

На правах рукописи



МАШКОВ ОЛЕГ ГРИГОРЬЕВИЧ

**ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ЦИКЛА  
КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ  
ПРИМЕНИТЕЛЬНО К РЕЖИМАМ ПОЛНЫХ НАГРУЗОК**  
(для целей предпроектных, проектных и доводочных работ)

Специальность 05.04.02 –«Тепловые двигатели»

**А В Т О Р Е Ф Е Р А Т**  
диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Челябинск - 2017

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» и акционерном обществе «Специальное конструкторское бюро «Турбина»,

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор,  
заслуженный деятель науки РФ  
Шароглазов Борис Александрович.

Официальные оппоненты: Гарипов Марат Данилович, доктор технических наук, доцент ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», доцент;

Мурзин Владимир Станиславович, кандидат технических наук, заместитель главного конструктора по испытаниям ООО «Уральский дизель-моторный завод».

Ведущее предприятие – Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург.

Защита состоится «28» июня 2017 г. в 13:00 на заседании диссертационного совета Д212.298.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001 гл. корп.

Тел/факс: (351) 267-91-23. E-mail: D212.98.09@mail.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГАОУ ВО "Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» и на сайте <http://susu.ru/>.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять по указанному адресу на имя учёного секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан « \_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2017 г.

Учёный секретарь  
Диссертационного совета  
Доктор технических наук, профессор

Е.А. Лазарев

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы исследования.** На сегодняшний день основным источником механической энергии на транспортных энергетических установках остаётся поршневой двигатель внутреннего сгорания (ПДВС). Благодаря малой массе, габаритам, высокой надёжности и КПД это качество сохранится за ним на долгую перспективу. Растущий интерес к повышению удельной мощности ПДВС требует дальнейшего совершенствования их агрегатов и систем.

Решение этой задачи связано с совершенствованием методов расчётного моделирования, использование которых на стадии предпроектных и проектных работ позволило бы снизить объём и затраты на последующие экспериментальные работы по доводке машин и их агрегатов.

**Степень разработанности темы.** История развития тепловых машин связана с разработкой методов моделирования и расчётов параметров и процессов в них протекающих. Это в полной мере относится и к созданию комбинированных энергетических установок (КЭУ) (в частности, создаваемых на базе ПДВС). С развитием и широким использованием в инженерной практике ЭВМ, моделированию процессов, протекающих в ПДВС, придаётся все большее внимание. Исследованиями в данной области в разные периоды занимались: И.И. Вибе, Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, Е.А. Лазарев, Л.К. Зайцев, Д.А. Портнов, С.Р. Лейдерман, Н.Г. Дьяченко, П.В. Иванов, В.А. Ванштейн, А.С. Кулешов, Ю.М. Фадеев, А.А. Черноусов, В.Н. Каминский, Р.В. Каминский, О. Varner, R.V. Basshuysen, F. Schafer, H. Hiereth, P. Prenninger и другие.

Анализ литературных источников позволяет отметить, что методы численного моделирования процессов в КЭУ известны, каждый из них обладает определенными недостатками. К наиболее общим из недостатков следует отнести невозможность численного выявления таких параметров как максимальное давление и температура сгорания, скорость нарастания давления в цилиндре и др., применительно к различным условиям эксплуатации двигателя (на разных частотах вращения) при работе с полной нагрузкой. В частности, в нашей стране широко известны программные продукты (ПП) по моделированию процессов и рабочего цикла ПДВС, разработанные в МГТУ имени Н.Э. Баумана, МАДИ, ЦНИДИ, ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ» (НИУ), а также ПП иностранных компаний: AVL-Boost (Австрия); Engine Analyzer Pro (США); Lotus Engineering Software (Англия) и др. Главным недостатком ПП иностранного производства является недоступность к решаемой математической модели двигателя для отечественного разработчика, что снижает доверие к результатам расчётов, а переход (в масштабах организаций) к использованию ПП иностранных компаний может привести к снижению кадрового потенциала и возникновению зависимости потребителей ПП от зарубежных поставщиков программного обеспечения и средств исследований.

Таким образом, тема исследования, посвящённая созданию метода численного моделирования рабочего цикла и параметров, характеризующих работу комбинированной энергетической установки (КЭУ) при работе на режимах полных нагрузок (внешняя скоростная характеристика, безрегуляторная ветвь) **актуальна**.

**Цель исследования:** на базе анализа условий и особенностей протекания рабочего цикла при работе комбинированной энергетической установки на режимах

полных нагрузок (внешняя скоростная характеристика, безрегуляторная ветвь) сформировать модель расчёта параметров и показателей таких энергетических установок (и соответствующий инструментарий) для их расчётной оценки на стадиях предпроектных, проектных и доводочных работ.

Достижение поставленной цели связано с решением следующих **задач**:

1. На базе уравнений термодинамического состояния газов, механики, положений теории двигателей внутреннего сгорания, обобщения литературных и собственных материалов соискателя по исследованию процессов в ПДВС и их агрегатах сформировать модель численной оценки параметров КЭУ применительно к её использованию на режимах работы по внешней скоростной характеристике.

2. На основе сформированной модели разработать программное обеспечение, и соответствующие программные продукты по автоматизированному выбору исходных данных и последующему расчётному определению параметров и показателей цикла КЭУ.

3. На базе разработанного комплексного инструментария исследования (модель, ПП), показать практическое применение его в расчётной работе и действенность для решения задач численного моделирования параметров комбинированной энергетической установки;

4. На основе расчётно-теоретических и экспериментальных исследований предложить рекомендации по улучшению параметров и показателей работы систем и агрегатов комбинированных энергетических установок, используемых на реальных машинах.

#### **Научная новизна:**

1. Предложен расчётно-аналитический инструментарий выявления численных значений параметров ( $p$ ,  $T$ ,  $v$ ,  $x$ ,  $k$ ,  $\psi(\alpha)$ ,  $\sigma(\alpha)$  и др.; расшифровка символов приведена далее по тексту) и показателей ( $L_i$ ,  $p_i$ ,  $\eta_i$ ,  $g_i$ ,  $P_{\text{макс}}$ ,  $T_{\text{макс}}$  и др.) цикла применительно к условиям использования комбинированной энергетической установки на режимах внешней скоростной характеристики. Инструментарий позволяет численные значения параметров и показателей рабочего цикла (и установки в целом) представить в функции частоты вращения коленчатого вала ПДВС.

2. Предложенный метод определения параметров и показателей РЦ комбинированной ЭУ позволяет уже на стадии предпроектных исследований сформулировать требования, которым должны удовлетворять характеристики компрессора и турбины наддувочного агрегата в условиях работы КЭУ на режимах полных нагрузок ( в частности, в условиях работы по безрегуляторной ветви ВСХ).

3. Создан уникальный стенд для проведения безмоторных испытаний и исследований агрегатов наддува с автоматизированной регистрацией всех характеризующих режим работы параметров. Система регистрации экспериментальных данных и соответствующий разработанный программный продукт позволяет выполнять графическое отображение исследуемых параметров в реальном режиме времени.

#### **Теоретическое и практическое значение работы:**

1. Разработаны модель и метод компьютерного прогнозирования параметров КЭУ применительно к условиям её использования на режимах полных нагрузок (в частности, режимы работы по безрегуляторной ветви внешней скоростной характеристики). При моделировании параметров КЭУ метод учитывает особенности меха-

нических, термодинамических и газодинамических процессов, протекающих в агрегатах.

2. Сформированная модель расчёта параметров и показателей цикла КЭУ применительно к условиям использования её (КЭУ) на режимах полных нагрузок (безрегуляторная ветвь ВСХ) и соответствующие ПП позволяют дать численную оценку показателям КЭУ уже на стадиях проектных и предпроектных разработок ускорить и удешевить процесс разработки и доводки комбинированных энергетических установок на безпоршневых ДВС.

**Методология и методы исследования.** Численное моделирование рабочего цикла и параметров, характеризующих КЭУ в условиях её работы на режимах внешней скоростной характеристики в сопоставлении с соответствующими результатами моторных и безмоторных экспериментальных исследований.

**Объект исследования.** Термодинамические, газодинамические и механические процессы в агрегатах комбинированной энергетической установки в условиях её использования на режимах полных нагрузок (безрегуляторная ветвь внешней скоростной характеристики).

**Предмет исследования.** Параметры и показатели рабочего цикла комбинированной энергетической установки (форсированной газотурбинным наддувом по среднему эффективному давлению ПДВС) в условиях её работы на режимах полных нагрузок.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Комплексная модель и методология машинной оценки параметров и показателей рабочего цикла комбинированной энергетической установки при работе на режимах полных нагрузок (внешняя скоростная характеристика, безрегуляторная ветвь).

2. Математические модели, программные продукты и результаты моделирования рабочего цикла КЭУ и параметров характеризующих её работу.

3. Способ прогнозирования согласованности характеристик агрегатов наддува с ПДВС при их совместной работе в составе КЭУ.

**Степень достоверности** научных положений работы обеспечена применением фундаментальных законов термодинамики, механики и газодинамики; удовлетворительной сходимостью результатов моделирования с результатами экспериментальных исследований.

**Апробация результатов** работы. Основные материалы диссертации докладывались и обсуждались на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава ЧГАА (г. Челябинск, 2012-2016 г.г.); международной научно-практической конференции (г. Протвино, 2015 г.); научно-технических конференций профессорско-преподавательского состава ЮУрГУ (г. Челябинск, 2012 – 2016 г.); международной научно-технической конференции "Пром-Инжиниринг" ICIE-2015 (г. Челябинск, 2015г.).

Диссертационная работа одобрена на научных семинарах кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета.

**Реализация.** Результаты диссертационной работы используются в АО СКБ «Турбина» при создании и модернизации агрегатов наддува, в ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» при согласовании совместной работы агрегатов наддува с ПДВС и доводке рабочего цикла опытных дизелей типа 2В, используются так же в учебном

процессе кафедры «ДВС и электронные системы автомобилей» при подготовке специалистов.

**Публикации.** Основные положения диссертации изложены в 10 работах: три в изданиях, предусмотренных Перечнем ВАК; одна – в изданиях входящих в базы данных Scopus/Web of Science; зарегистрировано 5 программных продуктов, один патент на полезную модель.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав основного текста и выводов, списка литературы из 100 наименований и приложений. Общий объем диссертации 136 стр., имеется 25 рисунков, 13 таблиц.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Введение:** обоснована актуальность темы диссертационной работы, дана общая характеристика цели и задач диссертационного исследования. Отмечается важность использования численного метода моделирования параметров работы комбинированной энергетической установки на стадиях предпроектных, проектных и доводочных работ.

**В первой главе** рассматривается история развития наддувных поршневых тепловых двигателей. Дается общая характеристика проблем согласования совместной работы агрегата наддува и ПДВС на режимах полных нагрузок с учётом назначения двигателя. Описано влияние параметров агрегата наддува на параметры рабочего цикла ПДВС. Рассмотрены конструктивные мероприятия, связанные с улучшением характеристик и агрегатов наддува и ПДВС, достижением требуемых значений коэффициента приспособляемости  $K_m$  для двигателей транспортного назначения. Указана важность использования расчётно-теоретических моделей на стадиях предпроектных, проектных и доводочных работ. Сформулированы цель и задачи исследования.

**Вторая глава** посвящена разработке метода синтеза аналитических моделей работы агрегатов и систем наддувной ЭУ, образующих в совокупности модель комбинированной энергетической установки.

В основе каждого программного продукта, назначенного для использования при создании (или совершенствовании) энергетических установок, лежит аналитический инструментарий (совокупность математических моделей, средств, описывающих характер протекания соответствующих процессов), и алгоритмический, определяющий порядок и условия пользования соответствующими «инструментами» (формулами, аналитическими соотношениями) для целей решения интересующей исследователя задачи. В частности, для поставленной цели рассматриваемой в статье задачи важным является аналитическое описание процессов (и их взаимосвязи), протекающих в агрегатах (цилиндре ПДВС, компрессоре, турбине, впускных и выпускных трубопроводах) газотурбинной энергетической установки в условиях её работы на полных нагрузках. Имеются в виду установившиеся режимы работы КЭУ по безрегуляторной ветви внешней скоростной характеристики (ВСХ).

Применительно к названным условиям процессы, протекающие в каждом из агрегатов, составляющих КЭУ, связаны и взаимообусловлены. Ибо рабочее тело (РТ) после сжатия в компрессоре подаётся в ПДВС, из ПДВС (в уже изменённом

качестве по химическому составу и параметрам состояния) – в турбину. Турбина большую часть энергии выпускаемых газов передаёт компрессору.

Названной совокупностью процессов, условиями их протекания в каждом из агрегатов комбинированной установки, определяется качество реализуемого в ней рабочего цикла.

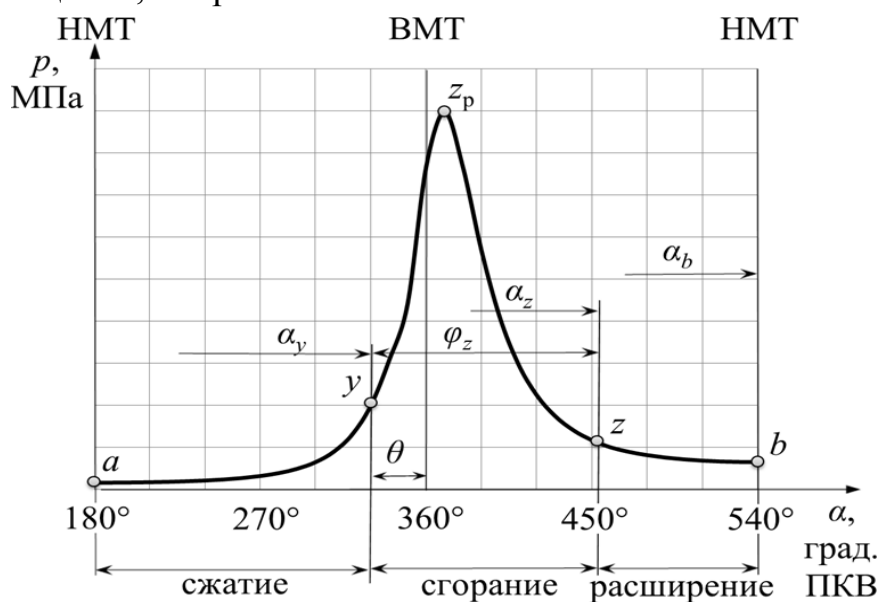
Условия и характер изменения параметров, свойственных циклу КЭУ, отображаются приводимой системой уравнений. Предлагаемая система описывает особенности изменения текущих параметров состояния РТ (давления, температуры, объёма и др.) с учётом воздействия на них имеющих при реализации цикла теплофизических, механических и газодинамических обстоятельств.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 p = p_a \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_1} \cdot \zeta_1 + \left[ \frac{2q_z(x_j - x_{j-1}) + p_{j-1}(K_{j-(j-1)}v_{j-1} - v_j)}{K_{j-(j-1)}v_j - v_{j-1}} \right] \cdot \zeta_2 + \\
 + p_z \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha)}{\psi(\alpha_b)} \right]^{n_2} \cdot \zeta_3; \quad (1) \\
 T = T_a \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_1-1} \cdot \zeta_1 + \left[ \frac{T_y}{p_y \cdot v_y} \cdot \frac{p_j \cdot v_j}{\beta_j} \right] \cdot \zeta_2 + T_z \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha)}{\psi(\alpha_b)} \right]^{n_2-1} \cdot \zeta_3; \quad (2) \\
 \psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma(\alpha) \quad (3) \\
 \sigma(\alpha) = 1 + \frac{1}{\lambda} - \left( \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right); \quad (4) \\
 x = 1 - \exp \left[ -6,908 \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right]; \quad (5) \\
 v = \frac{v_a}{\varepsilon} \cdot \left( 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma(\alpha) \right); \quad (6) \\
 q_z = \frac{\xi \cdot H_u}{\alpha_c \cdot L_0 (1 + \gamma)} \cdot x; \quad (7) \\
 K = \frac{k + 1}{k - 1}; \\
 k = 1,259 - \frac{76,7}{T} - \left( 0,005 - \frac{0,0372}{\alpha_c} \right) \cdot x. \quad (8)
 \end{array} \right.$$

В записанной системе:  $p$ ,  $T$ ,  $v$  – текущие параметры состояния РТ в цилиндре поршневой машины (соответственно давление, МПа; температура, К;

удельный объем РТ, м<sup>3</sup>/кг);  $\psi(\alpha)$ ,  $\sigma(\alpha)$  – текущие значения кинематических функций изменения объема РТ и хода поршня соответственно (в них  $\alpha$  – текущее значение угла поворота коленчатого вала – ПКВ, град.);  $x$  – текущее значение доли выгоревшего топлива (определяется значением угла ПКВ  $\varphi$ , отсчитываемого от начала горения, точка  $y$ ; продолжительностью сгорания  $\varphi_z = \alpha_z - \alpha_y$ ; а также параметром  $m$  – показателем характера сгорания);  $\beta$  – действительный коэффициент молекулярного изменения;  $k$  – отношение теплоемкостей РТ (определяется с учётом доли  $x$  и численного значения  $\alpha_c$  – коэффициента избытка воздуха);  $n_1$  и  $n_2$  – показатель политропы сжатия и расширения РТ соответственно;  $L_0^{\lambda}$  – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания одного кг топлива;  $H_u$  – низшая теплотворная способность топлива, МДж/кг;  $\gamma$  – коэффициент остаточных газов;  $K$  – фактор теплоёмкости (характеризует изменение качественного состава РТ).

Индексы при символах параметров указывают на их (параметров) отношение к характерным ( $a$ ,  $y$ ,  $z$ ) или текущим (при сгорании –  $j$ ) точкам процессов цикла, см. рис. 1.



Системой описывается изменение параметров РТ в течение каждого из процессов цикла, протекающих в цилиндре ПДВС. Включение в механизм вычислений с изменением  $\alpha$  определённого компонента уравнений обеспечивается системой ступенчатых функций, Хевисайда, численные значения которых определяются приводимым правилом:

Рис. 1 – Схема расположения характерных точек на индикаторной диаграмме цикла

$$\zeta_1 = \begin{cases} 1, & 180 \leq \alpha \leq \alpha_y; \\ 0, & \alpha_y \leq \alpha \leq \alpha_z; \\ 0, & \alpha_z \leq \alpha \leq 540. \end{cases} \quad \zeta_2 = \begin{cases} 0, & 180 \leq \alpha \leq \alpha_y; \\ 1, & \alpha_y \leq \alpha \leq \alpha_z; \\ 0, & \alpha_z \leq \alpha \leq 540. \end{cases} \quad \zeta_3 = \begin{cases} 0, & 180 \leq \alpha \leq \alpha_y; \\ 0, & \alpha_y \leq \alpha \leq \alpha_z; \\ 1, & \alpha_z \leq \alpha \leq 540. \end{cases} \quad (9)$$

Единственность и степень достоверности решения системы (применительно к рассматриваемому режиму работы установки) определяется численными значениями начальных условий, к которым следует отнести значения параметров (прежде всего параметров состояния РТ) в момент, соответствующий  $\alpha = \alpha_a = 180$  град ПКВ. Для него  $p = p_a$ ;  $T = T_a$ ;  $v = v_a$ ;  $\psi(\alpha) = \psi(\alpha_a)$ ;  $\sigma(\alpha) = \sigma(\alpha_a)$ .

Вместе с начальными значениями термодинамических параметров состояния РТ должны учитываться численные значения некоторых конструктивных



параметров предполагаемой конструкции дизеля (и установки в целом). В частности, таких, как  $\varepsilon$  – геометрическая степень сжатия,  $\lambda$  – отношение радиуса кривошипа ( $r$ ) к длине шатуна ( $\ell_{ш}$ ), конструктивные особенности впускной и выпускной систем, камеры сгорания (КС), наддувочного агрегата и др. В настоящее время накоплен (и, в значительной мере, обобщён) большой объём статистического материала, который может быть использован в схемах выбора и корректировки численных значений исходных (начальных) параметров с учётом названных обстоятельств. Иными словами – выбор исходных данных отчасти может быть автоматизирован. Некоторые возможности такого решения реально (статистически) существуют и автором учитывались при разработке ПП.

Как правило, проектирование машины (транспортной, тяговой) начинается с её тягового расчёта, результаты которого являются основанием для формирования требований к параметрам энергетической установки транспортного (тягового) средства. К таким параметрам прежде всего следует отнести значение эффективной мощности  $N_{ен}$  (или среднего эффективного давления  $p_{ен}$ ), относящихся к номинальному режиму работы, а также коэффициенты приспособляемости к нагрузке  $K_m = p_{ем}/p_{ен}$  и по частоте вращения  $K_n = n_n/n_m$ . Исходя из вышесказанного можно сказать, что из тяговой характеристики машины вытекают требования к энергетической установке и, в первую очередь, к её параметрам в условиях работы на режимах полных нагрузок, соответствующих использованию ЭУ в диапазоне частот вращения с максимальными значениями мощности (как правило, соответствующей  $N_{ен}$ ) и крутящего момента ( $M_{макс}$ ).

Указанные обстоятельства всегда находят отражение в заданиях Заказчика на проектирование (создание или доводку) ЭУ. И, таким образом, выбор исходных данных для выполнения соответствующих расчётов энергетической установки всегда связан с аналогом.

Многие из исходных параметров, необходимых для выполнения расчётов создаваемой ЭУ, взаимообусловлены.

Например, степень форсирования  $\lambda_n$  вновь создаваемой (или совершенствуемой) ЭУ (КЭУ) определяется соотношением:

$$\lambda_n = \frac{N_{ен}}{N_e} = \frac{p_{ен}}{p_e}, \quad (10)$$

в котором  $N_{ен}$ ,  $p_{ен}$  – мощность и среднее эффективное давление наддувного двигателя;  $N_e$ ,  $p_e$  – мощность и среднее эффективное давление безнаддувного двигателя.

Существует статистическая связь  $\lambda_n$  с важнейшим показателем работы компрессора агрегата наддува, связь показана соотношением, предложенным автором:

$$\lambda_n = \rho_n \cdot (1,5 - 0,0002 \cdot n) \cdot 0,956 - 0,758, \quad (11)$$

в котором  $\rho_n$  – плотность наддувочного воздуха,  $\text{кг/м}^3$ ;  $n$  – частота вращения коленчатого вала дизеля.

Таким образом, исходя из (10), (11) и полагая что плотность наддувочного воздуха связана с давлением и температурой наддува ( $\rho_n = p_k^*/R \cdot T_k^*$ ), определяется степень повышения давления РТ в компрессоре  $\pi_k^* = p_k^*/p_0^*$  и, соответственно,  $p_k^*$ ,  $T_k^*$  и численные значения термодинамических параметров состояния РТ в точке  $a$  индикаторной диаграммы (см. рис. 1)  $p_a$ ,  $T_a$ ,  $v_a$  (см. уравнения (1), (2), (6) записанной системы).

В работе показана особенность выбора исходных данных для решения предложенной системы уравнений. Например, результаты статистической обработки материалов исследований показывают, что численное значение параметра  $\alpha_c$  существенно влияет на  $T_a$ ,  $T_r$ ,  $T_t$  (температура рабочего тела в конце впуска, температура остаточных газов и температура рабочего тела на входе в турбину соответственно), и на продолжительность сгорания  $\varphi_z$ .

В частности, для  $T_t$  статистически справедливо, по данным Б.А. Шароглазова:

$$T_t = 1,03 \dots 1,05 \cdot (a \cdot \alpha_c^b + c), \quad (12)$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – эмпирические коэффициенты.

Продолжительность горения (в град. ПКВ см. (5) может быть оценена соотношением, по данным Б.А. Шароглазова:

$$\varphi_z = 1,25 \cdot (132 \alpha_c^{-1,36} + 20),$$

а показатель характера сгорания  $m$ , его численное значение (для дизелей), определяется взаимосвязью, предложенной Р.М. Петриченко:

$$\varphi_z^m = [1,09 \cdot (1 + m)]^{5,12}.$$

Для оценки коэффициента эффективности сгорания  $\xi$  в (7) может быть использовано эмпирическое соотношение, предложенное Е.А. Лазаревым:

$$\xi = 1 - 2,38 \cdot \frac{\varphi_z}{n \cdot \alpha_c},$$

в котором  $n$  – частота вращения коленчатого вала дизеля. Применительно к условиям работы на установившихся режимах при оценке численных значений исходных параметров необходимо учитывать равенство мощностей турбины и компрессора ( $N_t = N_k$ ). Из этого условия вытекает соотношение:

$$\pi_k^* \frac{k_B - 1}{k_B} = 1 + \beta \cdot \tau \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_t^*} \right) \right]^{\frac{k_T - 1}{k_T}}, \quad (13)$$

в котором  $\pi_k^*$  – степень повышения давления и  $\pi_t^*$  – степень понижения давления в турбине определяются по параметрам торможения;  $k_B$  – показатель адиабаты воздуха;  $k_T$  – показатель адиабаты выпускных газов;  $\beta$  – параметр, определяемый теплофизическими свойствами свежего заряда и выпускных газов:

$$\beta = \frac{k_T}{k_T - 1} \cdot \frac{k_B - 1}{k_B} \cdot \frac{R_T}{R_B};$$

$\tau$  – параметр, характеризующий нагрузку на дизель:

$$\tau = \eta_{\text{ГТН}} \cdot \left( 1 + \frac{1}{\alpha_c \cdot L_0 \cdot \varphi} \right) \cdot \frac{T_r}{T_0},$$

$\varphi$  – коэффициент продувки;  $\eta_{\text{ГТН}}$  – коэффициент полезного действия газотурбинного нагнетателя.

Температуры рабочих тел связанные с решением записанного (13), подаются предварительной численной оценке. Например, для определения  $k_b$  можно использовать уравнение (8) в записанной системе, положив в нем  $x=0$ , а  $T = (T_0 + T_k)/2$ . Оно же может быть применено для вычисления  $k_r$  при условии  $x=1$  и  $T$ , определённой по (12).

Численная оценка каждого из параметров, входящего в номенклатуру исходных данных (и начальных условий), определяющих реализацию РЦ и последующее решение рассматриваемой системы уравнений, позволяет выявить характер протекания параметров состояния РТ (в частности  $p$ ,  $T$ ,  $v$ ) в функции  $\alpha$ . И это даёт основания (на стадии предпроектных и проектных работ) для численной оценки основных конструктивных параметров (диаметра цилиндра, хода поршня др., если такая задача ставится) и показателей работы ЭУ применительно к условиям рассчитываемого режима. В частности, расчётом определяются индикаторные показатели (КПД и удельный расход топлива,  $\eta_i$  и  $g_i$  соответственно), эффективный КПД  $\eta_e$  и среднее эффективное давление  $p_e$ ; максимальное давление  $p_{\text{макс}}$  и максимальная температура  $T_{\text{макс}}$ ; массовые расходы газа через турбину и компрессор ( $G_r$ ,  $G_b$ ) и уточняются значения  $\pi_k$  и  $\pi_r$ .

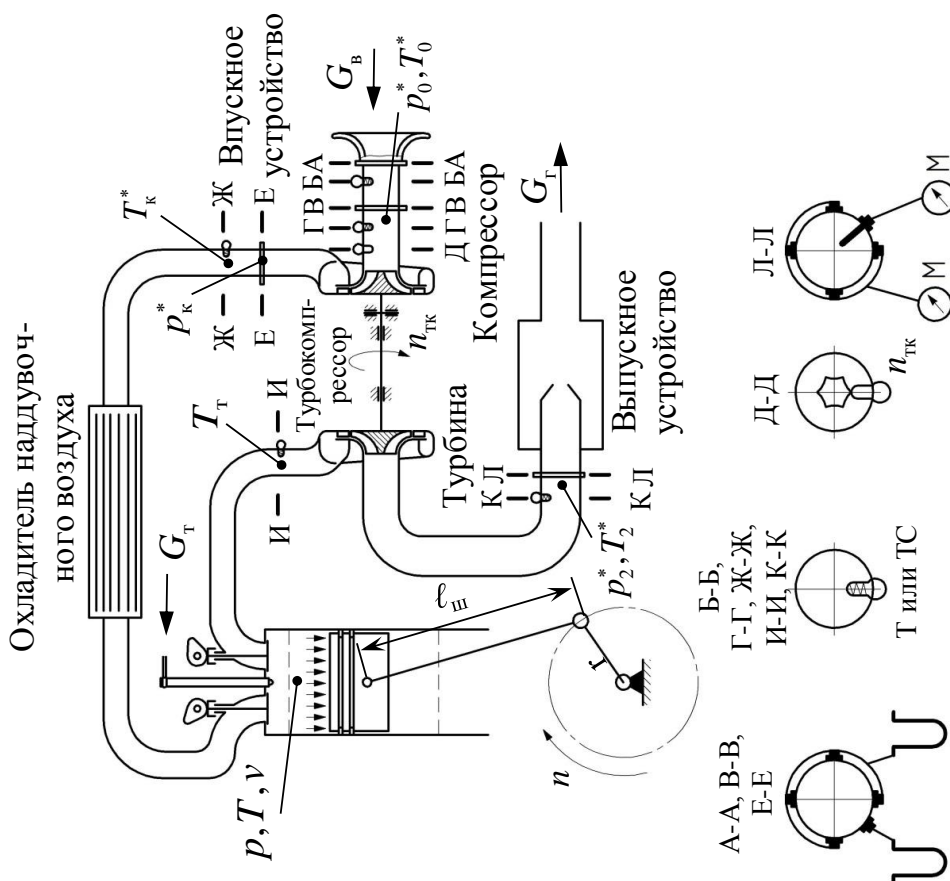
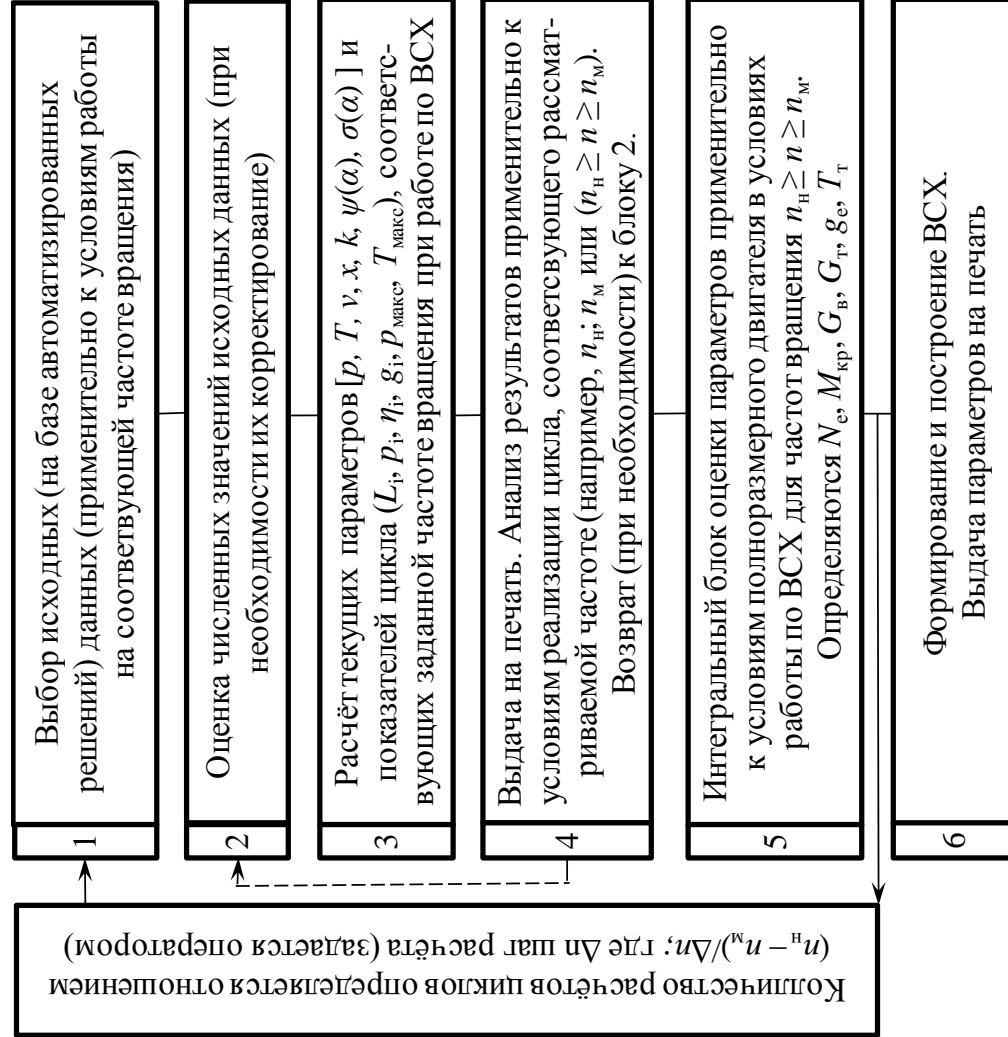
Исходным при моделировании параметров и показателей рабочего цикла комбинированной энергетической установки применительно к условиям её использования на режимах работы с полной нагрузкой в интервале частот вращения  $n_m \leq n \leq n_n$  является режим номинальной нагрузки. Шаг расчёта по частоте вращения определяется исследователем, исходя из целей решаемых задач.

**Третья глава.** Для проверки работоспособности предложенного инструментария моделирования использовались результаты моторных и безмоторных испытаний КЭУ (режим работы по безрегуляторной ветви ВСХ) и компрессора в составе газотурбинного нагнетателя (ГТН) (так же применительно к условиям работы по ВСХ).

Схема моторной установки для получения экспериментального материала и общая последовательность численной оценки исходных данных при расчёте иллюстрируется рисунками 2а), 2б).

При получении экспериментального материала моторным исследованиям предшествовала серия безмоторных испытаний (в частности, ГТН и ступени компрессора) на режимах близких к условиям работы КЭУ по ВСХ.

На рисунках 3а) и 3б) приведено сопоставление результатов расчётных и экспериментальных исследований, относящихся к режимам работы КЭУ с полной нагрузкой (режим номинальной нагрузки и максимального крутящего момента).



а)

б)

Рис. 2. Принципиальная схема экспериментальной установки а), где: ТС — термометр сопротивления; Т — термоэлектрический преобразователь; ПД — преобразователь давления; М — манометр; ■ — отбор давления; б) порядок (последовательность) определения интегральных показателей полноразмерной ЭУ по результатам расчёта циклов, от-

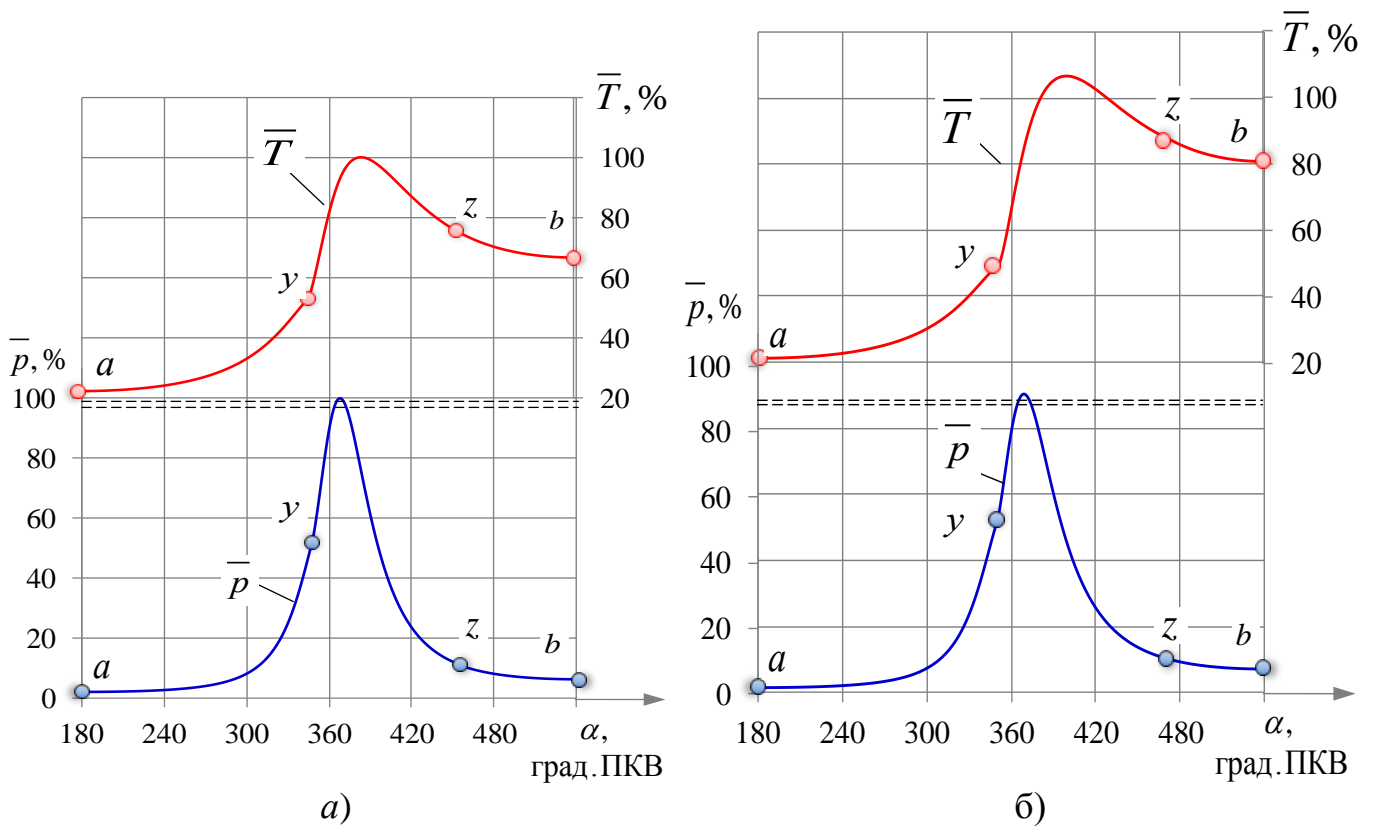


Рис. 3. Индикаторные « $p$ - $\alpha$ » и « $T$ - $\alpha$ » диаграммы рабочего цикла наддувного ПДВС 12ЧН15/16:

а) режим номинальной мощности ( $\theta = 13$  град. ПКВ,  $\alpha_c = 1,81$ ,  $\pi_k = 3,65$ ); б) режим максимального крутящего момента ( $\theta = 11$  град. ПКВ,  $\alpha_c = 1,51$ ,  $\pi_k = 2,84$ ). Штрих-пунктирной линией отмечены показания максиметра при работе ЭУ на соответствующих режимах.

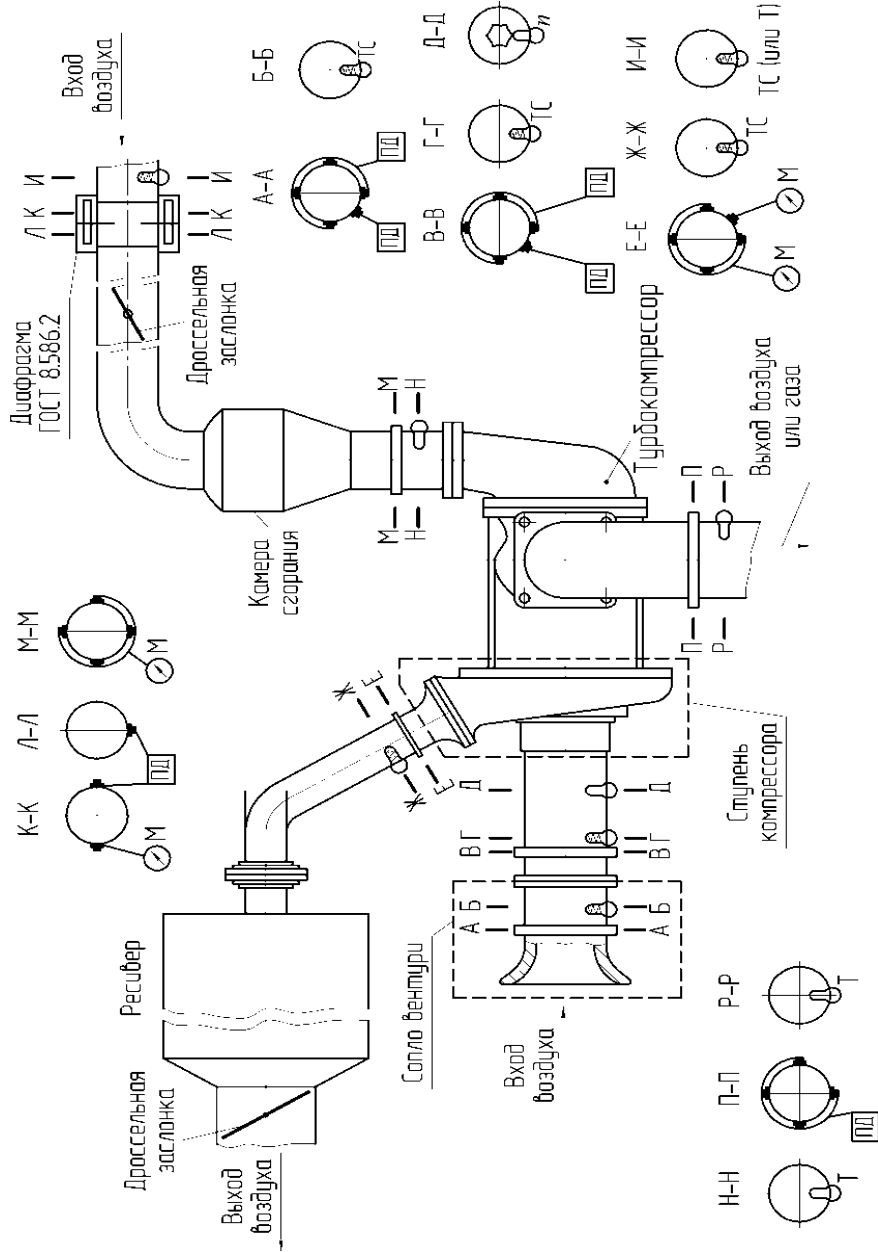
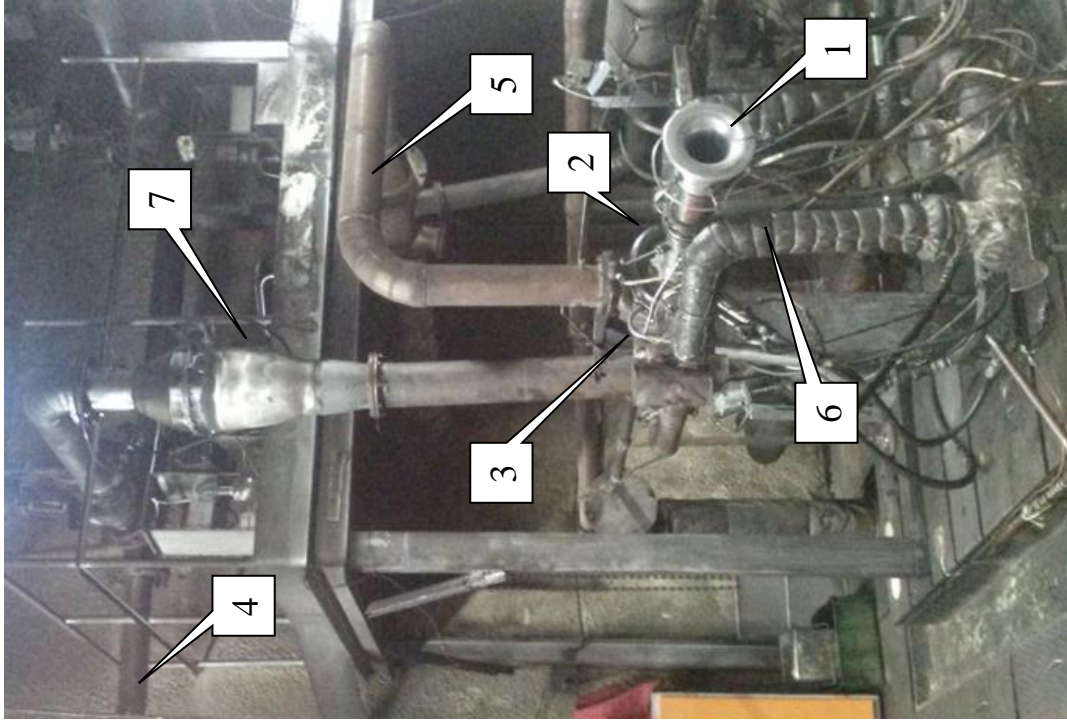
*Примечание:*  $\bar{p}$ ,  $\bar{T}$  – текущие относительные давление и температура РТ соответственно (за 100% приняты  $p_{\max}$  и  $T_{\max}$ , относящиеся к номинальному режиму работы дизеля).

Расхождение в численных значениях параметров  $M_{кр}$  (крутящий момент),  $N_e$ ,  $g_e$ ,  $G_v$  и др. по результатам сопоставления внешней скоростной характеристики (безрегуляторная ветвь) полноразмерного дизеля 12ЧН15/16, полученной тормозными испытаниями, и посредством расчётов, не превышают 4,09 %.

**Четвертая глава** посвящена описанию безмоторного испытательного стенда, измерительной и регистрирующей аппаратуры с указанием их характеристик.

Принципиальная схема стенда, оснащённого соответствующей измерительной аппаратурой и датчиками контроля, поясняется рисунком 4 а). Общий вид исследовательской установки приведён на рисунке 4 б).

Как уже отмечалось (и это подтверждается приводимой схемой, см. рисунок 4а) ), установка позволяет в условиях безмоторных испытаний реализовать режим работы ГТН и его агрегатов (компрессора и турбины) близкие к условиям их использования на реальной КЭУ. Именно это условие позволило получить первичный экспериментальный материал, позволивший оценить работоспособность сформированной модели расчёта рабочего цикла и параметров энергетической установки. Экспериментальные исследования полноразмерной КЭУ проводились на производственной базе ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК».



а)

б)

Рис. 4. Схема расположения ГТН и средств контроля параметров его работы на безгорючей исследовательской установке а) (условные обозначения средств контроля, см. в подрисуночной надписи рис. 2); Общий вид безгорючей исследовательской установки б): 1 – Сопло Вентури и вход воздуха; 2 – турбина; 3 – компрессор; 4 – подвод воздуха или газа; 5 – отвод воздуха или газа из турбины; 6 – отвод воздуха из компрессора; 7 – камера сгорания

В пятой главе изложены результаты экспериментальных исследований по оценке технико-экономических показателей комбинированной поршневой энергетической установки при её работе на режимах внешней скоростной характеристики. Сопоставление результатов экспериментального исследования с результатами расчёта иллюстрируется, рисунком 5 (см. также рисунок 3а, 3б)

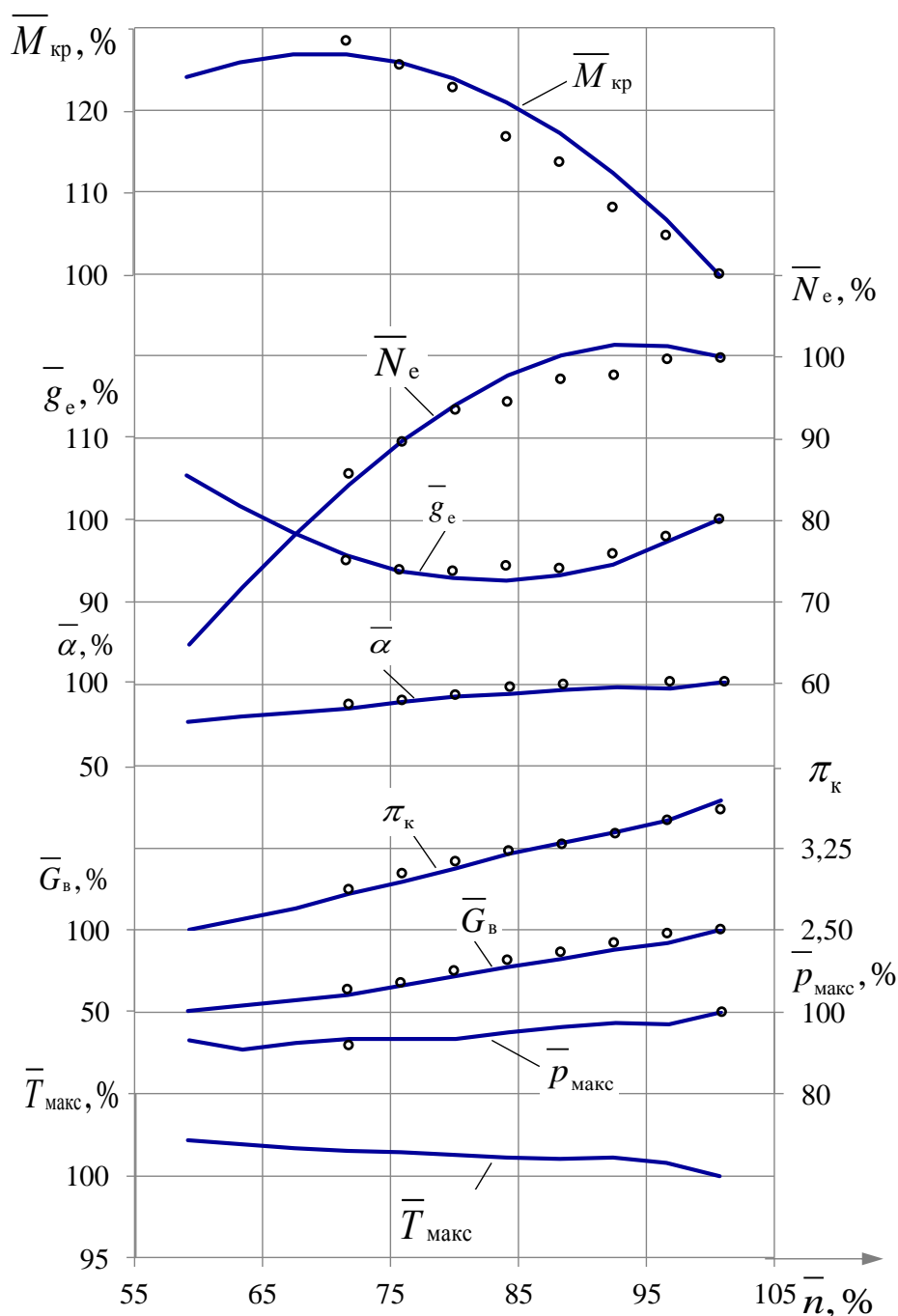


Рис. 5 - Изменение параметров комбинированной энергетической установки с ГТН при работе по внешней скоростной характеристике (безрегуляторная ветвь): — - результаты численного исследования; ○○○ - результаты экспериментального исследования

Примечание – за 100% в каждом случае приняты численные значения параметров, соответствующие  $n = n_H = 100\%$ .

Результаты расчётно-теоретического моделирования параметров и показателей дизеля позволяют уже на стадии проектирования выявить напорную линию компрессора применительно к условиям совместной работы ГТН и ПДВС, что делает возможным оценить качество работы энергетической установки в целом.

В частности, расчётно-теоретическими и экспериментальными исследованиями выявлено, что использование в конструкции компрессора двухрядного лопаточного диффузора существенно улучшает показатели работы КЭУ. К примеру, установлено, что зона помпажа при использовании двухрядного лопаточного диффузора смещается в сторону меньших частот вращения (явление помпажа наблюдается при частоте  $n = 0,66n_n$ ). В случае использования диффузора с двухкаскадным расположением лопаток, помпаж наступает при больших частотах вращения вала ( $n = 0.694n_n$ ).

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. На базе уравнений термодинамического состояния газов, механики, положения теории двигателей внутреннего сгорания, обобщения литературных и собственных материалов соискателя по исследованию процессов в ПДВС и их агрегатах предложена модель численной оценки параметров комбинированной энергетической установки применительно к условиям использования КЭУ на режимах работы по внешней скоростной характеристике. Модель может быть применена как инструмент оценки особенностей формирования и оценки качеств протекания процессов в КЭУ на стадии предпроектных проектных и доводочных работ.

2. Основные компоненты модели предусматривают аналитическое описание процессов, протекающих в камере сгорания поршневой части машины, на основе предварительной оценки численных значений параметров, характеризующих начальные условия. Оценка начальных условий расчёта цикла и последующего развития процессов делается на базе обобщения накопленного статистического материала. В частности, по таким параметрам как коэффициент избытка воздуха, температура воздушного заряда на входе в цилиндр, температура газов на входе в турбину, угол опережения воспламенения, коэффициент эффективности сгорания, продолжительность сгорания и др. Названные обстоятельства позволяют реализовать замкнутую модель расчёта РЦ применительно к частоте вращения коленчатого вала энергетической установки в пределах  $n_m \leq n \leq n_n$  при работе с полной нагрузкой (безрегуляторная ветвь ВСХ).

3. На базе разработанного инструментария проектирования создано соответствующее программное обеспечение, включающее программные продукты по формированию (автоматизированному) исходных данных для расчёта. Разработаны программные продукты по непосредственному расчёту параметров и показателей цикла, таких как  $p_{\max}$ ,  $T_{\max}$ ,  $T_t$ ,  $T_k$ ,  $p_k$ ,  $p_t$ ,  $\eta_i$ ,  $\eta_{ГТН}$ ,  $\eta_e$ ,  $g_e$ ,  $p_e$ ,  $G_b$ ,  $G_t$ , применительно к  $n_m \leq n \leq n_n$ . Соответствующие программные продукты включены в государственный реестр программ для ЭВМ (в частности, ПП № 2011614351, № 2012616587, № 2012618001).

4. Приведённые в работе соотношения и рекомендованная последовательность действий при формировании начальных условий для решения системы уравнений



позволяет заметно сократить затраты времени на процедуру оценки численных значений исходных данных при выполнении теплового расчёта двигателя, повысить степень объективности оценки этих параметров за счёт учёта их взаимосвязей. Кроме того, эта процедура может быть автоматизирована, что, как было отмечено, отчасти реализовано автором при моделировании параметров ПДВС применительно к режимам полных нагрузок по внешней скоростной характеристике.

5. Проведённые с использованием разработанной математической модели расчётные исследования рабочего цикла комбинированной энергетической установки на режимах работы с полной нагрузкой показали результаты, отличающиеся от экспериментальных на 4,09 %, теоретические исследования параметров комбинированной энергетической установки на режиме работы полных нагрузок при увеличении КПД ступени компрессора на 3% показали снижение удельного эффективного расхода топлива на 2,8% на режиме номинальной мощности и 1,6% на режиме максимального крутящего момента. Исследования проводились для двигателя 12ЧН15/16.

6. Анализ результатов исследований двухрядного и двухкаскадного лопаточных диффузоров, даёт основание заключить, что ступень компрессора с двухрядным лопаточным диффузором позволяет реализовать более широкий диапазон нагрузок по сравнению с компрессором, снабжённым двухкаскадным лопаточным диффузором, что даёт основание предложить использование ступени компрессора с двухрядным лопаточным диффузором для нагруженных в динамическом отношении машин. Например, для транспортных машин.

7. Предложенная модель и программные продукты уже на стадии предпроектных и проектных расчётов позволяют сформулировать требования к показателям компрессора и турбины (и в целом ГТН) применительно к их характеристикам в условиях работы КЭУ на режимах ВСХ. В частности определить характер изменения  $\pi_k$ , в функции  $G_v$  и  $\pi_r$ , в функции  $G_r$ . Результаты исследования использовались в работах по модернизации и доводке КЭУ типа 12ЧН15/16 и 6ЧН15/16, производства ООО «ЧТЗ УРАЛТРАК».

## ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

### Перечень публикаций в изданиях, рекомендуемых ВАК.

1. Шароглазов Б.А. Автоматизированная оценка численных значений исходных параметров при моделировании процессов в поршневых двигателях / **Машков О.Г.**, Вакенгут П.Б. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». - 2013. -Т. 13.- № 1.-С. 80-85.

2. Шароглазов Б.А. Оценка параметров агрегата турбонаддува поршневого транспортного двигателя на базе безмоторных испытаний / **Машков О.Г.**, Мартынов А.А. // Транспорт Урала.- 2015. - № 3(46). -С. 74-78.

3. Шароглазов Б.А. Моделирование рабочего цикла и параметров, характеризующих работу комбинированной энергетической установки, на стадии предпроектных и проектных исследований / **Машков О.Г.** // Транспорт Урала. – 2016. - №4 (51). - С. 91-97. DOI: 10.20291/1815-9400-2016-4-91-97. ISSN 1815-9400.

**Публикации в изданиях, входящих в базы данных Scopus, Web of Science:**

4. Sharoglazov В. Безмоторные исследования параметров наддувочного компрессора поршневого двигателя / Mashkov O., Martynov A. // Procedia Engineering 129 (2015 ). С. 718 – 723. (статья на английском языке: Non-motorized study of supercharging piston engine compressor parameters).

**Другие печатные работы:**

5. Подшипниковый узел турбокомпрессора: пат. на полезную модель 126386 Рос. Федерация: МПК F04D 29/04 (2006.01) / Пискунова Е.В., **Машков О.Г.**; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «Специальное конструкторское бюро «Турбина». - № 2012147610/06 ; заявл. 08.11.2012; опубл. 27.03.2013, Бюл. № 9. - 4 с.

6. **Машков О.Г.** Тепловой расчёт рабочего цикла поршневых тепловых машин (двигателей) / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков; свидетельство № 2011614351 об официальной регистрации программ для ЭВМ; 2.06.2011.

7. **Машков О.Г.** Автоматизированный выбор исходных данных для теплового расчёта поршневых тепловых машин (двигателей) / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков; свидетельство № 2012616587 об официальной регистрации программы для ЭВМ; 23.07.2012.

8. **Машков О.Г.** Кинематический и динамический расчёт поршневых тепловых машин (двигателей) / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков; свидетельство № 2012618001 об официальной регистрации программы для ЭВМ; 5.09.2012.

9. **Машков О.Г.** Автоматизация процесса проведения контрольных испытаний турбокомпрессоров с использованием измерительно-вычислительного комплекса L-Card / А. А. Жолобов : свидетельство 2014618825 о гос. регистрации прогр. для ЭВМ Рос. Федерация. № 2014616586 ; заявл. 08.07.14 ; опубл. 20.09.14.

10. **Машков О.Г.** Система анализа и проектирования тепловых машин / В.Э. Гохберг, Р.Ф. Лисина, А.А. Мартынов : свидетельство 2016661530 о гос. Регистрации прогр. Для ЭВМ Рос. Федерация. № 2016618981; заявл. 22.08.2016; опубл. 12.10.2016г.