

1548423

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени Государственный
Технический Университет им. Н.Э. Баумана

На правах рукописи

Лапушкин Николай Александрович

УДК 621.436.019

**Термодинамический анализ действительных
процессов в комбинированных двигателях
внутреннего сгорания**

(05.04.02 - тепловые двигатели)

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1995

Работа выполнена в МГТУ им. Н.Э.Баумана на кафедре
"Комбинированные двигатели внутреннего сгорания"

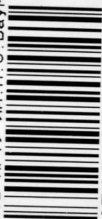
Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Ивин В.И.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Петриченко М.Р.

- доктор технических наук,
профессор Леонов И.В.

Ведущее предприятие - НИИД г. Москва

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1548423

Лапушкин Н.А. Термодинамика

Защита состоится "16" октября 1995 г. в "14" час.
на заседании Специализированного Совета К.053.15.05 "Тепловые
машины и теоретические основы теплотехники" Московского Госу-
дарственного Технического Университета имени Н.Э.Баумана по
адресу: 107005. Москва, Лефортовская набережная, д.1, корпус

библиотеке МГТУ имени

1995 г.

ные печатью, просьба
уманская ул., д.5,
ета К.053.15.05

1548423

Ефимов С.И.

1,0 п.л. Тираж 100
мана

Научно-технический прогресс в двигателестроении связан с улучшением экономичности двигателей, повышением пределов их форсирования, увеличением заданного ресурса работы, снижением токсичности выпускных газов.

Комплексное решение этих проблем обеспечивается проведением большого объема работ по доводке и оптимизации конструкционных и термодинамических параметров двигателей, определяемых выбором рациональных конструкторских решений, применением новых материалов и организацией эффективных процессов тепло-массообмена в системах двигателя.

Возрастающее применение новых материалов, обладающих повышенными теплоизоляционными свойствами требует проведения исследований по организации рабочих процессов с учетом подвода и отвода теплоты в цилиндрах и газовоздушных трактах двигателя. Для ускорения исследований и снижения их стоимости целесообразна разработка и использование математических моделей, учитывающих взаимное влияние систем, составляющих современный двигатель и обладающих достаточной степенью достоверности при описании происходящих в них процессов.

Цель исследования. Изучение особенностей протекания рабочих процессов в быстроходном двигателе с высоким уровнем форсирования и уменьшенным отводом теплоты и определение оптимальных сочетаний основных конструкционных и термодинамических параметров двигателя, обеспечивающих при заданной мощности и ограничениях максимального давления цикла, температуры газов перед турбиной и коэффициента избытка воздуха получение минимального расхода топлива.

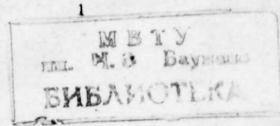
Разработка расчетно-экспериментальной методики определения основных конструкционных и термодинамических параметров двигателя.

Выбор и обоснование методов оптимизации параметров двигателя и разработка средств математического моделирования оптимизационных задач.

Разработка методов экспериментального и расчетного исследования действительных процессов в двигателях с уменьшенным отводом теплоты.

Научная новизна. Разработана математическая модель расчета действительных процессов в быстроходных форсированных двигателях с уменьшенным отводом теплоты и утилизацией энергии выпускных газов в силовой турбине, применяемая для исследования раз-

5248451



личных типов поршневых двигателей, позволяющая анализировать разнообразнообразные схемы газозвдушного тракта двигателей, организацию процессов в каждом цилиндре с учетом индивидуальных фаз газораспределения и законов подъема и опускания клапанов, установку дополнительной камеры сгорания, перепуск воздуха и рециркуляцию выпускных газов, работу двигателя на различных видах топлив.

Разработана методика определения эффективности действительных циклов на основе их сравнения с соответствующим "образцовым" обратимым термодинамическим циклом, определены критерии адекватности действительного и "образцового" циклов.

Разработана математическая модель оптимизации параметров двигателей, позволяющая проводить многопараметровую многокритериальную оптимизацию.

Практическая ценность. Теоретические разработки, реализованные в виде алгоритмов и программ, с достаточной степенью достоверности отражают реальную физическую картину в системах КДВС, доведенны до удобной для пользования конструкторов формы задания расчетной схемы двигателя, обеспечивают моделирование разнообразных типов двигателей с различными схемами наддува, работающих на различных видах топлив, и позволяют сократить сроки и материальные затраты на проектирование и доводку перспективных КДВС.

Проведенные расчетные исследования позволили разработать рабочий процесс для быстроходного форсированного двигателя типа ЧН15/16 с уменьшенным отводом теплоты и определить влияние эффективности тепловой изоляции поверхностей камеры сгорания и выпускного трубопровода на показатели рабочего процесса двигателя при повышении уровня его форсирования для конкретных объектовых условий.

Для быстроходных двигателей 6ЧН21/21 и 8ЧН21/21 разработаны рекомендации по организации действительных процессов с учетом выбора схемы наддува спрофилированных впускных и выпускных каналов в головках цилиндров и оптимальных фаз газораспределения, позволяющих уменьшить расход топлива до 6 г/кВт.ч и повысить надежность конструкции выпускных трубопроводов.

Реализация результатов работы. Результаты работы использованы в НИИде и в ВНИИТМ при создании перспективных транспортных двигателей с уменьшенным теплоотводом, на Екатеринбургском ПО "Турбомоторный завод" при доводке двигателей 6ЧН21/21 и

84Н21/21, в НАМИ при разработке перспективного двигателя 24ВН 10,5/12 для Владимирского тракторного завода, на АО "Компрессор" при разработке газового варианта двигателя-компрессора для заправки газовым топливом автомобилей.

Апробация работы. Диссертационная работа заслушана, обсуждена и одобрена на заседании кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МГТУ им. Н.Э.Баумана

Публикации. По теме диссертации опубликовано 3 статьи, 3 тезисов докладов.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и литературы. Она содержит 105 страниц основного текста, 70 рисунков, 3 таблицы, 11 страниц со списком использованной литературы, включающим 134 наименования.

Содержание работы. В первой главе рассмотрены методы оценки термодинамической эффективности обратимых и действительных циклов и процессов комбинированных двигателей. Даны характеристики применяемых методов математического моделирования рабочих процессов при рассмотрении двигателя как сложной термодинамической системы, состоящей из нескольких более простых термодинамических систем, а также характеристики математических моделей для расчета процессов тепловыделения и теплообмена. Установлено, что для определения оптимальных параметров действительных процессов наиболее целесообразно применение расчетных методов с привлечением экспериментальных данных для уточнения поправочных коэффициентов в описании граничных условий, характерных для конкретной конструкции двигателя. Проведен анализ работ по применению методов математической оптимизации в исследованиях двигателей внутреннего сгорания и даны характеристики методов математической оптимизации. Из анализа работ следует, что наиболее предпочтительными методами, позволяющими проводить оптимизацию на большом числе математических моделей обратимых и действительных циклов, включая достаточно сложные модели комбинированных двигателей, при большом числе оптимизируемых параметров и наличии ограничений следует признать методы нулевого порядка.

Дан анализ работ по влиянию уменьшения теплоотвода в стенки на показатели двигателей и рассмотрены схемы силовых установок для утилизации энергии выпускных газов. При этом установлено, что применение тепловой изоляции носит противоречивый характер с точки зрения улучшения эффективности двигателей, которая не

так велика и достигается при оптимальных параметрах рабочего процесса.

На основе проведенного обзора сформулированы задачи, решение которых необходимо для достижения поставленной цели.

1. Разработать математическую модель расчета действительных процессов в комбинированных двигателях внутреннего сгорания, позволяющую моделировать различные схемы наддува и учитывать распределение тепловых потоков по отдельным поверхностям деталей цилиндропоршневой группы и трубопроводов впускной и выпускной систем.
2. Разработать методику многопараметровой оптимизации и математическую модель, совместимую с расчетом целевой функции по различным математическим моделям.
3. Определить на основе расчета обратимых термодинамических циклов предельные параметры, обеспечивающие получение максимальной эффективности цикла при наличии ограничений по максимальному давлению.
4. Определить на экспериментальных установках основные параметры и граничные условия в форсированных комбинированных двигателях и двигателях с применением тепловой изоляции поверхностей и провести идентификацию математической модели для различных типов комбинированных двигателей.
5. Провести расчетное исследование рабочего процесса двигателя типа ЧН15/16 при увеличении уровня его форсирования до $P_e=2.0$ МПа при наличии ограничений с целью выбора оптимальных термодинамических и конструкционных параметров.
6. Определить возможности повышения технико-экономических показателей двигателя типа ЧН15/16 при применении тепловой изоляции поверхностей камеры сгорания и выпускного трубопровода.

Во второй главе изложена математическая модель для расчета действительных процессов в комбинированных двигателях внутреннего сгорания, основанная на численном решении системы уравнений для открытой термодинамической системы, включающей уравнение сохранения энергии, сохранения массы и уравнение состояния:

$$\left\{ \begin{array}{l} G C_v dT = dQ_x + dQ_w + \int_{k=1}^n i_k^* dG_k - PdV - T C_v dG, \\ \oint \rho \delta f = 0, \\ PV = GR_p T, \end{array} \right. \quad (1)$$

где dQ_x - количество теплоты, подведенной с топливом;

dQ_w - количество теплоты, отведенной в систему охлаждения;

k - количество массовых источников;

i_k^*, dG_k - удельная энтальпия заторможенного потока и расход k -го источника;

P, T, V, G - давление, температура, объем и количество рабочего тела;

R_r - газовая постоянная, определяемая с учетом состава рабочей смеси.

Модель описывает действительные процессы в каждом цилиндре двигателя, впускной и выпускной системах газозоудного тракта, форкамерах, дополнительных камерах сгорания (Рис. 1). Пространство цилиндра представляет собой открытую термодинамическую систему с изменяющимся объемом, сообщенным с постоянным объемом форкамеры, с внутренним источником теплоты и источниками массы через впускные и выпускные органы (Рис. 2). Утечками рабочего тела через неплотности пренебрегают. В качестве рабочего тела рассматривают совершенный газ. Течение во впускных и выпускных каналах и трубопроводах принимают одномерным и квазистационарным. Секундный расход рабочего тела определяется по параметрам идеального потока в минимальном сечении

$$dG = \mu_{\text{сеч}}^f \rho_r w_r dt, \quad (2)$$

где μ_r - коэффициент расхода;

$f_{\text{сеч}}$ - площадь минимального поперечного сечения;

ρ_r - плотность газа в минимальном поперечном сечении;

w_r - скорость газа в минимальном поперечном сечении.

Скорость рабочего тела в минимальном сечении канала определяется параметрами на входе в минимальное сечение и функцией истечения, зависящей от параметров рабочего тела перед и за минимальным сечением:

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{P_B}{P_{Bx}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_B}{P_{Bx}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (3)$$

P_{Bx}, ρ_{Bx} - давление и плотность газа на входе в минимальное сечение;

P_B, ρ_B - давление и плотность газа на выходе из минимального сечения.

Моделирование тепловыделения в цилиндре в общем случае осуществляется по методике И.И.Вибе, позволяющей описывать функцию тепловыделения как в двигателях с воспламенением от сжатия, так и в двигателях с принудительным зажиганием:

$$x = 1 - e^{\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m_v+1}}, \quad (4)$$

где m_v - показатель характера сгорания;

c - коэффициент полноты выгорания топлива;

φ_z - продолжительность сгорания;

φ - текущий угол пкв.

Однако для конкретного двигателя могут быть использованы и другие математические модели.

Процесс теплопередачи между рабочим телом и охлаждающим агентом в системе охлаждения рассматривается в одномерной постановке и считается квазистационарным. Потери теплоты в стенку в результате теплоотдачи определяются из уравнения Ньютона-Рихмана. Тепловой поток в стенку определяется по отдельным поверхностям: поршень, головка, тарелки впускных и выпускных клапанов, гильза, отдельно учитывается тепловой поток в стенку выпускных каналов и участков впускного и выпускного трубопроводов. Учитывается изменение средней температуры и поверхности гильзы в зависимости от перемещения поршня. В качестве расчетной формулы коэффициента теплоотдачи используется формула Г. Вошни:

$$\alpha_T = 130 D^{-0.2} T^{-0.53} P^{0.8} \left[c_1 c_m + c_2 \frac{v_h T_1}{P_1 V_1} (P_o - P) \right]^{0.8}, \quad (5)$$

где P, T - текущие значения давления и температуры газовой смеси;

P_o - давление в цилиндре при отключенной подаче топлива;

P_1, T_1, V_1 - параметры газовой смеси в момент закрытия впускного клапана;

c_m - средняя скорость поршня;

D - диаметр цилиндра;

v_h - рабочий объем цилиндра;

c_1, c_2 - поправочные коэффициенты:

при закрытых клапанах в период сгорания и расширения

$$c_1 = 2.28 + 0.308 \text{ Cu/Cm},$$

$$\text{при газообмене } c_1 = 6.18 + 0.417 \text{ Cu/Cm}.$$

Вихревое отношение Cu/Cm для двигателя МТУ 15.../16.5 равно 2.3. Поправочный коэффициент $c_2 = 3.24 \cdot 10^{-3}$ - для непосредственного впрыска и М-процесса; $c_2 = 6.24 \cdot 10^{-3}$ - для форкамерного двигателя;

Определение параметров воздуха, подаваемого компрессором, КПД компрессора и турбины осуществляется по экспериментальным

характеристикам турбины и компрессора, при этом соблюдаются условия по балансу мощностей турбины и компрессора, равенству их частот вращения и соотношению расходов воздуха через компрессор и газов через турбину.

Математическая модель расчета действительных процессов в КДВС реализована в программе для ЭВМ.

Представлены результаты моделирования действительных процессов в различных типах комбинированных двигателей: дизелей 8ЧН 21/21, 6ЧН21/21 (Рис. 3), 8ЧН16.5/18.5, 4Н15/16 (Рис. 4); двигателей с принудительным воспламенением ЗИЛ-4104, ВАЗ-1111, свободнопоршневых дизель-компрессоров ДК-2, ДК-10.

В третьей главе изложены методы получения предельных параметров действительных процессов и результаты экспериментальных исследований в двигателях с высоким уровнем форсирования и применением тепловой изоляции отдельных поверхностей.

Для получения предельных значений эффективности действительных процессов разработана математическая модель обратимого термодинамического цикла с переменной теплоемкостью и массой рабочего тела. В основу методики положен первый закон термодинамики. Эффективность цикла оценивается методом КПД. В качестве общего случая при моделировании циклов была использована схема комбинированного двигателя с двухступенчатым сжатием в компрессоре с охлаждением воздуха после каждой ступени. Расширение газов после поршневой части осуществляется как в турбине постоянного давления, так и в импульсной турбине.

Как известно из анализа термодинамических циклов, при ограничении максимального давления цикла больший КПД имеет цикл с подводом теплоты при постоянном давлении, который выбран в качестве "образцового" цикла, и который является предельным для цикла дизельного двигателя. Процесс подвода теплоты в "образцовом" цикле является предельным случаем для процесса подвода теплоты в соответствующем действительном цикле с ограничением максимального давления. Зависимость температуры рабочего тела от объема цилиндра на линии подвода теплоты при $P = \text{Const}$

$$dT = \left(\frac{\chi_{H_2O}}{c_p} - T \right) \frac{dG}{G} - \frac{(i_B - i_{nc})}{c_p} dg_B, \quad (6)$$

где c_p - средняя теплоемкость рабочей газовой смеси;

i_B - удельная энтальпия воздуха;

i_{nc} - удельная энтальпия продуктов сгорания;

g_B - доля воздуха в смеси;

χ - коэффициент выделения теплоты.

позволяет определить характеристику тепловыделения и продолжительность подвода теплоты (Рис. 5).

Экспериментальные исследования проводились на двигателях 4ЧН12/14 и 4Ч10,5/12, а также были использованы экспериментальные данные для двигателей типа 4Н12/12 и 4Н15/16, полученные в НИИД. Для обработки экспериментальных индикаторных диаграмм и получения характеристик процессов подвода и отвода теплоты была разработана методика, алгоритм и программа для ЭВМ. Основное уравнение для определения доли выгоревшего топлива записано в следующем виде:

$$dx = \frac{\frac{d(PV)c_v}{R} + PdV + dQ_w}{\left[\chi H_u - T(c_v - (c_{ссз} - c_{впс})) \ell_o \right] g_{тц}} \quad (7)$$

где P, V, T - давление, объем и температура рабочей смеси газов;

c_v - истинная теплоемкость смеси газов при $V = \text{Const}$;

$c_{всз}, c_{впс}$ - средние теплоемкости при $V = \text{Const}$ свежего заряда и продуктов сгорания;

Q_w - теплоотдача в стенки цилиндра;

H_u - низшая теплота сгорания топлива;

χ - коэффициент выделения теплоты;

ℓ_o - стехиометрическое соотношение количества воздуха, приходящегося на 1 кг топлива;

$g_{тц}$ - цикловая подача топлива.

Анализ полученных результатов позволил выявить особенности протекания процессов в двигателях с различным уровнем форсирования. Высокофорсированный двигатель имеет повышенную тепловую напряженность, связанную со сжиганием больших цикловых подач топлива при высоком давлении наддува. Процесс тепловыделения в малофорсированных двигателях 4Ч10,5/12 и 4ЧН12/14 без ограничения P_{max} характеризуется ярко выраженным пиком на кривой скорости выгорания топлива, соответствующему фазе объемного сгорания. В высокофорсированном двигателе типа 4Н12/12 при $P_k = 0.39$ МПа в виду необходимости ограничения P_{max} основная масса топлива сгорает при диффузионном сгорании, что связано с меньшим удельным объемом камеры сгорания, приходящимся на единицу массы топлива, сокращением периода задержки воспламенения из-за повышенных температуры и давления в камере сгорания (рис. 6).

Анализ кривых скорости выгорания топлива в двигателе ЧН12/12 при различных углах опережения впрыскивания топлива θ показывает его существенное влияние на характер выгорания топлива и величину максимального давления цикла (Рис. 7). При уменьшении θ с 40 град. ПКВ до 13 град. ПКВ уменьшается период задержки воспламенения, процесс сгорания переносится в фазу диффузионного сгорания, уменьшается максимальная скорость выгорания топлива с 0.0552 град⁻¹ до 0.0529 град⁻¹, максимум скорости выгорания смещается к концу сгорания, значительно, на 4 МПа, снижается максимальное давление цикла.

В четвертой главе представлены результаты расчетного исследования и оптимизации процессов в двигателе типа ЧН15/16 при увеличении уровня форсирования до $P_e = 2.0$ МПа при ограничении максимального давления $P_z < 14$ МПа и температуры газов перед турбиной $T_T < 1000$ К на двух режимах работы - номинальной мощности и максимального крутящего момента. Изложена методика оптимизации, выбор оптимизационных параметров. В качестве критерия оптимальности принят удельный эффективный расход топлива. Показана возможность уменьшения числа незасимых переменных исходя из ограничений $P_e = \text{Const}$ и P_z , в результате чего в качестве независимых переменных используются степень сжатия ϵ и коэффициент избытка воздуха α . Получены области режимов работы для номинальной мощности (Рис. 8) и максимального крутящего момента, которые имеют вид оврага. Минимум g_e располагается на границе области при достижении величины P_z допустимого уровня. Достижение точки расчетного оптимума связано с уменьшением степени сжатия до $\epsilon = 11.2 - 11.5$ при увеличении коэффициента избытка воздуха до $\alpha = 1.95 - 1.97$ на режиме номинальной мощности и $\epsilon = 11.2 - 11.5$ и $\alpha = 1.65 - 1.70$ на режиме максимального крутящего момента. Уменьшение ϵ ухудшает пусковые свойства двигателя, особенно в зимних условиях эксплуатации, а увеличение α обеспечивается увеличением давления наддува $P_k = 0.30 - 0.32$ МПа, что связано с подбором другого агрегата воздухообеспечения.

При каждом постоянном значении степени сжатия ϵ при соблюдении всех ограничений зависимость $g_e(\alpha)$ имеет ясно выраженный минимум, который достигается при определенном угле опережения впрыскивания топлива для каждого значения ϵ (Рис. 9). Характер изменения g_e при $\epsilon = \text{Const}$ объясняется следующим образом: при больших значениях P_k , связанных с большими коэффициентами избытка воздуха, выполнение условия $P_z = \text{Const}$ обеспечивается за

счет уменьшения угла опережения впрыскивания топлива θ , что приводит к сокращению периода задержки воспламенения τ_1 , переносу процесса сгорания на линию расширения и ухудшению экономичности. При малых значениях R_k , обусловленных небольшими значениями α , выполнение ограничений по P_z и P_e приводит к увеличению θ больше оптимального, τ_1 при этом значительно увеличивается, сгорание топлива характеризуется высокой скоростью, смещением максимума давления к ВМТ и ухудшением экономичности.

При увеличении уровня форсирования двигателя типа ЧН15/16 значительно увеличиваются показатели тепловой напряженности: критерий Костина возрастает с 6.02 до 9.2, средний эквивалентный коэффициент теплоотдачи увеличивается с 501 до 930 Вт/м²К. Увеличение количества теплоты, отводимой в стенки, при поддержании температур деталей ЦПГ на исходном уровне, требует увеличения расхода охлаждающей жидкости в 1.7 раза, и затрат мощности на привод агрегатов системы охлаждения на 58%. Возрастает энергия газов перед турбиной, увеличивается отношение R_k/P_t , которое становится больше 1 даже при наличии противодавления за турбиной $P_{то}=0.14$ МПа.

В пятой главе представлены результаты расчетного исследования влияния применения тепловой изоляции поверхностей КС и выпускного трубопровода на показатели рабочего процесса двигателя типа ЧН15/16 на режиме номинальной мощности. Исследовано 6 вариантов тепловой изоляции на уровне форсирования $P_e = 2.0$ МПа с двумя системами наддува - со свободным турбокомпрессором и с механическим приводом компрессора, при большом противодавлении за турбиной $P_{то} = 0.14$ МПа (Табл. 1).

Как следует из результатов расчетов наибольшие тепловые по-

Таблица 1

Температуры поверхностей камеры сгорания

Вар.	$T_{пор}$ К	$T_{гол}$ К	$T_{вл. кл}$ К	$T_{в. кл}$ К	$T_{гил}$ К
1	573	573	673	973	573-507
2	673	623	873	1073	623-543
3	873	773	1073	1173	723-623
4	923	823	1123	1173	823-673
5	973	873	1173	1173	873-723
6	1073	973	1173	1173	973-773

токи имеют место в варианте 1 с исходными температурами деталей. По мере увеличения температур деталей максимальная величина теплового потока уменьшается, но растет продолжительность подогрева свежего заряда, а максимум теплового потока смещается ближе к ВМТ (рис. 10). Количество теплоты, отведенной в стенки, в варианте 6 меньше почти в 3 раза, чем в исходном варианте, а по отдельным деталям уменьшение составляет: в поршень - 1.5 раза; головку - 1.5 раза. Теплоотдача в среднюю часть гильзы невелика, хотя ее температура достаточно низкая. Это связано с тем, что в процессе сгорания, когда температура смеси в цилиндре высокая, она перекрыта поршнем. Тепловая изоляция верхней части гильзы позволяет значительно уменьшить долю отведенной в нее теплоты - с 3.18 до 0.36%.

ЧТИКС приводит к увеличению доли теплоты, уносимой из цилиндра с выпускными газами, которая возрастает на 7%. Повышение температуры стенок КС при почти постоянном давлении газовой смеси в начале сжатия приводит к уменьшению ее плотности и, соответственно, к уменьшению коэффициента наполнения. Увеличение температуры газовой смеси в конце сжатия приводит при том же угле опережения впрыскивания топлива к сокращению периода задержки воспламенения, увеличению максимального давления цикла с 12.1 до 13.6 МПа (рис. 11).

Изменение среднего индикаторного давления при увеличении степени тепловой изоляции определяется изменением индикаторного КПД и коэффициента наполнения, вначале оно увеличивается за счет большего увеличения η_i , а затем уменьшается за счет большего уменьшения η_v . Температура газов перед турбиной увеличивается 100 К, что связано именно с уменьшением теплоотдачи и большему количеству теплоты, попадающему в выпускную систему (рис. 12). Рост энтальпии газа вызывает увеличение мощности турбины, несмотря на уменьшение расхода газа. В схеме со свободным ТК при постоянных P_k и $P_{то}$ давление перед турбиной уменьшается, что обеспечивает увеличение P_k/P_t и улучшает процессы газообмена. В двигателе с механической связью мощность турбины увеличивается на 9%. Сравнение двух схем наддува при ЧТИКС показывает, что на всех исследованных режимах различие в величине суммарного индикаторного КПД не превышает 1%. Для большинства режимов схема со свободным ТК имеет небольшое преимущество за счет увеличения P_k/P_t .

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель расчета действительных процессов в многоцилиндровом комбинированном двигателе внутреннего сгорания, отражающая протекание процессов в каждом цилиндре двигателя с учетом их подключения к впускным и выпускным трубопроводам и порядка их работы, движение рабочего тела по разветвленным трубопроводам газовоздушного тракта, включая перепускные и рециркуляционные каналы и дополнительные камеры сгорания. Математическая модель позволяет проводить анализ разнообразных схем наддува четырехтактных и двухтактных двигателей с неразделенными и разделенными камерами сгорания, работающих на различных видах топлива, согласование режимов работы поршневой части и агрегатов воздухообеспечения, а также использоваться для определения оптимальных конструкционных и термодинамических параметров двигателей.
2. Разработанная математическая модель может рассматриваться как основа для моделирования процессов в развернутых тепловых двигателях, включающая модули с описанием достаточно большого числа процессов и систем, составляющих современный тепловой двигатель и позволяющая без особых сложностей осуществлять расширение возможностей расчетной модели за счет подключения новых модулей или замены на модули с более полным и точным описанием процессов в системах модернизируемых двигателей.
3. На основе анализа обратимых термодинамических циклов комбинированных двигателей с переменной теплоемкостью определены пределы изменения основных параметров двигателей при увеличении уровня форсирования и применения тепловой изоляции поверхностей. Определено влияние степени сжатия, количества и состава смеси на термодинамическую эффективность цикла. Установлено, что получение максимальной эффективности цикла при ограничении максимального давления достигается за счет подвода теплоты по характеристике, имеющей максимум в конце процесса подвода теплоты.
4. Создана экспериментальная установка и разработаны схемы измерения нестационарных параметров потока газов в выпускных системах комбинированных двигателей, а также локальных нестационарных потоков теплоты в камере сгорания быстроходного дизеля с последующей обработкой экспериментальных данных на ЭВМ.
5. Получены экспериментальные данные в двигателях с тепловой изоляцией и с высоким уровнем форсирования, в результате обработки которых определены граничные условия по теплообмену и

тепловыделению, протеканию тепловых потоков на поверхностях камеры сгорания в зависимости от режима работы двигателя и уровня тепловой изоляции.

6. Использование математической модели при анализе процессов в двигателе типа ЧН15/16 с большим противодавлением за турбиной при увеличении уровня его форсирования до $P_e = 2,0$ МПа при ограничении максимального давления до 14 МПа и температуры газов перед турбиной до 1050 К совместно с разработанным методом оптимизации позволило установить принципиальную возможность увеличения уровня форсирования при таких ограничениях, а также определить величину давления наддува, значения степени сжатия в цилиндре, допустимое значение коэффициента избытка воздуха и характеристики процесса тепловыделения, обеспечивающие на этом уровне форсирования получение минимального расхода топлива.

7. Применение тепловой изоляции поверхностей камеры сгорания и выпускного тракта форсированного двигателя типа ЧН15/16 с высоким противодавлением за турбиной позволяет при соответствующей организации процессов повысить экономичность на 6-8%, при уменьшении количества теплоты, отведенной в стенки КС цилиндра в 2-3 раза, что обеспечивает снижение габаритов и массы теплообменников и затрат мощности на привод агрегатов системы охлаждения, за счет чего возможно дополнительное уменьшение расхода топлива на 2,5-5 %.

8. Применение тепловой изоляции деталей камеры сгорания и выпускного тракта комбинированного двигателя приводит к значительным увеличениям температур рабочего тела (свыше 100-200 К) в характерные моменты цикла в цилиндре и в выпускном трубопроводе перед турбиной, а анализ цикла двигателя с двумя схемами наддува при наличии высокого противодавления за турбиной показывает, что с увеличением тепловой изоляции схема с механической связью турбины и компрессора с коленчатым валом не имеет преимуществ перед схемой со свободным турбокомпрессором по расходу топлива, и выбор той или иной схемы наддува должен решаться исходя из условий эксплуатации.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Ивин В. И., Лапушкин Н. А. Определение коэффициента теплоотдачи в стенки выпускного трубопровода КДВС энтальпийным методом/ М.: МВТУ им. Баумана, Тез. докл. "Всесоюзной школы-семинара

"Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок" Нарва 2-9 мая 1985 г. - 1985. - С 96.

2. Ивин В. И., Лапушкин Н. А. Математическое моделирование процессов комбинированного двигателя с частичной тепловой изоляцией// Изв. вузов, Машиностроение. - 1987. - № 5. - С 44-49.

3. Лапушкин Н. А. Термодинамический анализ обратимого цикла высокофорсированного двигателя//М.: Труды МВТУ им. Баумана. - 1987. - № 496. - С 20-27.

4. Лапушкин Н. А. Повышение уровня форсирования транспортного дизеля при ограничении максимального давления цикла/М.: МВТУ им. Баумана, Тез. докл. "Всесоюзной школы семинара "Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок" Волгоград 14-22 мая 1987 г. - 1987. - С 121.

5. Ивин В. И., Лапушкин Н. А. Результаты расчетного исследования форсированного дизеля с частичной тепловой изоляцией камеры сгорания// М.: ЦНИИЭИТЯЖМАШ. - 1988. - Серия 4 "Двигатели внутреннего сгорания". - Вып. 2. - С 1-6.

6. Лапушкин Н. А. Математическая модель действительных процессов комбинированного двигателя внутреннего сгорания/М.: МВТУ им. Баумана, Тез. докл. "Всесоюзной школы семинара "Современные проблемы газодинамики и теплообмена и пути повышения эффективности энергетических установок" Канев 9-19 мая 1989 г. - 1989. - С 134.

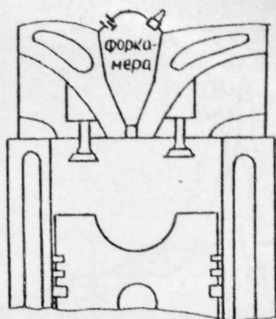
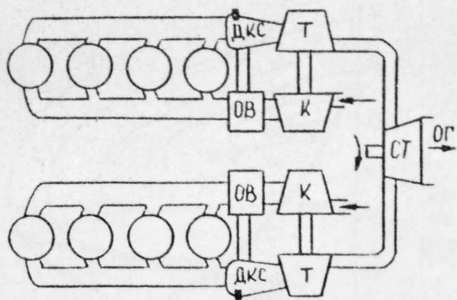


Рис. 1 Расчетная модель двигателя

Рис. 2 Расчетная модель цилиндра

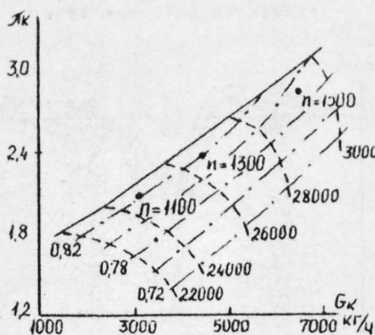


Рис.3 Внешняя характеристика двигателя 6ЧН21/21

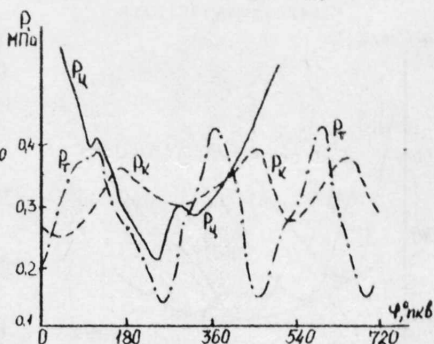


Рис. 4 Диаграммы давлений в двигателе ЧН15/16

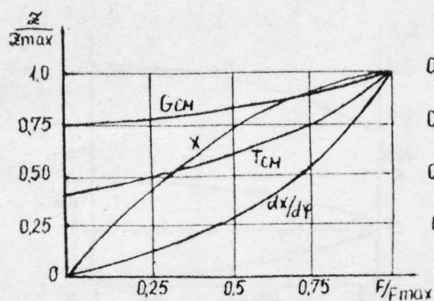


Рис. 5 Подвод теплоты в ОТС
двигателя типа ЧН12/12

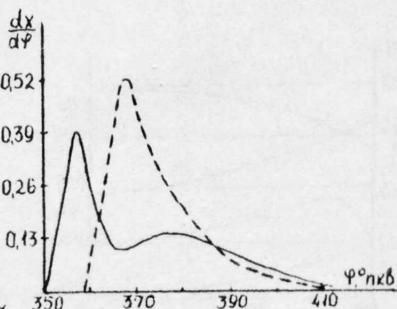


Рис. 6 Скорости выгорания в
в дизелях 4ЧН10.5/12
и 4ЧН12/12

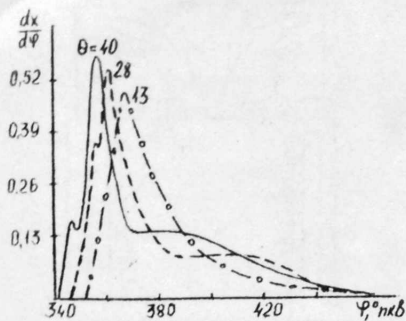


Рис. 7 Скорости выгорания топлива в двигателе ЧН12/12

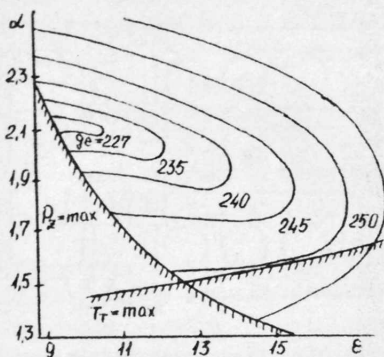


Рис. 8 Поле характеристик дизеля ЧН15/16 при $N_{ном}$

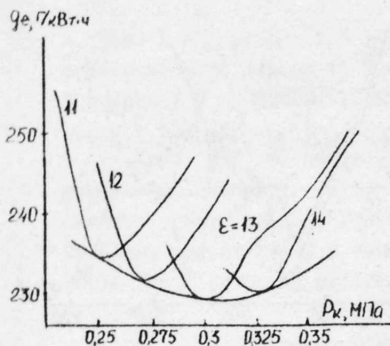


Рис. 9 Поле характеристик дизеля ЧН15/16 при $N_{ном}$

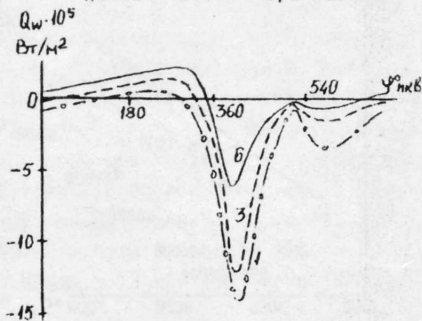


Рис. 10 Суммарные тепловые потоки в КС дизеля ЧН15/16

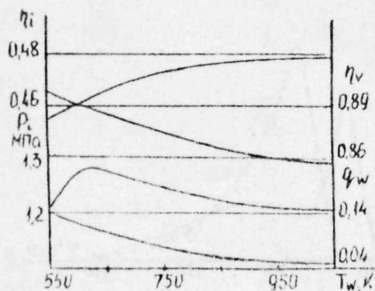


Рис. 11 Показатели дизеля ЧН15/16 с ЧТИКС

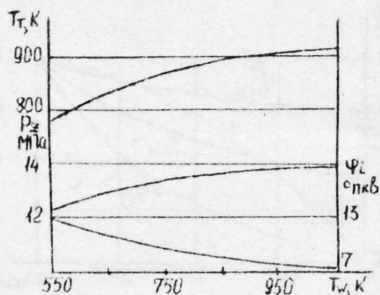


Рис. 12 Показатели дизеля ЧН15/16 с ЧТИКС