_B = \frac{\mu_B [A \eta_{K\lambda}^B + B (\eta_{K\lambda}^B)^2]}{(\mu_B f_B)_{\max}}; \quad 0 < q_B < 1; \quad \eta_{\min} < \eta < \eta_{\max}; \quad q_B = q_B(\bar{t});$$

б) впускной канал:

$$q_{B\Pi} = \frac{\mu_{B\Pi} [A' \eta_{K\lambda}^{B\Pi} + B' (\eta_{K\lambda}^{B\Pi})^2]}{(\mu_{B\Pi} f_{B\Pi})_{\max}}; \quad 0 < q_{B\Pi} < 1; \quad \eta'_{\min} < \eta' < \eta'_{\max};$$

в) топливоподающая аппаратура:

$$q_u = \frac{\mu_{сз} f_c}{(\mu_{сз} f_c)_{\max}}, \quad 0 < q_u < 1; \quad q_u = q_u(\bar{t})$$

Здесь $\bar{t} = t/t_{\text{выпуска}}$; $t/t_{\text{выпуска}}$; $t/t_{\text{впрыска}}$ - безразмерное время процесса выпуска, впуска и впрыска топлива;

$\eta = \int_0^\gamma h d\beta / (Z\gamma)$ - коэффициент полноты профиля кулачка; h , z - те-

кущий и полный подъем толкателя; β - угол поворота кулачкового вала; γ - номинальный угол действия; μ_b , μ_{bII} , $h_{кл}^b$, $h_{кл}^{bII}$ - коэффициенты расхода и перемещения выпускного, впускного клапана; A , B , A' , B' - параметры, зависящие от геометрии и конструкции выпускного и впускного канала; $\mu_{сз} f_c$ - эффективное проходное сечение распылителя форсунки;

5. Обобщенные уравнения Эйлера-Лагранжа

$$\begin{aligned} \Phi(W, u, \lambda, \mu') &= \sum_{j=1}^n \left(i_b^* \frac{dG_b}{dt} + \frac{dQ_u}{dt} + P \frac{dV}{dt} - i_{bII}^* \frac{dG_{bII}}{dt} - \frac{dQ_{or}}{dt} \right) \lambda_j - \\ &- \left(\frac{\sum_{j=1}^n \int_{t_j}^t \frac{dQ_{orj}}{dt} dt \sum_{j=1}^n P_j \frac{dV_j}{dt} - \sum_{j=1}^n \int_0^t P_j \frac{dV_j}{dt} dt \sum_{j=1}^n \frac{dQ_{orj}}{dt} \right) \times \\ &\quad \left(\sum_{j=1}^n \int_{t_j}^t \frac{dQ_{orj}}{dt} dt \right)^2 \Bigg) \times \\ &\times \lambda_{4n+1} - \sum_{j=n+1}^{2n} (Ch_{кл}^b + Dh_{кл}^{b^2}) \lambda_j - \sum_{j=2n+1}^{3n} (Kh_{кл}^{bII} + Mh_{кл}^{bII^2}) \lambda_j - \\ &- \sum_{j=3n+1}^{4n} \left(\frac{A'' h_u}{\sqrt{I + (Jh_u + Eh_u^2)^2}} - \frac{B'' h_u^2}{\sqrt{I + (Jh_u + Eh_u^2)^2}} \right) \lambda_j - \\ &- \sum_{l=n+1}^{2n} \mu'_{bI} \cdot q_{bI} - \sum_{l=2n+1}^{3n} \mu'_{bII} \cdot q_{bII} - \sum_{l=3n+1}^{4n} \mu'_{uI} \cdot q_{uI}; \\ \partial \Phi / \partial W_b &= d\lambda/dt \rightarrow \lambda_{2j} = \lambda_j - C_0/e \int dt/t_0; \\ \partial \Phi / \partial W_{bII} &= d\lambda/dt \rightarrow \lambda_{3j} = -\lambda_j - C_1/e \int dt/t_0; \\ \partial \Phi / \partial q_I &= d\lambda/dt \rightarrow \lambda_{4j} = C_2/e \int dt/t_0; \end{aligned}$$

$$\partial\Phi/\partial\lambda = d\lambda/dt \rightarrow \lambda_j = \text{const};$$

$$\partial\Phi/\partial\eta_0 = d\lambda/dt \rightarrow \lambda_{4n+1} = \text{const};$$

$$dW/dt = \partial\Phi/\partial\lambda \rightarrow \text{система уравнений (8)};$$

$$\partial\Phi/\partial q_{Bn+1} = 0; \dots \partial\Phi/\partial q_{B2n} = 0;$$

$$\mu'_{Bn+1} = i^*_{Bn+1} \frac{\phi_{Bn+1} P_{n+1}}{\sqrt{RT_{n+1}}} (\mu_B f_B)_{\max}^{n+1} \times C_0 / e^{\int_{t_0}^{t_{KB}} dt/t_0}$$

$$\dots \mu'_{B2n} = i^*_{B2n} \frac{\phi_{B2n} P_{2n}}{\sqrt{RT_{2n}}} (\mu_B f_B)_{\max}^{2n} \times C_0 / e^{\int_{t_0}^{t_{KB}} dt/t_0}$$

$$\partial\Phi/\partial q_{B\Pi 2n+1} = 0; \dots \partial\Phi/\partial q_{B\Pi 3n} = 0;$$

$$\mu'_{B\Pi 2n+1} = i^*_{B\Pi 2n+1} \frac{\phi_{B\Pi 2n+1} P_{2n+1}}{\sqrt{RT_{2n+1}}} (\mu_{B\Pi} f_{B\Pi})_{\max}^{2n+1} (-2\lambda_1 + C_1 / e^{\int_{t_0}^{t_{KB\Pi}} dt/t_0})$$

$$\dots \mu'_{B\Pi 3n} = i^*_{B\Pi 3n} \frac{\phi_{B\Pi 3n} P_{3n}}{\sqrt{RT_{3n}}} (\mu_{B\Pi} f_{B\Pi})_{\max}^{3n} (-2\lambda_n + C_1 / e^{\int_{t_0}^{t_{KB\Pi}} dt/d_0})$$

$$\partial\Phi/\partial q_{T3n+1} = 0; \dots \partial\Phi/\partial q_{T4n} = 0;$$

$$\mu'_{u3n+1} = \frac{P_{\phi}^{3n+1} - P_{\Pi}^{3n+1}}{\sqrt{|P_{\phi}^{3n+1} - P_{\Pi}^{3n+1}|}} \cdot \sqrt{2\rho_{3n+1}} \cdot (\mu_{c\phi} \cdot f_c)_{\max}^{3n+1} \cdot C_2 / e^{\int_{t_0}^{t_K} dt/t_0}$$

$$\dots \mu'_{u4n} = \frac{P_{\phi}^{4n} - P_{\Pi}^{4n}}{\sqrt{|P_{\phi}^{4n} - P_{\Pi}^{4n}|}} \cdot \sqrt{2\rho_{4n}} \cdot (\mu_{c\phi} \cdot f_c)_{\max}^{4n} \cdot C_2 / e^{\int_{t_0}^{t_K} dt/t_0};$$

$$\frac{\dot{v}_{\max n+1}}{\dot{v}_{n+1}} \sin v_{n+1} = \frac{\partial\Phi}{\partial \mu'_{n+1}} = q_{Bn+1} \dots \frac{\dot{v}_{\max 2n}}{\dot{v}_{2n}} \sin v_{2n} = \frac{\partial\Phi}{\partial \mu'_{2n}} = q_{B2n};$$

$$\frac{\dot{v}_{\max 2n+1}}{\dot{v}_{2n+1}} \sin v_{2n+1} = \frac{\partial\Phi}{\partial \mu'_{2n+1}} = q_{B\Pi 2n+1} \dots \frac{\dot{v}_{\max 3n}}{\dot{v}_{3n}} \sin v_{3n} = \frac{\partial\Phi}{\partial \mu'_{3n}} = q_{B\Pi 3n};$$

$$\frac{\dot{v}_{\max 3n+1}}{\dot{v}_{3n+1}} \sin v_{3n+1} = \frac{\partial\Phi}{\partial \mu'_{3n+1}} = q_{u3n+1} \dots \frac{\dot{v}_{\max 4n}}{\dot{v}_{4n}} \sin v_{4n} = \frac{\partial\Phi}{\partial \mu'_{4n}} = q_{u4n};$$

$$\mu'_{Bn+1} = D_{Bn+1} / q_{Bn+1} \dots \mu'_{B2n} = D_{B2n} / q_{B2n};$$

$$\mu'_{B\Pi 2n+1} = D_{B\Pi 2n+1} / q_{B\Pi 2n+1} \dots \mu'_{B\Pi 3n} = D_{B\Pi 3n} / q_{B\Pi 3n};$$

$$\mu'_{u3n+1} = D_{u3n+1} / q_{u3n+1} \dots \mu'_{u4n} = D_{u4n} / q_{u4n};$$

Здесь μ'_{B1} , $\mu'_{B\Pi 1}$, μ'_{u1} - множители Лагранжа соответственно для

выпускного, впускного клапана и топливной аппаратуры (ТА); С, D, K, M, A", B", I, J, E - функции зависящие от геометрии и параметров выпускного и впускного канала, ТА;

6. Дуги экстремалей. Условие Лежандра-Клебша:

L

$$\sum_{l=1} q_l \mu_l' (\delta v_l)^2 > (<) 0$$

l=1

$$\mu_1' q_1 > 0; 0 < q_b < 1; 0 < q_{вп} < 1; 0 < q_u < 1.$$

а) выпускной канал

$$\mu''_в = \mu'_в / 1^*_{в} \frac{\Phi_{в} \cdot P}{\sqrt{RT}} (\mu_{в} f_{в})_{\max} = C_0 / e^{\int_{t_{нв}}^{t_{кв}} dt/t_0}; D''_в = \mu''_в q_b$$

б) впускной канал

$$\mu''_{вп} = \mu'_{вп} / 1^*_{вп} \frac{\Phi_{вп} \cdot P}{\sqrt{RT}} (\mu_{вп} f_{вп})_{\max} = C_1 / e^{\int_{t_{нвп}}^{t_{квп}} dt/t_0} - 2 \lambda_1;$$

$$D''_{вп} = \mu''_{вп} q_{вп}$$

в) топливная аппаратура

$$\mu''_u = \mu'_u / \sqrt{2\rho} \frac{P_\Phi - P_u}{\sqrt{|P_\Phi - P_u|}} (\mu_{сз} f_c)_{\max} = C_2 / e^{\int_{t_{нвп}}^{t_{квп}} dt/t_0};$$

$$D''_u = \mu''_u q_u;$$

Соответствующие экстремальные траектории для термозагидродинамической системы комбинированного двигателя представлены на рис. 4.

В третьей главе физическое моделирование рассматривается как составная часть системного подхода к выбору оптимальных геометрических форм каналов термозагидродинамической системы КДВС. Обосновывается необходимость включения проведения экспериментальных исследований на стендах статической продувки, динамических моделях, одноцилиндровых отсеках и развернутых двигателях в общую технологию проектирования элементов проточных частей КДВС как комплексный подход совместно с математическим моделированием термозагидродинамических процессов.

Кратко представлены основные положения π - теоремы и показаны основные преимущества инспекционного анализа. Это позволяет корректно поставить решаемые задачи в области дизелестроения, ба-

зирующихся на физическом моделировании.

Основываясь на трех теоремах подобия подробно рассмотрено динамическое подобие и моделирование газодинамических потоков в термогазодинамической системе комбинированного двигателя.

Особое внимание уделено в работе теории размерностей в приложении к особенностям определения гидравлических потерь и конвективного теплообмена на участках прямых труб термогазодинамической системы комбинированного двигателя.

Изложена методика проведения и результаты тестового эксперимента.

Установка ПТ в выпускном канале показала, что коэффициенты чувствительности для различных геометрических факторов существенно неоднородны. В прямом трубопроводе при установке двух ПТ отмечены нелинейные эффекты парного взаимодействия. Исходя из результатов опытов, критерием перспективности геометрического фактора может быть выбрано минимальное ухудшение аэродинамических характеристик под воздействием ПТ (т.е. минимальное значение вариационной производной). Установлено, что воздействие ПТ нелинейно зависит от его размера и формы, рекомендуемое отношение площади ПТ к площади канала составляет 0,06 ... 0,15.

Базирываясь на трех теоремах подобия было обосновано экспериментальное исследование охладителей наддувочного воздуха и основные критериальные соотношения, определяемые условиями теплового и гидромеханического подобия.

В четвертой главе изложена структура моделей проектирования проточной части оптимальных форм каналов термогазогидродинамической системы двигателей. Принимая во внимание общую теорию систем сформулированы применительно к термогазогидродинамической системе комбинированного двигателя основные принципиальные положения системного подхода: центральное доминирование; необходимое разнообразие; формирование взаимодействующих подсистем; информационная наследственность; адаптивные формы принятия решения.

Выпускной канал, как и все элементы термогазодинамической системы, имеет свою технологию проектирования, которая подробно представлена и занимает определенное место в общей схеме оптимального проектирования проточных частей комбинированных двигателей. Учитывая, что конструкция выпускного канала имеет сложный пространственный характер, а расчетный комплекс по определению его

оптимальной геометрии не создан, это вынуждает обращаться к экспериментальным исследованиям, базирующимся на физическом моделировании. При отборе перспективных факторов в выпускном канале используется диагностический метод "пробных тел". Находит широкое применение автоматизация проектирования каналов.

В основе оптимизации геометрии проточной части радиальной центробежной турбины лежит использование в качестве варьируемого фактора, характеризующего работу турбины, μF_T , обеспечив при этом возможное максимальное значение η_T . При этом используются программы: определение оптимальных параметров турбины на расчетном режиме; математическое моделирование "турбина - характеристика" и "турбина - эквивалентное сопло"; получение квадратичного полинома функции отклика; математическое моделирование нестационарных процессов в разветвленных системах впуска и выпуска; гребневой анализ.

В работе на базе большого расчетного материала автора диссертации и зарубежных исследователей предложен системный подход при оптимизации выпускных систем комбинированных двигателей. Введено понятие энергетический поток, что позволяет оценить вклад каждого элемента системы наддува в КПД использования энергии выпускных газов и соответственно эффективный КПД двигателя. А использование инструментария гребневой анализ позволяет определить максимальное значение КПД разветвленной системы трубопроводов.

Предложена методика аппроксимации характеристик компрессора, разработанная доцентом Васильевым Л. А. и при активном участии автора и проф. д. т. н. Каминского А. И., методика расчета совместной работы дизеля и турбокомпрессора с учетом нестационарных процессов в газовыпускном тракте.

Выбор конструкции охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) осуществляется по оптимизационному уравнению, алгоритм которого базируется на уравнении состояния для газов применительно к выходящему из ОНВ наддувочному воздуху с привлечением соотношений Дарси по гидравлическим сопротивлениям и функции тепловой эффективности теплообменника.

Методология проектирования конструкции впускного канала остается аналогичной как и для выпускного. Однако совершенствование конструкции сопровождается помимо снижения гидравлических сопротивлений, но и одновременно с обеспечением определенной степени

закрутки рабочего тела.

Определение оптимальных параметров топливоподающей аппаратуры при форсировании дизеля по мощности осуществляется по двум направлениям: интенсификация процесса впрыскивания топлива; выбор основных элементов топливной аппаратуры с использованием математического планирования эксперимента (как правило изменения касаются замены плунжерной пары, распылителя, трубопровода высокого давления).

В пятой главе приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований по отработке технологии проектирования и выбору оптимальной геометрии проточных частей комбинированных двигателей. В качестве объекта исследования приняты судовые и стационарные дизели ряда ЧН 18/22: восьмицилиндровые со средней ($P_e = 0,85$ МПа, $n = 750 \text{ мин}^{-1}$) и повышенной ($P_e = 1,07$ МПа; $n = 750 \text{ м.л}^{-1}$); шестицилиндровые со средней ($P_e = 0,81$ МПа, $n = 750 \text{ мин}^{-1}$) и высокой ($P_e = 1,71$ МПа, $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$) степенями форсирования.

Отработка конструкций термогазодинамической системы комбинированного двигателя начинается с нижнего иерархического уровня. Сюда следует отнести: выпускной и впускной канал и топливоподающую аппаратуру.

В г. актике судовых дизелей широкое распространение помимо 2-х клапанных крышек цилиндра находят и 4-х клапанные особенно в условиях форсирования двигателя по среднему эффективному давлению. После проведения комплекса расчетно-экспериментальных исследований, оптимизации: начального участка, выпускного клапана, геометрии канала в области поворота и на выходном участке получено повышение пропускной способности выпускного канала крышки цилиндра для дизелей ряда ЧН 18/22:

- 15 ... 50% для двухклапанной;
- 10 ... 30% для четырехклапанной.

Предварительные расчеты и экспериментальные исследования на опытном отсеке ЧН 18/22 показывают, что опытные крышки позволяют добиться снижения удельного эффективного расхода топлива до 14%. Однако полученную новую характеристику канала необходимо согласовывать с другими характеристиками полученными в результате проведения оптимизационных расчетов в подсистемах комбинированных двигателей.

В результате профилирования впускного канала было получено

увеличение коэффициента расхода в диапазоне от 0,1 ($\eta_{кд}/\eta_{кд\max}$) до 0,8 ($\eta_{кд}/\eta_{кд\max}$) и подтверждено значительное увеличение момента количества движения (МКД) в цилиндре двигателя во время впуска. Исследования на одноцилиндровом отсеке 150 Э (ЧН 18/22) подтвердили повышение топливной экономичности на всех нагрузочных и скоростных режимах и при этом максимальное снижение удельного эффективного расхода топлива составило 8 г/кВт.ч. Очевидно результаты будут скоррелированы при включении этого элемента в термодинамическую систему комбинированного двигателя.

После серии оптимизационных расчетов для дизеля 6ЧН 18/22 ($P_e = 1,7$ МПа, $n = 1000$ мин⁻¹) была рекомендована ТА при использовании диаметра трубопровода - 2 мм, плунжера - 16 мм и распылителя 8 x 0,35 x 140°, что дает на номинальном режиме при испытании на одноцилиндровом отсеке ЧН 18/22 улучшение b_e на 5 г/кВт.ч.

Применительно к серии турбокомпрессоров ТКР-14 удалось:

- устранить отрывную зону в СА путем уменьшения шага от $\bar{t}_1 = 0,74$ до $\bar{t}_1 = 0,66$;
- использовать профиль С -2Р для изогнутых сопловых лопаток;
- снизить степень реактивности p до величины менее 0,5.

Однако потери с выходной скоростью возросли. Кроме того, несмотря на проведенный цикл расчетно-экспериментальных исследований не удалось получить степень радиальности меньше чем $\mu = 0,54$, т.к. от μ в значительной степени зависит пропускная способность турбины, которая должна соответствовать пропускной способности двигателя. Такое высокое значение μ свидетельствует о наличии отрыва в рабочем колесе.

В результате комплекса расчетно-экспериментальных исследований было получено повышение КПД турбины на максимальную величину 4-6% для всех модификаций турбокомпрессоров.

Выбор максимального значения КПД компрессора осуществляется по аппроксимационным зависимостям экспериментальных характеристик.

Для дизелей ЧН 18/22 1-го поколения разной мощности было обосновано применение унифицированного холодильника наддувочного воздуха. Что касается двигателей 2-го поколения ($P_e = 1,7$ МПа, $n = 1000$ мин⁻¹) в результате проведения серии расчетно-экспериментальных работ по оптимизации ОНВ не удалось внедрить его в серий-

ное производство из-за больших технологических трудностей.

Разработанная технология проектирования элементов проточных частей комбинированных двигателей была использована при проектировании и совершенствовании наиболее перспективных систем газотурбинного наддува дизелей ряда ЧН 18/22.

Для двигателей в шестицилиндровом исполнении при $P_0 = 1,67-1,7$ МПа проектированию были подвергнуты следующие системы:

1. Импульсная серийная система. В результате было получено снижение b_0 на номинальном режиме на 6 г/кВт.ч;

2. Система наддува при постоянном наддуве. Удельный эффективный расход топлива снизился по сравнению с усовершенствованной импульсной системой на 2 г/кВт.ч;

3. Система наддува с модульными преобразователями импульсов. Однотрубный коллектор. Удельный эффективный расход топлива оказался равным 190 г/кВт.ч, что выдвигает двигатель данного класса по топливной экономичности на уровень лучших мировых образцов.

Для двигателей с восьмицилиндровым исполнением при $P_0 = 1,07 - 1,1$ МПа:

1. Двухтрубная система с преобразователями импульсов. Результат - снижение удельного эффективного расхода топлива на 20 г/кВт.ч. по сравнению с четырехтрубной системой с преобразователями импульсов;

2. Многоимпульсная система наддува дает еще большее снижение удельного расхода топлива по сравнению с четырехтрубной системой с преобразователями импульсов и составляет 25 г/кВт.ч. Однако вследствие конструкторской сложности и металлоемкости и др. причин она в практике применения не находит.

Представленные характеристики дизелей ряда ЧН 18/22 с различными системами газотурбинного наддува (рис. 5) показывает снижение удельного эффективного расхода топлива для проектируемых систем наддува во всем диапазоне нагрузочных режимов.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

Обобщая выполненный комплекс исследований в диссертации, направленный на разработку и создание средств оптимального проектирования проточных частей комбинированных двигателей внутреннего сгорания, можно сделать следующие выводы:

1. Предложена технология проектирования элементов проточных частей комбинированных двигателей базируясь на: системном подходе; теории управления оптимальных систем; вариационном исчислении; математическом и физическом моделировании термогазогидродинамических процессов в КДВС; математическом планировании эксперимента и современных методов оптимизации; использовании методов нелинейного программирования.

2. Логико-динамическая система термогазогидродинамических процессов КДВС представлена как оператор проектирования динамической системы, что позволило сформулировать задачу управления. В качестве функций управления приняты: - эффективные проходные сечения впускных и выпускных клапанов $\mu_{вп} f_{вп}$, $\mu_{в} f_{в}$; - эффективное проходное сечение распылителя форсунки $\mu_{сз} f_{с}$;

3. Базируясь на вариационном исчислении, математическом и физическом моделировании термогазодинамических процессов, предложена вариационная процедура проектирования каналов сложной конфигурации с изменением геометрии по времени;

4. Апробирована на двигателях 12 ЧН 26/26, 6ЧН 21/21 и на различных модификациях дизелей ряда ЧН 18/22, математическая модель описывающая термогазодинамические процессы в цилиндре двигателя и смежных с ним системах.

5. Определено место в общей структуре проектирования проточных частей КДВС инструментария физическое моделирование, позволяющему установить закономерности процессов в каналах сложной геометрической конфигурации комбинированных двигателей, которые отнесены к граничным узлам.

6. Особенность определения оптимальных параметров турбины заключается в комплексном подходе использования методик определения расчетного режима турбины и оптимальных параметров ступени исходя из одномерной модели, методов планирования эксперимента, оптимизации, физического и математического моделирования.

7. В процессе отработки оптимальных геометрических параметров проточных частей высокофорсированного дизеля ДРА-600 ($P_0 = 1,7$ МПа; $n = 1000$ мин⁻¹) с использованием расчетного эксперимента и экспериментальных исследований удалось оценить эффективность: профилирования выпускного клапана 4-х клапанной крышки цилиндра; выбранных параметров турбины турбокомпрессора ТКР-14В-30; оптимального сочетания конструктивных параметров комбинированной сис-

темы наддува с однотрубным выпускным коллектором и преобразователями импульсов.

8. На дизеле 6ЧН 18/22 1-го поколения ($P_0 = 0,91$ МПа; $n = 750$ мин⁻¹) была подтверждена целесообразность использования лопаточного диффузора в компрессоре ТКР-149А.2, а полученные результаты показали эффективное использование его в турбокомпрессорах различных модификаций дизелей ЧН 18/22.

9. Расчетно-экспериментальными исследованиями по совершенствованию систем наддува дизеля 8ЧН 18/22 ($P_0 = 0,85$ МПа, $n = 750$ мин⁻¹) и оборудовании дизеля тремя различными системами наддува (четырёхтрубной импульсной системой с четырехзаходной турбиной, четырёхтрубной комбинированной системой наддува с преобразователями импульсов и двухзаходной газовой турбиной, двухтрубной комбинированной системой наддува с преобразователями импульсов и двухзаходной турбиной) установлено, что наиболее рациональное использование энергии выпускных газов обеспечивает комбинированная двухтрубная система с преобразователями импульсов.

10. Разработанная технология оптимального проектирования позволила осуществить отбор наиболее перспективных систем газотурбинного наддува дизелей ряда ЧН 18/22:

а. 1-цилиндровые двигатели 1-го поколения - импульсная система;

б. шестицилиндровые двигатели 2-го поколения - система наддува с модульными преобразователями импульсов (однотрубный коллектор);

в) восьмицилиндровые двигатели 1-го поколения - двухтрубная система с преобразователями импульсов.

11. Предложенная технология позволяет пересмотреть традиционный подход к проектированию проточных частей комбинированных двигателей, предусматривает в обязательном порядке использование газодинамической и теплотехнической лаборатории, лаборатории САПР и включение их в структуру специальных конструкторских бюро дизелестроения заводов.

Теоретические разработки, методики расчета и программные комплексы используются в ряде заводов и институтов при проектировании и совершенствовании проточных частей термогазодинамической системы комбинированных двигателей внутреннего сгорания.

Общий экономический эффект от внедрения результатов диссер-

тационной работы, в ценах 1989 года, приходящийся на долю автора на заводе "Дальдизель" составляет более 240 тыс.руб., а на двигателях 8 ЧН 18/22, 6 ЧН 18/22 со средней и повышенной степенями форсирования, используем на судах АО "Амурское речное пароходство" - 784,148 тыс.руб.

Основное содержание работы достаточно полно изложено в следующих работах:

1. Лашко В.А. Неустановившиеся процессы в разветвленных передачах и каналах// Изв.вузов. Машиностроение. - 1977. - N 4. - С.76-81.

2. Лашко В.А. Математическая модель нестационарного течения// Изв.вузов. Машиностроение.-1978.-N 1.-С.72-76.

3. Lashko V.A. Berechnung der instationaren Stromung in Abgassystem eines aufgeladenen Verbrennungsmotors mit Multistoss - Converter// Wissenschaftliche Z. der Wilhelm - Pieck - Universitat (Rostok).-1985. -N-Reihe 34.-S.26-30.

4. Lashko V.A. The System Approach of Optimization of Exhaust Systems of Turbo-Piston Engines//Proceeding The Second International Symposium on Promotion of Scientific and Technological Progress in the Far East.-Harbin, 1992.- P.87-90.

5. Ивин В.И., Лашко В.А. Физическое моделирование потока в преобразователе импульсов КДВС// Изв. вузов. Машиностроение. - 1978. - N 3. - С.73-76.

6. Лашко В.А., Ивин В.И. К вопросу о расчете отрывных течений в каналах// Вопросы совершенствования работы дизелей на неустановившихся режимах и при высокой форсировке: Сб. научн. тр.-Хабаровск, 1978.- С.60-71.

7. Каминский А.И., Васильев Л.А., Лашко В.А. Методика анализа систем турбонаддува четырехтактных дизелей с преобразователями импульсов// Проблемы создания и использования двигателей с высоким наддувом: Тезисы докладов Всесоюзн. науч.-техн. конф. - Харьков, 1979.- С.261-263.

8. Ивин В.И., Лашко В.А. Расчет отрывного течения в преобразователе импульсов комбинированного ДВС// Изв.вузов. Машиностроение.- 1979.-N 12.-С.66-70.

9. Ивин В.И., Лашко В.А. Исследование отрывного течения в преобразователе импульсов КДВС// Вопросы совершенствования работы дизелей на неустановившихся режимах и при высокой форсировке:

Сб. научн. тр. - Хабаровск, 1979. - С. 72-77.

10. Каминский А.И., Васильев Л.А., Лашко В.А. Метод расчета параметров потока при прохождении уединенных волн конечной амплитуды через разветвление// Вопросы совершенствования работы дизелей на неустановившихся режимах и при высокой форсировке: Сб. научн. тр. - Хабаровск, 1979. - С. 91-98.

11. Каминский А.И., Васильев Л.А., Лашко В.А. Применение математического моделирования при совершенствовании систем наддува дизелей с преобразователями импульсов// Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив: Всесоюзн. науч. - техн. конф. - М. 1980. - С. 37.

12. Каминский А.И., Васильев Л.А., Лашко В.А. Анализ явлений в импульсных системах газотурбинного наддува дизелей методом теории волн конечной амплитуды// Изв. вузов. Машиностроение. - 1981. - N 3. - С. 69-73.

13. Каминский А.И., Васильев Л.А., Лашко В.А. Расчет параметров потока в преобразователях импульсов комбинированных ДВС // Изв. вузов. Машиностроение. - 1981. - N 4. - С. 70-74.

14. Каминский А.И., Васильев Л.А., Лашко В.А. Численное моделирование рабочего цикла дизеля// Рабочие процессы автотракторных двигателей внутреннего сгорания. - М.: МАДИ, 1981. - С. 15-23.

15. Каминский А.И., Лашко В.А. Методика совершенствования газоздушных трактов двигателей// Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюзн. науч. конф. - М., 1982. - С. 69-70.

16. Каминский А.И., Лашко В.А. Планирование экспериментов при совершенствовании систем газотурбинного наддува дизелей с преобразователями импульсов// Изв. вузов. Машиностроение. - 1983. - N 3. - С. 95-99.

17. Каминский А.И., Васильев Л.А., Лашко В.А. Расчет нестационарного течения газа в выпускных трубопроводах КДВС методом уединенных волн конечной амплитуды// Двигателестроение. - 1983. - N 4. - С. 15-17.

18. Каминский А.И., Лашко В.А. Исследование поверхности отклика методом гребневого анализа// Изв. вузов. Машиностроение. - 1983. - N 4. - С. 63-66.

19. Каминский А.И., Лашко В.А. Расчетная оптимизация системы наддува высокофорсированного дизеля с преобразователями импульсов

сов// Проблемы совершенствования рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания. Тез. докл. Всесоюзн. науч. конф. - М., 1986. - С. 116-117.

20. Каминский А.И., Лашко В.А. Совершенствование выпускных систем дизелей с преобразователями импульсов// Труды 5-го международного симпозиума МОТОР СИМПО.-Попрод.1986.-Т.2.-С.417-424.

21. Каминский А.И., Лашко В.А. Оптимизация параметров системы турбонаддува высокофорсированного четырехтактного дизеля //Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах. Тез. докл. Всесоюзн. науч.-техн. конф.- М. 1987.- С. 48.

22. Каминский А.И., Лашко В.А., Сыркин В.К. Методика оптимизации систем турбонаддува высокофорсированного четырехтактного дизеля// Труды 6-го международного симпозиума МОТОР СИМПО.-Попрод, 1988.-Т.2.-С.475-482.

23. Lashko V.A., Sirkin V.K. Experimentelle Untersuchung des Stromungsabrisses im Multistoff - Converter// Wissenschaftliche Z. der Wilhelm - Pleck - Universitat (Rostock).-1988.-N-Reihe 37.-7.-S. 53-55.

24. Лашко В.А., Кучин С.Н. Определение параметров у турбины при математическом моделировании нестационарных процессов в системе наддува двигателя внутреннего сгорания/ Хабар.политехн.ин-т, 1989.-9 с.(Деп. в ЦНИИТЭИТЯМШ. N 243-ТМ88).

25. Лашко В.А., Сыркин В.К. Использование интегральных характеристик выпускного канала в уравнениях граничных условий/ Хабар.политехн.ин-т, 1989.-9 с.(Деп. в ЦНИИТЭИТЯМШ. N 242-ТМ88).

26. Лашко В.А., Сыркин В.К. Применение метода "пробных тел" при профилировании выпускных каналов/ Хабар.политехн.ин-т, 1989.-10 с.(Деп. в ЦНИИТЭИТЯМШ. N 241-ТМ88).

27. Каминский А.И., Васильев Л.А., Лашко В.А. и др. Определение параметров рациональной центростремительной турбины, работающей в составе КДВС с импульсным наддувом/ Хабар.политехн.ин-т, 1988.-19 с.(Деп в ЦНИИТЭИТЯМШ. N 86-ТМ88).

28. Васильев Л.А., Горелик Г.Б., Лашко В.А. Применение математического моделирования при проектировании двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие. - Хабаровск: Хабар.политехн.ин-т, 1988.-96 с.

29. Лашко В.А., Сыркин В.К. Метод "пробных тел" и его приме-

нение при профилировании газозвуковых каналов// Изв. вузов. Машиностроение. - 1989.- N 10. - С. 70-73.

30. Лашко В.А., Кучин С.Н., Сыркин В.К. Снижение расхода топлива высокофорсированного четырехтактного двигателя типа ЧН 18/22 путем оптимизации выпускной системы// Энергетика, управление, хозяйсч. технич. прогресс: Сб. науч. тр. - Иркутск - Благовещенск, 1989. - С. 78-83.

31. Лашко В.А., Сыркин В.К. Методика прогнозирования гидродинамически целесообразной формы выпускных каналов ДВС// Современные проблемы газодинамики и тепломассообмена и пути повышения эффективности энергетических установок: Тезисы докладов VII Всесоюзной школы - семинара. - Канев, 1989. - С. 125.

32. Лашко В.А., Кучин С.Н. Повышение топливной экономичности комбинированного двигателя путем оптимизации характеристики адвальной центробежной турбины// Современные проблемы газодинамики и тепломассообмена и пути повышения эффективности энергетических установок: Тезисы докладов VII Всесоюзной школы - семинара. - Канев, 1989. - С. 126.

33. Лашко В.А., Кучин С.Н. Совершенствование проточной части радиально-осевой турбины с повышенной степенью радиальности // Вопросы повышения эффективности судовых технических средств: Тез. докл. регион. науч.-техн. конф. - Владивосток, 1990. - С. 49-50.

34. Лашко В.А., Щербунов И.И., Сыркин В.К. Опыт профилирования выпускных каналов дизелей типа ЧН 18/22// Двигателестроение. - 1990. - N 3. - С. 16-17.

35. Лашко В.А., Сыркин В.К., Кучин С.Н. Использование комплексного подхода при оптимизации выпускной системы четырехтактного двигателя с турбонаддувом// Труды 7-го Международного симпозиума МОТОР СИМПО-Погорд, 1990. - Т.1. - С. 160-166.

36. Kaminsky A.I., Lashko V.A., Vasilyev L.A. Numerical modelling of thermogasdynamic processes while optimizing parameter of combined engines// Proceedings The First Soviet Union - China Symposium. - Khabarovsk, 1991. - P. 56-64.

37. Lashko V.A., Sirkin V.K., Krivokon L.M. Using Physical Modelling While Designing Input Canals of Compound Engines// The First Soviet Union - China Symposium. Abstracts. - Khabarovsk, 1991. - P. 13-14.

38. Каминский А.И., Лашко В.А., Попов Е.В. Система наддува

четырёхтактного судового дизеля с модульными преобразователями импульсов// Проблемы создания и эксплуатации технологического оборудования и гибких производственных систем: Тезисы докладов Российской научно-практической конференции. - Хабаровск, 1992. - С. 86-87.

39. Rizhenko P.V., Lashko V.A. Numerical Modelling of Axis Symetric Turbulent Flow in Four Stroke Ship Diesel// The Second International Symposium on Promotion of Scientific and Technological Progress in the Far East: Poster Papers. - Harbin, 1992. - P.277.

40. Kaminsky A.I., Lashko V.A., Vasilyev L.A. Optimisation of Constructive Parametres of the Principal Elements of Supercarging Systems of Diesels in Accordance With a Numerical Experiment// Proceedings of The Third Russian-China Symposium. - Khabarovsk, 1993. -P.41-47.

41. Васильев Л.А., Старовойтов А.А., Лашко В.А. Использование двухшаговой схемы Лакса-Вендроффа для расчета нестационарных процессов в комбинированных двигателях// Сборник научных трудов НИИ КТ. -Хабаровск, 1993. -С. 61-65.

42. Рыженко П.В., Лашко В.А. Метод расчета осесимметричного турбулентного течения в цилиндре 4-тактного двигателя во время сжатия// Сборник научных трудов НИИ КТ. -Хабаровск, 1993. -С. 66-70.

43. Lashko V.A., Kaminsky A.I., Rizhenko P.V. The Estimation of a Three-Dimensional Turbulent Flow in the Cylinder of a Four-Stroke Engine on Compression Stroke// The Technical Progress Problems of the Far East Region: Combined collection of scientific works. - Khabarovsk, 1993. - P.113-117.

44. Лашко В.А., Каминский А.И. Оптимизация параметров проточных частей комбинированных двигателей// Актуальные проблемы фундаментальных наук: Сборник научных трудов Второй международной научно-технической конференции. - М., 1994. - Т.1. -С. 60-63.

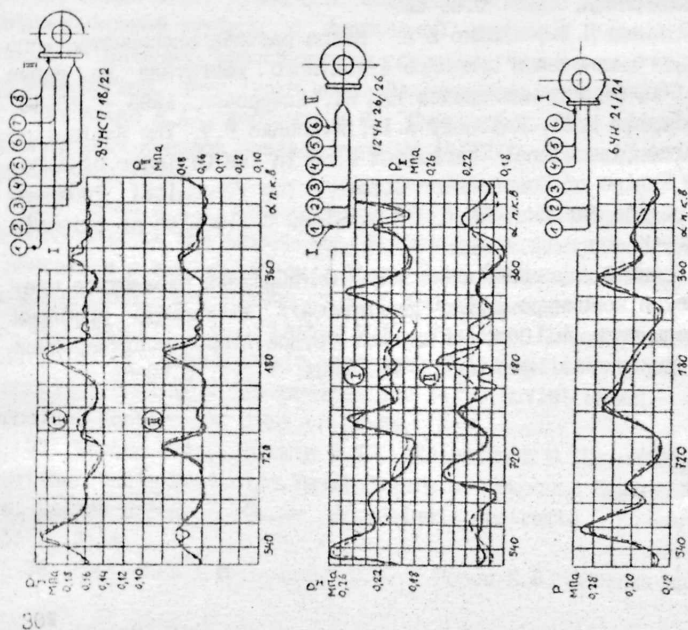


Рис. 1. Проверка адекватности математического моделирования нестационарных процессов в выпускных разветвленных системах КДС: — эксперимент; -- расчет

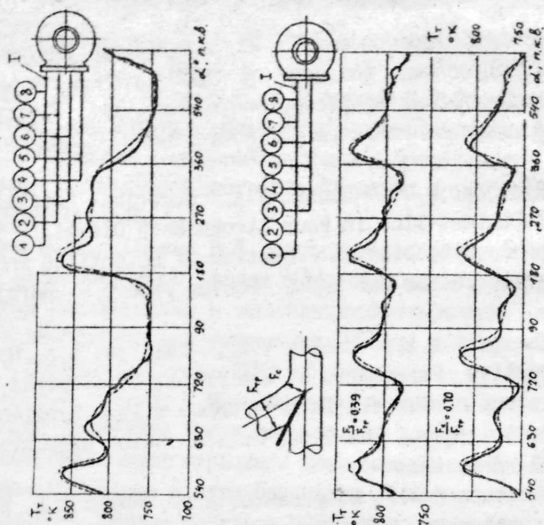


Рис. 2. Изменение температуры газа перед турбиной двигателя 800 18/22, оборудованного импульсной четырехканальной системой и двухканальной системой с преобразователями импульсов — эксперимент; -- расчет



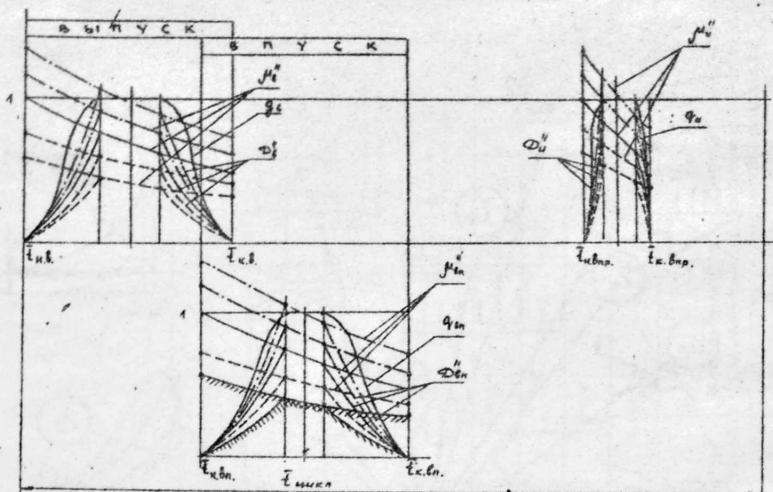


Рис.4. Экстремальные траектории термогазогидродинамической системы комбинированного двигателя внутреннего сгорания

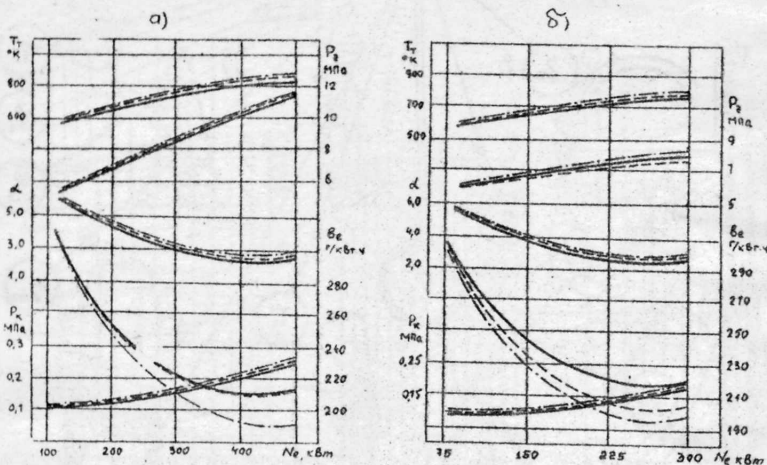


Рис.5. Характеристики дизелей ряда ЧН 18/22 с различными системами наддува:
а - двигатель 6ЧН 18/22 (— импульсная система наддува; -- система постоянного давления;
--- система с модульными преобразователями импульсов); б - двигатель 8ЧН 18/22 (— четырёх-
трубная с преобразователями импульсов; -- двухтрубная с преобразователями импульсов;
--- многоимпульсная система наддува)