

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Гимазетдинов Руслан Раифович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ИМИТАЦИОННОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ НА ОСНОВЕ КОМПОНЕНТНОГО
ПОДХОДА В СОСТАВЕ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК**

05.04.02 – Тепловые двигатели

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, доцент
Малозёмов Андрей Адиевич

Челябинск – 2019

Оглавление

	стр.
Введение.....	6
1 Проблемы и перспективы развития когенерационных энергоустановок на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания, методов их математического моделирования	14
1.1 Обзор и анализ проблем и перспектив развития когенерационных установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания	14
1.1.1 Состояние и проблемы развития малой электро- и теплоэнергетики в Российской Федерации	14
1.1.2 Современное состояние разработки, производства и эксплуатации когенерационных установок и их комплектующих	18
1.1.3 Основные схемные решения когенерационных установок и систем утилизации тепла первичных двигателей внутреннего сгорания	22
1.2 Особенности конструкции и режимов функционирования поршневых двигателей внутреннего сгорания в составе когенерационных установок.....	28
1.2.1 Условия эксплуатации когенерационных установок	28
1.2.2 Классификация, параметры назначения и безопасности когенерационных установок	31
1.2.3 Особенности функционирования поршневых двигателей внутреннего сгорания в составе когенерационных установок.....	35
1.3 Современное состояние и проблемы математического моделирования когенерационных энергоустановок и поршневых двигателей внутреннего сгорания в их составе	42
1.3.1 Математические модели гидравлических процессов во внутреннем контуре когенерационной установки.....	42

1.3.2 Математические модели процессов теплообмена в системе охлаждения первичного двигателя.....	47
1.3.3 Математические модели газодинамических процессов в газозвушном тракте и камере сгорания первичного двигателя	50
1.3.4 Математические модели процессов в теплообменниках системы утилизации	57
1.3.5 Математические модели процессов в системе смазки и трибосоружениях первичного двигателя	58
1.3.6 Проблемы математического моделирования когенерационных энергоустановок и первичных двигателей в их составе	63
1.4 Проблемы, решаемые в диссертационной работе, цели и задачи исследования.....	69
2 Теоретические и практические основы имитационного моделирования поршневых двигателей внутреннего сгорания в составе когенерационных энергетических установок.....	73
2.1 Общие принципы имитационного моделирования когенерационных установок и поршневых двигателей внутреннего сгорания в их составе на основе компонентного подхода	73
2.2 Метод декомпозиции когенерационной установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания, выделение и математическая формализация общих методов и свойств компонентов	77
2.3 Метод математической формализации компонентов когенерационной установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания	83
2.4 Метод синтеза компонентных имитационных моделей когенерационных установок с поршневым двигателем внутреннего сгорания.....	98
2.5 Разработка программного обеспечения для создания и расчета имитационных моделей когенерационных установок	100
2.6 Выводы и рекомендации по главе 2.....	105

3 Методика валидации тестовой имитационной модели когенерационной энергетической установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания и испытаний программного обеспечения	107
3.1 Создание макетного образца когенерационной установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания.....	107
3.2 Методика экспериментальных исследований макетного образца когенерационной установки.....	116
3.3 Методика валидации тестовой имитационной модели когенерационной установки.....	120
3.4 Методика испытаний программного обеспечения для создания и расчета имитационных моделей когенерационных установок	123
3.5 Выводы и рекомендации по главе 3.....	127
4 Валидация тестовой имитационной модели когенерационной энергетической установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания и испытания программного обеспечения.....	128
4.1 Результаты экспериментальных исследований для целей валидации тестовой имитационной модели когенерационной энергетической установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания	128
4.2 Результаты валидации тестовой имитационной модели когенерационной энергетической установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания	132
4.3 Результаты испытаний программного обеспечения для создания и расчета имитационных моделей когенерационных энергетических установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания	136
4.4 Выводы и рекомендации по главе 4.....	140
5 Апробация методов имитационного моделирования, разработка технических решений, с целью совершенствования когенерационных установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания	142
5.1 Разработка технических решений по совершенствованию когенерационных энергетических установок с двигателем типа 4ЧН15/20.5.....	142

5.2 Разработка системы утилизации для когенерационной установки с двигателем типа 6ЧН25/35	152
5.3 Оценка экономического эффекта внедрения системы утилизации тепла (на примере энергоустановки ДГА-315)	157
5.4 Выводы и рекомендации по главе 5	160
Заключение	161
Список сокращений	164
Список литературы	165
Приложение А. Акты внедрения результатов диссертационного исследования.....	188
Приложение Б. Условные обозначения элементов графических схем имитационных моделей	190

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования.

Энергетика является системообразующей и стратегически важной для социальной сферы, промышленности, сельского хозяйства и национальной безопасности отраслью экономики РФ. Основные цели и задачи её развития сформулированы в «Энергетической стратегии России на период до 2030 года» (утверждена распоряжением Правительства РФ от 13.11.2009 № 1715-р) [1], в том числе, развитие технологий когенерации электрической и тепловой энергии в системах автономного энергообеспечения на основе дизельных и газопоршневых электростанций. В настоящее время их количество достигает 50 тыс., а суммарная вырабатываемая электрическая мощность – 17 млн. кВт [2]. Увеличение доли энергоустановок, оснащенных системами утилизации сбросового тепла поршневых двигателей внутреннего сгорания (ПДВС), может дать экономию топлива до 12 % в отрасли малой теплоэнергетики и до 4 % от общей выработки тепла в РФ.

Поршневые ДВС, применяемые в составе когенерационных установок (КГУ), должны учитывать особенности режимов их функционирования и требования нормативно-технических документов к показателям назначения и безопасности. Поэтому для КГУ обычно разрабатываются специальные модификации на базе серийных ПДВС. Рыночная экономика требует максимального сокращения времени на разработку и постановку на производство первичных ПДВС для КГУ и систем утилизации тепла двигателей (СУТД), что может быть достигнуто заменой дорогостоящих и трудоемких натуральных экспериментов исследованиями, проводимыми с использованием имитационных моделей, адекватно описывающих процессы в их системах и механизмах, реализованных в виде программного обеспечения (ПО). Однако в настоящее время такое специализированное отечественное ПО отсутствует, а зарубежное имеет высокую стоимость и его функциональные возможности не в полной мере отвечают требованиям разработчиков ПДВС и КГУ.

Степень разработанности темы исследования.

ПДВС представляет собой сложную мультидоменную, динамическую, открытую систему, состоящую из множества компонентов, в которых протекают взаимосвязанные процессы, относящиеся к газо-, гидро- и термодинамике, химической кинетике, кинематике и динамике, влияющие на показатели КГУ и поршневых двигателей внутреннего сгорания (ПДВС) в целом.

Рабочие процессы в камере сгорания ПДВС исследовались И.И. Вибе, Н.Ф. Разлейцевым, А.С. Лышевым, А.С. Кулешовым, Р.З. Кавтарадзе, Д.О. Онищенко, Е.А. Лазаревым, А.Е. Свистулой, В.Г. Камалтдиновым, Б.А. Шароглазовым, Р.Д. O'Rourke, N. Nordin, C. Bai, A. Gosman, H. Hiroyasu, G. Woschni, F. Anisits, H.A. Carrant, W. Pitz, V. Golovichev и многими другими учеными.

Вопросами газовой динамики ПДВС занимались М.М. Вихерт, Ю.Г. Грудский, Б.Х. Драганов, М.Г. Круглов, А.А. Меднов, О.М. Белоцерковский, Ю.М. Давыдов, В.А. Нефедов, Ю.А. Гришин, Р.Д. Еникеев, А.А. Черноусов, В.Г. Дьяченко, В.Р. Гальговский, В.А. Зенкин, H. Hiereth, P. Preninger, J.D. Annand, G.E. Roe, W.B. Wallace, F.J. Arnau и др.

Термодинамические процессы в системах жидкостного охлаждения ПДВС исследовали Р.М. Петриченко, Н.Х. Дьяченко, Г.Б. Розенблит, А.К. Костин, Б.С. Стефановский, Р.З. Кавтарадзе, Н.Д. Чайнов, Д.О. Онищенко, О.Н. Лебедев и др. Вопросами моделирования гидродинамических процессов в системах охлаждения ПДВС занимались Ф.Л. Ливенцев, А.Я. Якубович, Ю.В. Галышев, В. Luptowski, W.F. Stoecker и др.

Вопросами моделирования гидродинамических процессов в системах смазки ПДВС занимались Ф.Б. Барченко, С.Г. Роганов, Е.А. Шутков, Р.А. Насыров. Механические потери в ПДВС – предмет исследования Д.Д. Матиевского, И.Ф. Ефремова, С.В. Путинцева, С.М. Taylor, S.K. Chen, S.F. Rezek, K.J. Patton, R.G. Nitschke, J. Shayler, D. Leong, M. Murphy и др.

Работы вышеупомянутых ученых содержат результаты теоретических исследований процессов в отдельных системах и агрегатах ПДВС, не связанных

между собой в единую сопряженную математическую модель энергоустановки, что не позволяет исследовать их взаимное влияние, с достаточной для решения задач создания и совершенствования ПДВС и КГУ, степенью достоверности, в особенности на транзитных режимах.

Вопросам математического моделирования и повышения эффективности энергоустановок с ПДВС, в том числе КГУ, посвящены исследования В.В. Медведева, В.С. Ерышева, Д.Т. Хоанг, О.С. Хватова, P. Skolnik. В них использовано упрощенное математическое описание ПДВС как системы с усредненными по циклу параметрами, что не позволяет детально оценить влияние конструкции и режимов функционирования КГУ на показатели ПДВС.

В работах М.В. Малиованова, Р.Н. Хмелёва и Э.С. Темнова ПДВС рассмотрен как мультидоменная компонентная система с ненаправленными связями, аналогичный подход использован в коммерческом ПО AVL Boost, Ricardo Wave, GT-Suite, AmeSim и др. Однако реализованные в них математические модели не предназначены для расчета ПДВС в составе КГУ, содержащих СУТД, процессы в которых должны быть сопряжены, не включают граничные условия, отражающие особенности режимов функционирования электрических и тепловых сетей. Связи между компонентами ПДВС являются ненаправленными и традиционный императивный (основанный на последовательных алгоритмах) подход к математическому моделированию не отражает физическую сущность процессов.

Поршневой ДВС не является конечным продуктом, он всегда работает в составе машины (энергоустановки, транспортного средства и т.д.), поэтому при создании и совершенствовании ПДВС необходимо учитывать особенности конструкции объекта применения, режимов и условий функционирования. Например, к двигатель-генераторам в составе КГУ предъявляются требования к стабильности частоты вращения коленчатого вала ПДВС на переходных режимах, поэтому математическая модель должна позволять выполнять расчет транзитных процессов.

Поршневые ДВС в составе КГУ имеют разнообразную структуру (число цилиндров, конфигурацию кривошипно-шатунного механизма (КШМ), схему

систем охлаждения, смазки, СУТД и т.д.), включают разнообразные, в том числе ранее неизвестные, технические решения и не могут быть с достаточной точностью описаны в рамках единой сопряженной универсальной параметризованной математической модели.

Вышеперечисленные проблемы и особенности негативно отражаются на эффективности (качестве и трудоемкости) научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по созданию и совершенствованию ПДВС для КГУ, так как вынуждает разработчиков выполнять большое количество натуральных испытаний.

«Цифровая экономика» выдвигает следующие дополнительные требования к создаваемым в ходе научно-исследовательских работ математическим моделям:

- реализация моделей в виде ПО, являющегося практическим инструментом решения конкретных инженерных задач, при этом методы создания математических моделей должны быть ориентированы на те или иные современные методы программирования;

- создание унифицированных математических описаний основных компонентов моделей, их объединение в библиотеки, обеспечение возможности тиражирования и многократного использования;

- обеспечение сопряжения разрабатываемых математических моделей с уже существующими (например, моделей ПДВС, СУТД, электрогенератора и системы управления в составе КГУ), с применением унифицированных связей.

Научная задача диссертационного исследования обусловлена противоречием между требованиями к детальности и достоверности математической модели и многообразием конструктивных решений ПДВС в составе КГУ, включая ранее неизвестные, которые невозможно описать в рамках одной универсальной параметризованной математической модели.

Гипотеза исследования заключается в том, что решение научной задачи может быть достигнуто применением компонентного подхода к имитационному моделированию ПДВС в составе КГУ.

Область исследования (п. 3 паспорта научной специальности 05.04.02 – тепловые двигатели): разработка математических моделей и программ для исследований тепловых двигателей и их систем, обеспечивающих надежное прогнозирование жизненного цикла двигателя.

В диссертационном исследовании выполнены теоретические и экспериментальные исследования тепловых, газодинамических, гидродинамических, механических, физико-химических и информационных процессов, протекающих в цилиндрах и системах ПДВС. В работе рассматриваются проблемы математического моделирования протекающих в двигателях процессов, особенности функционирования тепловых двигателей в составе стационарных энергоустановок. Исследования выполнены с целью совершенствования действующих энергоустановок с тепловыми двигателями, создания тепловых двигателей с улучшенными показателями качества, повышения конкурентоспособности отечественных двигателей и технических объектов, использующих тепловые двигатели в качестве преобразователей энергии.

Объект исследования: взаимосвязанные тепловые, газодинамические, гидродинамические, механические и физико-химические процессы ПДВС в составе КГУ.

Предмет исследования: закономерности взаимного влияния процессов ПДВС в составе КГУ.

Цель исследования: разработать методы имитационного моделирования ПДВС в составе КГУ для повышения эффективности научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по их созданию, совершенствованию и повышению конкурентоспособности.

Задачи исследования:

1) Разработать общие принципы имитационного моделирования ПДВС на основе компонентного подхода в составе КГУ.

2) Разработать методы:

- многоуровневой декомпозиции ПДВС в составе КГУ;
- математической формализации компонентов;

- синтеза компонентных имитационных моделей ПДВС в составе КГУ.

3) Реализовать разработанные методы имитационного моделирования и математические модели компонентов и связей в виде ПО, предназначенного для создания, совершенствования и повышения конкурентоспособности первичных ПДВС и КГУ.

4) Выполнить валидацию тестовой имитационной модели по результатам экспериментальных исследований первичного ПДВС и макетного образца КГУ, испытать разработанное ПО.

5) Апробировать методы имитационного моделирования, математические модели компонентов и связей в ходе разработки технических решений по совершенствованию КГУ с ПДВС.

Научные результаты исследования, обладающие **новизной**: методы имитационного моделирования ПДВС в составе КГУ, основанные на компонентном подходе, отличающиеся от известных:

- математическим описанием компонентов ПДВС и КГУ, основанном на декларативном подходе, при их математической формализации;

- применением ненаправленных связей между компонентами, описанными уравнениями баланса потенциальных и потоковых фазовых переменных состояния технических систем ПДВС и КГУ, при синтезе имитационных моделей;

- использованием граничных условий, отражающих особенности режимов функционирования КГУ с ПДВС в составе автономных систем энергоснабжения, что в совокупности позволяет моделировать ПДВС в составе КГУ произвольной структуры, с различными конструктивными решениями, включая ранее неизвестные.

Теоретическая значимость результатов исследования заключается в том, что разработанные методы имитационного моделирования ПДВС в составе КГУ дают возможность решения широкого спектра научных задач, связанных с их созданием и совершенствованием.

Практической значимостью обладают:

- программа для имитационного моделирования когенерационной энергетической установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания (свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019610874 от 18.01.2019), которая может быть использована при решении инженерных задач по созданию и совершенствованию первичных ПДВС;

- техническое решение по совершенствованию СУТД ПДВС – теплообменник СУТД в системе охлаждения и смазки ПДВС в общем корпусе (патент РФ на полезную модель № 183358 от 19.09.2018), позволяющее упростить конструкцию СУТД при сохранении стабильных показателей температуры масла и охлаждающей жидкости ПДВС.

На защиту выносятся: методы имитационного моделирования ПДВС в составе КГУ, основанные на компонентном подходе:

- многоуровневой декомпозиции ПДВС в составе КГУ;
- математической формализации компонентов;
- синтеза компонентных имитационных моделей ПДВС в составе КГУ.

Методология и методы исследования включают расчетно-теоретические методы, основанные на известных и широко апробированных зависимостях теории ПДВС, газовой динамики и термодинамики, химической кинетики, математического моделирования сложных динамических систем, которые были уточнены для учета особенностей конструкции и режимов функционирования в составе КГУ. Для валидации разработанных математических моделей и ПО проведены экспериментальные исследования первичного ПДВС и макетного образца КГУ.

Достоверность результатов подтверждена валидацией разработанных математических моделей и ПО с использованием данных экспериментальных исследований первичного ПДВС и макетного образца КГУ, применением аттестованного в установленном порядке испытательного оборудования и методов стендовых испытаний, соответствующих действующим нормативно-

техническим документам, сопоставлением результатов с данными других исследователей.

Апробация результатов:

Основные результаты работы были доложены на конференциях:

- X международная научно-практическая конференция ЦНК МНИФ «Общественная наука» 12 октября 2017 г., г. Санкт-Петербург [3];

- VII всероссийская научно-практическая конференция научных, научно-педагогических работников и аспирантов «Управление в современных системах», 14 декабря 2017 г., г. Челябинск [4];

- II всероссийская (с международным участием) научно-практическая конференции научных, научно-педагогических работников, аспирантов и студентов «Современные транспортные технологии: задачи, проблемы, решения», 22 марта 2018 г., г. Челябинск [5, 6].

Результаты исследования внедрены:

1) ООО «ЧТЗ-Уралтрак» – при адаптации дизелей типа ЧН13/15 для работы в составе КГУ.

2) ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» – при проведении расчетов дизелей типа 12ЧН13/15 и 6ЧН15/16 в рамках выполнения хоздоговорных работ и государственных контрактов.

Внедрение подтверждено актами (Приложение А).

1 ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК НА БАЗЕ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, МЕТОДОВ ИХ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Задачи, решаемые в первой главе:

- выполнить анализ тенденций развития энергетики РФ и проблем, стоящих перед производителями первичных ПДВС и КГУ;
- выявить особенности функционирования ПДВС в составе КГУ;
- выполнить обзор и критический анализ методов математического моделирования процессов в системах и механизмах первичных ПДВС и СУТД;
- обосновать актуальности темы исследования, сформулировать научную проблему, цель, задачи и основные этапы исследования.

1.1 Обзор и анализ проблем и перспектив развития когенерационных установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания

1.1.1 Состояние и проблемы развития малой электро- и теплоэнергетики в Российской Федерации

Современное состояние энергетики РФ характеризуется низкой, по сравнению с развитыми зарубежными странами, энергоэффективностью. Например, энергоёмкость нашего валового внутреннего продукта в 3.5 раза выше чем в Евросоюзе и в 2 раза выше, чем в США [7]. В числе причин этого – высокие издержки на транспортирование энергоносителей. Поэтому одним из приоритетов государственной политики является развитие малой региональной энергетики в

зонах децентрализованного энергоснабжения, составляющих около 70 % территории РФ с населением более 20 млн. человек [8], рисунок 1.1.



Рисунок 1.1 – Уровень централизации производства электроэнергии в России (данные ЮНЕСКО)

К малой энергетике относятся электро- и теплогенерирующие установки установленной мощностью до 30 МВт, главным образом – дизельные и газопоршневые электростанции на базе ПДВС. Как известно, потери тепловой энергии поршневых ДВС с отработавшими газами (ОГ) и охлаждающей жидкостью (ОЖ) составляют от 60...100 % (в зависимости от режима нагружения) от тепла, введенного с топливом [9]. Поэтому, для повышения коэффициента использования топлива энергоустановки до 70...90 % [10], целесообразно утилизировать сбросовое тепло первичного двигателя, т.е. осуществлять процесс совместной выработки электрической и тепловой энергии – когенерацию (в советской технической литературе часто использовался термин «теплофикация» [11]).

В таблице 1.1 приведено сравнение характеристик КГУ на базе различных типов двигателей по данным U.S. Environmental Protection Agency (Агентства по

защите окружающей среды США) [12] из которой видно, что КГУ на базе ПДВС в наибольшей степени соответствуют потребностям малой энергетики.

Таблица 1.1 – Сравнение характеристик когенерационных установок на базе различных двигателей

Параметр, размерность	Паровая турбина	ПДВС	Газовая турбина	Микро-турбина
КПД, %	15...38	22...40	22...36	18...27
КПД КГУ, %	< 80	70...80	70...75	65...75
Диапазон мощности, МВт	0.5...250	0.01...5	0.5...250	0.03...0.25
Отношение электрической и тепловой мощностей	0.1...0.3	0.5...1	0.5...2	0.4...0.7
Стоимость «под ключ», USD/кВт	430...1100	1100...2200	970...1300	2400...3000
Стоимость владения, USD/кВт	<0.005	0.009...0.022	0.004...0.011	0.012...0.025

Примечание: USD – доллар США

Преимуществами ПДВС в качестве привода КГУ являются:

- высокий КПД в широком диапазоне нагрузок;
 - возможность быстрого запуска;
 - быстрая окупаемость;
 - работа при низких (бытовых) давлениях топливного газа (для газопоршневых ДВС);
 - несложный капитальный ремонт на месте эксплуатации,
- недостатками:
- высокая стоимость эксплуатации;
 - низкие температуры теплоносителя;

- высокие значения выбросов вредных веществ в атмосферу;
- необходимость применения системы охлаждения при отсутствии тепловой нагрузки;
- высокий уровень шума.

В настоящее время только 4.5 % энергоустановок (включая технологические), относящихся к малой энергетике, оборудовано системами утилизации тепла [13]. Суммарная доля когенерации при производстве тепловой энергии в РФ составляет лишь 31 % (в основном за счет крупных ТЭЦ). Для сравнения: в США и Великобритании – 80 %, Нидерландах – 70 %, Германии – 50 %. Развитие когенерации в зарубежных странах поддерживается на государственном уровне, например, в Евросоюзе принята Директива 2004/8/ЕС «О поощрении когенерации, основанной на спросе на полезное тепло, существующем на внутреннем энергетическом рынке» [14], США – «План развития Распределенной генерации», Австралии – «Программа по реформированию энергетики Австралии», Германии – «Закон об объединенной выработке тепловой и электрической энергии», Украине – «О комбинированном производстве тепловой и электрической энергии (когенерации) и использовании сбросового энергопотенциала», Беларуси – «Положение о порядке разработки и утверждения республиканских, отраслевых и региональных программ энергосбережения», которое (среди прочего) предусматривает компенсацию из бюджета до 15 % капиталовложений в объекты когенерации.

Государственной программой «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года» (утверждена распоряжением Правительства РФ от 27.12.2010 № 2446-р) [15] предусмотрено увеличение доли утилизируемого вторичного тепла с 31 % до 68 % к 2020 г. Мероприятия по развитию когенерации изложены и в федеральных законах: № 35-ФЗ от 26.03.2003 «Об электроэнергетике» [16], № 261-ФЗ от 23.11.2009 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» [17], № 190-ФЗ от 27.07.2010 «О теплоснабжении» [18]. Увеличение доли энергоустановок, оснащенных система-

ми утилизация сбросового тепла первичных ДВС, может дать экономию топлива до 12 % в отрасли малой теплоэнергетики и до 4 % от общей выработки тепла в РФ [5].

К дополнительным положительным эффектам когенерации относятся:

- снижение суммарных выбросов вредных веществ в атмосферу генерирующими установками;
- уменьшение «теплового загрязнения» окружающей среды, в том числе, за счет снижения выбросов углекислого газа;
- снижение затрат на прокладку тепловых сетей и подключение к ним и сокращение тепловых потерь, т.к. КГУ размещаются в местах потребления тепловой энергии;
- повышение надежности теплоснабжения.

Исходя из вышеизложенного, исследования, способствующие развитию когенерации в РФ и направленные на совершенствование методов и средств разработки КГУ с первичными ПДВС, являются важными и актуальными для отечественной экономики.

1.1.2 Современное состояние разработки, производства и эксплуатации когенерационных установок и их комплектующих

В настоящее время различные отечественные и зарубежные производители предлагают, как готовые КГУ на базе энергоустановок с первичными ПДВС, так и отдельные СУТД для их дооснащения (в том числе, в условиях эксплуатации).

Так как одно из основных требований к КГУ это компактность, то в качестве первичного чаще всего применяют быстроходные дизели и газопоршневые (с принудительным воспламенением) ПДВС со средней скоростью поршня 8...11 м/с и частотой вращения коленчатого вала 1000...2000 мин⁻¹.

ОАО «Барнаултрансмаш» изготавливает газопоршневые электроагрегаты типа МТП номинальной электрической мощностью 100, 200, 315 кВт и максимальной тепловой мощностью 150, 300 и 400 кВт, соответственно (рисунок 1.2, а).

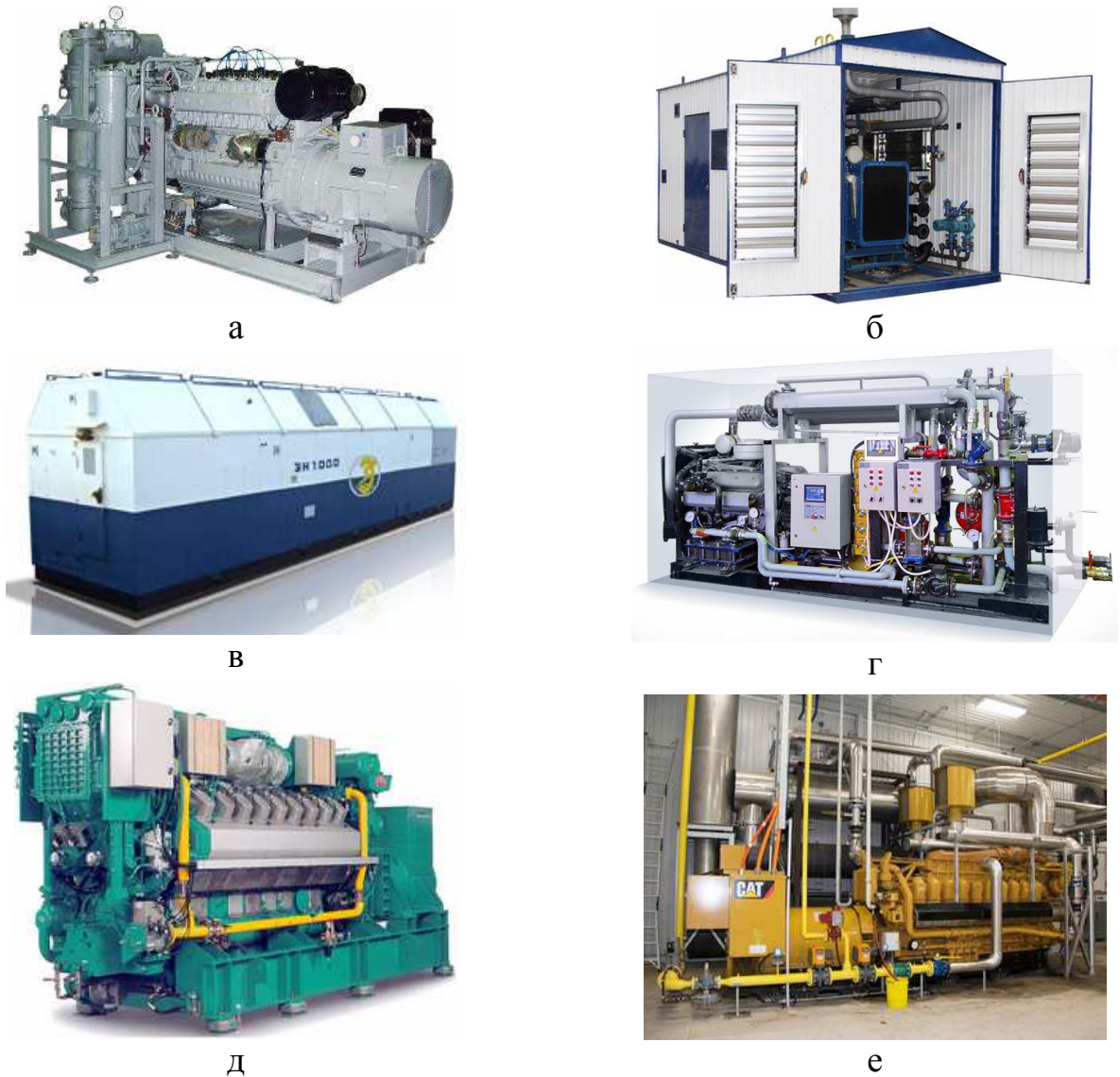


Рисунок 1.2 – Когенерационные установки:

- а – МТП-100/150 ОАО «Барнаултрансмаш» [19], б – КАМТЭС-100 ПАО «КАМАЗ» [20], в – ЭД-1000 ОАО «Коломенский завод» [21], г – ЭСА-300 ООО «Энергосистемаавтоматика» [22], д – Cummins QSV91-G [23],
е – Caterpillar G3520C [24]

Для нагрева воды внешнего контура СУТД используется ОЖ и ОГ. Производительность насоса СУТД – $12.5 \text{ м}^3/\text{ч}$, температура воды на входе в СУТД – $60... 80 \text{ }^\circ\text{C}$. В КГУ применены теплообменники (ТО): пластинчатый для ОЖ – фирмы «Альфа-Лаваль», системы отвода ОГ – фирмы «Gaspower», масла – собственного производства. Микропроцессорная система контроля и автоматического управления «Sentinel СМС-1» обеспечивает регулирование температуры и давления масла и ОЖ.

ПАО «КАМАЗ» разработана КГУ (энергоцентр) КАМТЭС-100 (рисунок 1.2, б) номинальной электрической мощностью 100 кВт и тепловой – 128 кВт на базе газопоршневого двигателя КАМАЗ 820.20-200. Расход теплоносителя составляет $6.5 \text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре на входе $70 \text{ }^\circ\text{C}$ и выходе – $90 \text{ }^\circ\text{C}$.

ПАО «Звезда» предлагает электростанцию АСГ-500БКУ номинальной мощностью 500 кВт с СУТД и резервным блоком охладителя газопоршневого двигателя (на случай отсутствия тепловой нагрузки).

ОАО «Коломенский завод» выпускает многотопливные электростанции серий ЭД-1000 (рисунок 1.2, в) и ЭД-1500 номинальной электрической мощностью 1000 и 1500 кВт, тепловой – 1200 (в том числе, от утилизации тепла ОГ – 660 кВт) и 1000 кВт (без утилизации тепла ОГ), соответственно. Аналогичные электростанции производит ЗАО «Трансмашхолдинг» (Брянский завод) с первичными многотопливными двигателями размерностью 26/16. Их номинальная тепловая мощность составляет 1460 кВт, в том числе, от утилизации тепла ОГ – 360 кВт. Кроме того, предприятие выпускает дизельные и газодизельные электроагрегаты с СУТД номинальной теплопроизводительностью от 800 до 2500 кВт.

Одним из недостатков КГУ на базе ПДВС является то, что количество расходуемого сбросового тепла ПДВС уменьшается при снижении электрической нагрузки (рисунок 1.3). Это не позволяет их применять в качестве единственного автономного резервного источника теплоснабжения. Приходится предусматривать второй источник снабжения потребителей теплом, например, пиковую водогрейную котельную (мощность котла выбирается на половину присоединен-

ной тепловой нагрузки), или уменьшать количество потребителей, присоединяемых к установке.

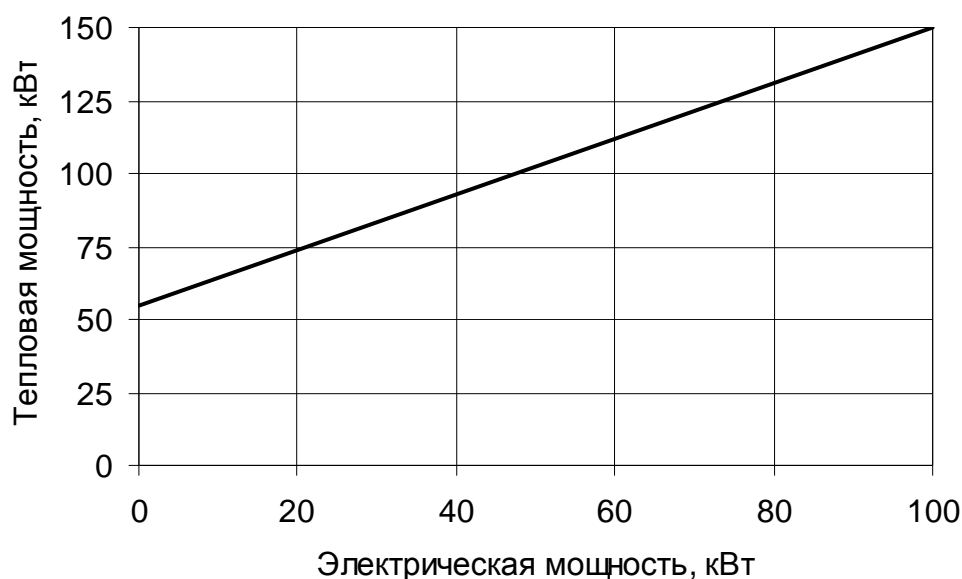


Рисунок 1.3 – Характеристика когенерационной установки МТП-100/150
ОАО «Барнаултрансмаш»

Возможно применение трубчатых электронагревателей (ТЭН) для дополнительного нагрева воды внешнего контура КГУ [25, 26], либо тепловых аккумуляторов [27].

На рисунке 1.2, в показана КГУ ЭСА-300 с первичным двигателем ЯМЗ-238М2, предлагаемая ООО «Энергосистемаавтоматика». Её особенностью является то, что генерация тепла осуществляется не только за счет утилизации сбросового тепла ПДВС, но и дополнительно за счет мощности, получаемой на валу двигателя с использованием оригинальных механического или индукционного нагревателя, которые к теплу, вырабатываемому СУТД «добавляют» ещё 125 или 105 кВт, соответственно [28], что позволяет частично решить проблему недостатка тепловой мощности при малой электрической нагрузке.

В целом необходимо отметить, что на российском рынке энергоустановок с первичными ПДВС (примерно 23000 шт. в 2017 г.) доля отечественной продукции составляет от 3 % (с дизелями) до 5 % (с газопоршневыми двигателями), при этом

доля установок с СУТД ещё ниже. Поэтому рассмотренные выше отечественные КГУ выпускаются как единичные экземпляры под конкретных заказчиков. Причины этой ситуации лежат в сфере таможенного регулирования, поэтому в диссертации не рассматриваются.

Номенклатура зарубежных КГУ существенно шире, чем отечественных. Мини-ТЭЦ на базе ПДВС изготавливают Cummins, Caterpillar, Deutz, MAN, Waukesha, Wartsila, Tedom (рисунки 1.2, д, е) и другие производители.

Система автоматического управления СУТД обычно имеет функции:

- управления по времени;
- регулировка и показ температуры воды;
- автоматическое включение при потребности в тепловой энергии.

Максимальный коэффициент использования топлива КГУ обычно составляет 0.70...0.90 (необходимо иметь в виду, что номинальный коэффициент индуктивной нагрузки – $\cos \varphi = 0.8$, что снижает его КПД до 0.95...0.96).

В рыночных условиях производители стремятся максимально снизить время на разработку и постановку на производство КГУ и СУТД, особенно при единичном производстве под заказ, уменьшить вероятность конструктивных ошибок. Это может быть достигнуто применением специализированного ПО, позволяющего с высокой степенью точности и детальности выполнить расчёт КГУ любой конструктивной схемы. Поэтому, одной из задач исследования является создание подобного ПО.

1.1.3 Основные схемные решения когенерационных установок и систем утилизации тепла первичных двигателей внутреннего сгорания

Система утилизации тепла двигателей может включать следующие основные части (зависит от конструкции первичного двигателя и требований к КГУ):

- ТО типа «газ-жидкость» в системе ОНВ;

- ТО типа «жидкость-жидкость» в системе охлаждения ПДВС;
- ТО типа «жидкость-жидкость» в системе смазки (подключаемый к системе охлаждения, либо непосредственно к внешнему контуру СУТД);
- ТО типа «газ-жидкость» в системе отвода ОГ;
- ТО типа «жидкость-жидкость» для передачи тепла от промежуточного теплоносителя в систему теплоснабжения;
- циркуляционный насос, рама, система управления, трубы, арматура и т.д.

Схема одноконтурной СУТД может быть выполнена без разрыва струи (рисунок 1.4, а).

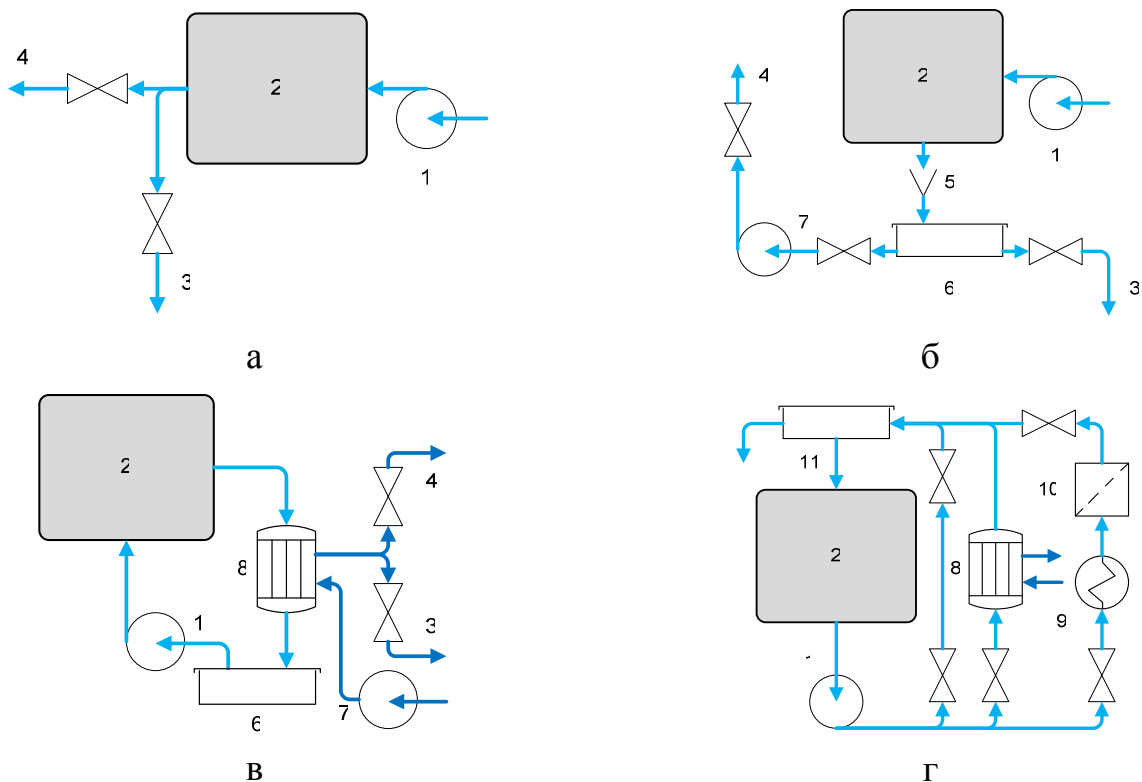


Рисунок 1.4 – Схемы систем утилизации тепла двигателей:

- а – без разрыва струи за ПДВС; б – с разрывом струи за ПДВС;
 в – без использования воды внутреннего контура; г – с использованием воды внутреннего контура: 1 – насос; 2 – ПДВС; 3 – сброс; 4 – к потребителю;
 5 – воронка; б – резервуар для воды; 7 – насос, подающий воду к потребителю;
 8 – теплообменник; 9 – потребитель (система отопления); 10 – грязевик;
 11 – резервный бак / расширитель

В этом случае теплоноситель можно подавать потребителю при помощи насоса системы охлаждения ПДВС, что влечет дополнительные потери мощности. При отключении потребителя тепла необходимо обеспечить сброс воды. В схеме с разрывом струи ОЖ направляют в резервуар, из которого перекачивают к потребителю отдельным насосом (рисунок 1.4, б). На рисунке 1.4, в показана двухконтурная СУТД с ТО и разрывом струи, а на рисунке 1.4, г – пример схемы с теплообменником, применяемой при пониженных параметрах теплоносителя (70...80 °С на выходе из ТО).

Непосредственное использование теплоносителя системы охлаждения в системе теплоснабжения, к которой подключена КГУ практически не применяется, так как это повышает риски загрязнения рубашки охлаждения и насыщению циркулирующей воды воздухом. Подогрев охлаждающей воды до 95 °С (например, в котлах с огневой топкой) при низкой температуре наружного воздуха, делает невозможным использование обратной воды из системы отопления для охлаждения двигателя. Этих проблем можно избежать при схемах с ТО, так как в этом случае в системе охлаждения двигателя и в отопительной системе циркулирует постоянный объем воды по замкнутому циклу.

На рисунке 1.5 показана схема «типичной» КГУ МТП-250 на основе газового ПДВС 1Г12 производства ОАО «Барнаултрансмаш». Вода внешнего контура подводится к водяному насосу СУТД и по трубопроводам поступает в водяной ТО и далее в ТО ОГ. После чего вода идет в регулирующий трехходовой кран, который открывает проход в выходящий трубопровод, если температура воды выше установленного значения (по умолчанию – 60 °С). При температуре воды ниже установленного значения, она направляется к водяному насосу. Управление регулирующим краном осуществляется ПИД-регулятором по сигналам датчика температуры воды. Когда нет необходимости полного использования тепла (например, в летнее время), поворотные заслонки в системе выпуска ОГ направляют его поток через глушитель. Включение и выключение водяного насоса второго контура, производится автоматически при готовности

КГУ к приему нагрузки. Температура сетевой воды на выходе из СУТД индицируется на цифровом измерителе ПИД-регулятора на шкафу управления.

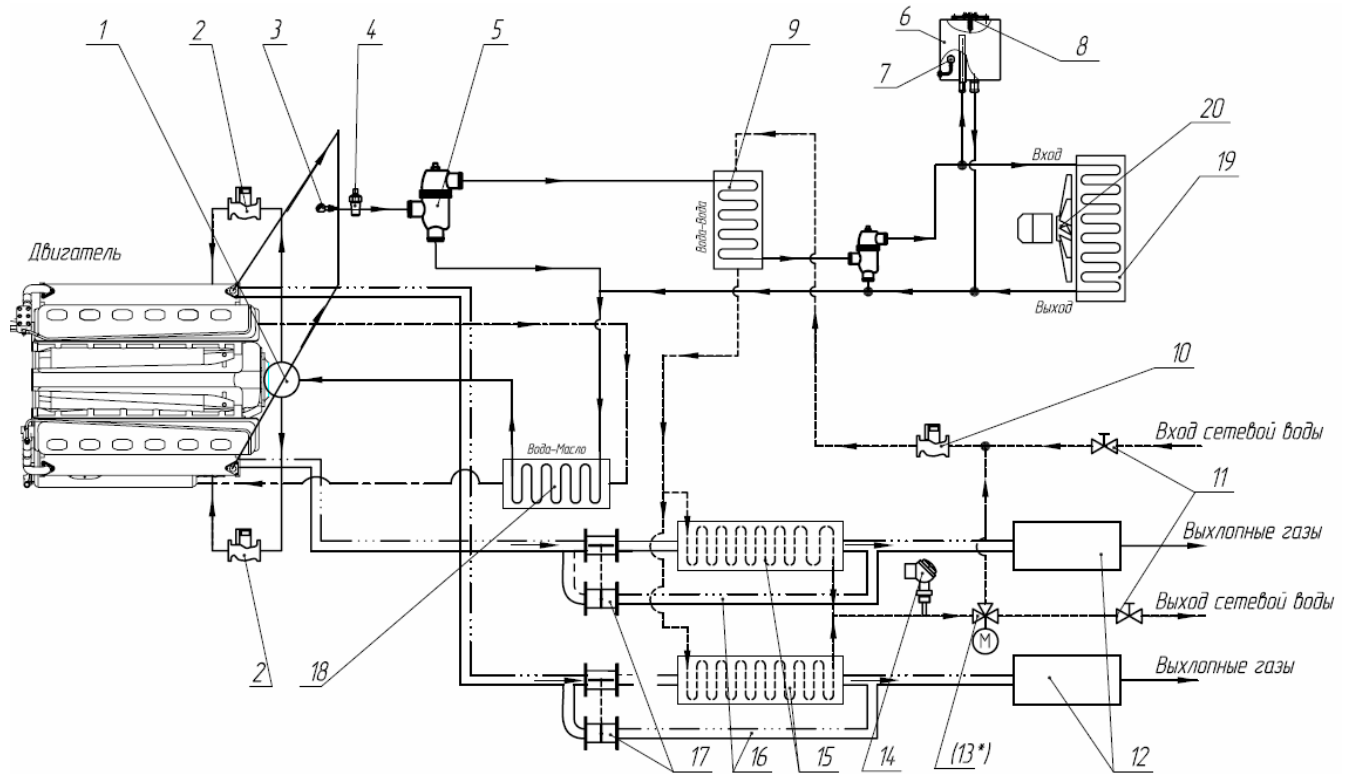


Рисунок 1.5 – Схема системы утилизации тепла двигателей, систем охлаждения, смазки и отвода отработавших газов когенерационной установки МТП-250 с радиаторным блоком:

- 1 – механический водяной насос; 2 – электрический водяной насос; 3, 4 – датчики температуры; 5 – терморегулятор; 6 – расширительный бачок; 7 – датчик уровня ОЖ; 8 – паровоздушный клапан; 9 – водоводяной ТО; 10 – электрический насос внешнего контура; 11 – вентили внешнего контура; 12 – глушители; 13 – трехходовой регулирующий кран; 14 – датчик температуры сетевой воды; 15 – ТО; 16 – байпасный трубопровод ОГ; 17 – регулирующие заслонки, 18 – водо-масляный ТО

Наибольшие технические трудности вызывает подбор или создание ТО для утилизации тепла ОГ [29], это вызвано взаимоисключающими требованиями к их высокой эффективности и минимальному влиянию на рабочий цикл ПДВС,

которое обеспечивается минимальным газодинамическим сопротивлением. При использовании энергоустановок на действующих котельных, иногда целесообразно ОГ дизеля направить в топочную камеру котла (активный котел-утилизатор), где в их среде сжигается котельное топливо. Допускается работа ТО без отбора тепловой энергии, при этом сливается вода из утилизационного блока, а ТО ОГ работает как глушитель.

Целесообразность утилизации тепла той или иной системы определяется, в том числе, температурой рабочих сред ПДВС. Если в качестве ПДВС используется судовой дизель, теплового потенциала ОЖ обычно недостаточно для его эффективной утилизации [30]. Хотя не исключается вариант расчета системы отопления на пониженную начальную температуру теплоносителя, например, 60 °С. Связанное с этим увеличение поверхности нагрева отопительных приборов и диаметров труб может быть компенсировано достигаемой экономией топлива. Для решения этой проблемы в судовых энергоустановках вместо воды иногда используются низкокипящие теплоносители [31, 32], получаемый в СУТД пар используется в отдельных малооборотных турбогенераторах, либо подаётся в камеру сгорания (КС) на такте расширения [33]. Для стационарных энергоустановок это решение нецелесообразно, так как существенно усложняет и удорожает конструкцию.

Применяемые ТО могут быть различного типа, сравнение их характеристик, применительно к использованию в составе КГУ, приведено в таблице 1.2.

С целью гарантированного обеспечения надежной эксплуатации в конструкции ТО должен быть предусмотрен перепуск ОГ минуя сердцевину теплообменной части для условий длительной эксплуатации в режиме отсутствия сетевой воды. Устройство перепуска должно удовлетворять требованиям достаточной герметичности, удобству и надежности в эксплуатации. В целом ТО тепла ОГ должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- минимальное сопротивление по газовой стороне;
- легкая очистка поверхностей нагрева по газовой и водяной сторонам;
- компактность, удобство расположения и обслуживания в составе СУТД.

Таблица 1.2 – Преимущества и недостатки различных типов теплообменников [34, 35]

Тип	Преимущества	Недостатки
Пластинчатые	Простота сборки, компактность, малые гидравлические сопротивления	Склонность к загрязнению
Витые	Способность к самокомпенсации	Сложность сборки и ремонта
Спиральные	Компактность, малые гидравлические сопротивления, интенсивный теплообмен	Сложность сборки и ремонта
Кожухотрубные	Простое устройство, компенсация температурных деформаций	Большие размеры, большая металлоемкость
Двухтрубные	Высокий коэффициент теплоотдачи, простота сборки, устойчивость к высоким давлениям	Большие размеры, высокая стоимость, сложность очистки
Графитовые	Высокая коррозионная стойкость, хорошая теплопроводность	Высокая стоимость
Секционные	Устойчивость к высоким давлениям	Высокая стоимость
Погружные	Возможность изготовления рабочей поверхности из различных материалов	Малая эффективность
Ребристые	Высокая теплоотдача, компактные размеры	Трудность очистки межреберного пространства
Оросительные	Простота изготовления и эксплуатации	Низкая интенсивность теплообмена

Многообразие конструктивных исполнений КГУ с ПДВС, которое, как будет показано в п. 1.3, невозможно с достаточной точностью описать в рамках

одной универсальной математической модели, является одной из проблем, стоящих перед разработчиками и затрудняющих совершенствование средств малой энергетики.

1.2 Особенности конструкции и режимов функционирования поршневых двигателей внутреннего сгорания в составе когенерационных установок

Анализ особенностей конструкции и режимов функционирования ПДВС в составе КГУ необходим для корректной постановки задач, связанных с разработкой методов их имитационного моделирования. Условия эксплуатации КГУ определяют граничные условия, параметры назначения и безопасности – диапазон варьирования параметров и переменных модели, особенности функционирования ПДВС в составе КГУ – необходимость подробной математической проработки тех или иных компонентов модели.

1.2.1 Условия эксплуатации когенерационных установок

Внешние (климатические) условия обуславливают граничные условия для имитационных моделей:

- условия теплообмена её элементов, включая ПДВС и СУТД с окружающей средой;
- механическую нагрузку на ПДВС (зависящую от электрической нагрузки);
- тепловую нагрузку на СУТД.

Требования к климатическим условиям работы КГУ носят рекомендательный характер и указываются в Технических условиях на конкретный тип

установи. В общем случае, согласно ГОСТ 33105-2014 [36], стационарные энергоустановки эксплуатируются при температуре окружающего воздуха от 8 до 50 °С, передвижные – от минус 50 до 50 °С. Различие в значении нижней границы диапазона объясняется тем, что стационарные энергоустановки, в отличие от передвижных, эксплуатируются в теплых помещениях или контейнерах. Максимальная высота над уровнем моря для стационарных КГУ составляет 2400 м, что соответствует давлению воздуха 79.5 кПа.

Максимальная тепловая мощность автономной КГУ должна покрывать пиковые тепловые нагрузки [37], которые, в зависимости от региона эксплуатации, конфигурации тепловой и электрической сети и типа электрической нагрузки (бытовая, промышленная, сельскохозяйственная и т.д.), могут быть определены из справочной литературы [38]. На рисунке 1.6 показан «типичный» график электрической нагрузки автономной сети энергоснабжения, пропорционально которому изменяется и максимальная тепловая мощность КГУ.

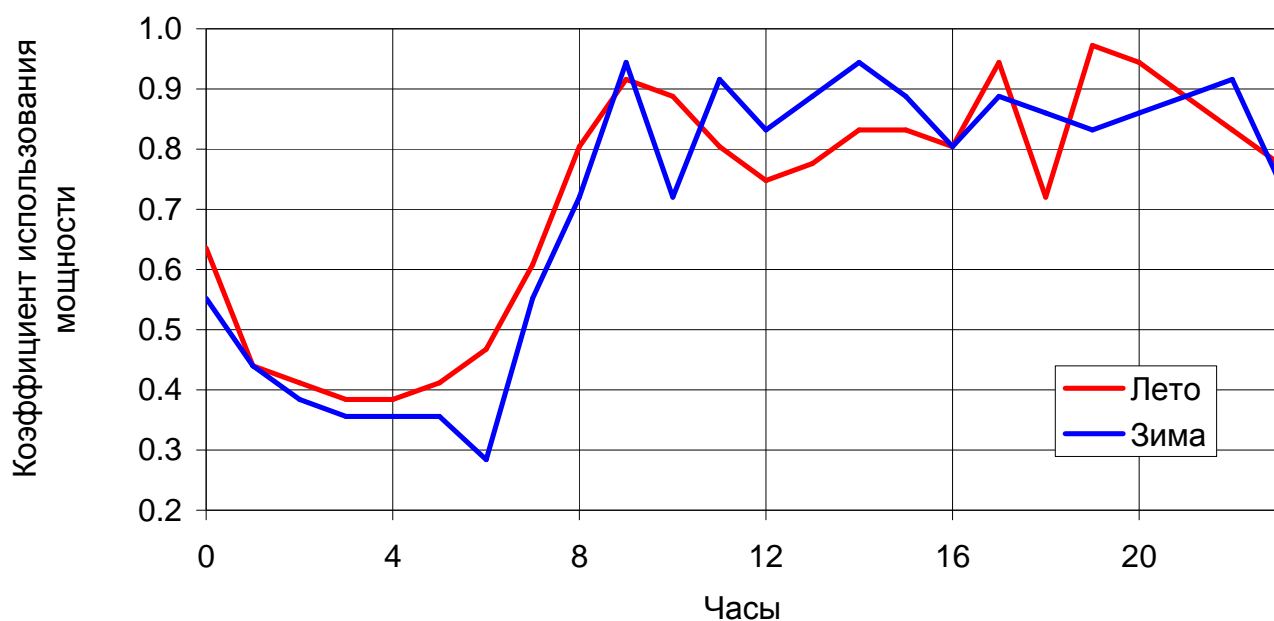


Рисунок 1.6 – Характерный график электрической нагрузки автономной сети энергоснабжения

На рисунке 1.7 показан пример изменения средней температуры воздуха в Челябинске в течение года и диапазон её колебаний в течение месяца.

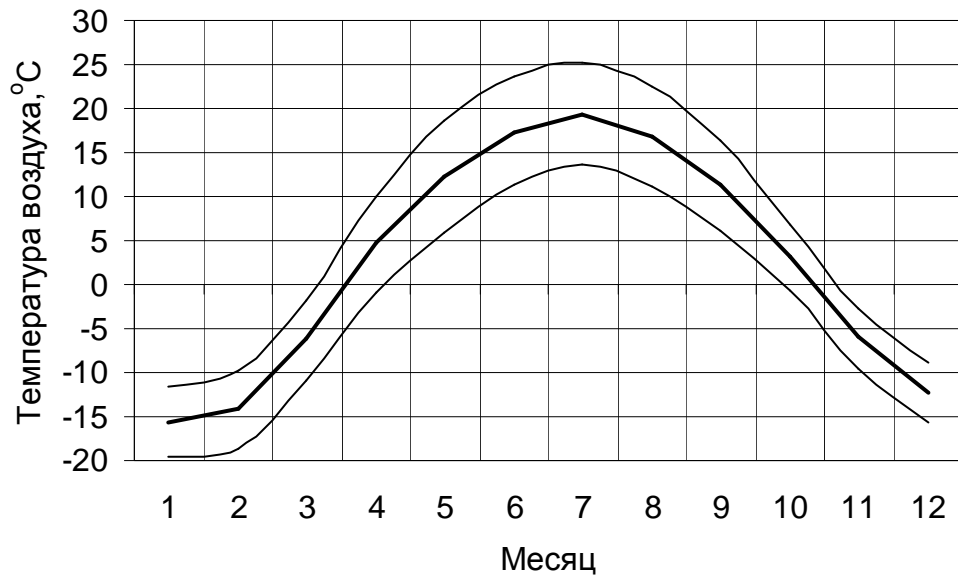


Рисунок 1.7 – Средняя температура воздуха в Челябинске [39]

Характер изменения параметров, определяющих условия эксплуатации КГУ, является транзитным и стохастическим. Для достаточно сложных автономных энергосистем, включающих большое количество потребителей электрической и тепловой нагрузки, а также при работе КГУ параллельно с сетями централизованного энергоснабжения, можно аппроксимировать графики нагружения зависимостями, приведенными в справочной литературе. Такой подход:

- позволит выполнять имитационное моделирование на больших временных промежутках в псевдостатике, что необходимо для определения параметров назначения (длительность – от 20 до 200 расчетных циклов), параметров эффективности (длительность – до года);

- обеспечит возможность транзитного моделирования быстротекущих процессов (длительность – до 20 расчетных циклов), что необходимо для определения параметров безопасности и надежности, а также моделирования работы КГУ малой мощности в составе автономных энергосистем с единичными потребителями.

1.2.2 Классификация, параметры назначения и безопасности когенерационных установок

Существует ряд нормативных документов, в которых имеется классификация энергоустановок на базе ПДВС, например, ГОСТ 33105-2014, ГОСТ 23377-84 [40] или ГОСТ 55006-2012 [41]. Эта классификация различается, но можно привести общие классификационные признаки, характерные для КГУ и учитываемые, при проведении настоящего исследования:

- по назначению – основные и резервные;
- по виду ПДВС – бензиновые, дизельные, газопоршневые;
- по способу охлаждения ПДВС – с воздушной и водовоздушной (радиаторной) системами охлаждения;
- по способу защиты от атмосферных воздействий – бескапотного, капотного и контейнерного исполнений;
- по степени подвижности – стационарные, передвижные, блочно-транспортные;
- по степени автоматизации – 0, 1, 2, 3, 4;
- по числу источников энергии – одноагрегатные, многоагрегатные.

Другие классификационные признаки либо не характерны для КГУ (например, переносимость или кузовное исполнение), либо не влияют на тепловые характеристики КГУ (например, род тока или способ перемещения).

Основными «продуктами» генерации КГУ являются электрическая и тепловая энергия, поэтому, параметры назначения определяют основные характеристики этих видов энергии: электрическую и тепловую мощность, качество электрической энергии, температуру теплоносителя на выходе СУТД. Абсолютное количество произведенной энергии за срок службы КГУ пропорционально её ресурсу, который лимитирован скоростью расходования ресурса ПДВС, как наиболее сложного и дорого элемента.

На момент выполнения работы обязательные требования к параметрам назначения КГУ на базе ПДВС в форме национальных стандартов или Технических регламентов отсутствовали. Федеральный закон от 27.12.2002 № 184-ФЗ «О техническом регулировании» [42] предусматривают, что в РФ национальные стандарты имеют добровольное применение. В область технического регулирования Технического регламента Таможенного союза ТР ТС 010/2011 «О безопасности машин и оборудования» [43] входят только дизель-генераторы (дизель-генератор – это источник электрической энергии на базе ПДВС, предназначенный для работы в составе конкретной машины, т.е., в отличие от энергоустановки, не являющийся универсальным источником энергии).

Тепловая мощность КГУ не регламентирована нормативными документами, однако, если установка используется для отопления зданий и помещений, желательно учитывать требования строительных норм и правил к температуре теплоносителя внешнего контура СУТД – температура воды в подающем трубопроводе закрытых систем теплоснабжения должна быть не менее 70 °С [44]. Важное значение имеет надежность теплоснабжения, зависящая от большого количества факторов (категория потребителей, необходимость резервирования, характеристика тепловой сети и т.д.), и учитываемая при выборе потребителем КГУ.

Существует три категории потребителей тепла:

- первая – потребители, не допускающие перерывов в подаче расчетного количества тепла и снижения температуры воздуха в помещениях, ниже предусмотренных стандартами или договором на поставку тепла (больницы, родильные дома, детские сады, картинные галереи, химические и специальные производства, шахты, операционные, реанимационные помещения и т.п.);

- вторая – потребители, допускающие временное снижение температуры в отапливаемых помещениях: жилых и общественных зданий – до 12 °С, промышленных зданий – до 8 °С;

- третья – остальные потребители (временные здания и сооружения, вспомогательные здания промышленных предприятий, бытовые помещения и т.п.).

Для обеспечения оптимальной надежности теплоснабжения, при определении необходимой тепловой мощности, учитываются плановые и неплановые простои оборудования, а также возможность превышения нагрузки над расчетным регулярным максимумом. В связи с этим в энергосистемах должны предусматриваться ремонтный, аварийный и нагрузочный резервы, располагаемой мощности энергоустановки. Подробное рассмотрение особенностей функционирования КГУ в автономных сетях энергоснабжения выходит за рамки настоящего исследования.

Для предварительной оценки конструктивных параметров СУТД можно использовать формулы требуемого расхода теплоносителя внешнего контура:

$$G_g = \frac{Q_{сутд}}{\Delta T_{сутд} \cdot c_g}, \quad (1.1)$$

где: $Q_{сутд}$ – тепловая мощность СУТД; $\Delta T_{сутд}$ – перепад температуры на входе и выходе СУТД; c_g – теплоемкость теплоносителя внешнего контура.

Существует большое количество (часто противоречащих друг другу) национальных стандартов и стандартов организаций с требованиями (носящими рекомендательный характер) к электроагрегатам и электростанциям на базе ПДВС. Поэтому мы не будем рассматривать их все, а только те, которые учитывают специфику функционирования ПДВС в составе КГУ [45].

Стандартом организации СТО 70238424.27.100.054-2009 [46] рекомендуется применение СУТД в составе постоянно работающих энергоустановок. СУТД должна обеспечивать параметры теплоносителя и надежности теплоснабжения в соответствии с СТО 70238424.27.100.056-2009 [47]. При проектировании СУТД следует учитывать:

- графики тепловых и электрических нагрузок;
- вид и параметры состояния теплоносителей и утилизируемых сред;
- составляющие теплового баланса ПДВС на режиме номинальной мощности и их изменение с изменением нагрузки;
- предельно-допустимые значения сопротивлений систем воздухообогревания, выпуска отработавших газов и теплообменников ПДВС.

СТО 70238424.27.100.054-2009 рекомендует утилизацию тепла ОГ осуществлять с применением кожухотрубчатых ТО или ТО на тепловых трубках, тепла наддувочного воздуха – кожухотрубчатых ТО и калориферов, тепла смазочного масла и системы охлаждения ПДВС – кожухотрубчатых и пластинчатых ТО.

Гидравлические сопротивления теплообменников по трактам прохода масла и ОЖ во внутреннем контуре системы охлаждения двигателя не должны превышать значений, устанавливаемых заводом-изготовителем ДВС. В случае необходимости, для обеспечения требуемого расхода масла и ОЖ в системах смазки и охлаждения ПДВС, могут быть установлены дополнительные насосы.

Для обеспечения потребителей теплотой при работе ПДВС на частичных нагрузках, рекомендуется в состав СУТД включить электронагреватели теплоносителя системы теплоснабжения и/или тепловые аккумуляторы. Энергоемкость и мощность тепловых аккумуляторов и мощность электронагревателя определяется расчетом в соответствии с графиками электрической и тепловой нагрузок.

В части, касающейся параметров безопасности, можно ориентироваться на ГОСТ 31967-2012 [48], который предусматривает ограничение выбросов вредных веществ с ОГ значениями (для промышленных ПДВС поставленных на производство с 2016 г.):

- оксидов азота (NO_x) – 6.0 г/(кВт·ч);
- оксида углерода (СО) – 1.5 г/(кВт·ч);
- углеводородов (СН) – 0.4 г/(кВт·ч).

Дымность ОГ не должна превышать величин, приведенных в ГОСТ 24028-2013 [49] и зависящих от расхода воздуха. Значения показателей шума и вибрации ПДВС должны быть согласованы с изготовителем КГУ [50], так как именно он обеспечивает нормируемые величины этих показателей на рабочем месте оператора.

В настоящее время большое значение придается энергетической эффективности промышленного оборудования [51], что закреплено в законодательстве РФ, см., например, в 261-ФЗ от 23.11.2009 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности, и о внесении изменений в отдельные законода-

тельные акты Российской Федерации». ГОСТ Р 55007-2012 [52] предусмотрено, что в состав показателей энергоэффективности КГУ должен входить КПД СУТД при номинальной нагрузке. Для многотопливных ПДВС он определяется отдельно для каждого вида топлива. Все КГУ подлежат процедуре подтверждения соответствия показателей энергоэффективности нормативным значениям. Для ПДВС таким показателем является стандартный удельный расход топлива, которой не должен превышать приведенных в ГОСТ Р 55007-2012 значений, зависящих от типа ПДВС, рабочего объема цилиндра, среднего эффективного давления и частоты вращения коленчатого вала. Таким образом, энергетическая эффективность КГУ определяется характеристиками топливной экономичности ПДВС. Учитывая различный характер генерируемой энергии, энергетическая эффективность КГУ обычно оценивается коэффициентом использования топлива:

$$\eta_{КГУ} = \frac{Q_e + Q_h}{G_f \cdot H_u}, \quad (1.2)$$

где: Q_e – электрическая мощность; Q_h – тепловая мощность; G_f – расход топлива; H_u – низшая удельная теплота сгорания топлива.

1.2.3 Особенности функционирования поршневых двигателей внутреннего сгорания в составе когенерационных установок

На рисунке 1.8 показана схема, иллюстрирующая влияние СУТД на процессы ПДВС, параметры назначения и безопасности КГУ. Это влияние является опосредованным через параметры состояния и расход теплоносителей (ОЖ, масла и ОГ), протекающих как через внутренний контур СУТД, так и через системы ПДВС. К параметрам состояния относятся температура и давление, для ОГ – дополнительно концентрация компонентов.

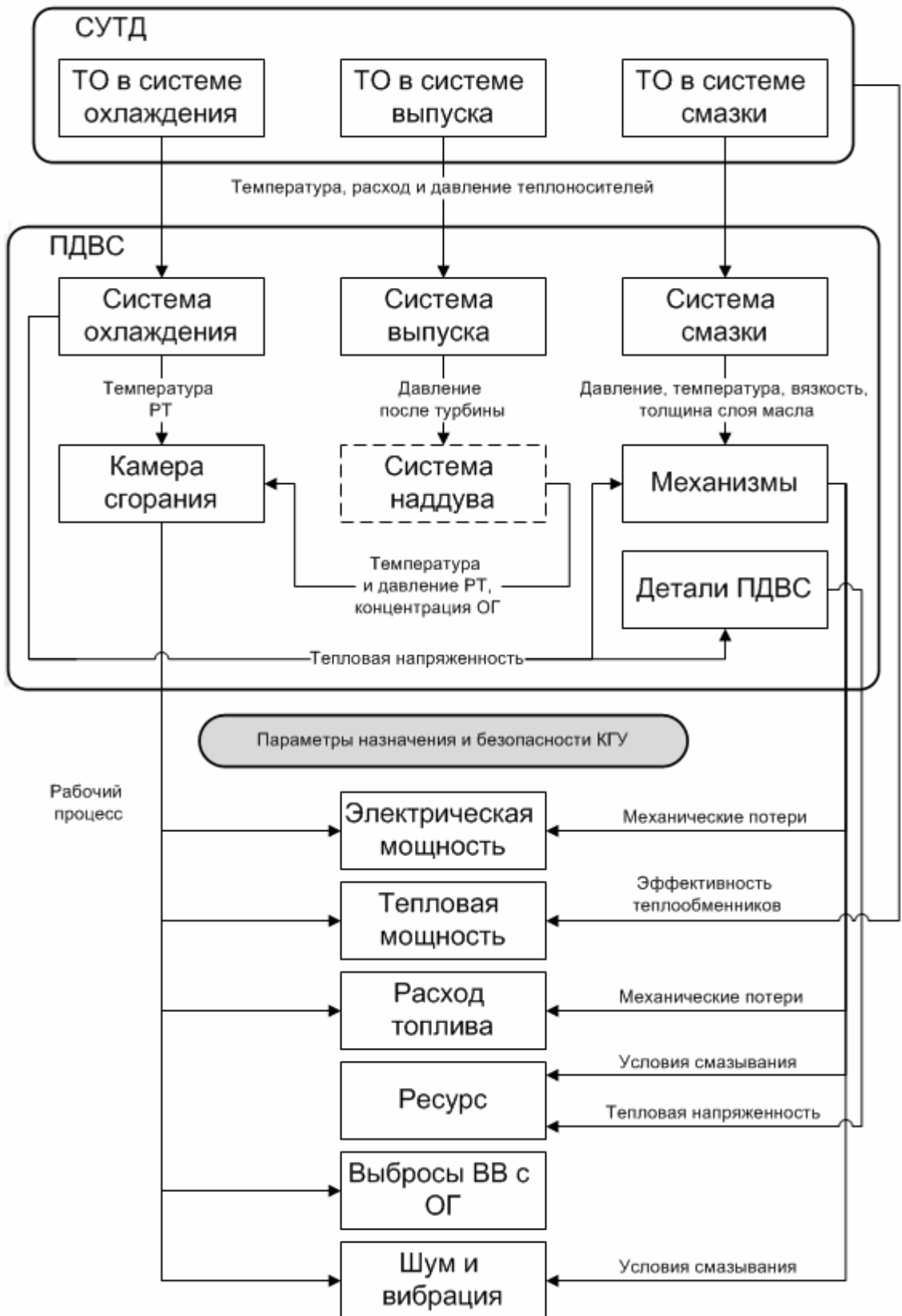


Рисунок 1.8 – Влияние процессов системы утилизации тепла двигателя на процессы поршневого ДВС и параметры назначения и безопасности когенерационной установки

Морфологический анализ КГУ и ПДВС как системы показывает, что имеет место большое количество неявных связей между компонентами, и если границы доменов с процессом массопереноса четко обозначены, то границы доменов с теплопереносом выражены неявно. Поэтому такие неявные связи часто не учитываются, что отрицательно влияет на точность модели.

Рассмотрим схему (см. рисунок 1.8) более подробно. Теплообменник внутреннего контура СУТД влияет на гидродинамику процесса течения ОЖ в системе охлаждения и параметры состояния ОЖ. В общем случае нельзя говорить о том, создает ТО дополнительное сопротивление или нет, т.к. он обычно устанавливается вместо или параллельно системе охлаждения и его эффективность (количество тепла, отбираемое от ОЖ) может быть как больше, чем у системы охлаждения, так и меньше, но в любом случае его нужно знать и учитывать. Аналогичные рассуждения относятся и к другим ТО, входящим в состав СУТД.

Температура ОЖ оказывает существенное влияние на рабочие процессы в КС. На рисунке 1.9, в качестве примера, представлены экспериментальные зависимости показателей рабочего процесса дизеля 12ЧН15/18 (подобные ПДВС используются в составе КГУ типа МТП ОАО «Барнаултрансмаш») от температуры ОЖ на режиме максимальной постоянной подачи топлива, полученные Д.В. Шабалиным [53]. Хорошо видно, что уменьшение температуры ОЖ и, соответственно стенок КС, влечет увеличение удельного эффективного расхода топлива и рост максимального давления газов.

Аналогичные результаты представлены в работах [54, 55]. Это является следствием снижения температуры сжатия, увеличения периода задержки воспламенения топлива и выхода показателей рабочих процессов за пределы оптимальных значений. Кроме того, из-за роста P_z ожидаемо возрастают шум и вибрация ПДВС, растут механические нагрузки на детали КШМ и скорость изнашивания и накопления повреждений.

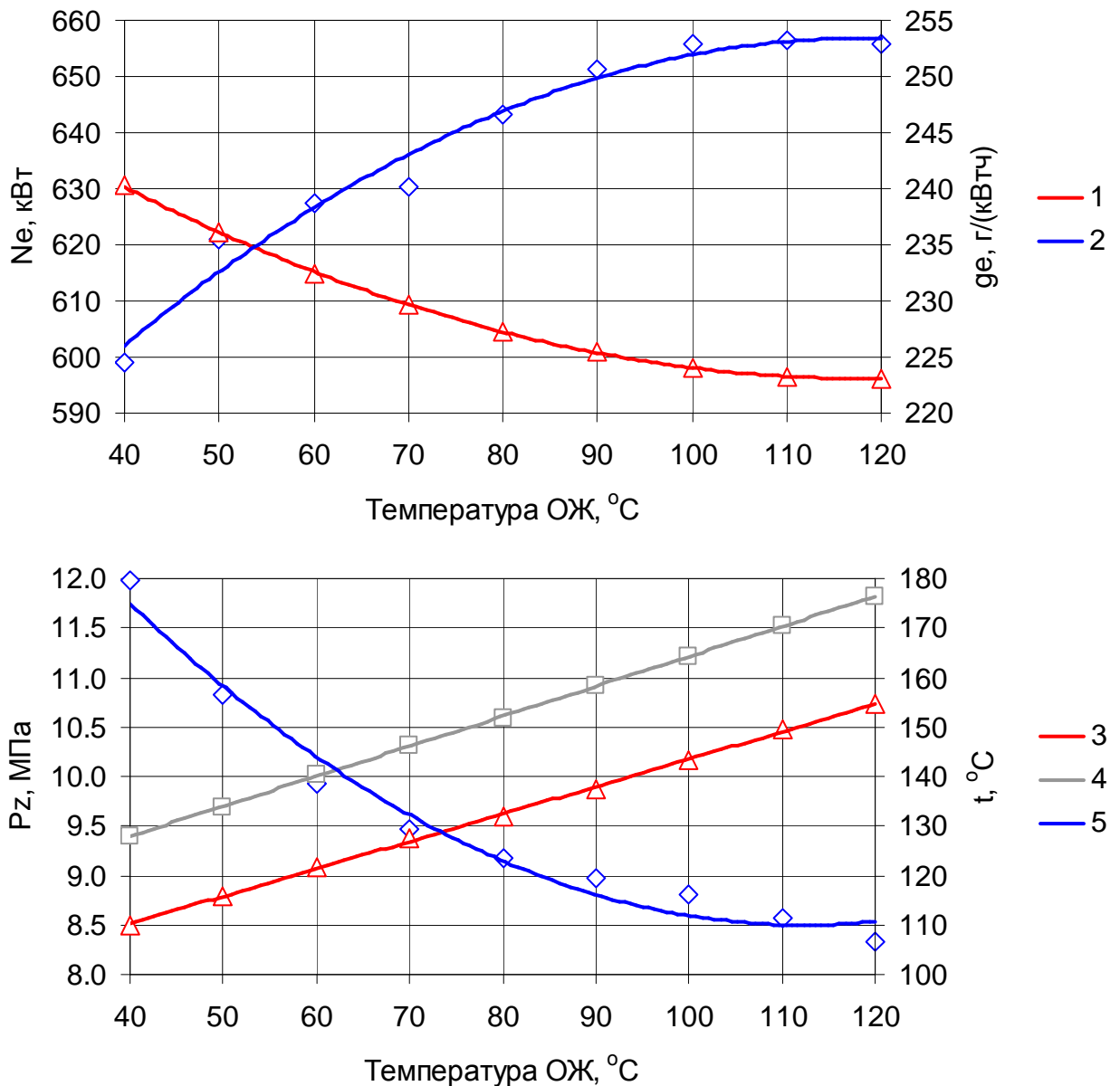


Рисунок 1.9 – Изменение показателей дизеля 12ЧН15/18
в зависимости от температуры ОЖ ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$):

1 – g_e ; 2 – N_e ; 3 – температура гильзы; 4 – температура головки цилиндра; 5 – P_z

Другим негативным последствием выхода температуры ОЖ за рациональные пределы является увеличение выбросов вредных веществ с ОГ [56]. Например, в работе А.Л. Новоселова [57] экспериментально установлено, что при снижении температуры ОЖ дизеля 4Ч13/14 ($P_e = 0.56 \text{ МПа}$, $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$) с 85 до 40 °С, дымность ОГ повышается на 24...26 %, выбросы СО – на 8 %, выбросы оксидов азота – на 20 %.

Теплообменник СУТД в системе выпуска влияет на температуру и давление ОГ. Увеличение давления ОГ на выпуске влечет ухудшение газообменных процессов, рост концентрации остаточных продуктов сгорания в КС и, как следствие, увеличение удельного расхода топлива [58] (рисунок 1.10) и выбросов твердых частиц с ОГ [59].

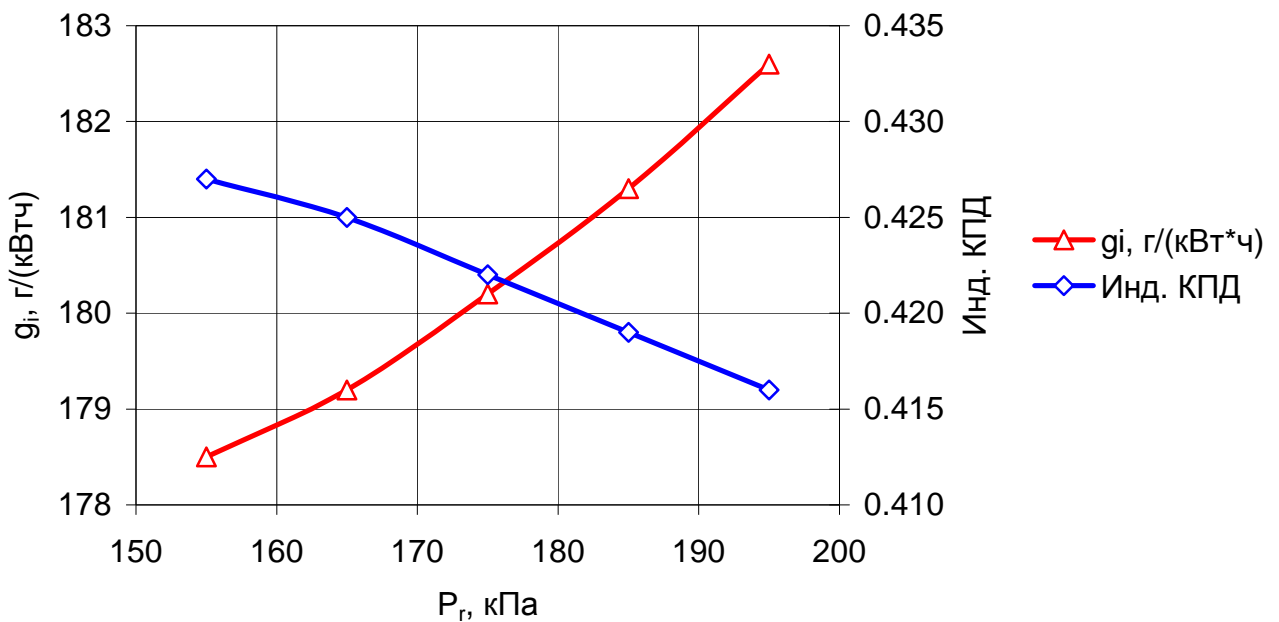


Рисунок 1.10 – Влияние гидродинамического сопротивления выпускного тракта (P_r) на удельный индикаторный расход топлива (g_i) и индикаторный КПД рабочего цикла дизеля 4ЧН15/20.5

Теплообменник в системе смазки влияет на гидродинамику процесса течения масла в системе смазки, температуру и вязкость масла. Доля системы смазки в общем тепловом балансе ПДВС относительно невелика (3...5 % [60]), но в данном случае важное значение имеют условия смазывания в узлах и механизмах двигателя, зависящие от вязкости и давления масла. Ухудшение условий смазывания влечет рост механических потерь на трение, интенсивности изнашивания деталей, механического шума и вибрации ПДВС. Например, в работе В.С. Глушакова [61] приведена зависимость мощности механических потерь дизеля Д-240 от температуры ОЖ, показанная на рисунке 1.11.

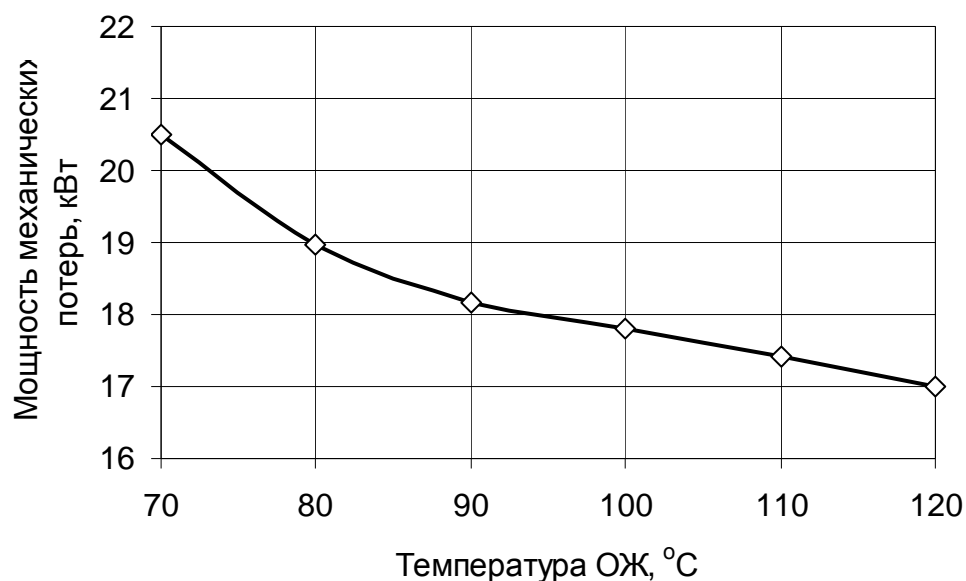


Рисунок 1.11 – Зависимость мощности механических потерь дизеля Д-240 от температуры охлаждающей жидкости

Таким образом, влияние, оказываемое СУТД на процессы в ПДВС, является существенным. Его необходимо учитывать при разработке КГУ не только для обеспечения требований к параметрам назначения, но и к параметрам безопасности, которые законодательно лимитированы. Разумеется, система управления КГУ позволяет поддерживать показатели теплоносителей систем охлаждения, отвода ОГ и смазки в рациональных пределах, но необходима настройка алгоритма её функционирования, в том числе, с применением имитационных моделей.

Необходимо также учитывать, что в состав КГУ, кроме СУТД, входит и электрический генератор, момент сопротивления вращения которого не является постоянным, а изменяется по закону, близкому к синусоидальному (рисунок 1.12), что оказывает влияние на динамику и механические нагрузки ПДВС, особенно на нестационарных режимах. Например, при запуске трехфазного асинхронного двигателя, питаемого от КГУ, пиковые значения момента на валу ПДВС в 5...7 раз могут превышать средние.

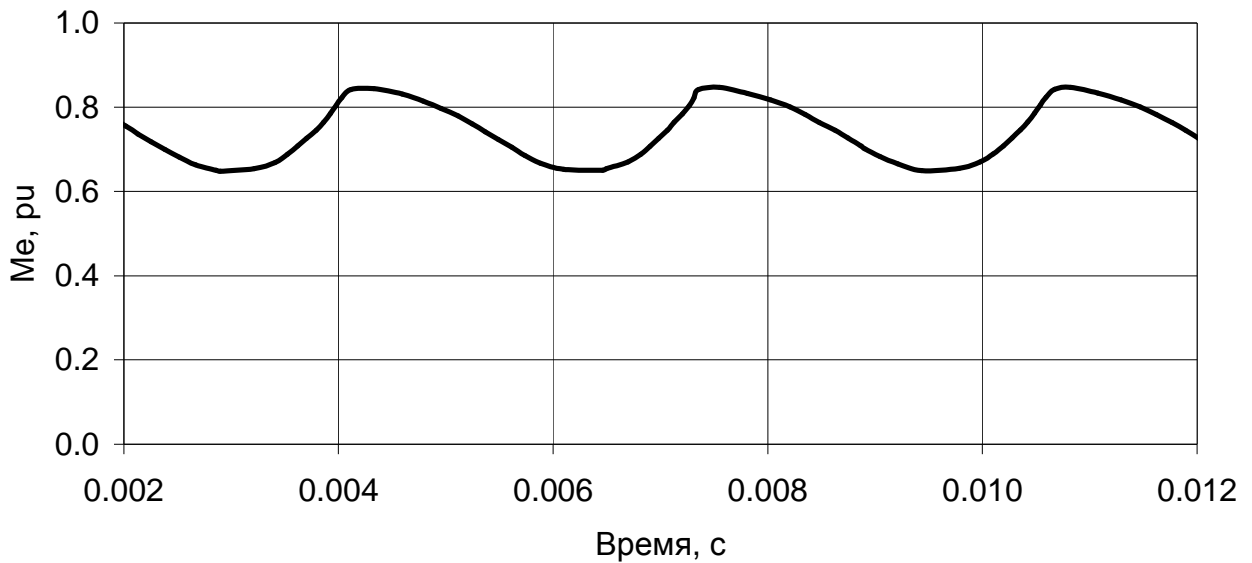


Рисунок 1.12 – Изменение электрического момента асинхронного генератора (pu – относительные единицы) [2]

Таким образом, анализ особенностей функционирования ПДВС в составе КГУ показал, что наличие СУТД оказывает существенное влияние практически на все системы и механизмы двигателя и, соответственно, на все параметры назначения, безопасности и энергетической эффективности. Поэтому, при разработке методов имитационного моделирования КГУ, особое внимание должно быть уделено:

- процессам теплообмена в системе охлаждения ПДВС;
- гидравлическим процессам во внутреннем контуре КГУ, включая систему охлаждения ПДВС;
- газодинамическим процессам в газоздушном тракте ПДВС;
- рабочим процессам в камере сгорания ПДВС;
- процессам в ТО СУТД, сопряженным с процессами в системах и механизмах ПДВС;
- процессам в системе смазки и трибосорязениях ПДВС.

Теоретические и экспериментальные исследования вышеперечисленных тепловых, газодинамических, гидродинамических, механических и физико-

химических процессов в ПДВС, входящих в состав КГУ и их системах, составляют область исследования диссертационной работы.

1.3 Современное состояние и проблемы математического моделирования когенерационных энергоустановок и поршневых двигателей внутреннего сгорания в их составе

1.3.1 Математические модели гидравлических процессов во внутреннем контуре когенерационной установки

Внутренний контур КГУ включает соединенные между собой систему охлаждения, внутренний гидравлический контур СУТД и, при наличии, контур системы охлаждения силовой установки (радиатор, термостаты и т.д.), который включается при отсутствии тепловой нагрузки.

До недавнего времени гидродинамические процессы в системах охлаждения ПДВС практически не рассчитывались [62], конструкторов интересовал только вопрос определения требуемой производительности W_p водяного насоса, обеспечивающей теплоотвод от нагретых деталей:

$$W_p = \frac{Q_l}{c_l \cdot \rho_l \cdot \Delta T_{rad} \cdot \eta_p}, \quad (1.3)$$

где: Q_l – поток тепла, отводимый в ОЖ; c_l – удельная теплоемкость ОЖ; ρ_l – плотность ОЖ; ΔT_{rad} – перепад температуры ОЖ в радиаторе; η – коэффициент подачи, учитывающий перетечки ОЖ из нагнетательной полости во всасывающую.

Перетечки ОЖ в насосе зависят от гидродинамического сопротивления системы охлаждения. Для несложных систем оно может быть найдено с применением метода эквивалентных сечений [63].

Величина эквивалентного (т.е. учитывающего потери на трение и местные сопротивления) сечения:

$$A_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot C_d \cdot \sqrt{\sum(\xi) + \lambda_0 \cdot l}}, \quad (1.4)$$

где: d – диаметр трубы; l – длина трубы; C_d – коэффициент расхода; λ_0 – приведенный коэффициент трения; ξ – коэффициент сопротивления участка трубы.

Для параллельного соединения труб с эквивалентными сечениями $A_1, A_2 \dots A_n$:

$$\frac{1}{A_0} = \frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} + \dots + \frac{1}{A_n}, \quad (1.5)$$

Потеря давления в результате гидродинамического трения описывается уравнением Darcy-Weisbach (Дарси-Вейсбах) [64]:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l \cdot \rho \cdot \bar{v}^2}{2 \cdot d}, \quad (1.6)$$

где: λ – коэффициент трения; \bar{v} – средняя скорость потока.

Используя уравнения (1.4...1.6) определяют скорость течения и массовый расход жидкости в каналах системы охлаждения, сравнивая его с требуемым (1.1):

$$W = A_0 \cdot C_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}. \quad (1.7)$$

Применение вышеизложенных методик оправданно на начальных этапах проектирования ПДВС для предварительной оценки конструктивных параметров элементов системы охлаждения. Для имитационной модели они не подходят, т.к. не являются динамическими. Кроме того, такие методы дают приемлемые результаты для несложных гидравлических систем, состоящих из каналов, длина которых в несколько раз больше, чем диаметр. Для сложных случаев, например, обтекания цилиндров в рубашке охлаждения, погрешность расчета достигает 40 % [65].

Поэтому некоторые исследователи предлагают рассчитывать рубашку охлаждения как последовательность колец, вводя поправки для коэффициента гидродинамического трения:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot \left(1 + 3.75 \cdot \frac{d}{l}\right), \quad (1.8)$$

либо эмпирические формулы для определения коэффициента сопротивления конкретного двигателя, например, для двигателя БЧ12/14 [66]:

$$\xi = 275 + \frac{3.6 \cdot 10^5}{Re}. \quad (1.9)$$

Очевидно, что подобные методики не являются обобщенными и могут быть применены для ПДВС с неизвестными гидравлическими характеристиками системы охлаждения.

В наиболее общей форме закономерности динамики движения вязкой несжимаемой жидкости описываются уравнением Navier-Stokes (Навье-Стокса) [67]:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -(\vec{v} \cdot \nabla) \cdot \vec{v} - \nu \cdot \Delta \vec{v} - \frac{1}{\rho} \cdot \nabla P + \vec{f}, \quad (1.10)$$

где: \vec{v} – векторное поле скоростей; ∇ – оператор набла; Δ – векторный оператор Лапласа; \vec{f} – векторное поле сил; ν – коэффициент кинематической вязкости.

Как известно, уравнение Навье-Стокса не имеет аналитического решения [68] (кроме частных случаев, например, стационарные течения в простых каналах) и решается численными методами [69, 70, 71, 72], которые очень трудоемки и по этой причине не используются в имитационном моделировании. Менее трудоемким для реализации численных методов (аналитические решения существуют только для частных случаев) является уравнение Euler (Эйлера) [73]:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -(\vec{v} \cdot \nabla) \cdot \vec{v} - \frac{1}{\rho} \cdot \nabla P + \vec{f}. \quad (1.11)$$

Существует большое количество методов численного решения уравнения Эйлера [74, 75, 76, 77]. Целесообразность применения конкретного метода определяется назначением и особенностями математической модели ПДВС. При

использовании уравнения Эйлера система охлаждения (а в случае КГУ – весь внутренний контур) разбивается на гидравлические участки, связанные между собой узлами [78]. Для каждого узла p сумма расходов ОЖ равна нулю:

$$\sum_1^p \frac{dG_p}{dt} = 0. \quad (1.12)$$

Сумма потерь давления для каждого замкнутого кольца k также равна нулю:

$$\sum_1^k \Delta P_k = 0. \quad (1.13)$$

Целью расчета является решение системы уравнений вида (1.12) и (1.13) для полного гидравлического контура системы охлаждения. Недостаток такого подхода – избыточность вычислений, так как отдельные гидравлические участки могут принадлежать различным замкнутым контурам и повторно учитываться. Для каждого узла нужно вычислять температуру выходящих потоков на основе баланса энтальпий, а для каждого участка – давление, поэтому система уравнений получается довольно сложной [79], например, для тройников необходимо решить систему из 9 уравнений и логически определить направление выходящего потока [80].

Физические свойства воды, используемой в качестве ОЖ (в чистом виде или с добавками) существенно зависят от температуры и давления. В большинстве расчетных методик физические свойства ОЖ фиксированы для какой-то нормальной рабочей температуры. Более точными являются стандартизованные зависимости [81], например, формуляцию IAPWS [82] в упрощенном варианте IAPWS-IF97. Так как формуляции IAPWS достаточно сложны для программной реализации, иногда используются упрощенные формулы, например, для зависимости плотности от температуры:

$$\rho = \frac{999.7}{0.984 + 0.000483 \cdot (T - 273)}, \text{ кг/м}^3, \quad (1.14)$$

удельной теплоемкости от температуры:

$$c_p = 4194 - 1.15 \cdot (T - 273) + 0.0015 \cdot (T - 273)^2, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}, \quad (1.15)$$

кинематической вязкости от температуры:

$$\nu = \frac{1.78 \cdot 10^{-6}}{1 + 0.0337 \cdot (T - 273) + 0.000221 \cdot (T - 273)^2}, \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1.16)$$

удельной теплоемкости от температуры и давления [83]:

$$c_p = 4.184 \cdot \left(\frac{1006 \cdot (T - 273) + 2.56 \cdot 10^{-4} \cdot (T - 273)^{1.3} -}{-3.5 \cdot 10^{-7} \cdot (T + 387) \cdot P} \right), \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}). \quad (1.17)$$

При функционировании систем охлаждения имеет место эрозионное и коррозионное разрушение поверхностей каналов, в первую очередь – гильзы цилиндра [84, 85]. Скорость эрозионного разрушения:

$$V_{cp}^{эp} = 2.25 \cdot A_{cp} \cdot D \cdot \frac{\sigma_E}{R_{OC}} \cdot T_\phi \cdot \frac{P_{зв}}{P_{охл} - P_s} \cdot \frac{n}{n_{cp}}, \text{ мкм}/\text{ч}, \quad (1.18)$$

где: A_{cp} – средняя амплитуда колебаний гильзы; D – диаметр гильзы; σ_E – контактные напряжения; T_ϕ – тепловой фактор; $P_{зв}$ – звуковое давление, генерируемое гильзой; $P_{охл}$ – давление ОЖ; P_s – давление насыщения ОЖ.

Скорость коррозионного разрушения:

$$V_{cp}^{корp} = K_{корp} \cdot \left(\frac{7}{pH} \right)^3 \cdot \frac{2.5 \cdot T_{отн}^2}{1.5 + T_{отн}^4}, \text{ мкм}/\text{ч}, \quad (1.19)$$

где: $K_{корp}$ – коэффициент; $T_{отн}$ – относительная температура ОЖ.

Одной из составляющих имитационной модели КГУ является термостат, который позволяет автоматически управлять тепловым состоянием двигателя и, в зависимости от температуры ОЖ, направлять её поток либо через СУТД, либо через систему охлаждения (например, при отсутствии тепловой нагрузки), либо по малому контуру системы (например, при прогреве ПДВС после запуска). Существует ПО, в котором есть возможность создать модель термостата. Например, в ПО GT-Suite термостат моделируется на основе шаблона «split», описывающего разделение потока жидкости на несколько, при этом площадь поперечного сечения каждого выхода задается табличной зависимостью от температуры жидкости. Аналогичные модели термостатов есть в AmeSim (библиотека Cooling Systems), учитывающие, в том числе, инерционность нагрева

рабочего вещества (воска), нелинейность его расширения и явление гистерезиса. Вышеупомянутые компоненты являются ориентированными и не могут быть использованы при моделировании существенно нестационарных процессов, когда направление потока не является постоянным.

Необходимо отметить, что гидродинамические процессы в системе охлаждения ПДВС рассматриваются неразрывно с процессами теплообмена. В настоящее время одним из актуальных направлений исследования систем охлаждения транспортных машин является «thermal management», т.е. оптимальное управление тепловым состоянием ПДВС с точки зрения обеспечения высокой термодинамической эффективности при сохранении ресурсных показателей [86, 87]. Работы, посвященные регулированию теплового состояния ПДВС КГУ, представлены очень мало [88, 89] и посвящены разработке систем управления.

1.3.2 Математические модели процессов теплообмена в системе охлаждения первичного двигателя

Процесс теплообмена между рабочими средами ПДВС включает собственно теплообмен между средой (ОЖ, газ в КС, масло, картерные газы, окружающий воздух и т.д.) и поверхностями конструктивных элементов (блок цилиндров, гильзы и т.д.) и теплопередачу через объём конструктивных элементов.

Уравнение теплообмена имеет вид (закон Ньютона-Рихмана) [90]:

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T, \quad (1.20)$$

где: A – площадь поверхности контакта среды и элемента; ΔT – градиент температуры; α – коэффициент теплоотдачи.

Формула (1.20) является граничными условиями третьего рода в задачах теплопроводности, в этом случае:

$$\frac{dQ}{dn} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T, \quad (1.21)$$

где: n – нормаль к поверхности.

Наибольшую трудность вызывает определение коэффициента теплоотдачи α , зависящего от большого числа факторов: скорости течения, вязкости среды, формы и шероховатости поверхности и т.д. Поэтому формулы для расчета α для разных элементов ПДВС учитывают эти особенности и имеют различный вид.

В общем случае коэффициент теплоотдачи находится из системы уравнений для числа Nusselt (Нуссельта), характеризующего соотношение между интенсивностью теплообмена за счёт конвекции и за счёт теплопроводности [91]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (1.22)$$

$$Nu = c \cdot Re^m \cdot Pr^n,$$

где: l – характерный размер; λ – коэффициент теплопроводности; Nu – число Нуссельта; Re – число Reynolds (Рейнольдса), Pr – число Prandtl (Прандтля); c – коэффициент; m и n – показатели степени.

Согласно М.А. Михееву [90], для случая обтекания жидкостью нагретого цилиндра число Nu равно:

$$\text{при } 1 < Re < 40: Nu = 0.76 \cdot Re^{0.4} Pr^{0.37} \varepsilon_t \cdot \varepsilon_q \cdot \varepsilon_\varphi, \quad (1.23)$$

$$\text{при } 40 \leq Re < 10^3: Nu = 0.52 \cdot Re^{0.5} Pr^{0.37} \varepsilon_t \cdot \varepsilon_q \cdot \varepsilon_\varphi, \quad (1.24)$$

$$\text{при } 10^3 \leq Re < 2 \cdot 10^5: Nu = 0.26 \cdot Re^{0.6} Pr^{0.37} \varepsilon_t \cdot \varepsilon_q \cdot \varepsilon_\varphi, \quad (1.25)$$

$$\text{при } 2 \cdot 10^5 \leq Re < 10^7: Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} \varepsilon_t \cdot \varepsilon_q \cdot \varepsilon_\varphi, \quad (1.26)$$

где: ε_t , ε_q , ε_φ – параметры, зависящие от геометрии цилиндра и направления потока.

Выражения (1.23...1.26) использованы в работе Ф.Б. Барченко [92], который исследовал локальные характеристики теплообмена в КС. Другим широко

используемым уравнением для случая внешнего обтекания тел является формула В.М. Бузника [93]:

$$Nu = 0.017 \cdot Pe^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0.18} \cdot \varepsilon_l \quad (1.27)$$

где: Pe – число Peclet (Пекле); d_1 – диаметр теплоотдающей поверхности гильзы цилиндра; d_2 – наружный диаметр полости охлаждения; ε_l – коэффициент.

Для ПДВС чаще используют выражения, в которых числа подобия выражены через усредненные параметры двигателя и характеристики потока ОЖ. Одной из наиболее простых зависимостей для определения величины коэффициента теплоотдачи от нагретых деталей в ОЖ является уравнение Sonneken (Зоннекена) [94]:

$$\alpha_l = 350 + 2100 \cdot v_l^{0.5}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (1.28)$$

где: v_l – скорость движения жидкости вдоль поверхности, м/с.

Г.Б. Розенблитом [95] было показано, что формула (1.28) дает в 3...4 раза заниженные результаты. По мнению автора, для ПДВС с низкотемпературной системой охлаждения, где заведомо отсутствует поверхностное кипение ОЖ, единственной причиной столь существенного расхождения расчетных и экспериментальных данных является то, что не учитывается вибрация теплопередающих поверхностей, в результате которой образуются пузырьки газа. Для определения коэффициента теплоотдачи от гильзы цилиндра Г.Б. Розенблитом было предложено выражение:

$$\alpha_l = \alpha^* + k \cdot \frac{2 \cdot n}{m}, \quad (1.29)$$

где: α^* – коэффициент теплоотдачи, вычисленный по средней расходной скорости движения жидкости в кольцевом зазоре, см. уравнения (1.4...1.7), Вт/(м²·К); n – частота вращения коленчатого вала, с⁻¹; m – тактность двигателя; k – коэффициент, Вт·с/(м²·К).

В работе Р.М. Петриченко [65] высказано обратное предположение, что вибрация практически не влияет на величину α и была предложена методика

определения числа Nu , учитывающая возможность поверхностного кипения на теплопередающей поверхности гильзы цилиндра, для этого режима:

$$Nu = 0.0146 \cdot Pe^{0.7} \cdot \left(1 + 0.83 \cdot K^{0.85} \cdot \left(\frac{d_1}{d_{экв}} \right)^{-0.35} \cdot Pr^{0.3} \cdot \left(\frac{p}{p_б} \right)^{0.5} \right), \quad (1.30)$$

где: Pe – критерий Peclet (Пекле); K – критерий фазового перехода; d_1 – наружный диаметр гильзы цилиндра; $d_{экв}$ – эквивалентный диаметр кольцевого канала; p – давление в контуре системы охлаждения; $p_б$ – барометрическое давление.

Подробный обзор и критический анализ формул для определения коэффициента теплоотдачи в ОЖ можно найти в книгах Г.Б. Розенблита [95] и Р.М. Петриченко [65].

В работах Ю.В. Галышева [96] и Н.Д. Чайнова [97] указано на принципиальную нежелательность применение подобных формул, так как рубашка охлаждения имеет сложную геометрию, соответственно поток ОЖ имеет очень сложную структуру, необходим учет локальных особенностей теплообмена (например, как в работах Н.С. Маластовского [98], Б.С. Стефановского [99], А.Л. Новенникова [100]). Ими предлагается использование CFD-моделей, что оправдано для целей конструктивного расчета систем охлаждения, но излишне трудоемко для применения в составе имитационных моделей.

1.3.3 Математические модели газодинамических процессов в газоздушном тракте и камере сгорания первичного двигателя

Газодинамические процессы отличаются от ранее рассмотренных гидродинамических процессов сжимаемостью и изменением компонентного состава газа, что необходимо учитывать при разработке математических моделей. Фундаментальное уравнение газовой динамики – Навье Стокса (1.10), которое может

решаться различными CFD-методами. Основная проблема, возникающая при решении – необходимость учета мелкомасштабной турбулентности. Самый очевидный CFD-метод – прямое численное решение (DNS – direct numerical simulation) [101], который одновременно является и самым трудоемким, так как для учета турбулентных явлений необходимо использовать мелкомасштабную расчетную сетку. Поэтому DNS-метод редко используется для практических целей. Другой, широко распространенный метод – осреднение параметров в расчетной ячейке по Рейнольдсу (RANS – Reynolds averaged Navier-Stokes) [102]. Влияние мелкомасштабной подсеточной турбулентности учитывается с помощью замыкающих уравнений, например, связывающих кинетическую энергию турбулентности k со скоростью её диссипации ε (k - ε модель). В настоящее время набирает популярность метод крупных вихрей (LES – large eddy simulation) [103], в котором для моделирования крупномасштабной турбулентности, зависящей от вязкости, используются прямые методы, а мелкомасштабная турбулентность фильтруется с применением специальных процедур [104], затем, аналогично RANS-методам, выполняется замыкание подсеточных параметров.

Несмотря на возможные упрощения, в том числе, снижение размерности модели, CFD-методы являются весьма трудоемкими, что не позволяет их использовать в составе имитационных моделей. Методы, основанные на уравнении Эйлера (1.11) в одномерной постановке, обладают существенно меньшей трудоемкостью.

Рабочие процессы в КС относятся к областям газо- и термодинамики (рассмотрены в предыдущем параграфе) и химической кинетики. Основные отличия газодинамических процессов в КС от процессов в газоздушном тракте:

- изменяемая геометрия;
- наличие жидкой фазы испаряющегося впрыснутого топлива (процесс смеобразования);
- тепловыделение и изменение компонентного состава газа.

При изменении объёма КС, изменение энтальпии газа, вследствие работы (A) сжатия или расширения, зависит от частоты вращения коленчатого вала, кинематики КШМ и определяется выражением:

$$\Delta H = A = P \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (1.31)$$

CFD-модель обычно включает следующие дополнительные подмодели, описывающие процесс смесеобразования:

- первичного распада струи топлива на крупные капли (например, LISA (Linearized Instability Sheet Atomization) [105];
- вторичного распада крупных капель топлива на мелкие (например, TAB (Taylor Analogy Breakup) [106], KHRT (Kelvin-Helmholtz & Rayleigh-Taylor) [107]);
- взаимодействия капель топлива в струе (например, P.J. O'Rourke [108], N. Nordin [109]);
- движения капель топлива (описываются классическими законами механики Ньютона [110]);
- теплообмена [111] и испарения [112] капель;
- взаимодействия капель топлива со стенкой КС (например, C. Bai и A. Gosman [113]).

Вышеупомянутые подмодели имплементируются в CFD-модель и решаются совместно с уравнениями газовой динамики [114]. Более простыми являются феноменологические модели, например, А.С. Лышевского [115], получившая развитие в работах Н.Ф. Разлейцева [116] и А.С. Кулешова [117]. Согласно А.С. Лышевскому, относительная скорость испарения для i -зоны струи топлива:

$$\frac{d\sigma_i}{dt} = \left(1 - (1 - b_i \cdot \tau)^{1.5}\right) \cdot \frac{\sigma_i}{\tau}, \quad (1.32)$$

где: τ – текущее время; σ_i – массовая доля топлива в i -зоне; b_i – константа испарения.

Общая скорость испарения определяется как сумма скоростей испарения во всех зонах.

Феноменологический подход использован в работах Н. Hiroyasu [118], согласно которому струя топлива условно разделяется на 250...400 зон (droplet – условная капля), для каждой из i -зоны (капли) скорость испарения определяется системой уравнений:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i \cdot c_{p i}} \cdot \left(\pi \cdot D_i^2 \cdot h \cdot (T_2 - T_i) + \lambda \cdot \frac{dm}{dt} \right), \quad (1.33)$$

$$\frac{dD_i}{dt} = \frac{2}{\pi \cdot D_i^2 \cdot \rho_i} \cdot \left(\frac{dm_i}{dt} - \frac{\pi \cdot D_i^3}{6} \cdot \frac{d\rho_i}{dt} \right), \quad (1.34)$$

$$\frac{dm_i}{dt} = -\pi \cdot D_i^2 \cdot k \cdot \frac{\sigma_{A0} - \sigma_{A2}}{(1 + \xi) \cdot \sigma_{A0}}, \quad (1.35)$$

где: m – масса капли; D – диаметр капли; c_p – удельная теплоемкость топлива при постоянном давлении; h – коэффициент теплообмена между продуктами сгорания и воздухом (вне струи); T_2 – температура воздуха; λ – теплота испарения топлива; ρ – плотность топлива; k – максимальный коэффициент массообмена; ξ – коэффициент потока на поверхности капли; σ_{A0} – массовая доля испарившегося топлива в момент воспламенения; σ_{A2} – текущая массовая доля испарившегося топлива.

Уравнения, описывающие процесс смесеобразования (например, вышеупомянутые (1.33...1.35)), дополняются формулами, описывающими динамику тепловыделения при сгорании топлива и образования вредных веществ. Например, для модели Н.Ф. Разлейцева условная скорость тепловыделения в период выгорания паров топлива, образовавшихся за период задержки воспламенения:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{P_0 + \frac{d\sigma}{dt}}{1 + A_1 \left(P_0 + \frac{d\sigma}{dt} \right)}, \quad (1.36)$$

- после вспышки до конца впрыскивания:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{P_2 + \frac{d\sigma}{dt}}{1 + A_1 \frac{d\sigma}{dt}}, \quad (1.37)$$

- на участке развитого догорания:

$$\frac{dx}{dt} = A_2 \cdot A_3 \cdot (1 - \Delta_m - x) \cdot x, \quad (1.38)$$

где: P_0 и P_2 – функции выгорания паров топлива; A_1 , A_2 и A_3 – коэффициенты; Δ_m – коэффициент полноты сгорания.

Для модели Н. Hiroyasu [119] динамика синтеза оксидов азота описывается уравнением:

$$\frac{dY_{NO}}{d\varphi} = \frac{2 \cdot R_1 \cdot (1 - \beta^2)}{\beta \cdot \frac{R_1}{R_2 + R_3}} \cdot \frac{R \cdot T_b}{P} \cdot \frac{1}{w}, \quad (1.39)$$

где: Y_{NO} – молярная концентрация оксидов азота; $R_1 \dots R_3$ – скорость реакций в кинетическом механизме Я.Б. Зельдовича [120]; β – отношение действительной молярной концентрации оксидов азота к равновесной; T_b – температура пламени; w – угловая скорость коленчатого вала.

Динамика образования сажевых частиц – уравнением:

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f \cdot m_{fg} \cdot P^{0.5} \cdot e^{\frac{-E_{sf}}{RT}}, \quad (1.40)$$

динамика окисления сажевых частиц:

$$\frac{dm_{sc}}{dt} = A_c \cdot m_s \cdot \frac{P_{O_2}}{P} \cdot e^{\frac{-E_{sc}}{RT}}, \quad (1.41)$$

где: m_s – масса сажевых частиц; A_f и A_c – коэффициенты; E_{sf} и E_{sc} – энергия активации; m_{fg} – масса испарившегося топлива; P_{O_2} – парциальное давление кислорода.

Более простыми, чем феноменологические, являются полуэмпирические модели тепловыделения, например, И.И. Вибе [121]:

$$\frac{dx}{dt} = 6.908 \cdot \frac{m+1}{t_z} \cdot \left(\frac{t-t_{SOC}}{t_z} \right)^m \cdot e^{-6.908 \cdot \left(\frac{t-t_{SOC}}{t_z} \right)^{m+1}}, \quad (1.42)$$

где: t_{SOC} – момент воспламенения топлива; t_z – условная продолжительность сгорания топлива; m – показатель, характеризующий развитие процесса сгорания.

В уравнении (1.42) показатели процесса сгорания зависят от режима и условий работы ПДВС. Различными исследователями предложены формулы, позволяющие их оценивать, например, согласно G. Woschni и F. Anisits [122]:

$$t_z = t'_z \cdot \left(\frac{\alpha'}{\alpha}\right)^{0.6} \cdot \left(\frac{n}{n'}\right)^{0.5}, \quad (1.43)$$

$$m = m' \cdot \left(\frac{\tau'_i}{\tau_i}\right)^{0.6} \cdot \left(\frac{P_{IVC}}{P'_{IVC}}\right) \cdot \left(\frac{T'_{IVC}}{T_{IVC}}\right) \cdot \left(\frac{n}{n'}\right)^{0.3}, \quad (1.44)$$

где: (') – референсные условия; IVC – момент закрытия впускного клапана; α – коэффициент избытка воздуха; τ_i – период задержки воспламенения.

Для определения периода задержки воспламенения используются различные формулы, например, Н.Н. Wolfer [123]:

$$\tau_i = 3.45 \cdot P_{SOI}^{-1.022} \cdot e^{\frac{2100}{T_{SOI}}}, \quad (1.45)$$

где: P_{SOI} и T_{SOI} – давление и температура газов в КС в момент начала впрыскивания топлива.

Наиболее полно химическая кинетика процесса окисления испарившегося топлива и, соответственно, динамика тепловыделения и изменения компонентного состава газа в КС в наиболее общем виде описывается уравнением S.A. Arrhenius (Аррениуса) [124]:

$$k_f = A \cdot T^b \cdot \exp\left(\frac{-E_a}{R \cdot T}\right), \quad (1.46)$$

где: k_f – коэффициент скорости реакции; A – предэкспоненциальный коэффициент; b – показатель степени; E_a – энергия активации; T – температура.

Скорость изменения концентрации компонентов гомогенной реакции ($V = \text{const}$) вида [125]:



прямой реакции:

$$\frac{dC_i}{dt} = \pm k_f \cdot C_B^b \cdot C_D^d, \quad (1.48)$$

обратной реакции:

$$\frac{dC_i}{dt} = \pm k_f \cdot C_E^e \cdot C_G^g, \quad (1.49)$$

где: C_i – концентрация i -го компонента (B, D, E, G); b, d, e, g – стехиометрические множители.

В настоящее время существуют различные теоретические кинетические механизмы окисления топлива в КС, например, P. Kilpinen [126] (57 компонентов, 450 реакций), H.A. Currant и W. Pitz [127] (550 компонентов, 2450 реакций), H.A. Wang [128] (117 компонентов, 602 реакции) ERC University of Wisconsin-Madison [129] (159 компонентов, 1544 реакции), V. Golovichev [130] (57 компонентов, 217 реакций) и др. В большинстве механизмов в качестве суррогатного топлива предложен нормальный гептан (nC_7H_{16}), цетановое число которого близко к дизельному топливу (56) [131], а в их состав включены уравнения, описывающие кинетику образования оксидов азота, например, механизм Я.Б. Зельдовича [120]. Уравнения химической кинетики решаются совместно с уравнениями газовой динамики с применением численных методов [69].

CFD-модель рабочих процессов в КС ПДВС энергоустановки с термоэлектрическим генератором (создана Р.З. Кавтарадзе и Д.О. Онищенко под руководством А.И. Леонтьева [132]) использована в работе С.А. Панкратова [133]. Однако подобные подмодели являются очень трудоемкими и внедряются в имитационные модели только с целью более точного определения граничных условий для КС [134].

Существуют математические модели, объединяющие феноменологические подмодели смесеобразования, многозонные термодинамические подмодели для определения параметров состояния газов в КС и механизмы химической кинетики, например, А.С. Кулешова [117]. Достоинством подобных моделей является то, что они имеют невысокую трудоемкость (по сравнению с CFD-моделями) и при этом позволяют (в отличие от полуэмпирических моделей, например, И.И. Вибе):

- адекватно оценить влияние режима и условий функционирования ПДВС на параметры рабочих процессов в КС и параметры назначения;

- имплементировать подмодели образования вредных веществ и сажи, определять параметры безопасности ПДВС.

1.3.4 Математические модели процессов в теплообменниках системы утилизации

В настоящее время наиболее широкое применение нашли три метода математического моделирования теплообменников. Наиболее точный – CFD-расчет, который одновременно является наиболее трудоемким, поэтому не используется при создании имитационных моделей. Пример использования CFD-модели теплообменника при расчете КГУ приведен в работе [135].

Второй метод – NTU (Number of Transfer Unit) [136]. NTU – безразмерная величина, зависящая от площади теплообмена (A), коэффициента теплопередачи (k) и минимальной теплоемкости теплоносителя (c_{min}):

$$NTU = \frac{k \cdot A}{c_{min}}, \quad (1.50)$$

Коэффициент полезного действия ТО является функцией от NTU , например, для ТО с параллельным течением теплоносителей:

$$\eta_{he} = \frac{1 - \exp(-NTU \cdot (1 + c_r))}{1 + c_r}, \quad (1.51)$$

с перекрестным течением теплоносителей:

$$\eta_{he} = \frac{1 - \exp(-NTU \cdot (1 - c_r))}{1 - c_r \cdot \exp(-NTU \cdot (1 - c_r))}, \quad (1.52)$$

где: c_r – отношение минимальной и максимальной теплоемкостей теплоносителей.

NTU -метод чаще всего используется, если для применения более точных методов недостаточно информации.

Третий метод – определение среднелогарифмического перепада температур (*LMTD*) [137]:

$$LMTD = F \cdot \frac{T_{A1} - T_{B2}}{\ln\left(\frac{T_{A1} - T_{B2}}{T_{A2} - T_{B1}}\right)}, \quad (1.53)$$

где: T_{A1} , T_{A2} , T_{B1} , T_{B2} – температура среды на входе (1) и выходе (2) контуров A (горячий) и B (холодный) ТО, соответственно; F – фактор, учитывающий конфигурацию ТО, который определяется по графикам из справочной литературы [137], либо с применением аппроксимирующих формул, например:

$$F = \frac{S \cdot \sqrt{2}}{(1 - S) \cdot \ln\left(\frac{2 - S \cdot (2 - \sqrt{2})}{2 - S \cdot (2 + \sqrt{2})}\right)}, \quad (1.54)$$

$$S = \frac{P}{N - (N - 1) \cdot P}, \quad (1.55)$$

$$P = \frac{T_{B2} - T_{B1}}{T_{A1} - T_{B1}}, \quad (1.56)$$

где: N – число проходов корпуса ТО.

LMTD-метод может быть использован только при соблюдении условий:

$$\begin{aligned} T_{A1} &> T_{A2}, \\ T_{B1} &< T_{B2}, \\ T_{A2} &> T_{B1}, \\ T_{A1} - T_{A2} &\neq T_{B2} - T_{B1}. \end{aligned} \quad (1.57)$$

1.3.5 Математические модели процессов в системе смазки и трибосорязнениях первичного двигателя

В большинстве методик расчет системы смазки сводится к определению параметров масляного насоса, обеспечивающих требуемый расход масла, и

масляного радиатора из условия отвода теплоты от деталей ДВС [138, 139]. Составляется система уравнений баланса расходов в каждом узле вида [140]:

$$\sum_1^n (G_n(\Delta P_n, \mu_k)) = 0, \quad (1.58)$$

где: n – номер ветви узла; $G_n(\Delta P_n, \mu_n)$ – расход масла в ветви, зависящий от перепада давления ΔP (в предыдущем и последующем узлах) и вязкости масла μ .

Перепад давления зависит от длины и диаметра каналов, а также наличия дополнительных сопротивлений, например, фильтров, клапанов и т.д. Система уравнений вида (1.58) решается одним из численных методов [141]. Принципиальным отличием (с точки зрения гидродинамики) системы смазки от системы охлаждения является существенная зависимость вязкости среды от температуры, которую нельзя не учитывать. Например, согласно широко применяемому уравнению С. Walter (Вальтер) [142], кинематическая вязкость масла ν :

$$\lg(\lg(\nu + 0.8)) = A - B \cdot \lg(T_o), \quad (1.59)$$

где: T_o – температура масла, К; A и B – коэффициенты.

Имея значения вязкости для двух различных температур, можно построить кривую вязкости. Формула (1.59) не является универсальной и для некоторых видов масла дает существенную погрешность [143]. Зависимость вязкости от давления включается в математическую модель системы смазки гораздо реже, примером может служить уравнение Barus [144]:

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{\alpha \cdot P}, \quad (1.60)$$

где: μ_0 – динамическая вязкость масла при атмосферном давлении; α – коэффициент, зависящий от температуры.

Существуют зависимости, учитывающие особенности моторных масел в условиях ПДВС, например, согласно Y.H. Zweiri [145]:

$$\mu = 7.85 \cdot 10^{-5} \cdot \exp\left(\frac{-8.67 \cdot 10^{-3} \cdot T_o^2 - 1.15 \cdot T_o + 1361}{T_o + 133} + \frac{P_o}{105}\right), \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2 \quad (1.61)$$

где: P_o – давление масла, бар.

Гидродинамические процессы в системе смазки описываются зависимостями, аналогичными математическим моделям системы охлаждения.

Потери на трение зависят от вязкости масла и, соответственно от его температуры. В большинстве работ (S.K. Chen [146], С.М. Taylor [147], D.L. Tang [148] и др.) формулы для оценки механических потерь ДВС предназначены для расчета номинальных режимов с постоянной температурой и вязкостью масла, поэтому они не пригодны для решения задач настоящего исследования. И.Ф. Ефремовым и Д.Д. Матиевским [149] предложена эмпирическая формула для оценки давления механических потерь ПДВС в зависимости от температуры ОЖ и масла:

$$P_m = P_{m r} \cdot \left(\frac{T_{l r}}{T_l} \right)^z \cdot \left(\frac{T_{o r}}{T_o} \right)^k, \quad (1.62)$$

где: T_l – температура ОЖ; T_o – температура масла; r – номинальные значения.

Эмпирическая формула M. Schwarzmeier и C. Reulein (для одного цилиндра) имеет вид [150]:

$$\begin{aligned} P_m = P_{m r} + C_1 \cdot \left(\frac{c_m}{T_{liner}^{1.66}} - \frac{c_{m r}}{T_{liner r}^{1.66}} \right) + C_2 \cdot \left(\frac{P_e}{T_{liner}^{1.66}} - \frac{P_{e r}}{T_{liner r}^{1.66}} \right) + \\ + C_3 \cdot \left(\frac{(D_p \cdot n)^2}{T_o^{1.66}} - \frac{(D_p \cdot n_r)^2}{T_{o r}^{1.66}} \right) + \\ + C_4 \cdot \left((1 + 0.012 \cdot c_m) \cdot P_e^{1.35} - (1 + 0.012 \cdot c_{m r}) \cdot P_{e r}^{1.35} \right) + C_5 \cdot (n^2 - n_r^2) \end{aligned}, \quad (1.63)$$

где: $C_1 \dots C_5$ – коэффициенты; c_m – средняя скорость поршня; r – номинальные значения; T_{liner} – температура гильзы цилиндра:

$$T_{liner} = T_{liner r} + 1.6 \cdot (c_m - c_{m r}) + 1.5 \cdot (P_e - P_{e r}) + 0.8 \cdot (T_l - T_{l r}). \quad (1.64)$$

В этой же методике (M. Schwarzmeier и С. Reulein) предложено выражение для энергии, передаваемой в масло в результате диссипативных потерь на трение:

$$Q_m = \frac{V_s \cdot n \cdot 10^5}{120} \cdot \left(k_o \cdot P_{mr} + C_1 \cdot \left(\frac{c_m}{T_{liner}^{1.68}} - \frac{c_{mr}}{T_{liner r}^{1.68}} \right) + C_2 \cdot \left(\frac{P_e}{T_{liner}^{1.68}} - \frac{P_{er}}{T_{liner r}^{1.68}} \right) + C_3 \cdot \left(\frac{(D_p \cdot n)^2}{T_o^{1.49}} - \frac{(D_p \cdot n_r)}{T_{or}^{1.49}} \right) + C_6 \cdot \left(\frac{P_e}{T_o^{1.49}} - \frac{P_{er}}{T_{or}^{1.49}} \right) \right), \quad (1.65)$$

где: V_s – рабочий объём цилиндра.

Феноменологическая зависимость потерь на трение от различных факторов, в том числе от температуры масла, разрешенная относительно угла ПКВ, предложены S.F. Rezeка и N.A. Hanien [151]. Согласно этой зависимости, момент механических потерь ПДВС складывается из моментов потерь в отдельных механизмах: поршня (включая кольца) и гильзы цилиндра, ГРМ, подшипниках коленчатого вала. Например, для юбки поршня момент потерь на трение:

$$M_f = a \cdot \sum_1^{n_c} \left(\frac{\mu \cdot v_p \cdot D_p \cdot L_p}{h_0} \cdot r_{cr} \cdot k \right), \quad (1.66)$$

где: n_c – число цилиндров; h_0 – зазор между гильзой цилиндра и юбкой поршня; D_p – диаметр поршня; L_p – длина юбки поршня; r_{cr} – радиус кривошипа; v_p – скорость поршня; a и k – коэффициенты.

Формула (1.66) широко используется в практике для расчета транзитных режимов. Для КГУ возможность разрешения момента трения по углу ПКВ является избыточной, кроме того, в модели S.F. Rezeка и N.A. Hanien не учитываются потери во вспомогательных агрегатах (генератор, насосы и др.).

В модели J. Shayler, D. Leong, M. Murphy (SLM) [152] определяются средние за цикл значения давления потерь для цилиндра-поршневой группы, КШМ, ГРМ, ТНВД и вспомогательных механизмах. Аналогичный подход использован в работах K.J. Patton, R.G. Nitschke, J.B. Heywood (PNH) [153, 154, 155].

Уравнения имеют вид:

$$P_m = P_{m0} + P_{m\text{ref}} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{\text{ref}}} \right)^n, \quad (1.67)$$

где: P_{m0} – составляющая давления потерь на трения, не зависящая от вязкости масла; $P_{m\text{ref}}$ – составляющая давления потерь на трения, зависящая от вязкости масла при референсных условиях; μ_{ref} – вязкость масла при референсных условиях.

Более сложные математические модели потерь на трение, основанные на гидродинамике смазочного слоя в трибосопряжениях различных узлов ПДВС, разработаны С.В. Путинцевым [156, 157, 158]. Им же предложена универсальная формула силы трения, учитывающая все три возможных режима (граничный, гидродинамический и смешанный [159]).

$$F_f = \alpha \cdot F_b + (1 - \alpha) \cdot F_h, \quad (1.68)$$

где: α – доля площади непосредственного контактирования трущихся тел; F_b – сила трения при граничном режиме; F_h – сила трения при гидродинамическом режиме.

Величина α в уравнении (1.16) находится из уравнения Рейнольдса для смазочного слоя (размерность и необходимость постановки нестационарной задачи зависят от вида трибосопряжения):

$$\alpha = \nabla \left(h^3 \cdot \nabla P \right) - 6 \cdot \mu \cdot \left(v \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \cdot \frac{\partial h}{\partial t} \right), \quad (1.69)$$

где: h – толщина смазочного слоя; P – гидродинамическое давление масла; v – скорость движения поверхности; x – координата в направлении скорости движения; t – время.

Данная модель реализована в виде ПО. Аналогичные модели и ПО созданы в ЮУрГУ [160, 161], фирмами AVL (Excite) [162], Ricardo (Engdin, Pisdyn, Ringpak) [163] и др.

Для создания имитационных моделей ПДВС наиболее часто используются математические подмодели КШМ не разрешенные по углу ПКВ, такие как SLM,

PNH (например, в ПО AVL Boost), S.K. Chen, P.F. Flynn (например, в ПО Ricardo Wave), реже – разрешенные (например, в ПО GT-Suite [164]). Это связано с тем, что они наиболее рациональны для решения задач имитационного моделирования, так как при приемлемой трудоемкости обеспечивают достаточную точность расчета и учитывают основные факторы, влияющие на процессы в трибосопряжениях ПДВС. Ещё реже – заданные таблично или в виде полиномиальной функции (например, в ПО LMS Amesim [165]).

1.3.6 Проблемы математического моделирования когенерационных энергоустановок и первичных двигателей в их составе

Математические модели КГУ можно разделить на две основные категории:

- в виде подмоделей в составе моделей энергетических систем;
- в виде моделей «автономных» энергоустановок.

Самый простой метод моделирования ПДВС в составе КГУ это аппроксимация зависимости трех параметров: расхода топлива, частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента (например, Willan's lines method [166]). Очевидно, что такой подход не может быть использован при оценке влияния тех или иных изменений в конструкции ПДВС на характеристики КГУ.

В диссертации Д.С. Агапова предложена методика совершенствования теплоэнергетических систем, включающих КГУ, на основе энтальпийного подхода [167, 168]. ПДВС в этой методике рассмотрен как нульмерная термодинамическая система ограниченная КС. Автор обоснованы рациональные значения температуры ОЖ обеспечивающие наибольшую топливную экономичность [169]. Достоинством энтальпийного подхода является то, что он приводит к «одному знаменателю» различные виды энергии (тепловую, электрическую) и позволяет их оценивать не только количественно, но и качественно [170]. Такие модели не относятся к типу имитационных, поэтому далее не рассматриваются.

Существуют работы, посвященные различным аспектам имитационного моделирования судовых энергетических установок, например, В.В. Медведева [171], В.С. Ерышева [172], Д.Т. Хоанг [173], О.С. Хватова [174]. Пример имитационной модели КГУ, выполненной с использованием ПО Simulink приведен в работе Р. Skolnik [175]. В качестве подмодели ПДВС в ней использована MVEM-модель (mean value engine model), упрощенное математическое описание зависимости основных выходных параметров (крутящий момент, частота вращения, расход воздуха и т.п.) от основных входных параметров (цикловая подача топлива, нагрузка и т.п.) [176, 177].

Общим недостатком рассмотренных выше математических моделей КГУ, с точки зрения их применения для решения задач настоящего исследования, является недостаточно детальное описание ПДВС, что не позволяет оценивать влияние конструктивных и режимных параметров КГУ на тепловую и механическую напряженность деталей ПДВС, выбросы вредных веществ с ОГ. Отдельные системы и механизмы двигателя в таких моделях не описаны совсем.

Математическая модель КГУ, реализованная в Simulink, включающая более детальную подмодель ПДВС CAREM (crank angle resolved engine model) основанная на законах сохранения массы и энергии, приведена в работах Т. Sencic [178], А. Abusoglu [179], А. Chow [180] и др. исследователей.

В работе А.А. Razak [181] приведена библиотека классов Modelica, описывающая элементы КГУ, однако в ней отсутствуют классы, описывающие ПДВС и его компоненты. Аналогичные библиотеки (ThermoSysPro [182]) разрабатываются в рамках реализации европейского проекта ITEA [183].

Особо нужно остановиться на работах М.В. Малиованова [184] и Р.Н. Хмелёва [185], которые использовали подход, основанный на моделировании ПДВС и ДГУ (в работе Э.С. Темнова [186]) как единой термомеханической системы. В рамках этого подхода составлена система уравнений энергетического и массового баланса рабочего тела (РТ) в КС, дополненная выражениями для определения тепловыделения в результате сгорания топлива (И.И. Вибе с параметрами, определяемыми по регрессионным зависимостям) и теплообмена

РТ со стенками КС. Газодинамические процессы описываются математической моделью одномерного нестационарного течения газа [187], решаемой методом С.К. Годунова. Газовоздушный тракт, по методу Г.В. Гогричани [188], представлен схемой замещения, состоящей из типовых модулей: трубопровод, поршень, сопротивления и т.д. Модель трения – S.F. Rezeка и N.A. Hanien. В качестве объекта исследования во всех работах выбран дизель ТМЗ-450Д (1С85/80 мощностью 8 кВт) и двигатель-генераторная установка на его базе. В работе [189] М.В. Малиовановым и Р.Н. Хмелевым, как развитие системного подхода, предложено использование графов связей (рисунок 1.13) для моделирования ДВС, что позволяет «реализовать единый подход к формулированию условий на границах взаимодействующих систем ПДВС с целью совместного применения существующих математических моделей в системах проектирования ПДВС».

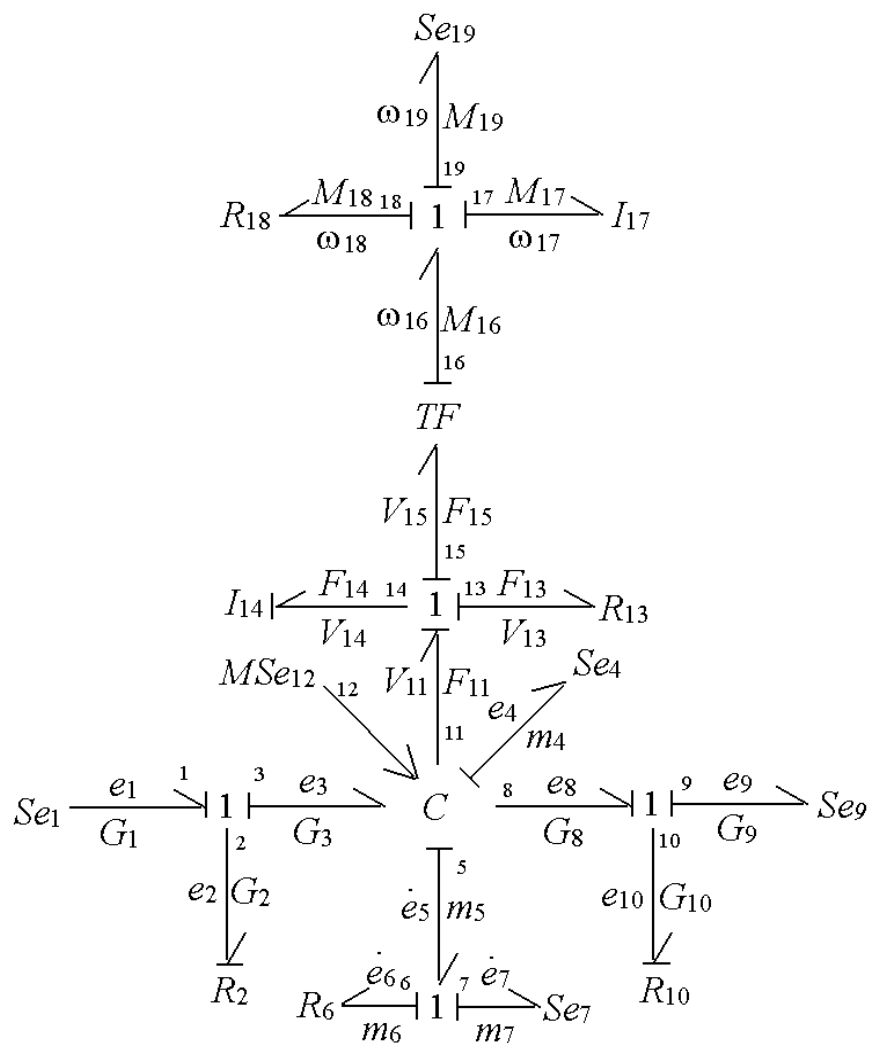


Рисунок 1.13 – Граф связей ПДВС (ТМЗ-450Д) [184, 185]

В модели [184, 185] предложены уравнения, соответствующие основным энергетическим звеньям ПДВС, среди них отсутствуют элементы гидродинамики и газотурбинного наддува (из-за особенностей двигателя ТМЗ-450Д). Вместо традиционной для графов связей эксергии, использованы давление и температура. Аналогичные модели ПДВС есть и у зарубежных исследователей, например, [190, 191]. Модели КГУ с ПДВС, основанные на графах связей, в доступных источниках отсутствуют.

Авторами пакета программ Allbea (Р.Д. Еникеев и А.А. Черноусов) сформулированы основные требования к имитационной модели двигателя: полнота охвата мультидоменных процессов, масштабируемость, возможность параметрической оптимизации, эффективность в применении (достигаемая применением рациональных алгоритмов), универсальность и гибкость в применении, документированность и платформонезависимость [192].

В таблице 1.3 приведено сравнение наиболее распространенного ПО, которое может быть использовано при имитационном моделировании КГУ (в таблицу не включено ПО не описывающее гидродинамические домены (например, AVL Boost и Ricardo Wave), 1D газодинамические домены (например, Simscape [193]) и детальную модель ПДВС (например, Modelica standard library [194]), как заведомо не подходящее для подобных расчетов. Характеристики, по которым сравнивалось ПО – в соответствии с результатами анализа влияния процессов СУТД на процессы ПДВС и параметры назначения и безопасности КГУ (см. рисунок 1.8).

Декомпозиция, анализ и синтез имитационной модели осуществляются в соответствии с общими принципами системного анализа, но с учетом особенностей КГУ ПДВС. При этом чаще всего применяется иерархическая функциональная декомпозиция, число уровней определяется целью создания имитационной модели и обычно не превышает 5...7, но может составлять 2 (AmeSim) и превышать 7 (GT-Suite). Излишняя детализация компонентов затрудняет работу с имитационной моделью, и наоборот, излишне укрупненные компоненты не обеспечивают достаточную гибкость при их создании.

Таблица 1.3 – Сравнение ПО, применяемого при имитационном моделировании поршневых ДВС и энергоустановок на их основе

Характеристика ПО (математической модели)	GT-Suite	Ame-Sim	ICE RnD [195]
Газовая динамика	●	●	●
Гидродинамика	●	●	●
Теплообмен	●	●	●
- 2D модель	●	—	●
- коэффициент конвективного теплообмена с ОЖ, как функция от её скорости	●	—	●
Механика:	●	●	●
- трение, как функция от переменной температуры масла	—	—	●
Электричество	●	●	—
Наличие специальных подмоделей			
- ТО	●	●	●
- термостатов	●	●	—
- расчет теплообмена блока с окружающей средой	●	—	●
Проприетарное	●	●	—

Последним уровнем явной декомпозиции (видимой при синтезе имитационной модели) является компонент, однако он обычно содержит модули, относящиеся к различным доменам, поэтому можно говорить о неявной декомпозиции компонента на домены и внутреннем сопряжении между ними. Большинство компонентов КГУ и ПДВС являются мультидоменными подсистемами. Проблема декомпозиции КГУ состоит в том, что в нём, как в любых сложных системах отсутствует однозначное соответствие между законом функционирования подсистем и алгоритмом, его реализующим, поэтому иногда целесообразно применение эвристических алгоритмов к декомпозиции.

Морфологический анализ двигателя как системы показывает, что имеет место большое количество неявных связей между компонентами, и если границы доменов с процессом массопереноса четко обозначены, то границы доменов с теплопереносом выражены неявно. Поэтому такие неявные связи часто не учитываются, что отрицательно влияет на точность модели. Например, температура охлаждающей жидкости оказывает существенное влияние на рабочие процессы в камере сгорания, её уменьшение влечет рост удельного эффективного расхода топлива, механической нагруженности, выбросов оксидов азота с отработавшими газами.

Современные требования к техническим наукам включают обеспечение возможности реализации создаваемых математических моделей в виде ПО, являющегося практическим инструментом решения конкретных инженерных задач, иначе практическая польза от них близка к нулю. Поэтому методы создания моделей изначально должны быть ориентированы на те или иные парадигмы программирования.

Наиболее часто для разработки имитационных моделей ДВС используются методы объектно-ориентированного подхода [196]. Так как изначально предполагается, что имитационная модель будет реализована в виде ПО, целесообразно их применение к декомпозиции уже на стадии системного анализа, а именно: выделение общих методов и свойств компонентов, использование наследования и полиморфизма, а при программной реализации – инкапсуляции. Недостатки объектно-ориентированного подхода известны, с точки зрения программирования – это «хрупкость» базовых классов, взаимозависимость классов и глубокая иерархия наследования объектов, с точки зрения создания имитационных моделей – трудности в формализации расчетной задачи, высокие требования к квалификации пользователя, сложность групповой разработки.

Развитием объектно-ориентированного подхода является компонентно-ориентированный подход, частично или полностью решающий эти проблемы. Повышение адекватности и упрощение формализации расчетной задачи достигается применением декларативного подхода вместо императивного, то есть

разработчик формулирует только спецификацию задачи, а не метод её решения. Декларативный подход позволяет реализовать метод ненаправленных графов связей. Четко определенные интерфейсы снижают риск ошибок и упрощают групповую работу. Поэтому применение компонентно-ориентированного подхода для создания имитационных моделей двигателей является целесообразным, что подтверждается работами Р. Jonsson (Университет Лунда) [197], А. J. Silva (Федеральный университет Санта-Катарины) [198] и др.

Таким образом, существующие методы создания имитационных моделей ПДВС в составе КГУ далеки от рациональных и не в полной мере соответствуют потребностям отрасли.

1.4 Проблемы, решаемые в диссертационной работе, цели и задачи исследования

Выполненный обзор и анализ проблем и перспектив развития КГУ на базе ПДВС, методов их математического моделирования, позволил обосновать **актуальность** темы диссертационного исследования, которая обусловлена:

- стратегической важностью малой энергетики для социальной сферы, промышленности, сельского хозяйства и национальной безопасности РФ;
- необходимостью повышения эффективности научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по созданию, совершенствованию и повышению конкурентоспособности КГУ с ПДВС, что может быть достигнуто заменой дорогостоящих и трудоемких натурных экспериментов исследованиями, проводимыми с использованием имитационных моделей;
- недостаточной разработанностью методов имитационного моделирования КГУ с ПДВС и отсутствием ПО, реализующего эти методы и отвечающего потребностям экономики.

Научная задача диссертационного исследования обусловлена противоречием между требованиями к детальности и достоверности математической модели и многообразием конструктивных решений ПДВС в составе КГУ, включая ранее неизвестные, которые невозможно описать в рамках одной универсальной параметризованной математической модели.

Гипотеза исследования заключается в том, что решение научной задачи может быть достигнуто применением компонентного подхода к имитационному моделированию ПДВС в составе КГУ.

Область исследования (п. 3 паспорта научной специальности 05.04.02 – тепловые двигатели): разработка математических моделей и программ для исследований тепловых двигателей и их систем, обеспечивающих надежное прогнозирование жизненного цикла двигателя.

В диссертационном исследовании выполнены теоретические и экспериментальные исследования тепловых, газодинамических, гидродинамических, механических, физико-химических и информационных процессов, протекающих в цилиндрах и системах ПДВС. В работе рассматриваются проблемы математического моделирования протекающих в двигателях процессов, особенности функционирования тепловых двигателей в составе стационарных энергоустановок. Исследования выполнены с целью совершенствования действующих энергоустановок с тепловыми двигателями, создания тепловых двигателей с улучшенными показателями качества, повышения конкурентоспособности отечественных двигателей и технических объектов, использующих тепловые двигатели в качестве преобразователей энергии.

Объект исследования: взаимосвязанные тепловые, газодинамические, гидродинамические, механические и физико-химические процессы ПДВС в составе КГУ.

Предмет исследования: закономерности взаимного влияния процессов ПДВС в составе КГУ.

Цель исследования: разработать методы имитационного моделирования ПДВС в составе КГУ для повышения эффективности научно-исследовательских и

опытно-конструкторских работ по их созданию, совершенствованию и повышению конкурентоспособности.

Задачи исследования:

1) Разработать общие принципы имитационного моделирования ПДВС на основе компонентного подхода в составе КГУ.

2) Разработать методы:

- многоуровневой декомпозиции ПДВС в составе КГУ;

- математической формализации компонентов;

- синтеза компонентных имитационных моделей ПДВС в составе КГУ.

3) Реализовать разработанные методы имитационного моделирования и математические модели компонентов и связей в виде ПО, предназначенного для создания, совершенствования и повышения конкурентоспособности первичных ПДВС и КГУ.

4) Выполнить валидацию тестовой имитационной модели по результатам экспериментальных исследований первичного ПДВС и макетного образца КГУ, испытать разработанное ПО.

5) Апробировать методы имитационного моделирования, математические модели компонентов и связей в ходе разработки технических решений по совершенствованию КГУ с ПДВС.

Методология и методы исследования включают расчетно-теоретические методы, основанные на известных и широко апробированных зависимостях теории ПДВС, газовой динамики и термодинамики, химической кинетики, математического моделирования сложных динамических систем, которые были уточнены для учета особенностей конструкции и режимов функционирования в составе КГУ. Для валидации разработанных математических моделей и ПО проведены экспериментальные исследования первичного ПДВС и макетного образца КГУ.

Подходы к моделированию:

- системный – первичный ПДВС и КГУ рассматриваются как динамические системы с изменяемой структурой, состояние которой декларативно описывается системой алгебраических и дифференциальных уравнений;

- компонентный – моделируемые системы первичного ПДВС и КГУ составляется из готовых библиотечных компонентов, связанных между собой;

- объектно-ориентированный – из систем первичного ПДВС и КГУ выделяются элементы, реализующие однотипные методы преобразования данных.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ПРАКТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ В СОСТАВЕ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Задачи, решаемые во второй главе:

- разработать общие принципы имитационного моделирования КГУ с ПДВС в их составе на основе компонентного подхода;
- разработать методы:
 - а) многоуровневой декомпозиции КГУ с ПДВС как технической системы,
 - б) математической формализации общих методов и свойств компонентов,
 - в) синтеза компонентных имитационных моделей КГУ с ПДВС;
- реализовать разработанные методы имитационного моделирования и математические модели компонентов и связей в виде ПО, предназначенного для создания, совершенствования и повышения конкурентоспособности КГУ с ПДВС.

2.1 Общие принципы имитационного моделирования когенерационных установок и поршневых двигателей внутреннего сгорания в их составе на основе компонентного подхода

Имитационные модели КГУ имеют разнообразную структуру и, соответственно, различное математическое описание, зависящее от конструктивных схем конкретных объектов разработки. В настоящем и следующем параграфах изложены общие принципы имитационного моделирования и математического описания КГУ с ПДВС, приведено описание ПО, реализующего эти принципы. В

п. 3.3 приведен пример создания имитационной модели конкретной КГУ с использованием разработанного ПО.

Поршневые ДВС, СУТД и КГУ представляют собой сложную и неоднородную динамическую систему, являющуюся частью системы автономного энергоснабжения более высокого уровня. Протекающие в КГУ процессы относятся к различным физическим доменам [199]: газо-, гидро- и термодинамические, механические, электрические. Кроме того, имеет место химическая реакция окисления топлива в камере сгорания ПДВС. Элементы КГУ связаны между собой физическими и информационными связями и функционируют параллельно.

Исходя из вышеизложенного, а также выполненного в п. 1.3 анализа, математическая модель КГУ должна быть: транзиентной, мультидоменной и сопряженной [200]. При её создании целесообразно использовать принципы моделирования сложных динамических систем. В соответствии со стандартизованной методологией MBSE (Model Based Systems Engineering – системная инженерия на основе моделей) [201, 202], алгоритм анализа технической системы включает:

- формулировку проблем, целей и критериев эффективности системы;
- определение границ системы и разграничение её внутренних и внешних связей;
- спецификацию расчетных задач системы;
- декомпозицию системы;
- анализ трудоемкости для оценки и выбора обеспечивающих максимальную эффективность решений;
- обеспечение контроля за выполнением требований к компонентам и достижением целей системы.

Для обеспечения возможности моделирования КГУ, имеющих различную структуру, рационально применение компонентного подхода, суть которого заключается в:

- декомпозиции моделируемой системы на отдельные компоненты, выделение общих методов и свойств компонентов;

- математическом описании общих методов и свойств компонентов и связей между ними;

- обеспечении возможности повторного и многократного использования связанных между собою компонентов с различными свойствами в составе системы произвольной структуры.

Компонентный подход к моделированию дает возможность использовать компонентно-ориентированную парадигму программирования [203], аналогично ПО AVL Boost, Ricardo Wave, GT-Suite и т.д., что позволяет создать дружественный пользовательский интерфейс ПО и существенно снизить трудоемкость разработки и модификации имитационных моделей.

Целью декомпозиции является выделение функционально законченных элементов конструкции КГУ [204] из которых может быть составлена библиотека типовых компонентов. Каждому компоненту ставится в соответствие математическое описание его методов и свойств, а также определяются его интерфейсы, связывающие с другими компонентами. Каждый компонент может представлять достаточно сложный объект, поэтому декомпозиция применяется иерархически, при этом на нижнем уровне системной иерархии выделяются элементы, являющиеся носителями определенных свойств и методов с точки зрения генерации, расходования, преобразования, передачи и накопления энергии [205] (метод сосредоточенных параметров).

Каждый компонент обменивается со связанными компонентами (включая компоненты, имитирующие окружающую среду) мощностью $N(t)$:

$$N(t) = f(t) \cdot e(t), \quad (2.1)$$

где: $f(t)$ – потоковая фазовая [206] переменная; $e(t)$ – потенциальная фазовая переменная; t – время.

Компонент нижнего уровня иерархии является либо источником, либо стоком (диссипативный компонент), либо аккумулятором энергии. Масса является физической субстанцией аккумулирующей и, соответственно, переносящей энергию.

Состояние компонента в любой момент времени описывается компонентным уравнением:

$$\varphi(e, f) = 0. \quad (2.2)$$

Объединение компонентов осуществляется на основе законов баланса и непрерывности фазовых переменных в виде топологических уравнений. Условие баланса потенциальных переменных:

$$\sum_{i=1}^i e_i = 0, \quad (2.3)$$

условие непрерывности потоковых переменных:

$$\sum_{j=1}^j f_j = 0. \quad (2.4)$$

Полная математическая модель системы представляет собой систему алгебраических и обыкновенных дифференциальных уравнений, связывающих фазовые переменные. Для реализации компонентного подхода используется метод ненаправленных графов связей [207, 208], который позволяет на единой методологической основе и с высокой степенью формализации моделировать сложные мультидоменные системы. Граф представляет совокупность элементов, соответствующих элементарным типам преобразования энергии: источники/стоки энергии, аккумуляторы, диссипативные элементы и собственно преобразователи. Для элемента графа уравнение мощности (2.1) дополняется уравнениями энергии:

$$E(t) = E(t_0) + \int_{t_0}^t N(t) dt, \quad (2.5)$$

обобщенного перемещения:

$$q(t) = q(t_0) + \int_{t_0}^t f(t) dt, \quad (2.6)$$

обобщенного импульса:

$$p(t) = p(t_0) + \int_{t_0}^t e(t) dt. \quad (2.7)$$

За время $\Delta t = t - t_0$ через связь компонента передается энергия:

$$\Delta E = E(t) - E(t_0) = \int_{t_0}^t N(t) dt. \quad (2.8)$$

**2.2 Метод декомпозиции когенерационной установки
с поршневым двигателем внутреннего сгорания, выделение
и математическая формализация общих методов
и свойств компонентов**

Для КГУ и ПДВС переменные, входящие в систему уравнений (2.1...2.8), можно интерпретировать согласно таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Переменные, соответствующие доменам когенерационной
установки и поршневого ДВС

Переменные	Домены				
	газо- и гидро-динамические	теплопередача	механические поступательные	механические вращательные	электрические
Потенциальные, $e(t)$	давление	температура	сила	момент силы	напряжение
Потоковые, $f(t)$	объёмный расход	поток энтропии	скорость	угловая скорость	ток
Обобщенный момент, $p(t)$	импульс давления	интеграл температуры	импульс силы	момент импульса	потоко-сцепление
Обобщенное перемещение, $q(t)$	объём	энтропия	перемещение	угол поворота	заряд

Простейшими источниками/стоками как потенциальных, так и потоковых переменных являются граничные условия, например, для элементов газовой динамики это давление и расход, соответственно. Более сложные источники/стоки соответствуют реальным объектам, например, насосам. Система уравнений, описывающих источники/стоки, имеет вид:

$$e = e(t), \quad (2.9)$$

$$f = f(t). \quad (2.10)$$

Аккумуляторы описываются уравнениями, связывающими потенциальные и потоковые переменные, например, для линейной модели:

$$I \cdot \frac{df}{dt} = e(t), \quad (2.11)$$

$$C \cdot \frac{de}{dt} = f(t), \quad (2.12)$$

где: I – инерционность (мера способности сохранять собственное состояние, характеризуемое потоковыми переменными, например, кинетическую энергию) аккумулятора; C – емкость (мера способности сохранять собственное состояние, характеризуемое потенциальными переменными, например, потенциальную энергию) аккумулятора.

Диссипативные элементы описываются уравнениями вида:

$$e = R \cdot f(t), \quad (2.13)$$

где: R – параметр элемента.

В таблице 2.2 приведены примеры физических примитивов, соответствующих C , I и R элементам.

Преобразователи энергии бывают четырех видов:

- трансформатор:

$$e_1(t) = m \cdot e_2(t), \quad (2.14)$$

$$f_1(t) = m \cdot f_2(t), \quad (2.15)$$

$$e_1 \cdot f_1 = e_2 \cdot f_2 = N(t) = const, \quad (2.16)$$

где: m – коэффициент передачи трансформатора.

- гиратор, например, двигатель постоянного тока в механике:

$$e_1(t) = r \cdot f_e(t), \quad (2.17)$$

$$e_2(t) = r \cdot f_e(t), \quad (2.18)$$

$$e_1 \cdot f_1 = e_2 \cdot f_2 = N(t) = \text{const},$$

где: r – коэффициент передачи гиратора;

Таблица 2.2 – Физические примитивы, соответствующие типам элементов, преобразующих энергию

Тип элемента	Домены				
	гидро- (газо-) динами- ческие	теплопре- дача	механи- ческие поступа- тельные	механи- ческие враща- тельные	электри- ческие
I (инерциаль- ный)	Сужение	Тепло- провод- ность	Масса	Инерция	Индуктив- ность
C (ёмкостной)	Гидро- аккумуля- тор	Тепло- ёмкость	Пружина	Торсион	Ёмкость
R (диссипа- тивный)	Демпфер гидравли- ческий	Термо- сопротив- ление	Демпфер механи- ческий	Демпфер механи- ческий	Сопротив- ление

- узел общих потенциальных переменных:

$$e_1(t) = e_2(t) = \dots = e_i(t), \quad (2.19)$$

$$\sum_{i=1}^i f_i(t) = 0; \quad (2.20)$$

- узел общих потоковых переменных:

$$f_1(t) = f_2(t) = \dots = f_i(t) = 0, \quad (2.21)$$

$$\sum_{i=1}^i e_i(t) = 0, \quad (2.22)$$

$$\sum_{i=1}^i (e_i(t) \cdot f_i(t)) = 0. \quad (2.23)$$

В качестве независимых переменных, определяющих состояние технической системы, удобно использовать давление P и температуру T , поэтому, вместо традиционной для графов эксергии S , целесообразно применять энтальпию:

$$dH = T \cdot dS + V \cdot dP = dQ + V \cdot dP. \quad (2.24)$$

где: dQ – количество теплоты, подведенной к системе.

Тогда для изобарного процесса изменение энтальпии:

$$\Delta H = \int dQ = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT. \quad (2.25)$$

где: $C_p(T)$ – теплоемкость при постоянном давлении, для определения которой удобно использовать разложение:

$$C_p(T) = \sum_{i=1}^i (a_i \cdot T^i), \quad (2.26)$$

где: a_i – коэффициенты.

В соответствии с компонентным подходом была выполнена декомпозиция имитационной модели КГУ и выделены связи. В таблице 2.3 приведены основные компоненты КГУ, относящиеся к различным доменам. Как видно из таблицы, большинство компонентов включают несколько доменов.

Таблица 2.3 – Базовые компоненты библиотеки имитационной модели когенерационной установки

Компоненты имитационной модели КГУ и внешние условия	Домен					
	Газодинамика	Гидродинамика	Теплопередача	Механика	Электричество	Химия
ПДВС						
- камера сгорания	●		●			●
- газоздушный тракт						
- трубопроводы	●		●			
- - разветвления	●					
- - система наддува	●			●		
- система охлаждения						
- - трубопроводы		●	●			
- - разветвления		●				
- - насос		●		●		
- - жидкостно-масляный ТО		●	●			
- - радиатор		●	●			
- система смазки						
- - трубопроводы		●	●			
- - разветвления		●				
- - насос		●		●		
- КШМ и ГРМ				●		

Компоненты имитационной модели КГУ и внешние условия	Домен					
	Газодинамика	Гидродинамика	Теплопередача	Механика	Электричество	Химия
- блок двигателя		•	•			
СУТД						
- ТО системы охлаждения		•	•			
- ТО системы смазки		•	•			
- ТО системы отвода ОГ	•	•	•			
- трубопроводы		•	•			
- разветвления		•				
Трансмиссия				•		
Генератор					•	
Внешние условия						
- электрическая нагрузка					•	
- тепловая нагрузка		•				
- атмосферные условия	•		•			

2.3 Метод математической формализации компонентов когенерационной установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания

Для описания ненаправленно связанных компонентов целесообразно использовать декларативный подход, который отличается от традиционного императивного тем, что математическое описание компонентов КГУ и входящих в её состав ПДВС и СУТД, представляет собой спецификацию решения задачи, включающую алгоритмические конструкции, описывающие наиболее часто используемые методы их решения (например, определения термодинамических свойств сред или скорости их течения через сопротивления).

Объём газа (переменный) описывается системой уравнений массового, энергетического балансов и состояния:

$$\sum_{p=1}^p \left(\frac{dH_p}{dt} - \frac{dG_p}{dt} \cdot u(T, \vec{C}) \right) + \sum_{i=1}^i \left(\frac{dQ_{ini}}{dt} \right) + \sum_{j=1}^j \left(\frac{dQ_{out j}}{dt} \right) + \frac{dU}{dt} + P \cdot \frac{dV}{dt} = 0, \quad (2.27)$$

$$\frac{dG}{dt} + \sum_{p=1}^p \left(\frac{dG_p}{dt} \right) + \sum_{i=1}^i \left(\frac{dG_{ini}}{dt} \right) = 0, \quad (2.28)$$

$$\frac{dG_i}{dt} = \sum_{p=1}^p \left(\frac{dG_p}{dt} \cdot f(C_i) \right), \quad (2.29)$$

$$G = \sum_{i=1}^i G_i, \quad (2.30)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{dU}{dt} \cdot \frac{1}{c_v(T, \vec{C}) \cdot G}, \quad (2.31)$$

$$P = \frac{T \cdot G \cdot R}{V}, \quad (2.32)$$

где: p – номер порта; $\frac{dH_p}{dt}$ – поток энтальпии через порт; G_i – масса i -го компонента газа; $\frac{dG_p}{dt}$ – поток массы через порт; T – температура газа; G – масса

газа; \bar{C} – вектор концентрации компонентов; u – удельная внутренняя энергия газа; i – номер внутреннего источника или стока энергии; $\frac{dQ_{ini}}{dt}$ – поток энергии через внутренний источник или сток; j – номер внешнего источника или стока энергии; $\frac{dQ_{out j}}{dt}$ – поток энергии через внешний источник или сток; $\frac{dU}{dt}$ – изменение внутренней энергии газа; $P \cdot \frac{dV}{dt}$ – работа газа; V – объём газа; c_v – теплоемкость газа при постоянном объёме; R – индивидуальная газовая постоянная.

Для постоянного объёма газа система уравнений аналогична, за исключением (см. уравнение (2.27)):

$$P \frac{dV}{dt} = 0. \quad (2.33)$$

Газодинамическое сопротивление описывается уравнением массового расхода:

$$\frac{dG}{dt} = \frac{P_1 \cdot v}{R \cdot f(T)} \cdot A \cdot C_D, \quad (2.34)$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot R \cdot f(T)}{k-1} \cdot \left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (2.35)$$

где: P_1 – давление газа перед сопротивлением; P_2 – давление газа за сопротивлением; C_D – коэффициент потока; A – площадь поперечного сечения; v – скорость течения газа через сопротивление; k – коэффициент адиабаты.

Труба учитывает диссипативные потери на газодинамическое трение, описываемые уравнением Дарси-Вейсбаха (Darcy-Weisbach):

$$\Delta P = \lambda(Re) \cdot \frac{l \cdot \rho \cdot \bar{v}^2}{2 \cdot d}, \quad (2.36)$$

где: $\lambda(Re)$ – коэффициент трения, зависящий от числа Рейнольдса Re ; l – длина трубы; d – диаметр трубы; ρ – плотность газа; \bar{v} – средняя скорость потока.

В основе математической модели динамической трубы лежит уравнение Эйлера в дивергентной форме и одномерной постановке:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + S(q) = 0, \quad (2.37)$$

где: U – вектор консервативных переменных:

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho \cdot v \\ \rho \cdot c_v \cdot T + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \end{pmatrix}, \quad (2.38)$$

F – вектор потоковых переменных:

$$F = \begin{pmatrix} \rho \cdot v \\ \rho \cdot v^2 + P \\ v \cdot (E + P) \end{pmatrix}, \quad (2.39)$$

E – полная энергия; $S(q)$ – источники или стоки энергии (диссипативные параметры); ρ – плотность; v – скорость.

Система уравнений (2.37...2.39) решается методом С.К. Годунова, подробное описание которого приведено в специальной литературе, например, [209, 210].

При числе Куранта более 0.5 применяется более простой вариант трубы – статическая, представляющая собой объём и учитывающая диссипативные эффекты вследствие газодинамического трения.

Камера сгорания отличается от переменного объёма наличием внутреннего источника массы и энергии:

$$\frac{dG_{in}}{dt} = G_m \cdot \frac{dX}{dt} \cdot (1 - L_m), \quad (2.40)$$

$$\frac{dQ_{in}}{dt} = \frac{dG_{in}}{dt} \cdot H_u, \quad (2.41)$$

где: G_m – масса топлива, подаваемого в КС; L_m – стехиометрическое соотношение для топлива; H_u – низшая теплота сгорания топлива;

$\frac{dX}{dt}$ – относительная скорость тепловыделения, определяемая по выражению

И.И. Вибе (1.45):

$$\frac{dx}{dt} = 6.908 \frac{m+1}{t_z} \left(\frac{t-t_{SOC}}{t_z} \right)^m e^{-6.908 \left(\frac{t-t_{SOC}}{t_z} \right)^{m+1}}, \quad (2.42)$$

где: t_{SOC} – момент воспламенения топлива; t_z – условная продолжительность сгорания топлива; m – показатель, характеризующий развитие процесса сгорания.

Коэффициенты в уравнении (2.52) вычисляются согласно G. Woschni и F. Anisits (1.46) и (1.47):

$$t_z = t'_z \cdot \left(\frac{\alpha'}{\alpha} \right)^{0.6} \cdot \left(\frac{n}{n'} \right)^{0.5} \quad (2.43)$$

$$m = m' \cdot \left(\frac{\tau'_i}{\tau_i} \right)^{0.6} \cdot \left(\frac{P_{IVC}}{P'_{IVC}} \right) \cdot \left(\frac{T'_{IVC}}{T_{IVC}} \right) \cdot \left(\frac{n}{n'} \right)^{0.3},$$

где: (') – референсные условия; IVC – момент закрытия впускного клапана; α – коэффициент избытка воздуха; τ_i – период задержки воспламенения.

Период задержки воспламенения определяется по уравнению Н.Н. Wolfer [211]:

$$\tau_i = 3.45 \cdot P_{SOI}^{-1.022} \cdot e^{\frac{2100}{T_{SOI}}}, \quad (2.44)$$

где: P_{SOI} и T_{SOI} – давление и температура газов в КС в момент начала впрыскивания топлива.

Математическая модель позволяет выполнять расчет рабочих процессов ПДВС на различных видах топлива, в том числе, моделировать систему топливно-снабжения газового двигателя.

Компрессор и турбина реализуют методы класса «сопротивление», так как содержат методы вычисления потока газа при известных значениях потенциальных переменных. Математическая модель турбины [212] основана на предположении, что энтальпия газов проходящих через неё, преобразуется в момент на валу.

Изменение энтальпии:

$$\frac{dH}{dt} = (f(h_1(T, \bar{C})) - h_c(T_c, \bar{C})) \cdot \frac{dG}{dt} \cdot \eta_{turb}, \quad (2.45)$$

где: η_{turb} – изэнтропийный КПД турбины; h_1 – удельная энтальпия газа на входе в турбину; h_c и T_c – удельная энтальпия и температура газа в выходном сечении соплового аппарата, соответственно.

Математическая модель компрессора основана на предположении, что механическая энергия, передаваемая на его колесо, преобразуется в работу, которая определяется из системы уравнений баланса энтальпии газа:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot f(T_1) \cdot \left(\pi_{kc}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2.46)$$

$$\frac{dH}{dt} = (f(h(T_2, \bar{C}_2)) - f(h(T_1, C_1))) \cdot \frac{dG}{dt}, \quad (2.47)$$

$$\frac{dH}{dt} = -M \cdot \eta_{compr} \cdot w, \quad (2.48)$$

где: π_{kc} – степень повышения давления (отношение давления в выходном сечении соплового аппарата к давлению на входе P_1); T_1 – температура на входе в компрессор; η_{compr} – изэнтропийный КПД компрессора; M – момент, подведенный к колесу компрессора.

Объём жидкости отличается от объёма газа тем, что не учитывается сжимаемость (которая для воды при 20 °С составляет примерно $0.47 \cdot 10^{-9}$ м²/Н [213]):

$$\sum_{p=1}^p \left(\frac{dG_p}{dt} \cdot c \right) + \sum_{i=1}^i \left(\frac{dQ_{ini}}{dt} \right) + \sum_{j=1}^j \left(\frac{dQ_{out j}}{dt} \right) + \frac{dU}{dt} = 0, \quad (2.49)$$

$$\sum_{p=1}^p \left(\frac{dG_p}{dt} \right) = 0, \quad (2.50)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{dU}{dt} \cdot \frac{1}{c \cdot G}, \quad (2.51)$$

где: c – теплоемкость жидкости.

Гидродинамическое сопротивление описывается аналогично газодинамическому, с учетом несжимаемости жидкости:

$$\frac{dG}{dt} = A \cdot C_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho}}, \quad (2.52)$$

где: P_1 и P_2 – давление жидкости до и после сопротивления, соответственно (в зависимости от направления течения).

Термодинамическая масса описывается уравнением Фурье-Кирхгофа:

$$\rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (2.53)$$

где: λ – коэффициент теплопередачи; ρ – плотность; c – теплоемкость материала; x, y, z – координаты.

Термодинамическое сопротивление, характеризуемое коэффициентом теплоотдачи, определяется в зависимости от сред и условий контракта. Коэффициент теплоотдачи от газов в стенки КС рассчитывается по модифицированной методике G. Woschni [214]:

$$\alpha_T = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T^{-0.53} \cdot w^{0.8}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.54)$$

где: D – диаметр цилиндра, м; w – коэффициент, зависящий от газодинамических условий в КС.

Если выполняется условие:

$$C_2 \frac{V \cdot T_{IVC}}{P_{IVC} \cdot V_{IVC}} (P - P_c) \geq 2 \cdot C_1 \cdot C_m \cdot \left(\frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 \cdot P_i^{-0.2}, \quad (2.55)$$

где: V_{TDC} – объём КС в ВМТ; P_i – среднее индикаторное давление цикла; C_1 и C_2 – коэффициенты, зависящие от газодинамических условий в КС; P_c – давление газов в КС при прокрутке,

то коэффициент w считается по выражению:

$$w = C_1 \cdot C_m + C_2 \frac{V \cdot T_{IVC}}{P_{IVC} \cdot V_{IVC}} (P - P_c), \quad (2.56)$$

иначе:

$$w = C_1 \cdot C_m \cdot \left(1 + C_2 \cdot \left(\frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 \cdot P_i^{-0.2} \right). \quad (2.57)$$

Коэффициенты C_1 и C_2 , соответственно:

$$C_1 = 2.28 + 0.308 \frac{C_u}{C_m}, \quad (2.58)$$

где: C_u – тангенциальная скорость вихря в КС.

Для процесса газообмена:

$$w = (C_3 \cdot C_m)^{0.8}, \quad (2.59)$$

где: C_3 – коэффициент:

$$C_1 = 6.18 + 0.417 \frac{C_u}{C_m}. \quad (2.60)$$

Для определения коэффициента конвективного теплообмена между рубашкой и блоком двигателя используется зависимость [215]:

$$\alpha_L = 0.453 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{k_l}{L_b}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.61)$$

где: $k_l = f(T)$ – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К); L_b – характеристическая длина внутренней поверхности рубашки, м; Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля.

Для расчета коэффициента конвективного теплообмена между блоком двигателя и окружающей средой применяется формула [216]:

$$\alpha_A = 7.8 \cdot |v_A|^{0.78}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.62)$$

где: v_A – скорость движения воздуха относительно блока двигателя.

Коэффициент теплоотдачи к стенкам трубы [217]:

$$\alpha_A = 110 \cdot d^{-0.2} \cdot |v_A|^{0.8} \cdot T^{-0.59}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (2.63)$$

где: d – диаметр трубы, м.

Для впускных и выпускных каналов расчет теплообмена между газом и стенками осуществляется по уравнениям Н. Zarf [218], для впуска:

$$\alpha_A = (C_7 + C_8 \cdot T - C_9 \cdot T^2) \cdot T^{0.33} \cdot \left| \frac{dG}{dt} \right|^{0.68} \cdot D^{-1.5} \cdot \left(1 - 0.765 \cdot \frac{h_{max}}{D} \right), \quad (2.64)$$

для выпуска:

$$\alpha_A = (C_4 + C_5 \cdot T - C_6 \cdot T^2) \cdot T^{0.44} \cdot \left| \frac{dG}{dt} \right|^{0.5} \cdot D^{-1.5} \cdot \left(1 - 0.797 \cdot \frac{h_{max}}{D} \right), \quad (2.65)$$

где: h_{max} – максимальная высота подъёма клапана; D – диаметр канала; C – коэффициенты.

Тепловой поток через термодинамическое сопротивление будет равен:

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T, \quad (2.66)$$

где: ΔT – градиент температуры.

Блок двигателя – мультидоменный компонент, состоящий из массы собственно блока и трех объемов (ОЖ, масла и картерных газов), обменивающихся энергией между собой, с КС и окружающей средой. Дополнительно в блок включены методы определения динамики КШМ (элемент – инерция) и потерь на трение. Для повышения точности расчета гильза цилиндра моделируется в двухмерной осесимметричной постановке. Теплообмен происходит тремя «потоками», через три векторные связи:

- между ОЖ и внешней поверхностью гильзы (постоянная площадь);
- между газами в КС и внутренней поверхностью гильзы (переменная площадь, для вычисления которой добавлен дополнительный информационный порт, через который передается значение положения поршня);
- между газами в картере и внутренней поверхностью гильзы (переменная площадь).

Динамика и кинематика КШМ реализована в классе «кривошип» и описывается системой уравнений, основанных на методике, изложенной в [219].

Полный (от начала расчета) угол поворота φ и, соответственно, угловая скорость w – функции от времени:

$$w = \frac{d\varphi}{dt}, \quad (2.67)$$

ускорение:

$$\frac{dw}{dt} = \frac{\sum_p M_p}{J}, \quad (2.68)$$

где: J – момент инерции; M_p – момент на каждом p -порту.

Потери на трение вычисляются в зависимости от температуры и вязкости масла по методу SLM [152], согласно которому суммируются потери в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ), газораспределительном механизме (ГРМ), КШМ и вспомогательных механизмах:

$$P_M = P_{MKШМ} + P_{MCПГ} + P_{MГРМ} + P_{Mвсп}. \quad (2.69)$$

Механические потери в кривошипно-шатунном механизме:

$$P_{MKШМ} = \frac{D_b}{n_c \cdot D^2 \cdot S_{p \max}} \left(C_{cb} \cdot n^{0.6} \cdot D_b^2 \cdot L_b \cdot n_b \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{ref}} \right)^{n_1} + C_{cs} \right), \quad (2.70)$$

где: C_{cb} и C_{cs} – коэффициенты гидродинамических и фрикционных потерь в коренных подшипниках, соответственно; μ – текущая вязкость масла (динамическая); μ_{ref} – вязкость масла при референсной температуре; $S_{p \max}$ – максимальный ход поршня; D_b – диаметр подшипника; L_b – ширина подшипника; n_b – число подшипников; n_1 – коэффициент.

Механические потери в ЦПГ:

$$P_{MCПГ} = \left[C_{pb} \cdot \left(\frac{n^{0.6} \cdot D_b^3 \cdot L_b \cdot n_b}{D^2 \cdot S_{p \max} \cdot n_c} \right) + C_{ps} \cdot \left(\frac{C_m^{0.5}}{D} \right) + C_{pr} \cdot \left(\frac{C_m^{0.5}}{D^2} \right) \right] \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{ref}} \right)^{n_2}, \quad (2.71)$$

где: C_{pb} , C_{ps} , C_{pr} – коэффициенты гидродинамических потерь в подшипниках шатуна, сопряжении юбки поршня и гильзы цилиндра, сопряжении поршневых колец и гильзы цилиндра, соответственно; n_2 – константа.

Механические потери в ГРМ включают потери:

- в кулачковом механизме:

$$P'_{м ГРМ} = C_{vf} \cdot \left(2 + \frac{10}{5 + \mu \cdot n} \right) \cdot \frac{n_v}{S_{p \max} \cdot n_c}, \quad (2.72)$$

- в клапанах:

$$P''_{м ГРМ} = \left(\frac{\mu}{\mu_{ref}} \right)^{n_3} \cdot \left(C_{vb} \frac{n^{0.5} \cdot n_b}{D^2 \cdot S_{p \max} \cdot n_c} + C_{vh} \frac{L_v^{1.5} \cdot n^{0.5} \cdot n_v}{D \cdot S_{p \max} \cdot n_c} \right) + \\ + C_{vs} + C_{vm} \cdot \left(2 + \frac{10}{5 + \mu \cdot n} \right) \cdot \frac{L_v \cdot n_v}{S_{p \max} \cdot n_c}, \quad (2.73)$$

где: C_{vf} и C_{vs} – константы потерь на трение в кулачковом механизме и в подшипниках распределительного вала, соответственно; C_{vb} – коэффициент гидродинамических потерь для подшипников распределительного вала; C_{vm} – константа гидродинамических потерь и потерь на трение; C_{vh} – константа гидродинамических потерь; n_v – количество клапанов; L_v – максимальная высота подъема клапана; n_3 – константа.

Давление механических потерь во вспомогательных механизмах складывается из потерь:

- в масляном насосе:

$$P'_{мвсн} = \alpha_1 + (\beta_1 \cdot n + \gamma_1 \cdot n^2) \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{ref}} \right)^{n_4}, \quad (2.74)$$

- в жидкостном насосе:

$$P''_{мвсн} = \alpha_2 + (\beta_2 \cdot n + \gamma_2 \cdot n^2) \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{ref}} \right)^{n_5}, \quad (2.75)$$

где: α_i , β_i , γ_i , n_i – константы.

Генератор – синхронная явнополюсная машина с короткозамкнутым ротором [220, 221], которая используется в большинстве энергоустановок с ПДВС. На рисунке 2.1 показана графическая схема замещения класса «генератор» (для одной фазы, остальные – аналогичны).

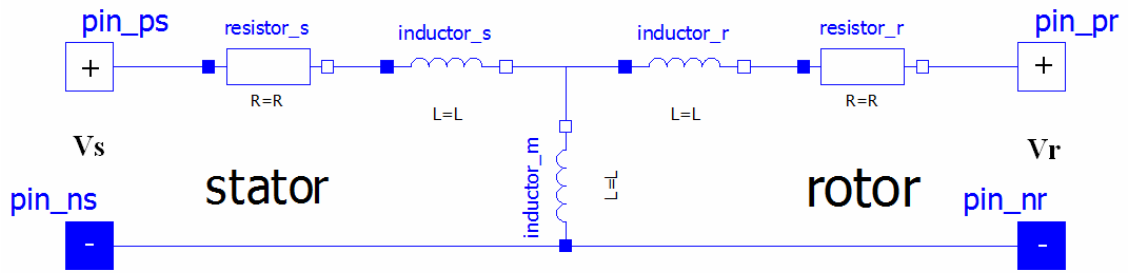


Рисунок 2.1 – Графическая схема замещения класса «генератор»:
s – статор; *r* – ротор; *m* – цепь намагничивания; *V* – напряжение

Основные уравнения, описывающие электрическую часть генератора (для двухфазной системы координат *d* и *q*), имеют вид:

$$V_{ds} = R_s \cdot i_{ds} + \frac{d\varphi_{ds}}{dt} - w \cdot \varphi_{qs}, \quad (2.76)$$

$$V_{qs} = R_s \cdot i_{qs} + \frac{d\varphi_{qs}}{dt} + w \cdot \varphi_{ds}, \quad (2.77)$$

$$V_{dr} = R_r \cdot i_{dr} + \frac{d\varphi_{dr}}{dt} - w \cdot \varphi_{qr}, \quad (2.78)$$

$$V_{qr} = R_r \cdot i_{qr} + \frac{d\varphi_{qr}}{dt} + w \cdot \varphi_{dr}, \quad (2.79)$$

$$T_e = \frac{3}{2} \cdot (\varphi_{ds} \cdot i_{qs} - \varphi_{qs} \cdot i_{ds}), \quad (2.80)$$

где: *V* – напряжение между фазами; *i* – сила тока; *R* – сопротивление; φ – фазовый угол; *w* – угловая скорость вращения ротора; *T_e* – электромагнитный момент машины; индексы: *d*, *q* – проекция переменной на соответствующую фазовую координату.

Теплообменник – комплексный элемент (рисунок 2.2), состоящий из двух пар связанных через «сопротивления» «объемов», которые могут быть как газо-, так и гидродинамические.

Для расчета динамики теплообмена между контурами используется метод среднелогарифмического перепада температур:

$$LMTD = F \cdot \frac{T_{A1} - T_{B2}}{\ln\left(\frac{T_{A1} - T_{B2}}{T_{A2} - T_{B1}}\right)}, \quad (2.81)$$

где: T_{A1} , T_{A2} , T_{B1} , T_{B2} – температура среды на входе (1) и выходе (2) контуров А (горячий) и В (холодный) теплообменника, соответственно; F – фактор, учитывающий конфигурацию теплообменника, рассчитываемый по методике [222].

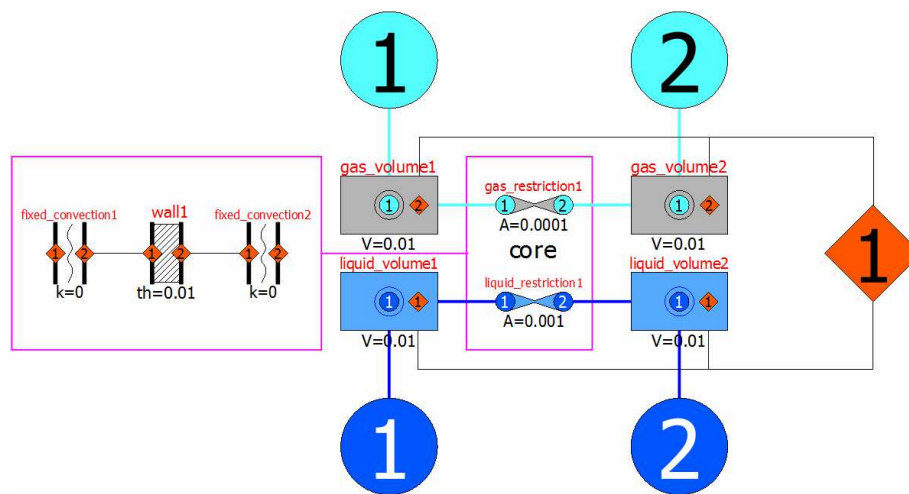


Рисунок 2.2 – Графическая схема класса «теплообменник» (газо-жидкостный)

Термостат является комплексным классом [5]. На рисунке 2.3 показана его расчетная гидравлическая схема. Согласно расчетной схеме, термостат представляет собой объем с тремя сопротивлениями (два из них – с переменным сечением). Объем соединен с сопротивлениями тремя гидродинамическим связями. В свою очередь, сопротивления соединены с внешними элементами имитационной схемы также тремя гидродинамическим связями. Для повышения адекватности имитационной модели необходимо учитывать теплообмен корпуса термостата с окружающей средой, для этого использованы классы «термодинамическая масса» и «термодинамическое сопротивление».

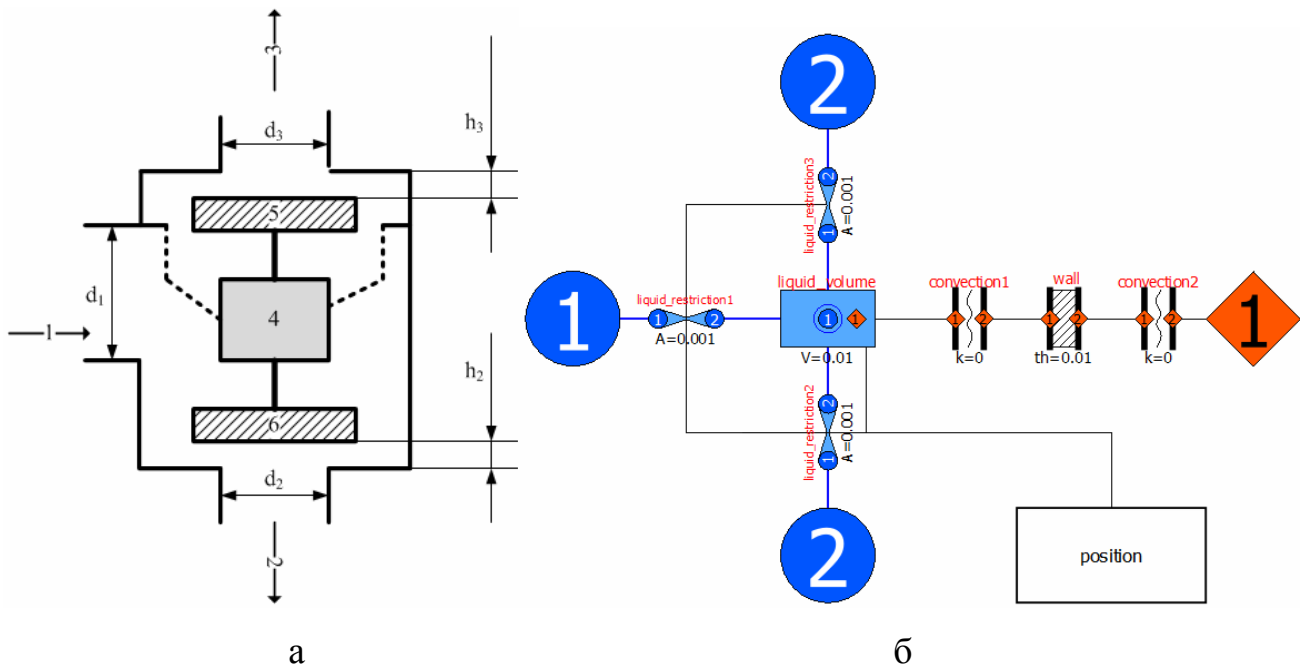


Рисунок 2.3 – Расчетная гидравлическая схема (а) термостата и графическое изображение класса «термостат» (б):

1 – вход охлаждающей жидкости; 2 – выход охлаждающей жидкости в малый контур; 3 – выход охлаждающей жидкости в систему охлаждения; 4 – объём с рабочим веществом; 5, 6 – клапаны; d – диаметр; h – высота подъёма клапана

Площадь поперечного сечения каждого из клапанов зависит от высоты его подъёма, которая, в свою очередь, зависит от температуры рабочего вещества T_w :

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h(T_w), \quad (2.82)$$

где: функция $h(T_w)$ может задаваться как аналитически, так и таблично.

Масса жидкости, находящейся в объёме термостата вытесняется при расширении рабочего вещества, чтобы учесть этот эффект вводится поправка к величине массы G в уравнении (3), которая вычисляется по формуле:

$$\Delta G = \rho \cdot \Delta V(T_w), \quad (2.83)$$

где: $\Delta V(T_w)$ – изменение объёма рабочего вещества вследствие его расширения или охлаждения, как функция от температуры.

Динамика нагрева рабочего вещества:

$$\frac{dT_w}{dt} = \frac{A_w \cdot \alpha_l}{c} (T - T_w), \quad (2.84)$$

где: A_w – площадь поверхности объёма с рабочим веществом.

Электрическая нагрузка энергетической системы является переменными граничными условиями для генератора, изменяющимися во времени под влиянием большого числа факторов. Эти колебания могут быть разделены на регулярные и случайные. Регулярных колебания нагрузки отражают изменение во времени ее математического ожидания, случайные отклонения нагрузки от ее математического ожидания описываются нормальным законом распределения вероятностей, основной характеристикой которого является среднеквадратичное отклонение.

Типовые (безразмерные) характеристики суточных графиков нагрузки для различных регионов РФ приведены в справочной литературе [38] и могут быть заданы в табличном виде (lookup table). Конкретные значения электрической нагрузки получаются умножением безразмерной нагрузки на плотность суточного графика, которая характеризуется коэффициентом:

$$k_{сут} = \frac{P_{сут}^{mid}}{P_{сут}^{max}}, \quad (2.85)$$

где: $P_{сут}$ – суточная нагрузка (*mid* – средняя, *max* – максимальная).

Аналогичные коэффициенты характеризуют плотность недельных $k_{нед}$, месячных $k_{мес}$ и годовых $k_{год}$ нагрузок. Показателем режима электропотребления за год в целом является продолжительность использования наибольшей нагрузки (максимум обычно соответствует декабрю):

$$T^{max} = \frac{A_{год}}{P^{max}} = 8760 \cdot k_{сут}^{дек} \cdot k_{мес}^{дек} \cdot k_{год}, \text{ ч} \quad (2.86)$$

где: $A_{год}$ – электроэнергия, потребляемая за год, кВт·ч; P^{max} – годовой максимум нагрузки, кВт.

Продолжительность использования наибольшей нагрузки зависит от отрасли. Для учета этого обстоятельства могут быть использованы номограммы,

позволяющие определить её значение в зависимости от удельного веса коммунально-бытового электропотребления в суммарном электропотреблении системы и средневзвешенного значения продолжительности использования совмещенного максимума нагрузки остальных отраслей экономики:

Значения основных характеристик режима электропотребления в зависимости от T^{max} приведены на рисунке 2.4. При создании имитационной модели конкретной КГУ рекомендуется использовать суточные графики нагрузок.

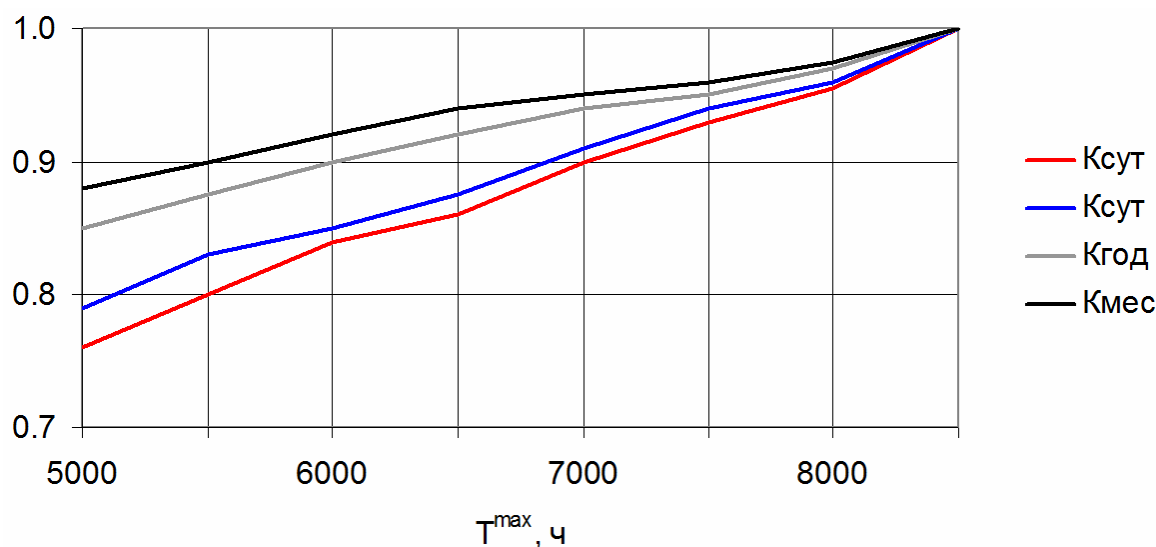


Рисунок 2.4 – Зависимость коэффициентов, характеризующих плотность графиков нагрузки от продолжительности использования максимума

Дополнительно к основным, математически описанным выше компонентам, используются вспомогательные: граничные условия, разветвления газовых и жидкостных потоков, стенки и т.д.

2.4 Метод синтеза компонентных имитационных моделей когенерационных установок с поршневым двигателем внутреннего сгорания

Синтез имитационной модели КГУ осуществляется путём компоновки компонентов, входящих в её состав, и их связывания унифицированными балансовыми уравнениями (см. п. 2.1), интерпретированными для соответствующих компонентам доменов.

Газодинамическая связь будет описываться системой уравнений:

$$\sum_{p=1}^p \left(\frac{dG_p}{dt} \right) = 0, \quad (2.87)$$

$$P_1 = P_2 = \dots = P_p, \quad (2.88)$$

где: $\frac{dG}{dt}$ – массовый расход газа через связь; P – давление; p – номер связи.

Дополнительно через газодинамическую связь передаются значения переменных температуры, вектора концентрации компонентов и удельной энтальпии газа, с учетом направления потока переменных – функции потока переменных:

$$\text{если } \frac{dG}{dt} > 0, \text{ то } f(x) = x_1, \quad (2.89)$$

$$\text{если } \frac{dG}{dt} < 0, \text{ то } f(x) = x_2, \quad (2.90)$$

где: x_1 – параметр потоковой переменной за пределами элемента, x_2 – параметр потоковой переменной внутри элемента.

При $\frac{dG}{dt} = 0$, функция смысла не имеет.

Таким образом, связь является как физической, так и информационной. Вместо абсолютной энтальпии (см. уравнение (2.25)) используется удельная, т.е. плотность её потока, в связи с тем, что площадь контакта компонента является параметром компонента, а не связи.

Гидродинамическая связь, в части касающейся потоковых и потенциальных переменных, полностью аналогична газодинамической. Через информационную составляющую связи передается только величина температуры. Поток энергии вычисляется через массовый расход и теплоемкость среды.

Термодинамическая связь включает потенциальную переменную – температуру T и потоковую – плотность теплового потока q . Балансовые уравнения:

$$\sum_{p=1}^p \left(\frac{dq_p}{dt} \right) = 0, \quad (2.91)$$

$$T_1 = T_2 = \dots = T_p, \quad (2.92)$$

где: $\frac{dq}{dt}$ – изменение плотности теплового потока через связь.

Плотность, а не абсолютная величина теплового потока, выбрана в качестве потоковой переменной по причине того, что площадь теплообмена является параметром компонента, а не связи, кроме того, это дает возможность перехода от одномерной к многомерной постановке расчетной задачи.

Механические связи бывают двух видов: связывающие поступательно движущиеся массы (например, поршень и верхнюю головку шатуна) и вращающиеся массы (например, кривошип). Такой «раздельный» подход отличается от широко принятого описания движения масс в Эйлеровых координатах (как, например, это сделано в Simulink SimScape [223]) и ближе к Лагранжеву описанию. Это сделано для упрощения работы пользователя с моделью (например, при задании начальных координат) и обосновано тем, что в качестве КШМ ПДВС почти всегда используется кривошипно-ползунный механизм. Потенциальные переменные – перемещение и угол, потоковые – сила и момент, соответственно. Для случая поступательно движущихся масс балансовые уравнения имеют вид:

$$\sum_{p=1}^p \left(\frac{dF}{dt} \right) = 0, \quad (2.93)$$

$$X_1 = X_2 = \dots = X_p, \quad (2.94)$$

где: F – сила; X – перемещение.

Дополнительные направленные информационные переменные для связей поступательно движущихся масс – угол ПКВ, максимальный ход поршня и частота вращения коленчатого вала. Информационные переменные добавлены для уменьшения трудоемкости модели. Например, для определения коэффициента теплообмена газов со стенкой КС необходимо знать среднюю скорость поршня C_m , её определение через перемещение (дифференцирование величины X с последующим интегрированием величины C_m по циклу) трудоемко и в рамках разрабатываемой модели нецелесообразно.

Для вращающихся масс система балансовых уравнений имеет вид:

$$\sum_{p=1}^p \left(\frac{dM}{dt} \right) = 0, \quad (2.95)$$

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \dots = \varphi_p, \quad (2.96)$$

где: M – сила; φ – угол поворота.

2.5 Разработка программного обеспечения для создания и расчета имитационных моделей когенерационных установок

В соответствии с целью настоящего исследования, направленного на повышение эффективности научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по созданию, совершенствованию и повышению конкурентоспособности КГУ с ПДВС, было разработано ПО, представляющее собой инструмент для решения практических инженерных задач.

Одной из основных особенностей разработанной математической модели КГУ является наличие ненаправленных связей между компонентами, поэтому для её программной реализации должны быть использованы программные средства, обеспечивающие соответствующую функциональность. Существует универсальное ПО, позволяющее создавать из готовых библиотек компонентные модели с ненаправленными связями, например, MathWorks Simscape, Controllab 20-Sim

[224], Siemens Simcenter AmeSim [225] и др. Недостатком любого универсального ПО является повышенная трудоемкость создания оригинальных моделей и их расчета из-за «избыточности» кода и неоптимизированной под решение конкретной задачи функциональности. Более целесообразным является разработка оригинального ПО с применением языков программирования, реализующих декларативную парадигму [226, 227]. К подобным языкам относятся Lisp, Prolog, haskell, html, CSS, SQL, Modelica. Для решения задач настоящего исследования в наибольшей степени подходит Modelica, разрабатываемая некоммерческой организацией «Modelica Association» [228]. Modelica является декларативным, объектно-ориентированным, мультидоменным языком компонентно-ориентированного моделирования сложных систем [229]. Важным является и то, что язык является некоммерческим и существуют некоммерческие реализации средств разработки, например, OpenModelica [230], использованная в настоящем исследовании, рисунок 2.5. Необходимо подчеркнуть, что в ходе выполнения диссертационной работы готовые (стандартные) классы Modelica не использовались, кроме моделей редуктора и генератора, что позволило оптимизировать код для решения задач настоящего исследования.

Для решения системы уравнений, описывающей КГУ, использовался решатель DASSL (differential / algebraic system solver [231]). Его выбор обусловлен более высокой устойчивостью, по сравнению с традиционными методами Euler, Runge-Kutta, Adams-Bashfort и др. [232], а также возможностью решать жесткие дифференциальные уравнения, описывающими химическую кинетику процесса горения топлива (с точки зрения перспективы развития ПО). Вызов решателя:

$$y_1 = dassl(y_0, t_0, t, a_{tol}, r_{tol}, res, jac, inf, hd), \quad (2.97)$$

где: y_0 – вектор исходных данных; t_0 – начальный момент времени; t – момент времени, для которого нужно найти решение; a_{tol} – допуск абсолютной погрешности решения; r_{tol} – допуск относительной погрешности решения; res, jac – вызов внешних функций; $info, hd$ – служебные флаги.

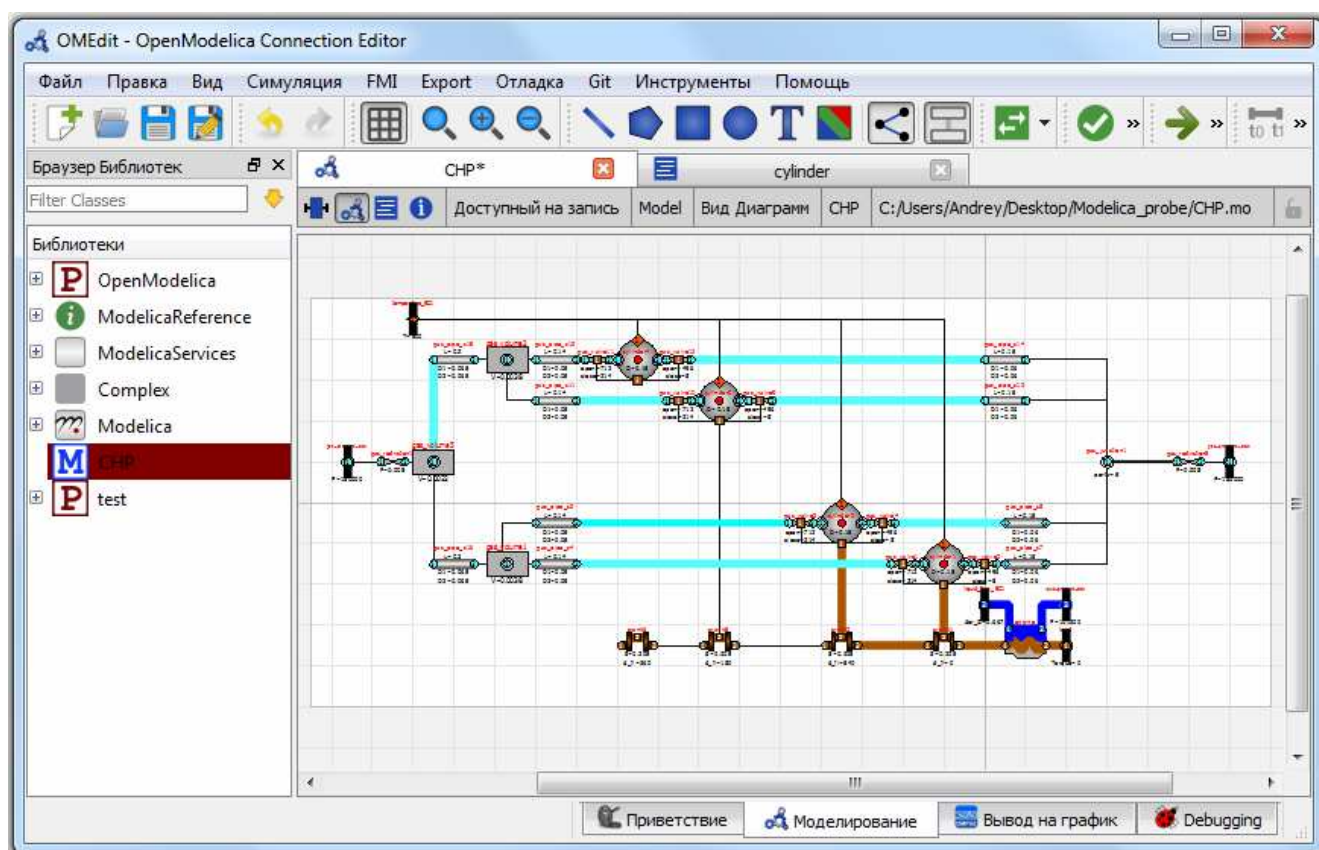


Рисунок 2.5 – Редактор OMEdit

Программный код в диссертационной работе не приводится из-за большого объёма (более 40000 строк). Пример фрагмента кода, описывающего постоянный объём газа, показан на рисунке 2.6.

С ПО можно работать как в текстовом, так и в графическом режиме (что более удобно). Библиотека классов не привязана к конкретному графическому интерфейсу, кроме OMEdit может использоваться и другое ПО – Siemens Dymola, MapleSim, Wolfram System Designer и др. В графическом режиме имитационная модель создается в следующей последовательности:

- методом «drag and drop» из библиотечных элементов составляется структура модели (см. рисунок 2.5);
- в окне настройки (рисунок 2.7) выполняется параметризация и инициализация компонентов (при этом пользователь имеет выбор, какие переменные задавать, например, давление и температуру газа, а какие инициализируются решателем, например масса газа);

- настраивается решатель;
- выполняется расчет (результаты сохраняются в формате *.mat или *.csv);
- при необходимости визуализируются результаты (рисунок 2.8).

```

67 class gas_volume "simple volume /// ICE_R&D"
68   import test.functions.cv;
69   import test.functions.u;
70   import test.functions.h;
71   parameter Integer p(start = 2) "Port connections qt.";
72   parameter Real V(unit = "m^3", start = 0.01) "Volume";
73   constant Real pi = 3.14159265358979323846;
74   constant Real k = 1.36;
75   constant Real R = 287.3 "Gas constant [J/(kg*K)]";
76   Real P(unit = "Pa", start = 101300) "Pressure";
77   Real T(unit = "K", start = 293) "Temperature";
78   Real G(unit = "kg") "Total mass";
79   Real G1(unit = "kg") "Air mass";
80   Real G2(unit = "kg", fixed = true) "EG mass";
81   Real C(unit = "kg/kg", start = 0.5, fixed = true) "EG mass concentration";
82   Real der_G2[p](each unit = "kg/s") "EG mass flow";
83   Real der_H[p](each unit = "J/s") "Enthalpy flow";
84   test.gas_flow.gas1 port[p] annotation(Placement(visible = true,
transformation(origin = {0, 0}, extent = {{-10, -10}, {10, 10}}, rotation =
0), iconTransformation(origin = {0, 0}, extent = {{-20, -20}, {20, 20}},
rotation = 0)));
85   equation
86     P = R * T * G / V;
87     C = G2 / G;
88     G = G1 + G2;
89     for i in 1:p loop
90       der_G2[i] = port[i].der_G * actualStream(port[i].C);
91       der_H[i] = port[i].der_G * (actualStream(port[i].h) - u(T, C));
92       port[i].P = P;
93       port[i].T = T;
94       port[i].C = C;
95       port[i].h = h(T, C);
96     end for;
97     der(G) = sum(port.der_G);
98     der(G2) = sum(der_G2);
99     der(T) = sum(der_H) / (cv(T, C) * G);
100    annotation(Icon(graphics = {Rectangle(origin = {0, 10}, fillColor = {180,
180, 180}, fillPattern = FillPattern.Solid, extent = {{-100, 50}, {100,
-70}}), Text(origin = {0, 80}, lineColor = {255, 0, 0}, extent = {{-100,
20}, {100, -20}}, textString = "%name"), Text(origin = {0, -80}, extent =
{{-100, 20}, {100, -20}}, textString = "V=%V"), Ellipse(origin = {-8, 8},
extent = {{-22, 22}, {38, -38}}, endAngle = 360)},
coordinateSystem(initialScale = 0.1)));
101 end gas_volume;

```

Рисунок 2.6 – Класс «объём» на языке Modelica

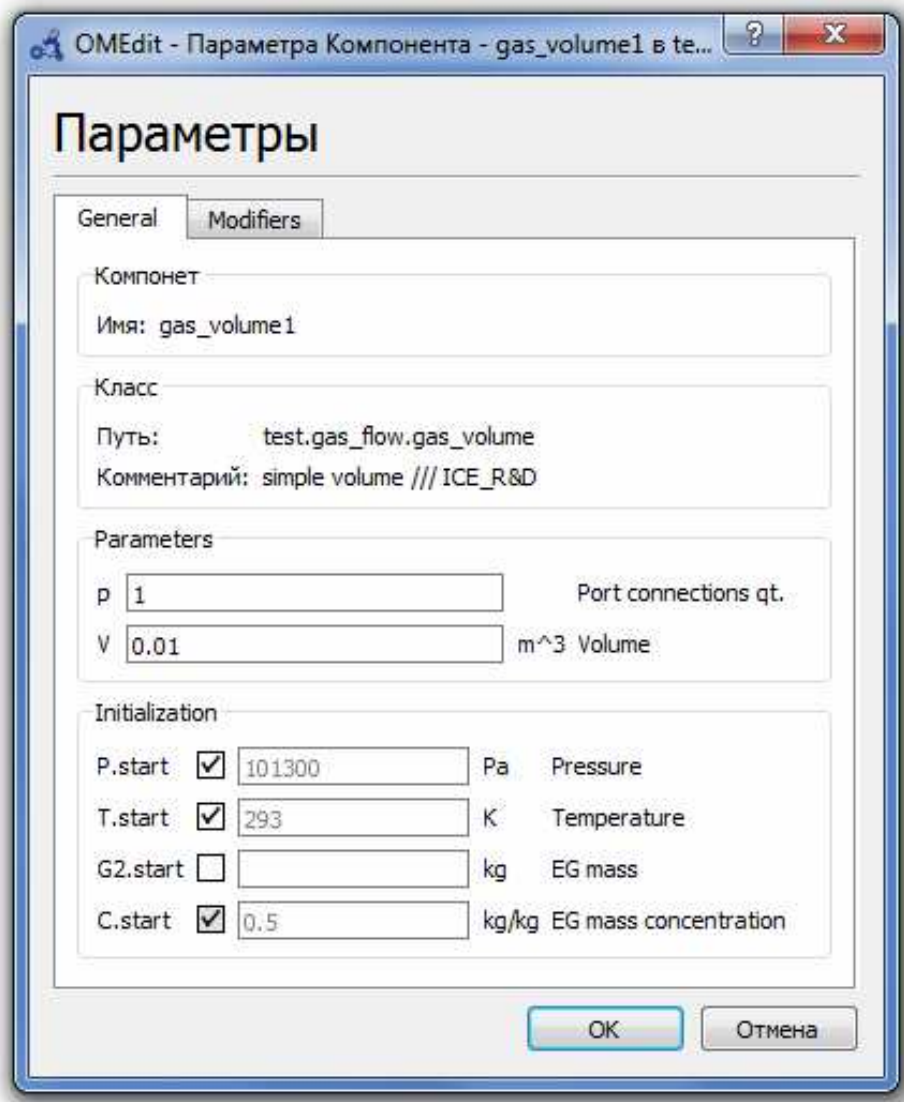


Рисунок 2.7 – Окно параметризации и инициализации (класс «объём газа»)

На разработанное ПО было получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ «Библиотека классов для имитационного моделирования когенерационных установок с поршневыми ДВС» [233].

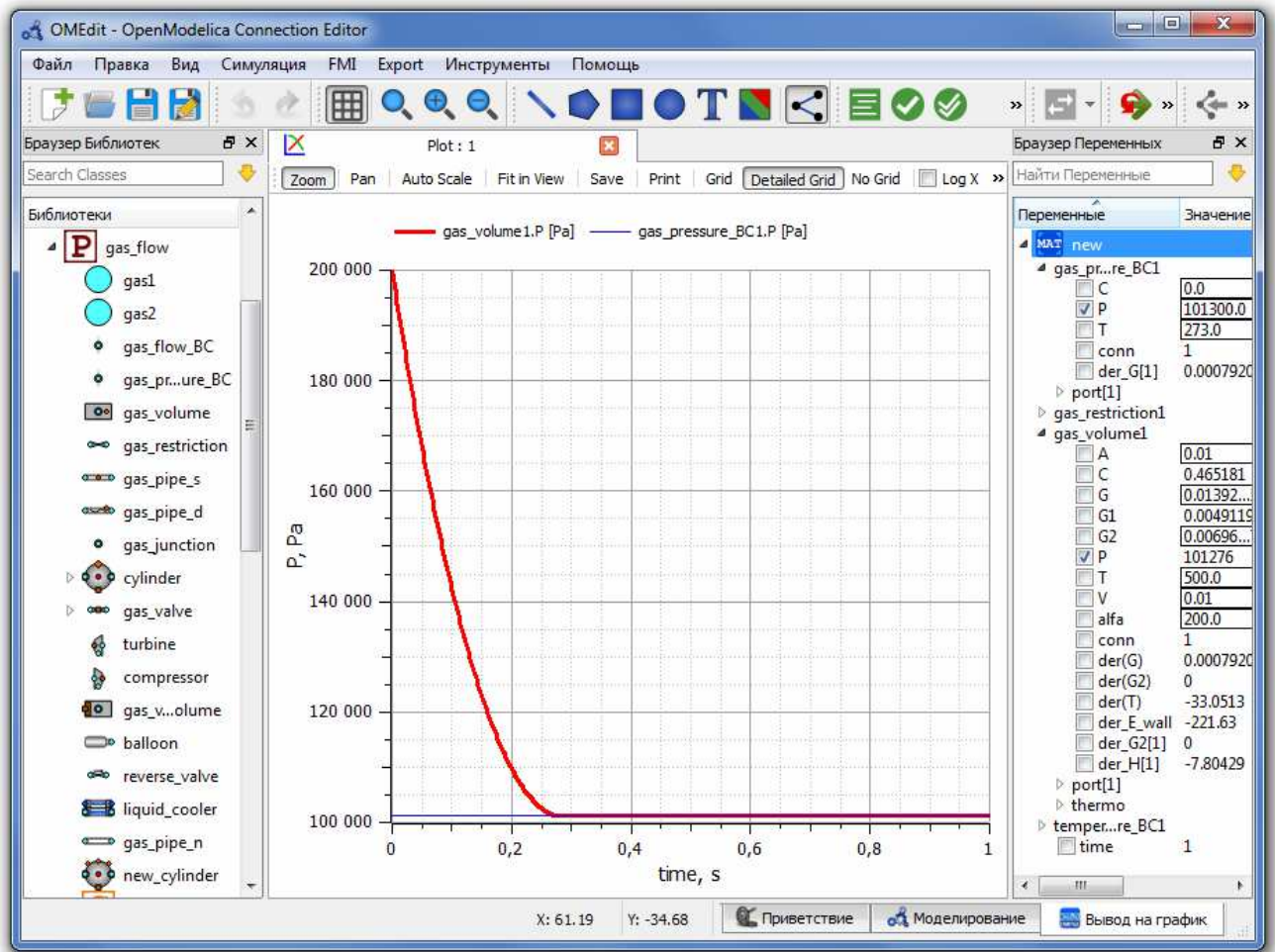


Рисунок 2.8 – Окно визуализации результатов

2.6 Выводы и рекомендации по главе 2

В ходе выполненных работ:

1) Разработаны общие принципы имитационного моделирования поршневых двигателей внутреннего сгорания в составе когенерационных энергетических установок, включающие: системный, компонентный и объектно-ориентированный подход и использование положений теории ненаправленных графов связей, декларативное описание мультидоменных, транзитных математических моделей компонентов и связей между ними.

2) Разработаны методы:

- многоуровневой декомпозиции поршневых двигателей внутреннего сгорания в составе когенерационных установок;
 - математической формализации компонентов;
 - синтеза компонентных имитационных моделей поршневых двигателей внутреннего сгорания в составе когенерационных установок, отличающиеся от известных:
 - математическим описанием компонентов поршневых двигателей внутреннего сгорания и когенерационных установок, основанном на декларативном подходе, при их математической формализации;
 - применением ненаправленных связей между компонентами, описанными уравнениями баланса потенциальных и потоковых фазовых переменных состояния технических систем поршневых двигателей внутреннего сгорания и когенерационных установок, при синтезе имитационной модели;
 - использованием граничных условий, отражающих особенности режимов функционирования когенерационных установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания в составе автономных систем энергоснабжения,
- что в совокупности позволяет моделировать поршневые двигатели внутреннего сгорания в составе когенерационных установок произвольной структуры, с различными конструктивными решениями, включая ранее неизвестные.

3) Разработанные методы имитационного моделирования и математические модели компонентов и связей реализованы в виде программного обеспечения, предназначенного для создания, совершенствования и повышения конкурентоспособности первичных поршневых двигателей внутреннего сгорания и когенерационных установок.

3 МЕТОДИКА ВАЛИДАЦИИ ТЕСТОВОЙ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ С ПОРШНЕВЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ИСПЫТАНИЙ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ

Задачи, решаемые в третьей главе:

- создать макетный образец КГУ с ПДВС типа 4ЧН15/20.5 для целей валидации тестовой имитационной модели;
- разработать методику валидации тестовой имитационной модели КГУ с ПДВС, включая методику экспериментальных исследований макетного образца КГУ и проведения тестовых расчетов с использованием имитационной модели;
- разработать методику испытаний ПО с целью подтверждения соответствия его функциональных возможностей заявленным требованиям.

3.1 Создание макетного образца когенерационной установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания

Для цели валидации тестовой имитационной модели был создан макетный образец КГУ на базе дизель-генераторной установки ДГУ-100 (рисунок 3.1) производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак». Выбор установки обусловлен:

- техническими возможностями ОАО «НИИ АТТ», где проводились экспериментальные исследования;
- отсутствием водо-масляного ТО в системах охлаждения и смазки, что позволяет определить отдельно количество теплоты, отбираемой СУТД от этих систем.

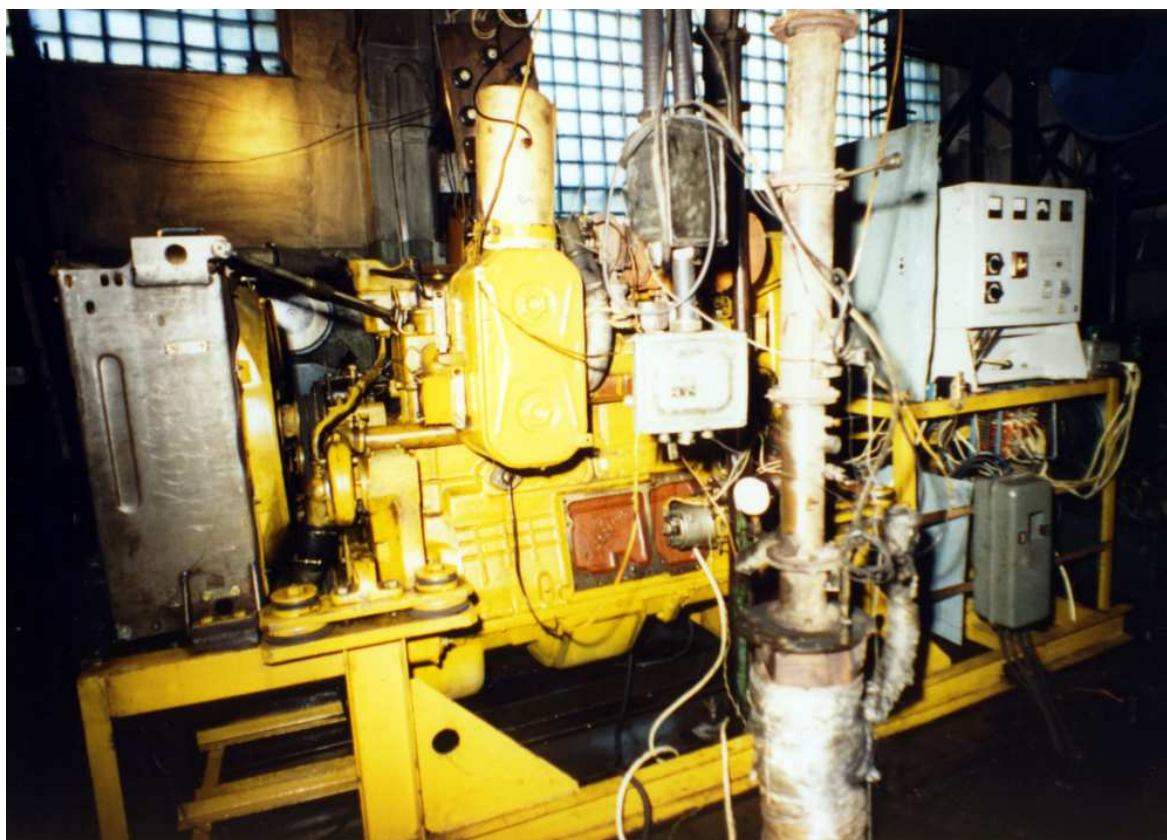


Рисунок 3.1 – Дизель-генераторная установка ДГУ-100
(без когенерационной установки) на стенде ОАО «НИИ АТТ»

В таблице 3.1 приведена краткая техническая характеристика ДГУ-100. Схема макетного образца КГУ показана на рисунке 3.2. В состав СУТД макетного образца входят теплообменники для утилизации тепла систем ПДВС: охлаждения (ТО-1), смазки (ТО-2), отвода отработавших газов (ТО-3). Теплообменники ТО-1 и ТО-3 включены во внешний контур СУТД последовательно, что более эффективно, чем параллельное подключение. Масляный радиатор двигателя отсутствует, радиатор системы охлаждения, с целью исключения возможного перегрева ПДВС, оставлен. Управление СУТД осуществляется в автоматическом режиме с помощью двух термостатов. Первый термостат (ТС-1) отрегулирован на температуру начала открытия 85 °С, второй (ТС-2) – 105 °С. Проектирование СУТД (включая регулировку термостатов) в составе макетного образца КГУ выполнено с учетом ограничений, накладываемых конструктивными характеристиками ПДВС, таблица 3.2.

Таблица 3.1 – Техническая характеристика дизель-генераторной установки
ДГУ-100С

Параметр	Значение
Тип первичного двигателя	4ЧН15/20.5
Марка генератора	БГ-100
Номинальная электрическая мощность, кВт	100
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч), не более	255 ⁺⁷
Номинальное напряжение, В	400
Переходное отклонение напряжения при сбросе-набросе 100 % нагрузки, % (время восстановления, с), не более	±20 (2)
Установившееся отклонение частоты и напряжения, %, при нагрузке, не более:	
- 10...25 % от номинальной мощности,	±1
- 25...100 % от номинальной мощности	±0.5
Переходное отклонение частоты тока, % при сбросе-набросе 100 % нагрузки (время восстановления, с), не более	±6
Степень автоматизации	1
КПД генератора, %, не менее	91.4
КПД редуктора, %, не менее	94

В качестве теплообменников ТО-1 и ТО-2 использованы изделия типа ВХД и МХД, соответственно (рисунки 3.3...3.5). Их краткая техническая характеристика дана в таблице 3.3.

В качестве теплообменника ТО-3 ОГ применен котел подогревателя ПЖД-600 (рисунки 3.6 и 3.7), краткая техническая характеристика которого приведена в таблице 3.4.

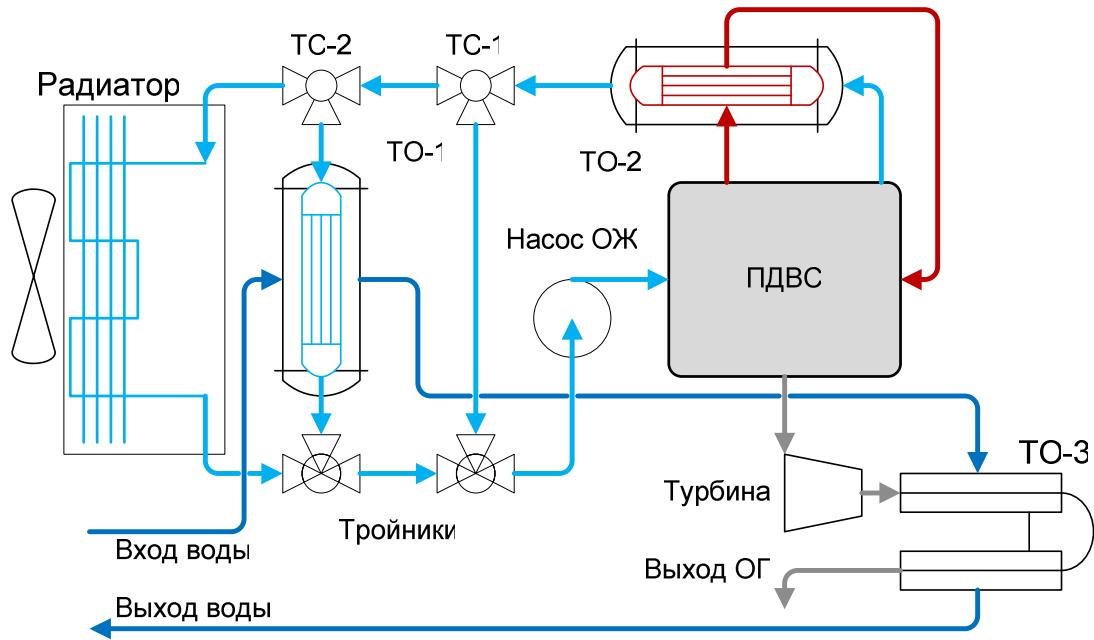


Рисунок 3.2 – Схема макетного образца когенерационной установки:

- – внешний контур; → – охлаждающая жидкость поршневого ДВС;
→ – масло; → – отработавшие газы; ТС – термостаты;
 ТО – теплообменники

Таблица 3.2 – Параметры поршневого ДВС в составе когенерационной установки
(при частоте вращения коленчатого вала 1250 мин^{-1})

Параметр	Значение
Циркуляционный расход ОЖ через систему охлаждения, л/мин, не менее	270
Температура ОЖ на выходе из дизеля, °С, не более	105
Температура ОЖ на выходе из дизеля номинальная, °С	75...95
Температура ОЖ на выходе из дизеля, °С, не менее	75
Температура ОЖ на входе в дизель, °С, не более	95
Температура ОЖ на входе в дизель, °С, не менее	40
Давление ОЖ, МПа, не более	0.2
Циркуляционный расход масла через систему смазки (при температуре 85 °С), л/мин, не менее	40
Температура масла на выходе из дизеля, °С, не более	95

Параметр	Значение
Температура масла на выходе из дизеля, °С, не менее	75
Температура масла на входе в дизель, °С, не более	90
Температура масла на входе в дизель, °С, не менее	70
Давление масла на выходе из дизеля (при номинальной нагрузке), МПа, не менее	0.2
Давление газов после турбины перед теплообменником, кПа, не более	5

Таблица 3.3 – Техническая характеристика теплообменников ТО-1 и ТО-2
(типа охладителя воды и охладителя масла), см. рисунки 3.3...3.5

Параметр	Значение	
	ВХД	МХД
Движение теплоносителей	перекрестное	перекрестное
Размеры трубок, мм	50 x 4.5 x 350	27 x 4.5 x 350
Количество трубок	140	203
Поверхность охлаждения (по наружной стороне трубок), м ²	4.94	4.00
Площадь живого сечения К1, $f_{ув}$, м ²	0.0104	0.0104
Эквивалентный диаметр канала К1, $d_{зув}$, м	0.005	0.002
Площадь живого сечения К2, $f_{д}$, м ²	0.019	0.034
Эквивалентный диаметр канала К2, $d_{д}$, м	0.006	0.006
Коэффициент оребрения		3.9
Рабочее давление в К1, МПа, не более	0.3	0.4
Максимальное давление в К1, МПа, не более	0.6	0.6
Перепад давления в К1, МПа, не более:	0.05	0.1
- при расходе, м ³ /ч	34.4	6.0
Рабочее давление в К2, МПа, не более	0.3	0.3
Максимальное давление в К2, МПа, не более	0.6	0.6
Перепад давления в К2, МПа, не более:	0.2	0.005
- при расходе, м ³ /ч	30	30

Параметр	Значение	
	ВХД	МХД
Максимально допустимая (неограниченное время) температура в К1, °С	95	95
Максимально допустимая (не более 10 мин) температура в К1 воды, °С	105	105
Минимально допустимая температура в К2, °С	0.5	0.5
Рабочий диапазон температур окружающего воздуха (при влажности 50 %), °С	5...50	5...50
Количество тепла, отводимое ТО при среднем температурном напоре 35...40 °С, кВт	766	87
Масса сухого ТО, кг	76	55
Внешние габариты корпуса ТО, мм	Ø320 x 400	Ø320 x 400

Примечание к таблице 3.3: К1 – высокотемпературный (внутренний) контур, К2 – низкотемпературный (внешний) контур.

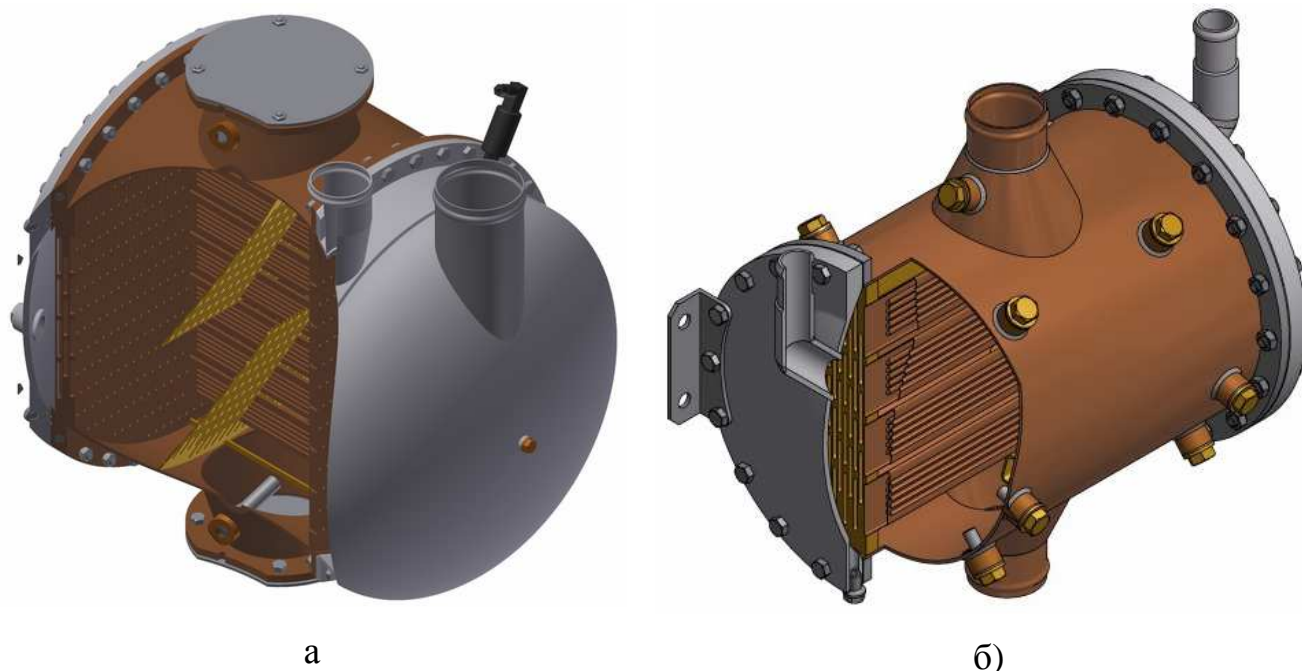


Рисунок 3.3 – Устройство теплообменников, использованных в макетном образце когенерационной установки [234]:
а – типа охладителя воды; б – типа охладителя масла

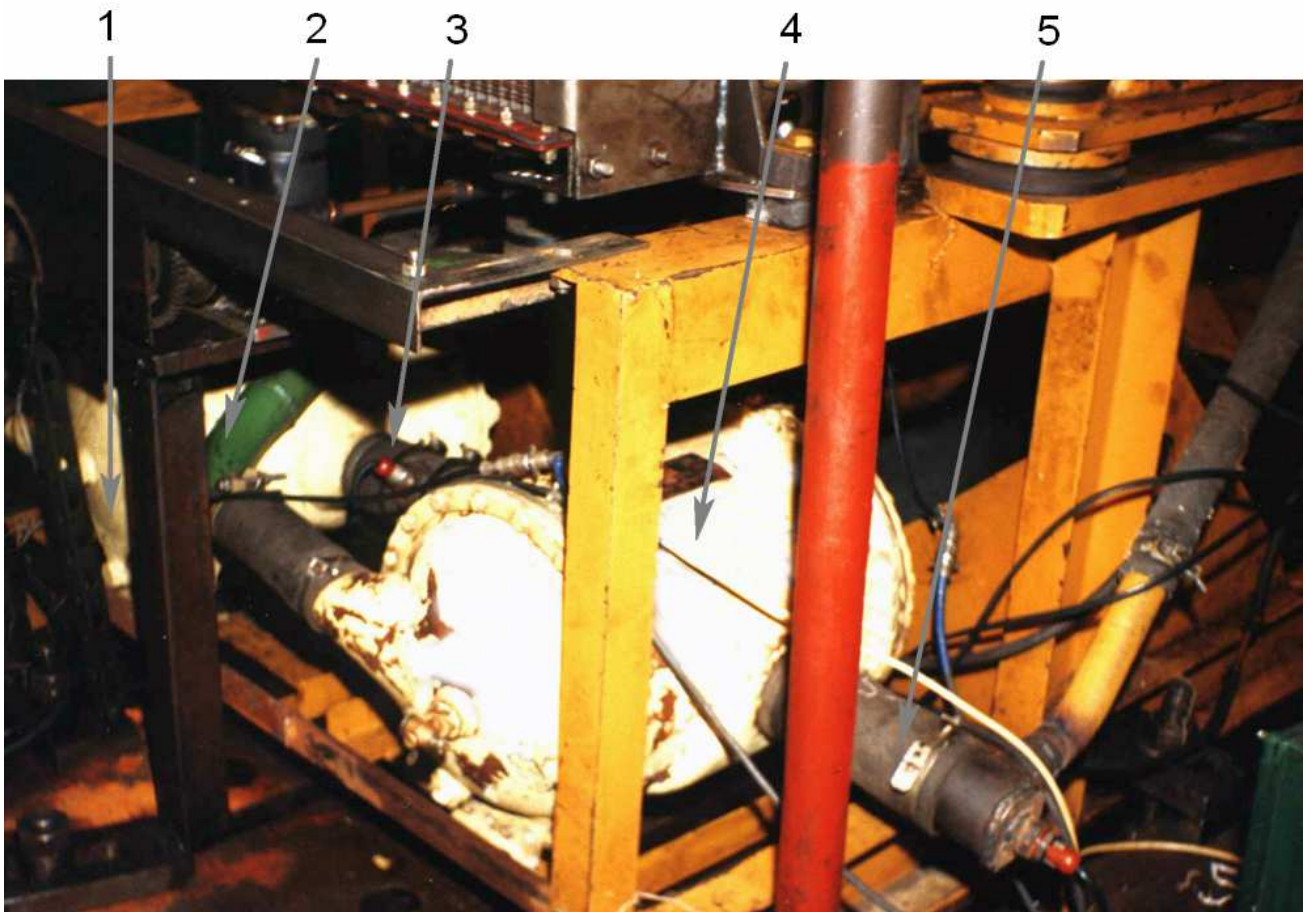


Рисунок 3.4 – Установка теплообменников в системах охлаждения и смазки (вид со стороны охладителя воды):

1 – охладитель масла; 2 – патрубок подвода охлаждающей жидкости к охладителю воды; 3 – патрубок подвода воды от охладителя масла к охладителю воды с датчиком температуры; 4 – охладителя воды; 5 – патрубок отвода воды от охладителя воды с датчиком температуры

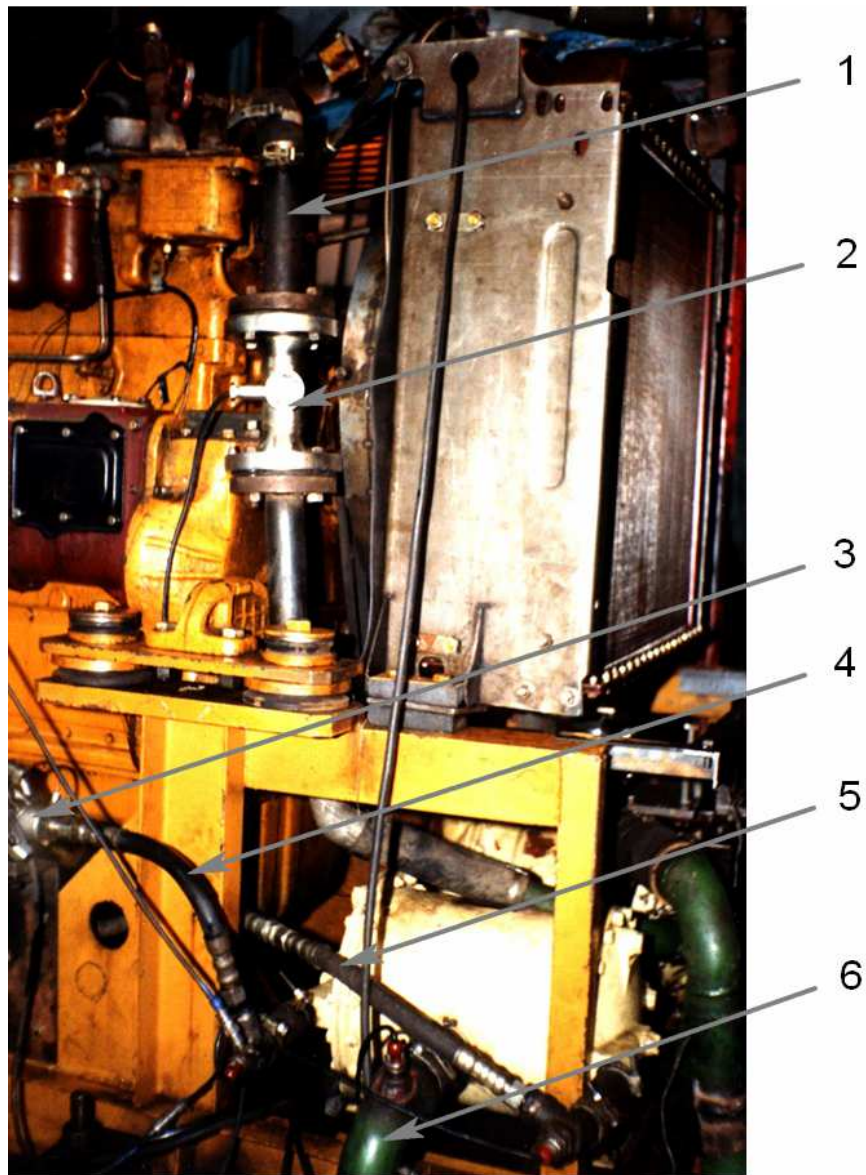


Рисунок 3.5 – Установка теплообменников в системах охлаждения и смазки (вид со стороны охладитель масла):

1 – патрубок подвода воды к охладителю масла; 2 – расходомер охлаждающей жидкости; 3 – расходомер масла; 4 – патрубок подвода масла к охладителю масла с датчиками температуры и давления; 5 – патрубок отвода масла от охладителя масла с датчиками температуры и давления; 6 – патрубок подвода воды к охладителю масла

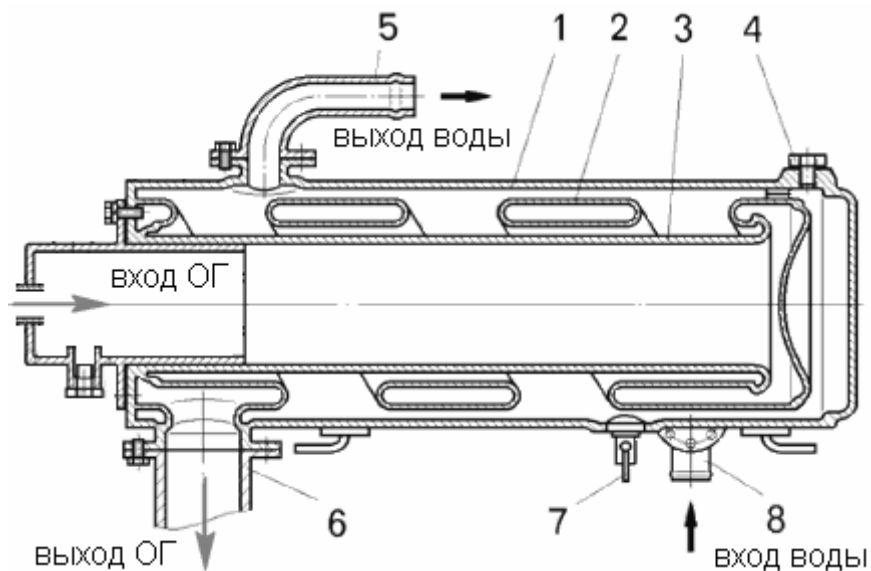


Рисунок 3.6 – Теплообменник в системе отвода отработавших газов (котел подогревателя ПЖД-600):

1 – корпус (наружный контур); 2 – обратный газоход (внутренний контур);
 3 – внутренняя газовая труба; 4 – пробка дренажного отверстия; 5 – патрубок отвода жидкости; 6 – патрубок отвода отработавших газов; 7 – сливной кран;
 8 – патрубок подвода жидкости

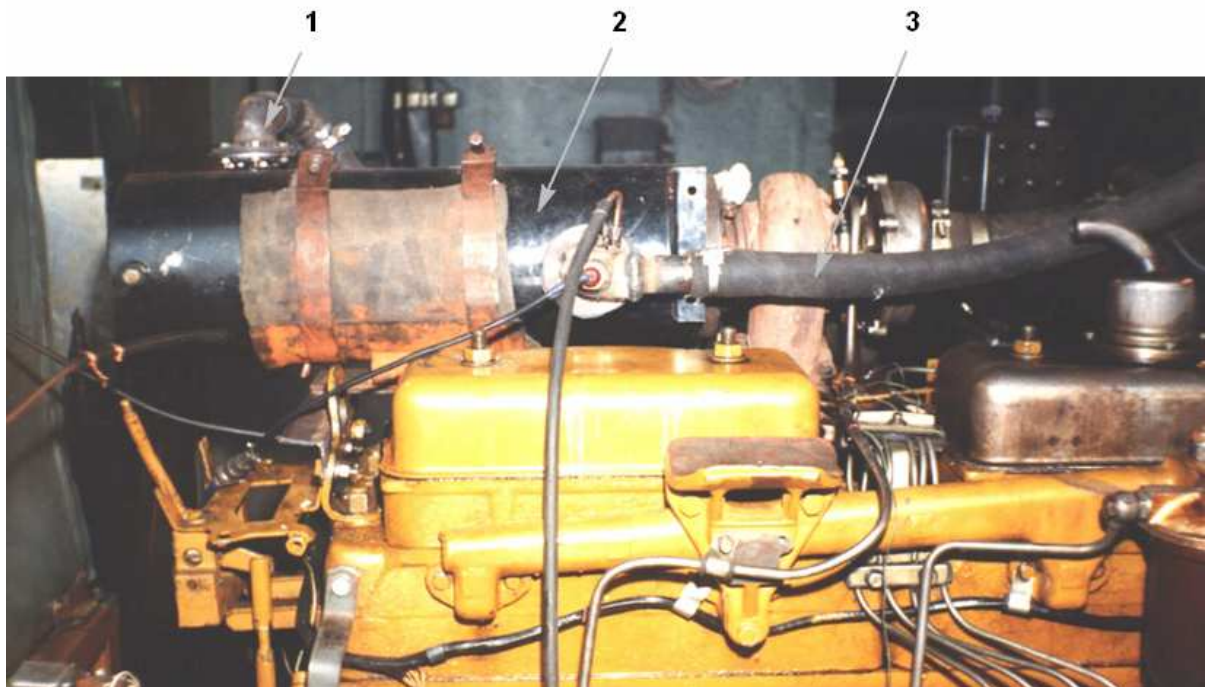


Рисунок 3.7 – Установка теплообменника ТО-3:

1 – отвод воды; 2 – корпус; 3 – подвод воды

Таблица 3.4 – Техническая характеристика теплообменника ТО-3
(котел ПЖД-600), см. рисунки 3.5 и 3.6

Параметр	Значение
Движение теплоносителей	смешанное (прямоточное и противоточное)
Материал	коррозионно-стойкая сталь
Диаметр, мм	220
Длина, мм	650
Максимальная температура газов на входе, °С	620
Гидравлическое сопротивление (по газу), Па	784
Площадь живого сечения по воде, $f_v, \text{м}^2$	0.016
Эквивалентный диаметр канала по воде, $d_v, \text{м}$	0.03
Площадь живого сечения по газу, $f_g, \text{м}^2$	0.0107
Эквивалентный диаметр канала по газу, $d_g, \text{м}$	0.04
Площадь теплообмена, м^2	0.8

3.2 Методика экспериментальных исследований макетного образца когенерационной установки

Экспериментальная часть исследования производилась на макетном образце КГУ, установленном на испытательном стенде аккредитованной Госстандартом РФ Испытательной лаборатории ОАО «НИИ АТТ». Все приборы были поверены в соответствии с действующими нормативными документами Госстандарта, расходомеры рабочих сред СУТД были откалиброваны. Перечень основных измеряемых параметров приведен в таблице 3.5. Места установки датчиков показаны на рисунках 3.4, 3.5 и 3.7.

Таблица 3.5 – Перечень измеряемых параметров и средств измерения

Измеряемый параметр	Средство измерения	Диапазон измерения	Погрешность средств измерения, %
Частота вращения коленчатого вала, n , мин ⁻¹	Тахометр ТЭСА	500...1500	±1
Расход топлива, G_T , кг/ч	Расходомер АИР-50	0...35	±0.15
Расход ОЖ / воды через ТО, кг/ч	Тахометр ТЭСА	0...8000	±1
Расход масла через ТО, кг/ч	Расходомер турбинного типа		
Температура масла, °С: - вход в двигатель; - выход из двигателя.	Датчик ТСМ-0879-01 Прибор А 566-02-10	0...150	±0.5
Температура ОЖ, °С: - вход в двигатель; - выход из двигателя.			
Температура воды во внешнем контуре СУТД, °С - вход в СУТД (ТО-1); - выход из ТО-1; - выход из ТО-2; - выход из СУТД (ТО-3).			
Температура топлива, °С			
Температура воздуха, °С: - в помещении стенда; - перед компрессором; - после компрессора.			

Измеряемый параметр	Средство измерения	Диапазон измерения	Погрешность средств измерения, %
Температура ОГ, °С - перед турбиной; - после турбины; - после ТО-3.	Датчик ТСМ-0879-01 Прибор А 566-02-10	100...800	±2.5
Давление масла в ГММ, МПа	Манометр МПТ-160	0...0.5	±0.05
Давление масла перед ТКР, МПа	Манометр кл.0.35	0...0.5	±0.01
Давление ОГ перед турбиной, МПа	Манометр кл.0.35	0...0.2	±0.01
Давление воздуха после компрессора, МПа			
Давление ОГ после турбины, МПа			
Давление ОГ после теплообменника, МПа			
Разряжение в сопле при замере расхода воздуха, мм. вод. ст.	U-обр. манометр	0...200	±1.0
Разряжение перед компрессором, мм. вод. ст.	U-обр. манометр	0...600	±1.0
Атмосферное давление, кПа	Барометр-анероид БАММ-1	90...110	±2.0
Относительная влажность атмосферного воздуха, %	Психрометр МВ-4М	0...100	±2.0

Расход воздуха через двигатель определялся с помощью сопла Вентури (Ø 84.33), установленного перед калибровочной шайбой, имитирующей сопротивление воздушного фильтра. Расчетная формула для определения расхода воздуха:

$$G_{\text{в}} = 88.2 \cdot \sqrt{\rho_{\text{лем}} \cdot \Delta P_{\text{лем}}}, \text{ кг/ч} \quad (3.1)$$

где: $\Delta P_{\text{лем}}$ – перепад давления в сопле измеряемый U-образным манометром, мм.вод.ст.; $\rho_{\text{лем}}$ – плотность воздуха в сужающем устройстве:

$$\rho_{\text{лем}} = \frac{0.104 \cdot B_0 - \Delta p_{\text{лем}}}{29.27 \cdot (273 + t_0)}, \text{ кг/м}^3 \quad (3.2)$$

где: B_0 – атмосферное давление, Па; t_0 – температура окружающего воздуха, °С.

В связи с тем, что в реальных условиях эксплуатации КГУ штатный радиатор системы охлаждения практически не используется и нет необходимости в приводе вентилятора, при расчетах мощность, затрачиваемая на привод вентилятора системы охлаждения, включалась в полезную и принималась равной 8.4 кВт (по данным ООО «ЧТЗ-Уралтрак» и ОАО «НИИ АТТ») для номинального скоростного режима.

Электрическая нагрузка задавалась ступенями – 0, 25, 50, 75, 100 % от номинальной. На каждом режиме нагружения снималось не менее 3-х точек, при этом в течении 15...20 мин достигалась стабильность температурных характеристик дизеля и СУТД. Тепловая нагрузка макетного образца КГУ имитировалась с учетом требований СНиП 41-01-2003 [235] (соответствует предельному режиму здания 15 x 15 x 15 м при температуре окружающего воздуха – минус 30 °С, потребной внутренней температуре – 18 °С, потребной мощности системы отопления – 130...150 кВт, режим течения – III, входные трубы – 2 1/2"):

- расход воды (насос не входит в состав СУТД) – 12 м³/ч, не более;
- температура обратной воды на входе в СУТД – 70±2 °С;
- температура прямой воды – 105 °С, не более.

В процессе испытаний показатели, характеризующие условия работы ПДВС, поддерживались согласно таблице 3.2. Так как ПДВС является конверти-

рованным (по первоначальному предназначению – тракторный, приспособленный для работы в составе КГУ), обработка результатов испытаний проводилась в соответствии с ГОСТ 18509-88 [236].

3.3 Методика валидации тестовой имитационной модели когенерационной установки

Когенерационная установка, являющаяся объектом экспериментального исследования, была изготовлена из компонентов (ПДВС, ТО, генератор), характеристики которых известны, приведены в технической документации, отчетах о НИР и ОКР, технической литературе [237, 238], поэтому необходимости в идентификации имитационной модели не было.

Валидация тестовой имитационной модели КГУ в части касающейся показателей назначения и температур сред осуществлялась путем сравнения экспериментальных данных, полученных в ходе испытаний опытного образца, и результатов расчета

На рисунке 3.8 показана графическая схема тестовой имитационной модели опытного образца КГУ с ПДВС (внешние термодинамические связи, чтобы не загромождать рисунок, не показаны) [239], а в таблице Приложения Б дана расшифровка обозначений. В схеме применены модели редуктора и синхронного генератора из стандартной библиотеки Modelica (версия 3.4) [240], остальные компоненты – из модифицированной, по результатам диссертационного исследования, библиотеки ICE R&D [241]. Для визуализации использовалось свободное ПО OMEdit [242]. Имитационная модель соответствует схеме КГУ, приведенной на рисунке 3.1. В ходе расчета устанавливались величины граничных условий, расходов сред, электрической и тепловой нагрузок такие же как при проведении эксперимента.

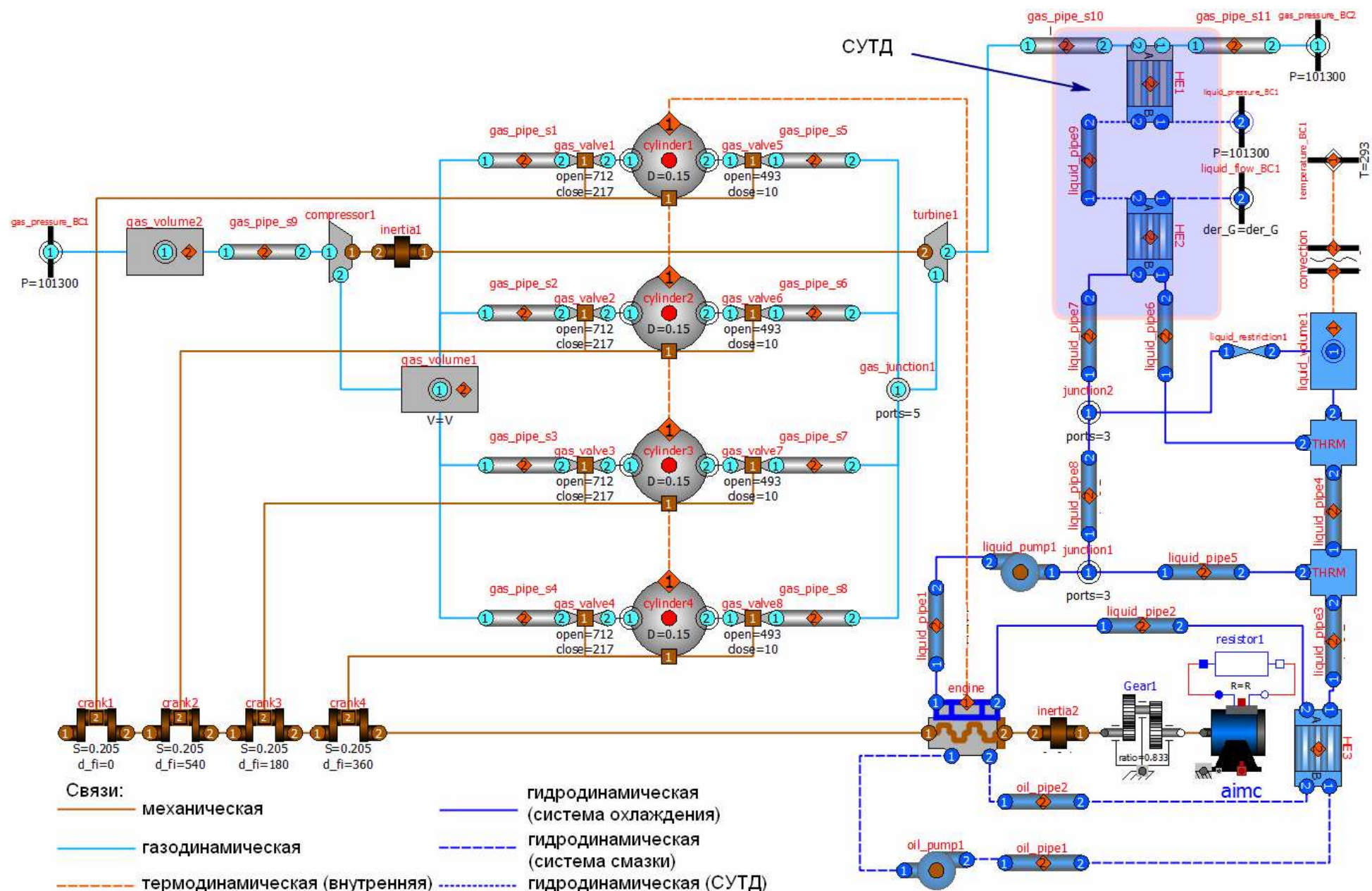


Рисунок 3.8 – Графическая схема тестовой имитационной модели опытного образца когенерационной установки

Валидация показателей рабочего процесса в КС двигателя осуществлялась путем сравнения расчетных и экспериментальных диаграмм давления газов, ранее снятых в аккредитованной Госстандартом РФ Испытательной лаборатории ОАО «НИИ АТТ» на двигателе (см. рисунок 3.9), аналогичном первичному опытному образцу КГУ [243].



Рисунок 3.9 – Двигатель 4ЧН15/20.5 на испытательном стенде ОАО «НИИ АТТ»

Валидация классов, описывающих динамику и кинематику, процессы теплообмена в блоке двигателя была выполнена в совместных с А.А. Малозёмовым и В.Н. Бондарем работах [244]. Проводить её повторно – нерационально и нецелесообразно.

Для оценки достоверности математической модели рассчитывалась величина коэффициента парной корреляции [245] показателей КГУ, полученных расчетным и экспериментальным путем.

3.4 Методика испытаний программного обеспечения для создания и расчета имитационных моделей когенерационных установок

Методика испытаний ПО была разработана с учетом требований ГОСТ 19.309-79 ЕСПД [246].

Объектом испытаний являлось разработанное в ходе диссертационного исследования ПО для имитационного моделирования КГУ с ПДВС.

Цель испытаний – подтверждение соответствия функциональных возможностей ПО заявленным требованиям.

Требования к ПО:

- компонентно-ориентированный подход к созданию имитационных моделей КГУ;
- ненаправленные связи между компонентами имитационной модели;
- сопряженный, транзиентный расчет мультидоменных процессов в системах КГУ, включая ПДВС;
- возможность сохранения всех переменных, получаемых в ходе расчета;
- время расчета не выше, чем у аналогов (AVL Boost).

Средства и порядок испытаний.

Испытания проводились на ПК с процессором Intel Core i7-4930K, 3.7 ГГц, ОЗУ 32 Гб в операционной системе Windows 7, 64 бит, с использованием некоммерческого ПО: редактора OMEdit и компилятора OMC (Open Modelica Compiler), версии 1.12.

Порядок испытаний включал тестовые расчеты имитационных моделей:

- ТО (жидкость-жидкость);
- ТО (газ-жидкость);
- термостата;
- одноцилиндровой установки (ОЦУ) типа 1ЧН15/20.5;
- КГУ с поршневым двигателем типа 4ЧН15/20.5 и СУТД с ТО систем охлаждения, смазки и отвода отработавших газов.

Методы испытаний.

Требования к ПО проверялись:

- анализом программного кода;
- выполнением тестовых расчетов;
- сравнением трудоемкости создания имитационных моделей и время расчета с аналогом (AVL Boost).

Схемы тестовых имитационных моделей и основные исходные данные даны ниже. Полные исходные данные имеют очень большой объем (например, модель КГУ насчитывает более 400 параметров) и привести их полностью не представляется целесообразным. Параметры моделей, граничные условия и диапазоны их изменения выбирались близкими к реальным показателям КГУ с ПДВС. Цель всех расчетов – оценить достоверность отклика тестовых имитационных моделей на изменение граничных условий.

На рисунке 3.10 показана тестовая имитационная модель ТО типа «жидкость-жидкость».

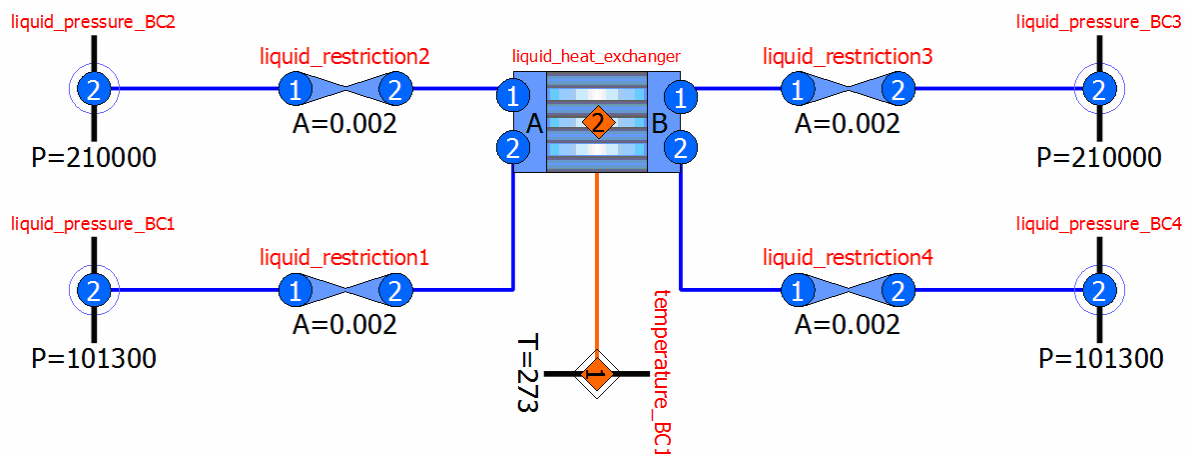


Рисунок 3.10 – Тестовая имитационная модель теплообменника

(жидкость-жидкость)

Движение сред (воды) в контурах инициировалось за счет перепада давления на входе и выходе ТО. Начальная температура сред в полостях ТО – 350 К (77 °С), начальная граничная температура на входе в горячий контур – 373 К

(100 °C), в холодный – 343 К (70 °C). Через 200 с модельного времени после начала расчета граничная температура на входе в горячий контур ступенчато понижается на 10 К, через 400 с граничная температура на входе в холодный контур ступенчато повышается на 10 К. На рисунке 3.11 показана тестовая имитационная модель ТО типа «газ-жидкость».

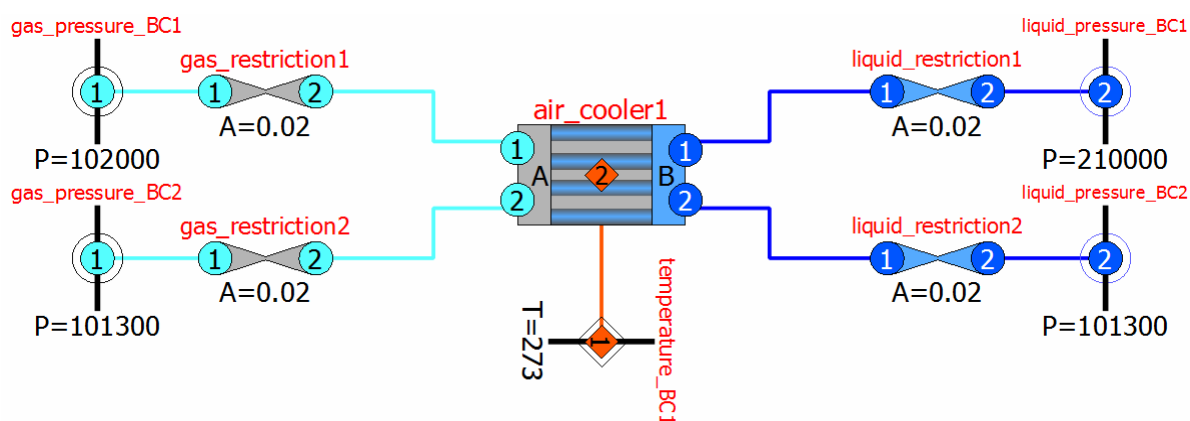


Рисунок 3.11 – Тестовая имитационная модель теплообменника (газ-жидкость)

Начальная температура воды в полости ТО – 373 К (100 °C), начальная температура газа – 723 К (450 °C), начальная граничная температура на входе в газовый контур – 723 К (450 °C), в жидкостный – 373 К (100 °C). Через 200 с модельного времени после начала расчета граничная температура на входе в газовый контур ступенчато понижается на 20 К, через 400 с граничное давление на входе в жидкостный контур ступенчато уменьшается на 50 кПа (расход жидкости уменьшился в 1.94 раза). На рисунке 3.12 показана тестовая имитационная модель термостата, отрегулированного на срабатывание при температурах 65 °C (начало закрытия контура 1 и открытия выходного контура 2) и 95 °C (полное закрытие контура 1 и полное открытие выходного контура 2). Начальная температура жидкости в объёме термостата – 293 К (20 °C). Граничная температура на входе в термостат линейно возрастает от 293 К (20 °C) до 373 К (100 °C) в течение 100 с. Площадь проходного сечения выходного контура 2 для повышения наглядности результатов примерно на 20 % больше, чем контура 1.

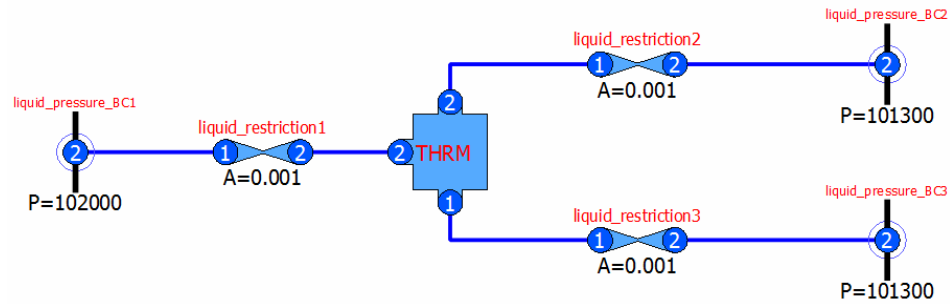


Рисунок 3.12 – Тестовая имитационная модель термостата

На рисунке 3.13 показана графическая схема тестовой имитационной модели ОЦУ размерностью 1ЧН15/20.5.

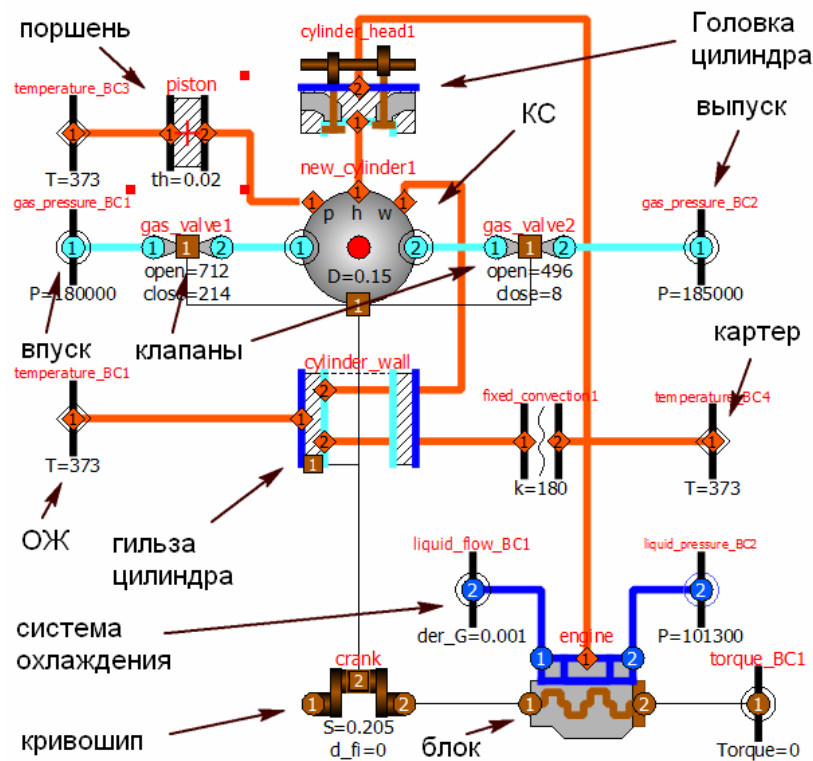


Рисунок 3.13 – Тестовая имитационная модель одноцилиндровой установки

Начальные и граничные условия соответствуют ПДВС в составе тестовой имитационной модели КГУ, разработанной для валидации (см. рисунок 3.7). В ходе расчета температура ОЖ ступенчато снижалась с 373 К (100 °С) до 353 К (80 °С).

Расчет тестовой имитационной модели КГУ с поршневым двигателем типа 4ЧН15/20.5 и СУТД с ТО систем охлаждения, смазки и отвода ОГ (см. рисунок 3.8) был совмещен с валидацией ПО.

Сравнительная (аналог – AVL Boost) оценка времени расчета выполнялась для упрощенной имитационной модели двигателя 4ЧН15/20.5 (рисунок 3.14) с имитацией наддува граничными условиями и без СУТД, так как AVL Boost не обладает возможностью моделировать процессы в системах смазки, охлаждения и утилизации сбросового тепла ПДВС, теплообмена в блоке.

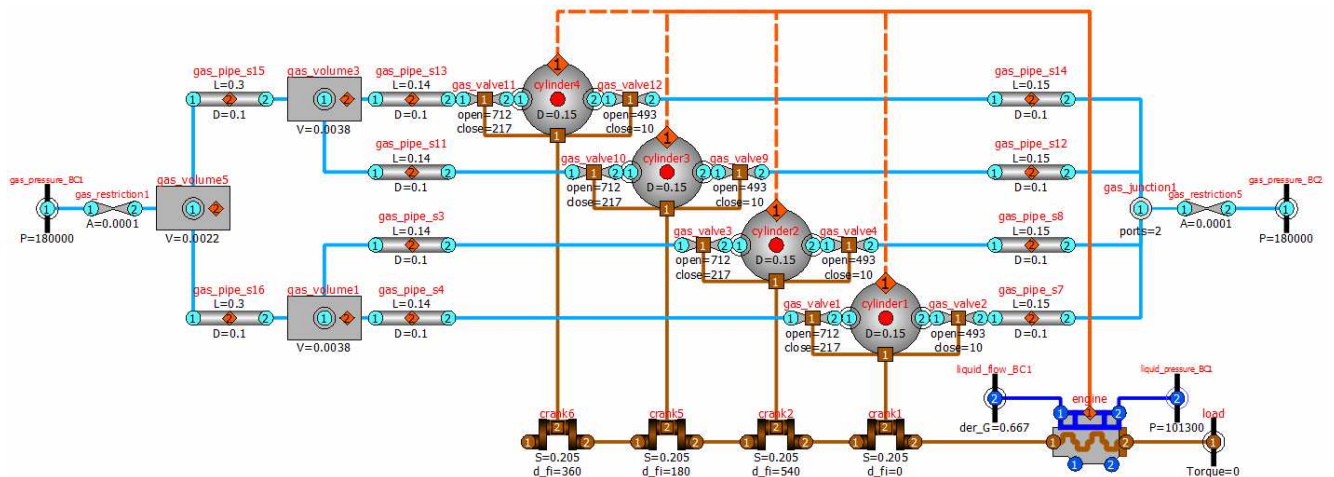


Рисунок 3.14 – Тестовая имитационная модель двигателя 4ЧН15/20.5 (обозначения – см. рисунок 3.7 и Приложение Б)

3.5 Выводы и рекомендации по главе 3

В ходе работ:

- 1) Создан макетный образец КГУ на основе ПДВС типа 4ЧН15/20.5 для целей валидации тестовой имитационной модели.
- 2) Разработана методика валидации тестовой имитационной модели КГУ с ПДВС, включающая методику экспериментальных исследований макетного образца КГУ и проведения тестовых расчетов с использованием тестовой имитационной модели.
- 3) Разработана методика испытаний ПО с целью подтверждения соответствия его функциональных возможностей заявленным требованиям.

4 ВАЛИДАЦИЯ ТЕСТОВОЙ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ С ПОРШНЕВЫМ ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ИСПЫТАНИЯ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ

Задачи, решаемые в четвертой главе:

- провести экспериментальные исследования для целей валидации тестовой имитационной модели КГУ с ПДВС;
- выполнить валидацию тестовой имитационной модели КГУ с ПДВС с использованием экспериментальных данных;
- провести испытания ПО для создания и расчета имитационных моделей КГУ с ПДВС.

4.1 Результаты экспериментальных исследований для целей валидации тестовой имитационной модели когенерационной энергетической установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания

Основные показатели, полученные в ходе экспериментальных исследований макетного образца КГУ на базе ДГУ-100С с двигателем 4ЧН15/20.5 и СУТД, приведены в таблице 4.1 и на рисунках 4.1...4.4.

Условия в помещении испытательного стенда:

- температура воздуха – 21.2...29.9 °С;
- атмосферное давление – 98.4...99.4 кПа;
- влажность воздуха – 76.7...83.0 %.

Частота вращения коленчатого вала – 1242...1246 мин⁻¹.

Всего было проведен 41 опыт (в среднем – 8 точек на режим), для целей валидации рассчитывалась средняя величина для каждого режима. Теплоемкость воды, зависящая от температуры, рассчитывалась как среднее значение для температур на входе и выходе ТО или двигателя.

Таблица 4.1 – Результаты испытаний макетного образца когенерационной установки на базе ДГУ-100С

Показатель	Нагрузка, %				
	0	25	50	75	100
Расход масла, кг/ч	1720	1728	1702	1438	1673
Расход воды в системе охлаждения, кг/ч	9937	9878	9855	9753	9734
Расход воды внешнего контура СУТД, кг/ч	5833	5944	6169	5718	5912
Расход ОГ, кг/ч	567	593	609	639	689
Расход топлива, кг/ч	6	10.1	14.8	19.8	25.6
Температура масла на выходе из дизеля, °С	80.6	82	83.4	89.1	86.2
Температура масла на входе в дизель, °С	75.6	76.7	76.5	80.5	76.8
Температура ОЖ на выходе из дизеля, °С	78.5	80.9	82.9	90.7	89.1
Температура ОЖ на входе в дизель, °С	76.6	78.4	79.6	86.5	83.9
Температура ОГ на входе в ТО-3, °С	177	248	349	422	530
Температура ОГ на выходе из ТО-3, °С	148	196	256	320	411
Температура воды внешнего контура на входе в ТО-1, °С	70.1	70.7	70.4	71.2	69.9
Температура воды внешнего контура на выходе из ТО-1 / входе в ТО-3, °С	74	75.6	76.7	79.4	79.8
Температура воды внешнего контура на выходе из ТО-3, °С	75.8	78.2	80.1	84	85.3
Электрическая мощность, кВт	0	24.8	50.6	75.9	99.1
Мощность на валу ПДВС, кВт	5	31.2	58.6	85.5	110
Количество тепла, снимаемое с ТО-1, кВт	21.5	28.6	38.2	47.7	59.4

Показатель	Нагрузка, %				
	0	25	50	75	100
Количество тепла, снимаемое с ТО-2, кВт	4.9	5.2	6.7	7.1	9
Количество тепла, снимаемое с ТО-3, кВт	12.3	18.2	24.2	30.9	37.8
Суммарное количество тепла, снимаемое с СУТД, кВт	38.7	52	69	85.7	106
Суммарная полезная мощность КГУ (тепловая + электрическая), кВт	38.7	76.8	120	162	205
КПД СУТД, %	66.7	65	63.8	60.7	57.3
КПД СУТД и дизеля, %	73	76.6	77.6	76.4	74
КПД КГУ, %	66	71.2	73.1	72.3	70.3
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	1200	324	253	232	233
Удельный расход топлива (приведенный к электрической мощности), г/(кВт·ч)		407	292	261	258

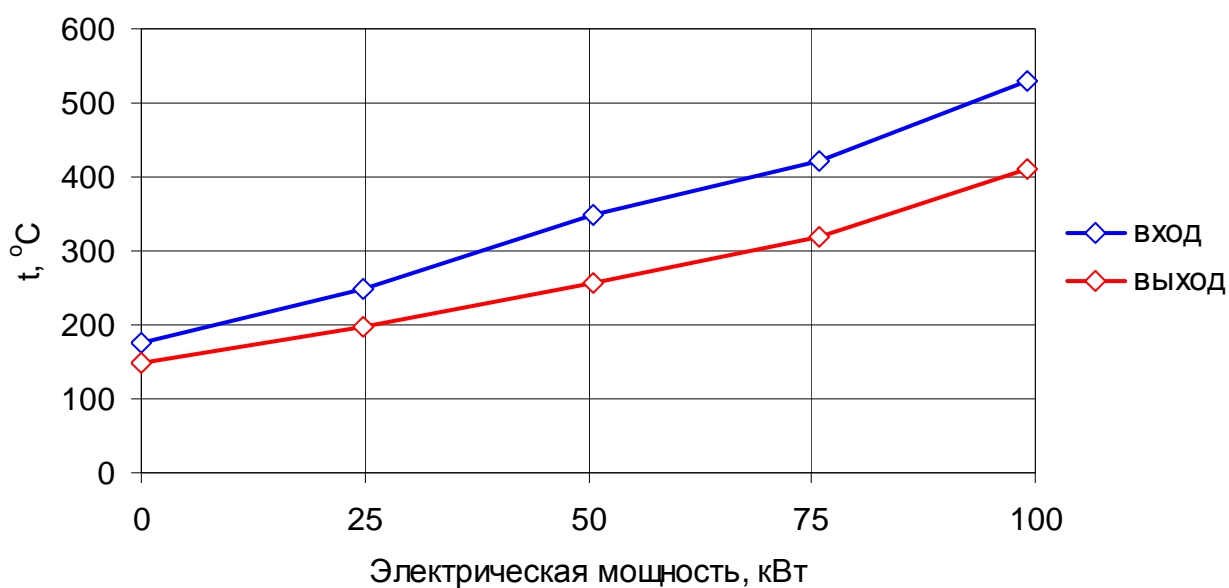


Рисунок 4.1 – Температура отработавших газов поршневого ДВС на входе и выходе ТО-3

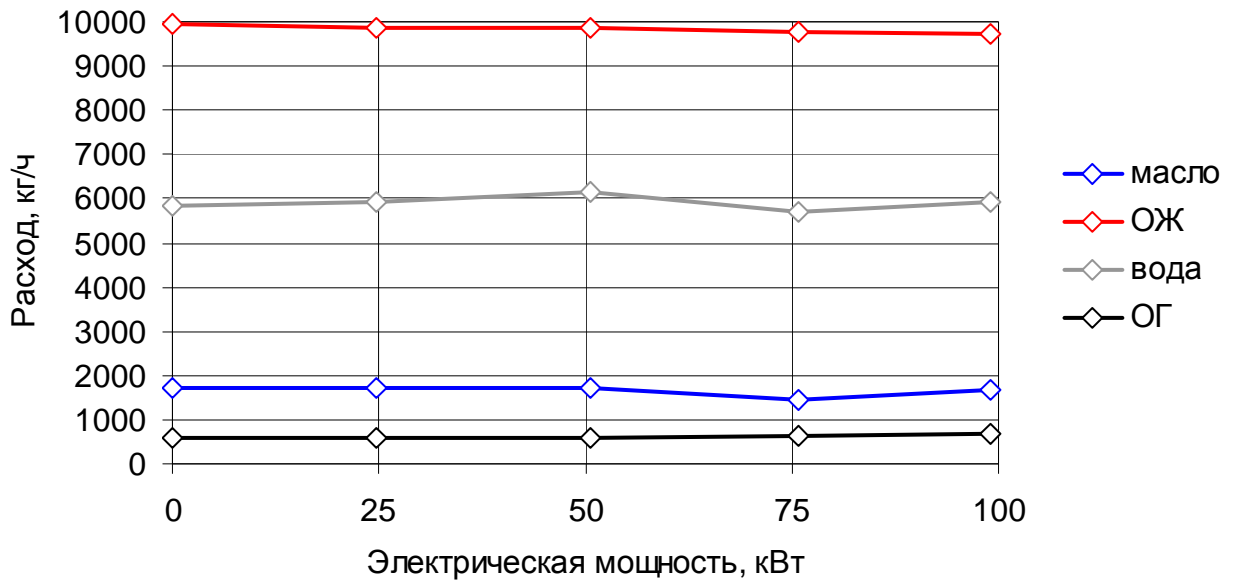


Рисунок 4.2 – Расход теплоносителей когенерационной установки

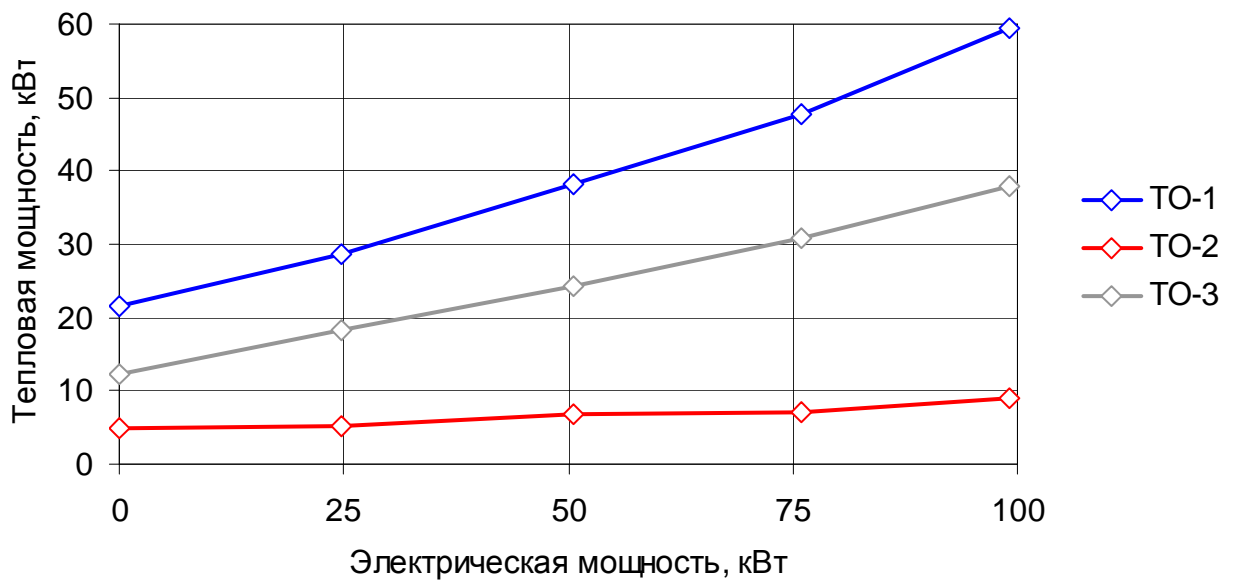


Рисунок 4.3 – Тепловая мощность теплообменников системы утилизации
тепла двигателя

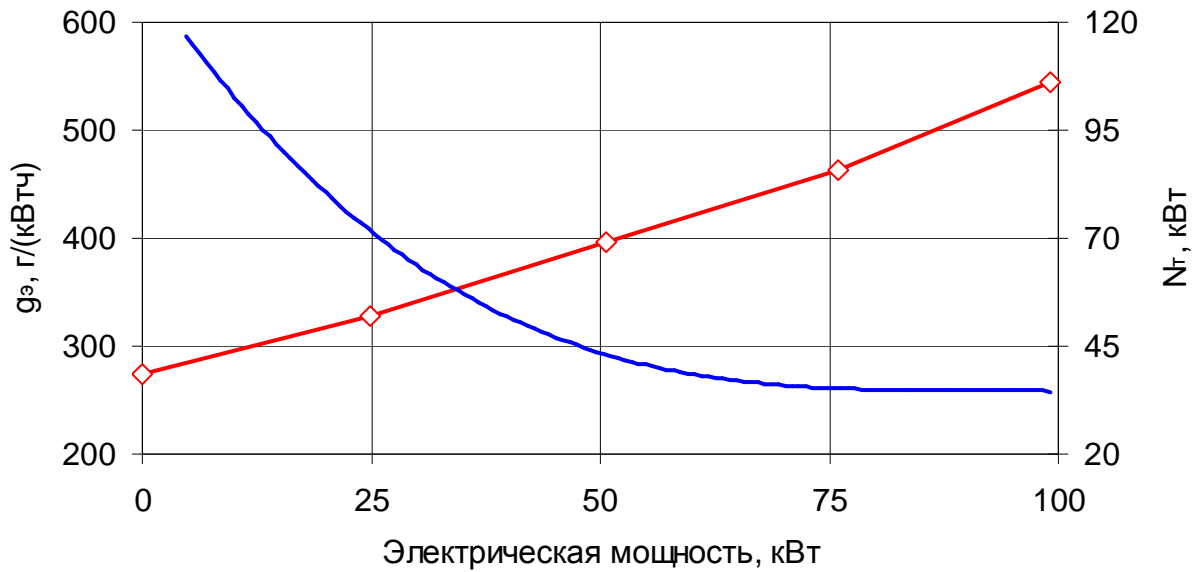


Рисунок 4.4 – Удельный расход топлива (—) когенерационной установки, приведенный к электрической мощности, и суммарная тепловая мощность системы утилизации тепла двигателя (—◇—)

4.2 Результаты валидации тестовой имитационной модели когенерационной энергетической установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания

На рисунке 4.5 приведено сравнение расчетных и экспериментальных данных по температуре ОЖ и масла ПДВС макетного образца КГУ. Коэффициенты парной корреляции для этих величин составили – 0.97...0.99. Коэффициенты парной корреляции величин удельного расхода топлива КГУ, приведенного к электрической мощности и суммарной тепловой мощности СУТД, – более 0.99 (рисунок 4.6). Полученные данные свидетельствует о высокой сходимости результатов и достоверности математической модели.

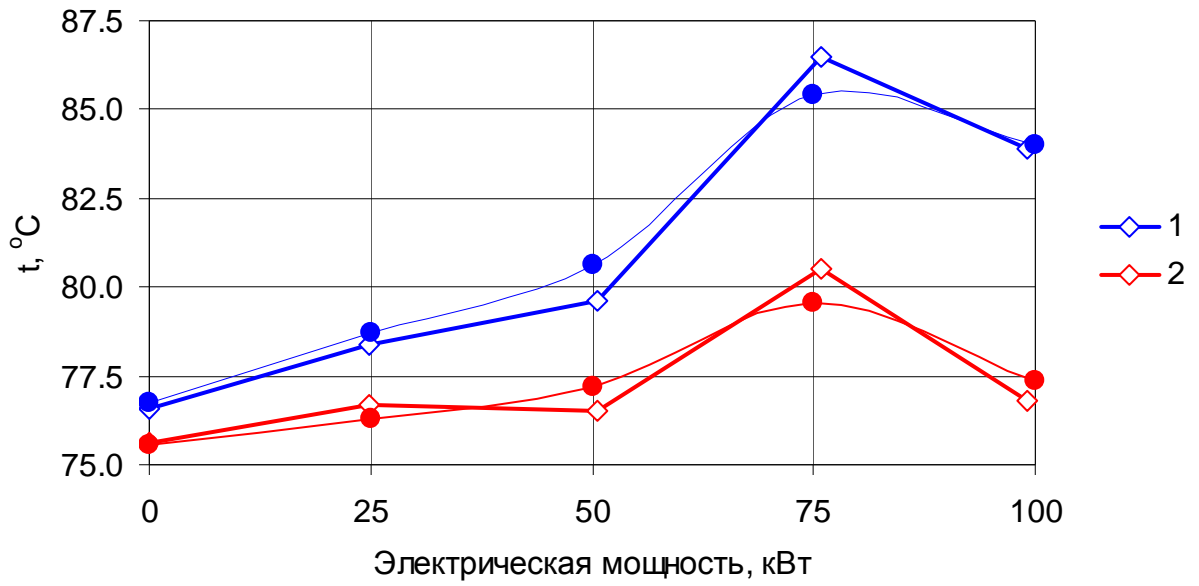


Рисунок 4.5 – Температура сред поршневого ДВС когенерационной установки:
1 – ОЖ на выходе ТО-1; 2 – масло на выходе ТО-2; \diamond – эксперимент; \bullet – расчет

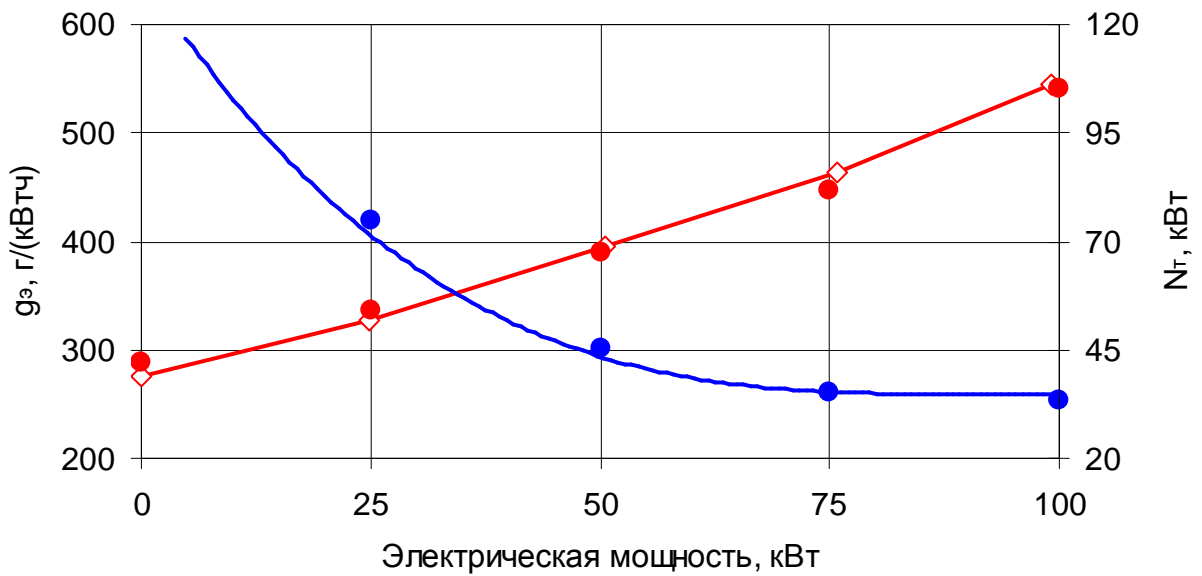


Рисунок 4.6 – Удельный расход топлива (—) когенерационной установки, приведенный к электрической мощности, и суммарная тепловая мощность системы утилизации тепла двигателя (—):
 \diamond – эксперимент; \bullet – расчет

На рисунке 4.7 показаны расчетные и экспериментальные индикаторные диаграммы дизеля 4ЧН15/20.5, которые практически полностью совпадают для всех режимов, что также подтверждает достоверность математической модели.

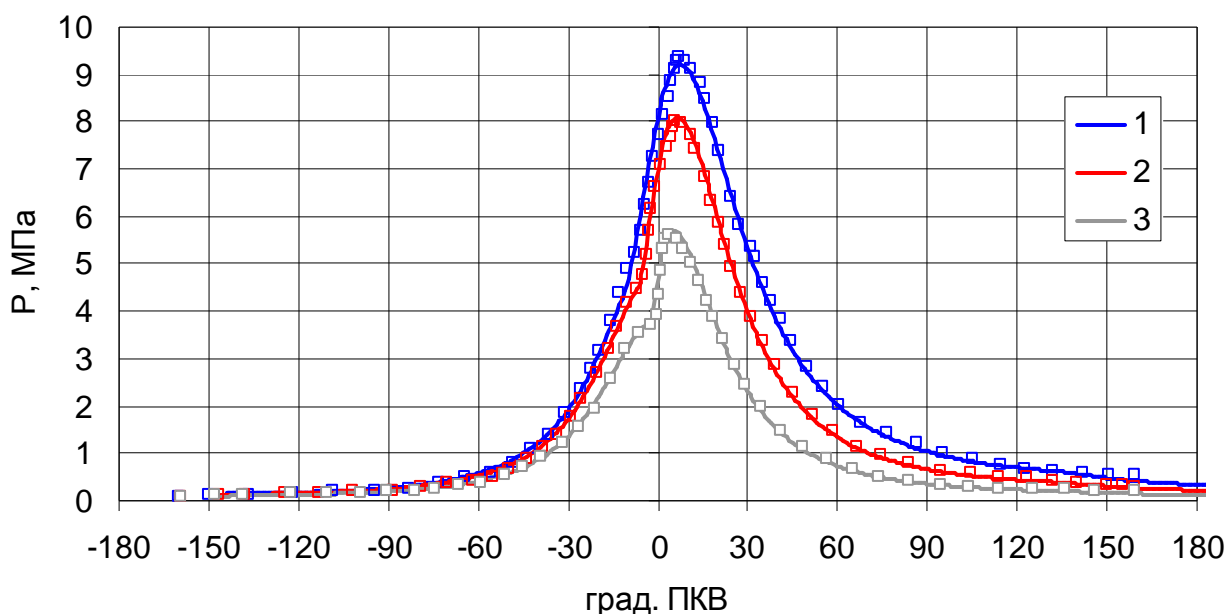


Рисунок 4.7 – Расчетные (—) и экспериментальные (□) индикаторные диаграммы дизеля 4ЧН15/20.5:
1 – $N_e = 137.3$ кВт; 2 – $N_e = 116.7$ кВт; 3 – $N_e = 13.6$ кВт

На рисунке 4.8 показаны результаты расчета динамики прокручивания двигателя 6ЧН15/16 сжатым воздухом на режиме пуска и данные осциллографирования [243]. Первичный двигатель КГУ функционирует на существенно менее выраженных транзитных режимах (диапазон изменения частоты вращения коленчатого вала на статических режимах нагружения не превышает 1 %, динамических – 3 %), поэтому применение разработанной модели динамики и кинематики для ДВС в составе КГУ является обоснованным.

На рисунке 4.9 показана динамика предпускового разогрева блока двигателя 12ЧН15/18 [243], также подтверждающая адекватность разработанной математической модели.

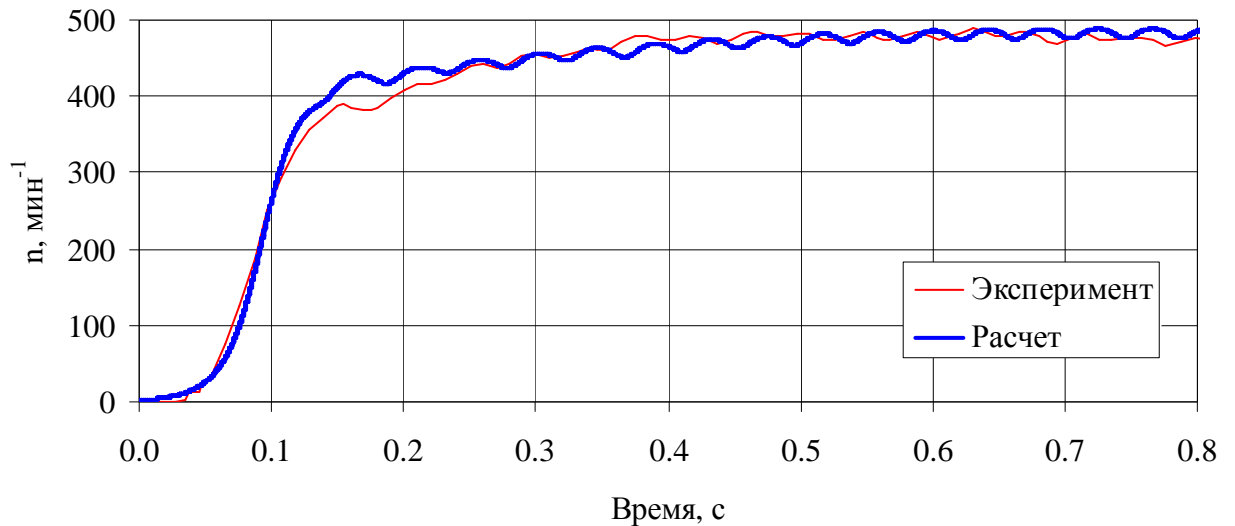


Рисунок 4.8 – Сравнение экспериментальных и расчетных данных по динамике прокручивания двигателя бЧН15/16 сжатым воздухом

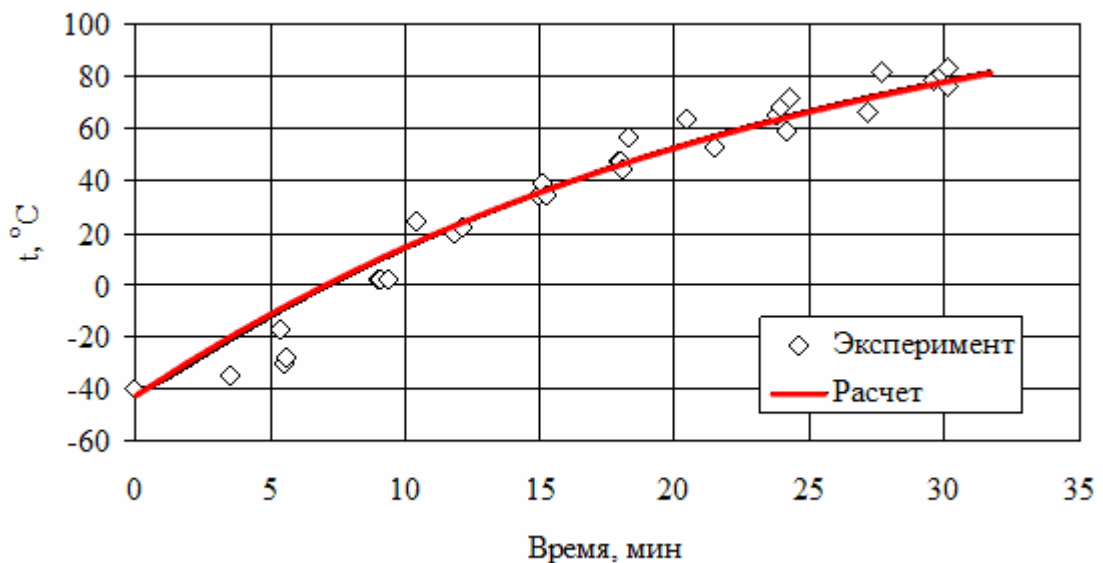


Рисунок 4.9 – Расчетные и экспериментальные характеристики предпускового разогрева двигателя 12ЧН15/18 подогревателем ПЖД-600

Таким образом, валидация тестовой имитационной модели КГУ с ПДВС с использованием экспериментальных данных, подтвердила адекватность математических моделей компонентов, используемых для имитационного моделирования КГУ с ПДВС.

4.3 Результаты испытаний программного обеспечения для создания и расчета имитационных моделей когенерационных энергетических установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания

На рисунке 4.10 показано изменение температуры жидкости в полостях ТО «жидкость-жидкость» при её ступенчатом понижении на 10 К на входе в горячий контур (200 с) и повышении на 10 К на входе в холодный контур (400 с). Как видно из рисунка, отклик тестовой имитационной модели на изменение граничных условий является адекватным.

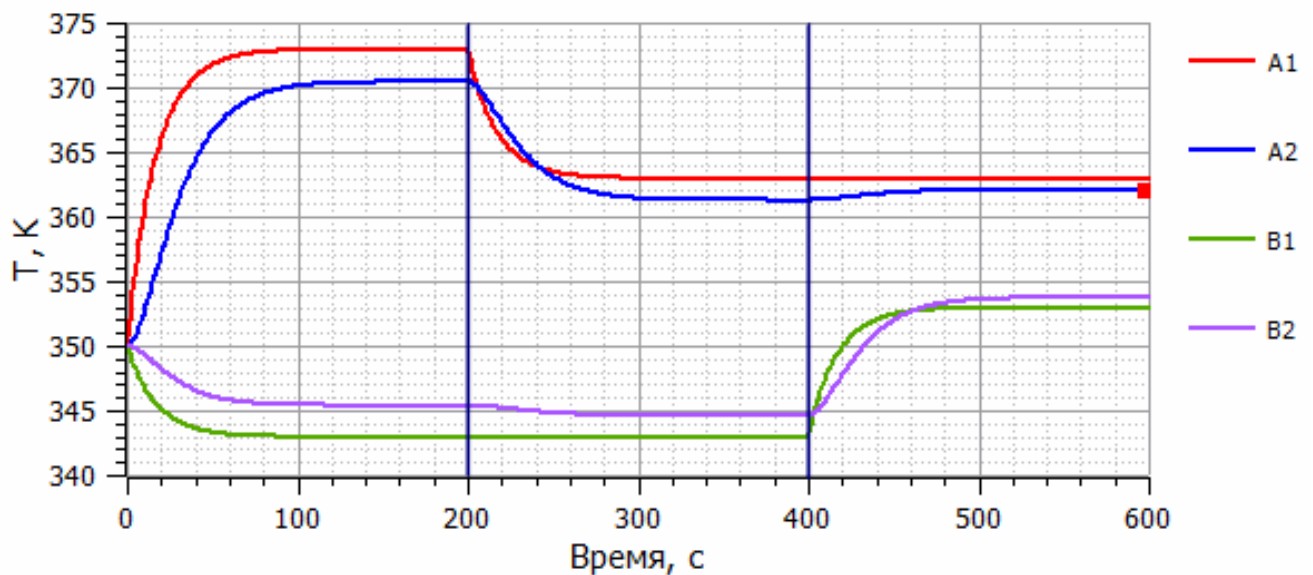


Рисунок 4.10 – Изменение температуры жидкости в полостях теплообменника «жидкость-жидкость»:

А – горячий контур; В – холодный контур; 1 – вход; 2 – выход

На рисунке 4.11 показана динамика изменения теплового потока через сердцевину ТО.

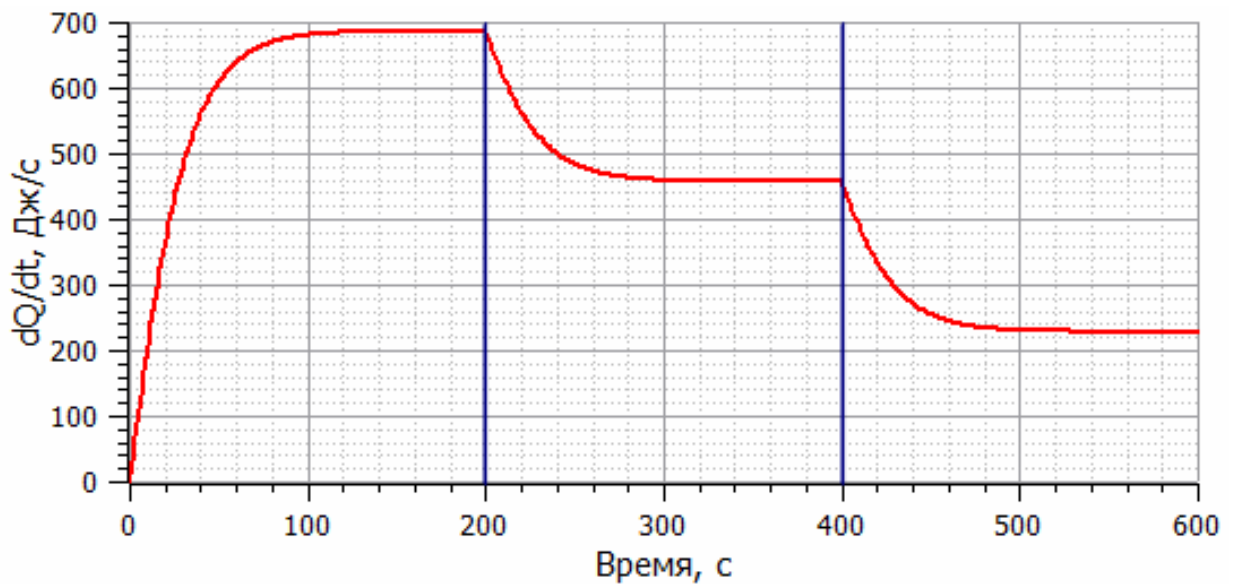


Рисунок 4.11 – Тепловой поток через сердцевину теплообменника
«жидкость-жидкость»

Аналогичный результат получен при расчете тестовой имитационной модели ТО «газ-жидкость» (рисунок 4.12).

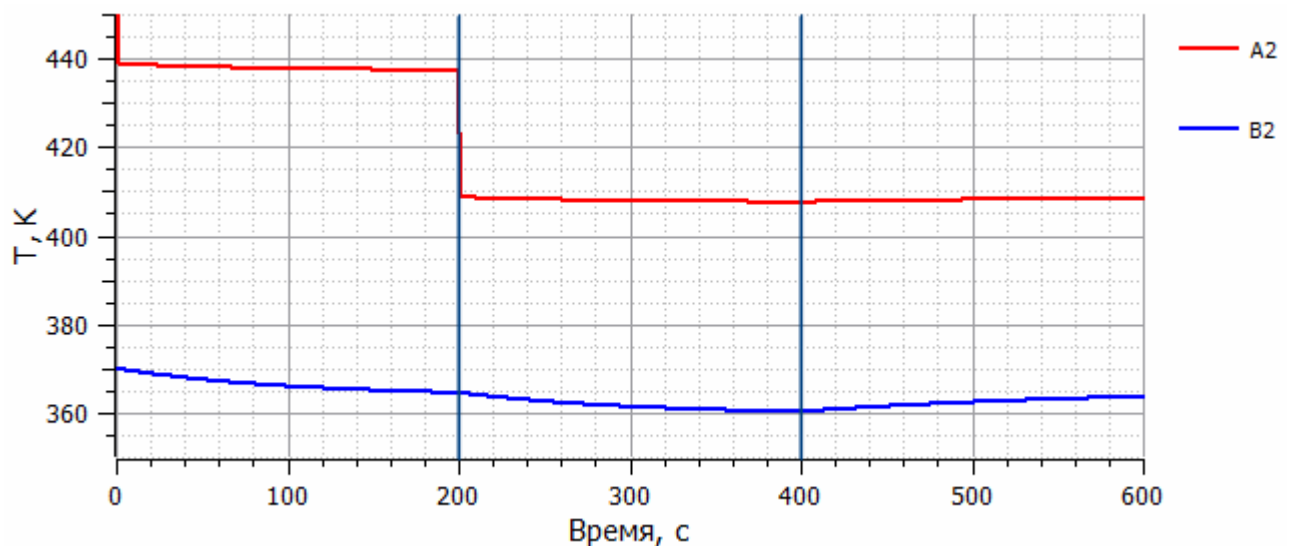


Рисунок 4.12 – Изменение температуры жидкости в полостях
теплообменника «газ-жидкость»:

A – газовый контур; B – жидкостный контур; 2 – выход

Как видно из рисунка 4.13, разработанная математическая модель корректно отражает особенности функционирования термостата. Нелинейное увеличение

общего расхода ОЖ через термостат в диапазоне температур 65...95 °С связано с тем, что диаметр отверстия для выхода ОЖ в систему охлаждения несколько больше, чем для выхода ОЖ в малый контур.

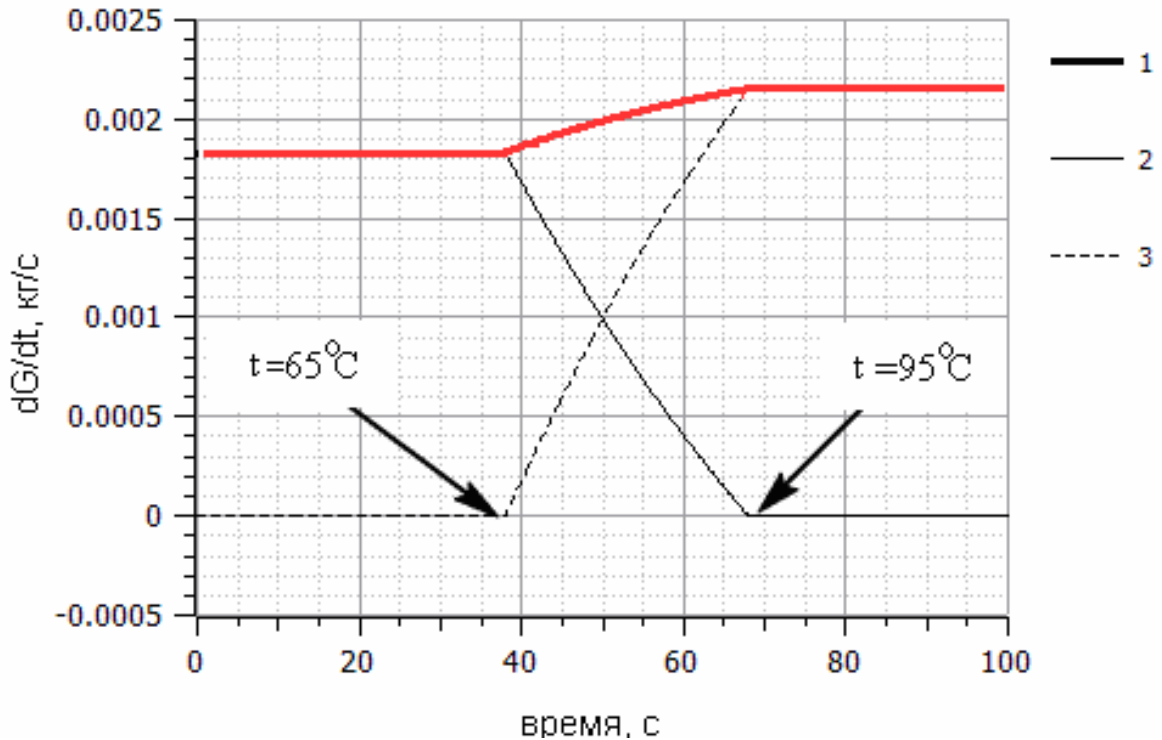


Рисунок 4.13 – Результаты расчета тестовой имитационной модели:
1 – вход охлаждающей жидкости; 2 – выход охлаждающей жидкости в малый (холодный) контур; 3 – выход охлаждающей жидкости в систему охлаждения (горячий контур)

На рисунке 4.14 показана динамика изменения среднего индикаторного давления газов в КС ОЦУ при ступенчатом снижении температуры ОЖ со 100 °С до 80 °С, иллюстрирующая возможность сопряженного расчета гидродинамических процессов в системе охлаждения, газодинамических – в КС и термодинамических – в гильзе (модельное время расчета – 800 с или более 8000 рабочих циклов ПДВС).

До момента времени 600 с происходит прогрев и стабилизация температурного состояния гильзы, после снижения температуры ОЖ среднее индикаторное давление газов уменьшается примерно на 0.2 % в течение 50 с, затем, после

стабилизации температуры гильзы, стабилизируется давление, зависящее от условий теплообмена и закона тепловыделения при сгорании топлива. Кроме того, на рисунке 4.14 видна нестабильность рабочих циклов, что соответствует работе реального двигателя.

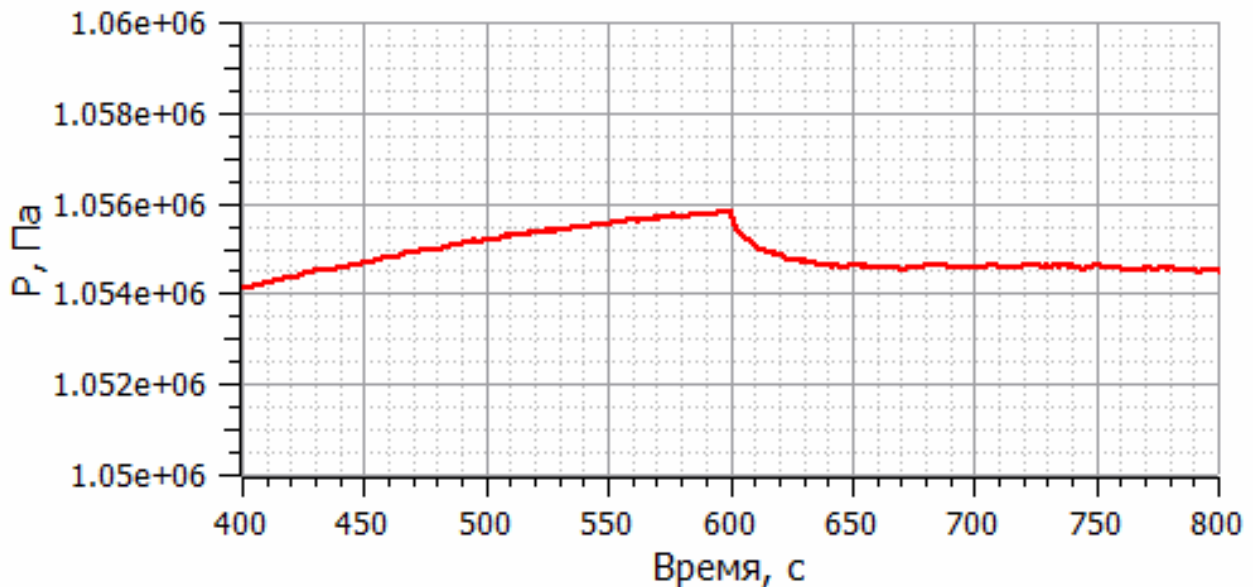


Рисунок 4.14 – Среднее индикаторное давление газов в камере сгорания при ступенчатом снижении температуры охлаждающей жидкости со $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $80\text{ }^{\circ}\text{C}$

Вышеизложенные результаты испытаний ПО показывают, что отклик тестовой имитационной модели ОЦУ на изменение граничных условий является адекватным.

Испытания ПО подтвердили выполнение требований к его функциональным возможностям:

- компонентно-ориентированный подход к созданию имитационных моделей КГУ подтверждается наличием библиотеки классов, описывающих методы и свойства компонентов и применением метода «drag and drop» к составлению из них расчетной схемы;

- аказуальные связи между компонентами имитационной модели подтверждаются независимым от ориентации компонента откликом на изменение граничных условий;

- возможность сопряженного расчета процессов подтверждается тем, что на каждом расчетном шаге выполняется решение системы алгебраических и дифференциальных уравнений, описывающих методы связанных компонентов;

- возможность транзитного расчета подтверждается использованием дифференциальных уравнений для математического описания методов компонентов;

- возможность расчета мультидоменных процессов в системах КГУ, включая ДВС, подтверждается наличием в библиотеке классов компонентов, относящихся к различным доменам, которые можно связывать между собой;

- все переменные, получаемых в ходе расчета, по умолчанию сохраняются в формате *.mat или *.csv;

- время расчета 20 рабочих циклов тестовой имитационной модели (см. рисунок 3.13), с применением разработанного ПО, примерно соответствует аналогу (AVL Boost) – 25 с и 26 с, соответственно.

4.4 Выводы и рекомендации по главе 4

В ходе работ:

1) Проведены экспериментальные исследования макетного образца КГУ, получены данные для целей валидации тестовой имитационной модели КГУ с ПДВС.

2) Выполнена валидация тестовой имитационной модели КГУ с ПДВС с использованием экспериментальных данных, которая подтвердила адекватность математических моделей компонентов, используемых для имитационного

моделирования. Коэффициенты парной корреляции расчетных и экспериментальных данных – не ниже 0.97.

3) Проведены испытания ПО для создания и расчета имитационных моделей КГУ с ПДВС, которые подтвердили соответствие его функциональных возможностей заявленным требованиям:

- компонентно-ориентированный подход к созданию имитационных моделей КГУ;
- акаузальные связи между компонентами имитационной модели;
- сопряженный, транзиентный расчет мультидоменных процессов в системах КГУ, включая ДВС;
- возможность сохранения всех переменных, получаемых в ходе расчета;
- время расчета имитационных моделей не выше, чем у аналогов (AVL Boost).

**5 АПРОБАЦИЯ МЕТОДОВ ИМИТАЦИОННОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ, РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ
РЕШЕНИЙ, С ЦЕЛЬЮ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК С ПОРШНЕВЫМИ
ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Задачи, решаемые в пятой главе:

- апробировать разработанные методы имитационного моделирования, для этого разработать технические решения по совершенствованию КГУ с двигателем типа 4ЧН15/20.5 с использованием имитационной модели;
- разработать СУТД для КГУ с двигателем типа 6ЧН25/35 с использованием математических моделей компонентов;
- выполнить оценку экономического эффекта внедрения СУТД (на примере энергоустановки ДГА-315).

**5.1 Разработка технических решений по совершенствованию
когенерационных энергетических установок с двигателем
типа 4ЧН15/20.5**

Обычно в СУТД используются два варианта установки ТО для утилизации тепла системы смазки:

- штатный водо-масляный ТО ПДВС, отводящий тепло от системы смазки в систему охлаждения (как, например, у дизеля 6ЧН25/35, см. п. 5.2);
- отдельный ТО для системы смазки в составе СУТД (например, использованный в макетном образце КГУ, см. п. 3.1).

Первый вариант исполнения переделке не подлежит, т.к. это влечет значительные изменения в конструкции системы смазки. Второй вариант имеет ряд

недостатков: необходимость использования дополнительного жидкостно-масляного ТО или охладителя масла и необходимость отдельного регулирования температуры ОЖ и смазочного масла на входе в двигатель. В совокупности это влечет увеличение сложности, материалоёмкости и габаритных размеров системы утилизации и КГУ в целом.

Для устранения этих недостатков было предложено техническое решение, заключающееся в том, что сердцевина ТО, включенные в контуры систем смазки и охлаждения, находятся в общем корпусе. Благодаря этому температура масла поддерживается близкой к температуре ОЖ и нет необходимости в устройствах для её дополнительного регулирования и дополнительном жидкостно-масляном ТО или охладителе масла. На данное техническое решение получен патент на полезную модель [247, 248, 249].

Для оценки возможности технической реализации этого решения были проведены расчеты с применением математических моделей компонентов, описанных в диссертационной работе. Для экспериментального подтверждения результатов расчета был изготовлен и испытан макетный образец КГУ на базе ДГУ-100 с двумя вариантами исполнения СУТД:

- вариант 1 – отдельные ТО в системах охлаждения и смазки (схема аналогична рисунку 3.1, в качестве ТО масла использовался МХД, рисунок 3.2);

- вариант 2 – ТО в системах охлаждения и смазки в общем корпусе (рисунок 5.2).

Макетный образец теплообменника ТО-1 (в общем корпусе, см. рисунки 5.3...5.6) был изготовлен из трех масляных радиаторов трактора Т-170 (на трактор устанавливается тот же дизель 4ЧН15/20.5, что и на ДГУ-100). Радиаторы помещались в бак, через который циркулировала вода внешнего контура. Через два радиатора прокачивалась ОЖ системы охлаждения, через один – масло системы смазки (рисунок 5.4). Установка датчиков температуры, давления и расходомеров показана – на рисунках 5.4 и 5.5. Компоновка макетного образца КГУ показана на рисунке 5.7.

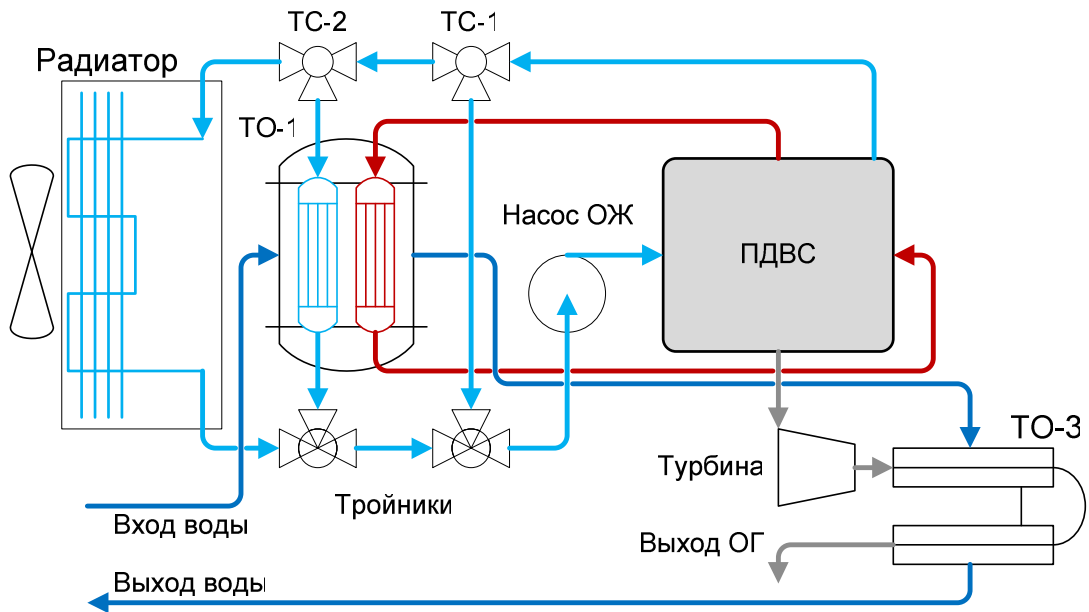


Рисунок 5.1 – Схема макетного образца когенерационной установки (вариант 2):

→ – внешний контур; → – ОЖ ПДВС; → – масло; → – ОГ; ТС – термостаты; ТО – теплообменники

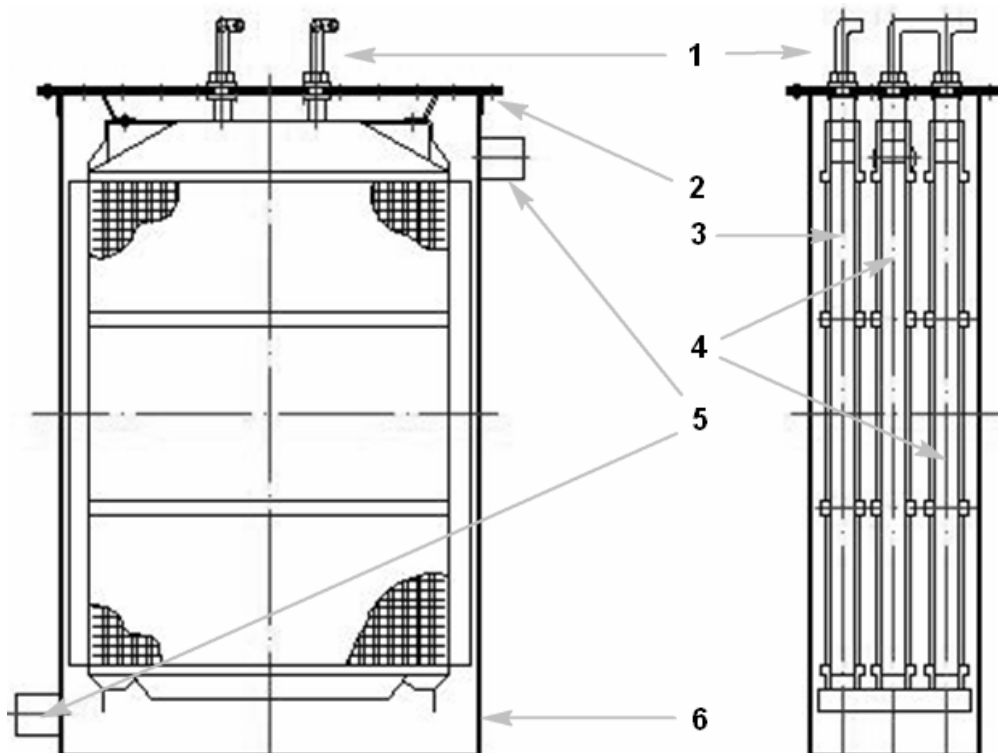


Рисунок 5.2 – Теплообменник ТО-1: 1 – патрубки внутреннего контура; 2 – крышка; 3 – сердцевина контура системы охлаждения; 4 – сердцевина контура системы смазки; 5 – патрубки внешнего контура; 6 – корпус

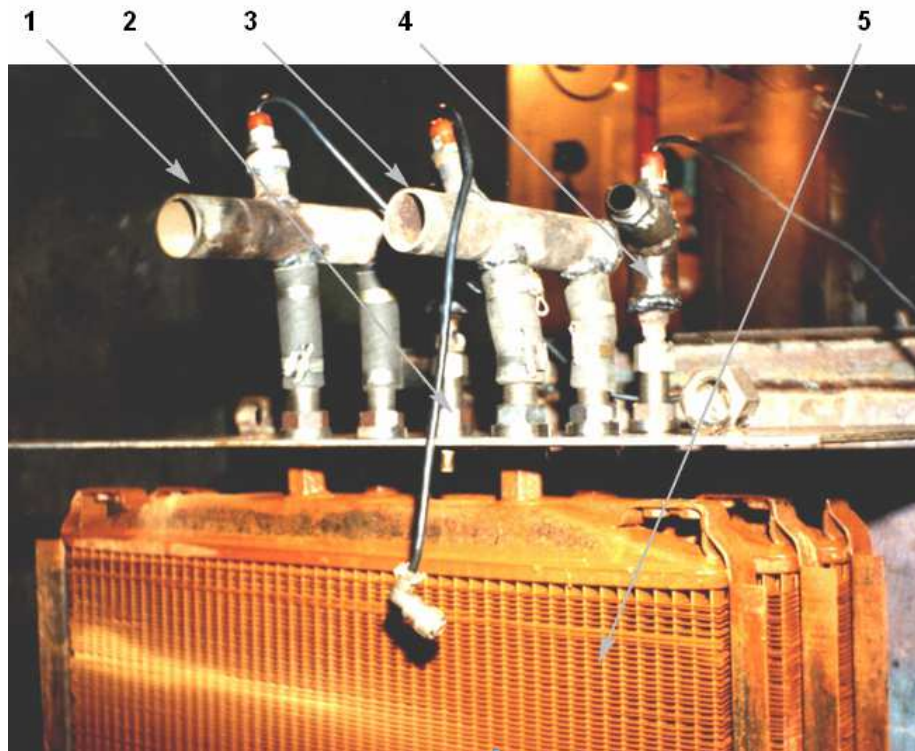


Рисунок 5.3 – Сердцевина ТО:

1 – подвод охлаждающей жидкости; 2 – подвод масла;
3 – отвод ОЖ; 4 – отвод масла; 5 – сердцевина



Рисунок 5.4 – Установка теплообменника:

1 – расходомер масла; 2 – расходомер охлаждающей жидкости; 3 – корпус

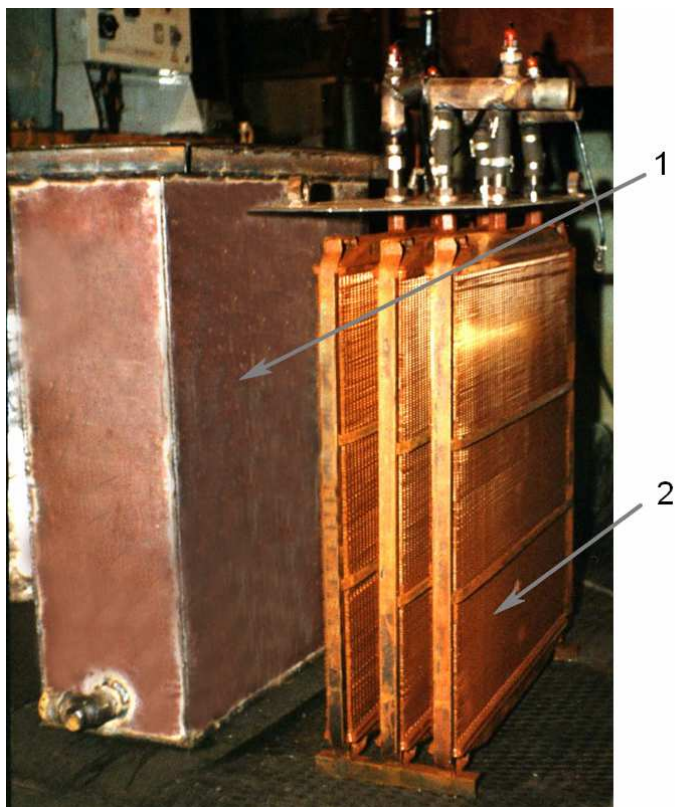


Рисунок 5.5 – Теплообменник в системе охлаждения и смазки:

1 – корпус; 2 – блок радиаторов

Для того, чтобы СУТД работала по варианту 1, трубки ТО-1 для подвода / отвода масла заглушались, масло циркулировало через теплообменник МХД. В соответствии со схемой (см. рисунок 3.2) изменялся подвод / отвод воды и ОЖ. Методика испытаний соответствовала п. 3.2.

Имитационная модель КГУ (вариант 1) полностью идентична приведенной на рисунке 3.8. В варианте 2 графическая схема класса «теплообменник» в системах смазки и охлаждения имеет вид, показанный на рисунке 5.8.

Сравнение температур сред, полученных в ходе испытаний макетного образца КГУ в различных вариантах исполнения СУТД, приведено на рисунке 5.9. Вариант 1 обеспечивает несколько большую эффективность охлаждения ОЖ и меньшую масла, что объясняется неоптимизированной конструкцией макетного образца ТО по сравнению с серийным МХД.

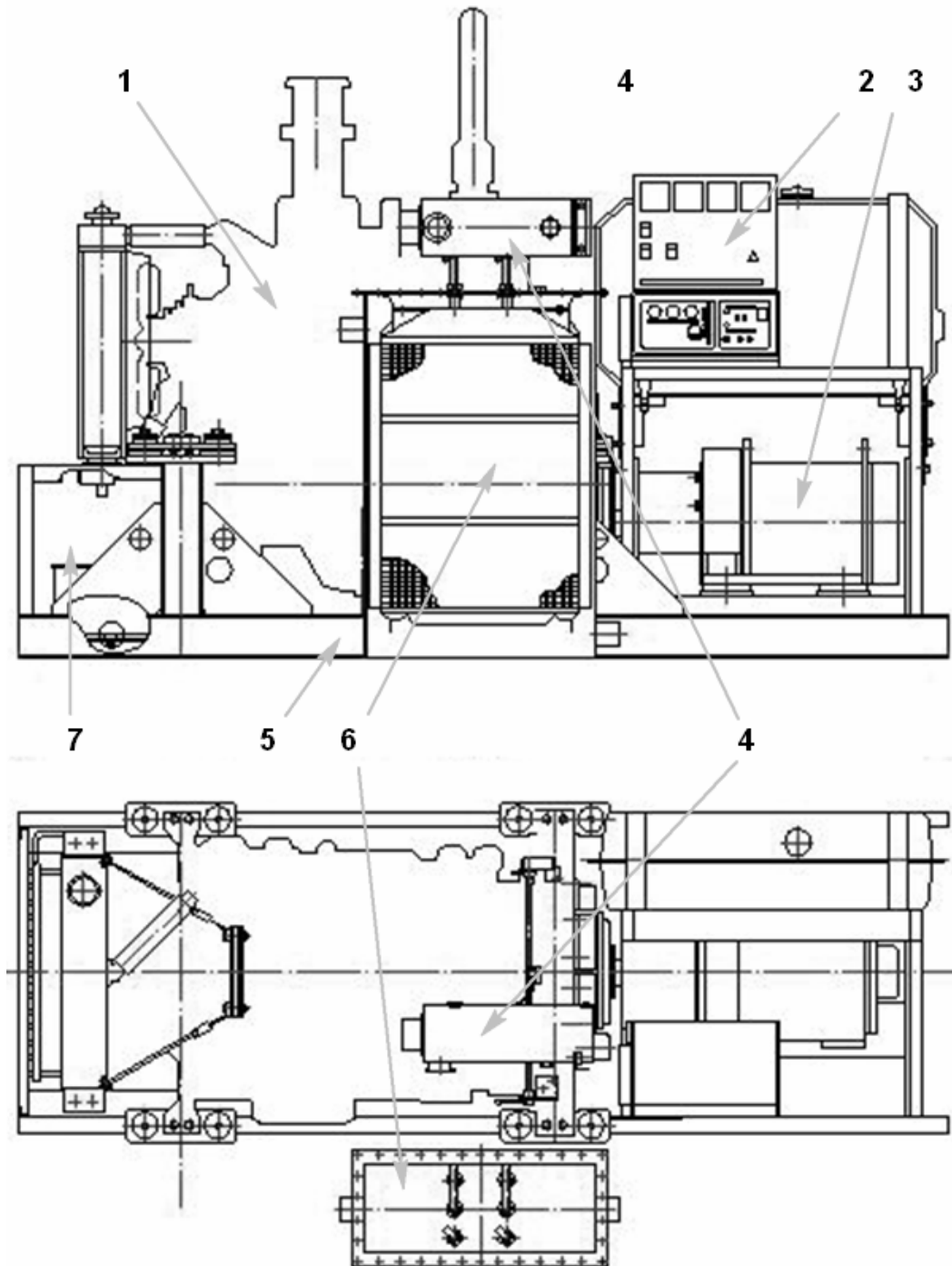


Рисунок 5.6 – Компонировка макетного образца когенерационной установки:
 1 – поршневой ДВС; 2 – шкаф управления; 3 – генератор; 4 – ТО-3; 5 – рама;
 6 – ТО-1; 7 – аккумуляторная батарея

Сравнение температур сред, полученных в ходе расчета и испытаний макетного образца КГУ приведено на рисунке 5.10, что дополнительно подтверждает достоверность разработанных математических моделей компонентов, в частности, теплообменников.

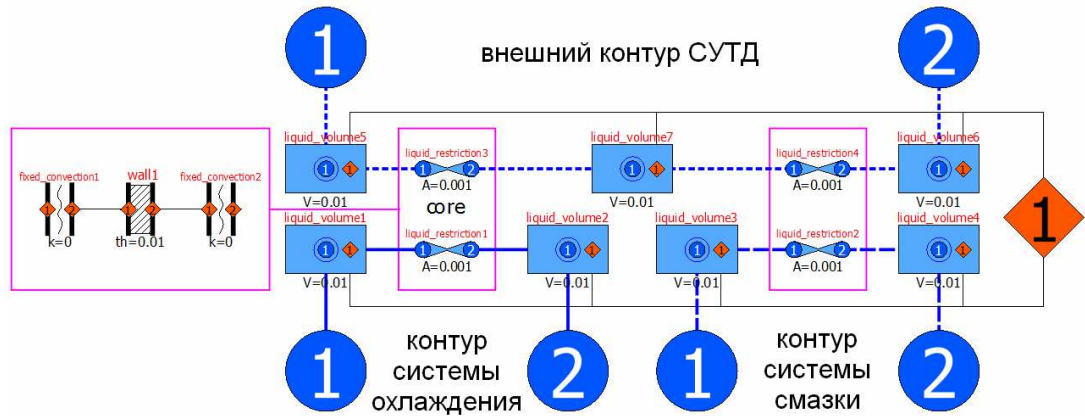


Рисунок 5.7 – Графическая схема класса «теплообменник» (вариант 2)

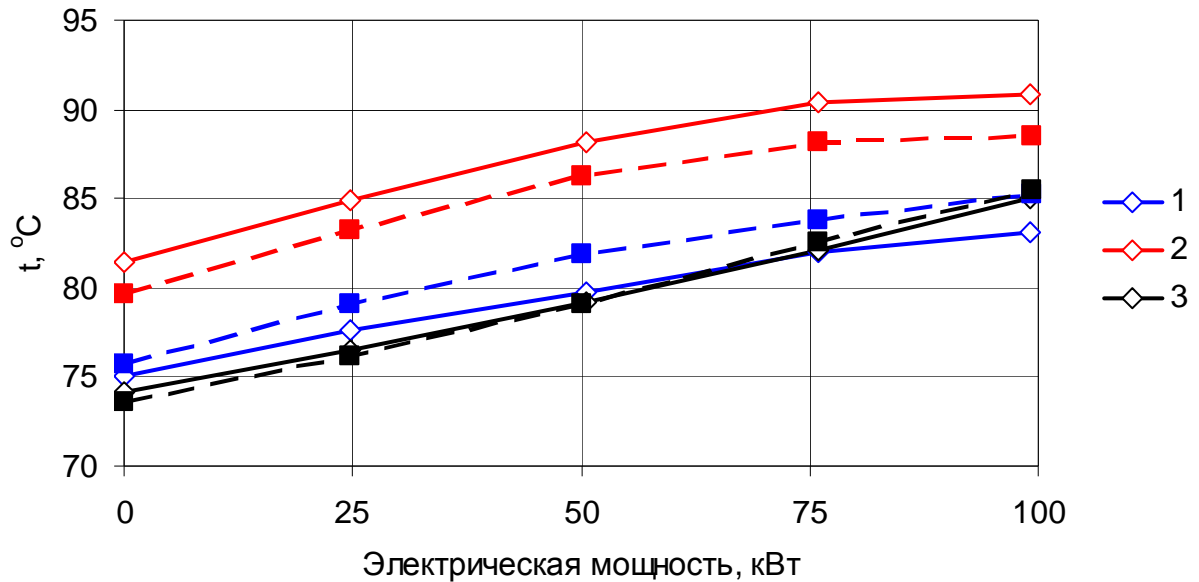


Рисунок 5.8 – Температура сред когенерационной установки:

1 – охлаждающей жидкости на выходе ТО-1; 2 – масло на выходе ТО-1;

3 – вода на выходе ТО-3 (СУТД); \diamond – вариант 1; \blacksquare – вариант 2

На рисунке 5.11 видно, что тепловая мощность КГУ при использовании ТО систем охлаждения и смазки в общем корпусе практически не изменилась. На рисунках 5.12...5.14 показаны другие показатели макетного образца КГУ с ТО-1 в варианте исполнения 1.

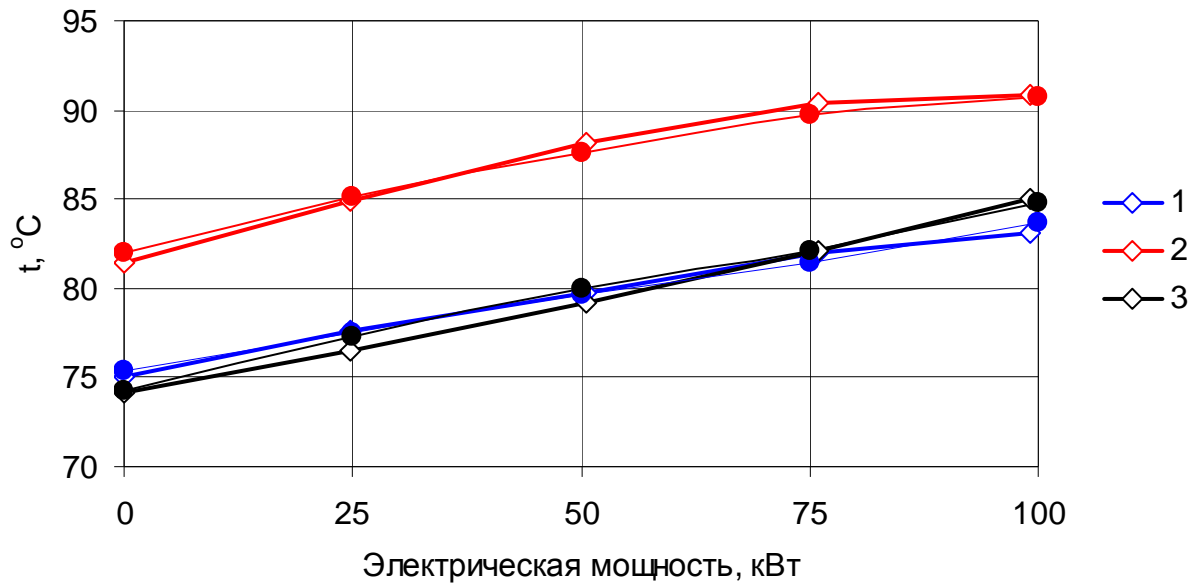


Рисунок 5.9 – Температура сред когенерационной установки:
 1 – охлаждающая жидкость на выходе ТО-1; 2 – масло на выходе ТО-1;
 3 – вода на выходе ТО-3 (СУТД);
 ◇ – эксперимент; ● – расчет

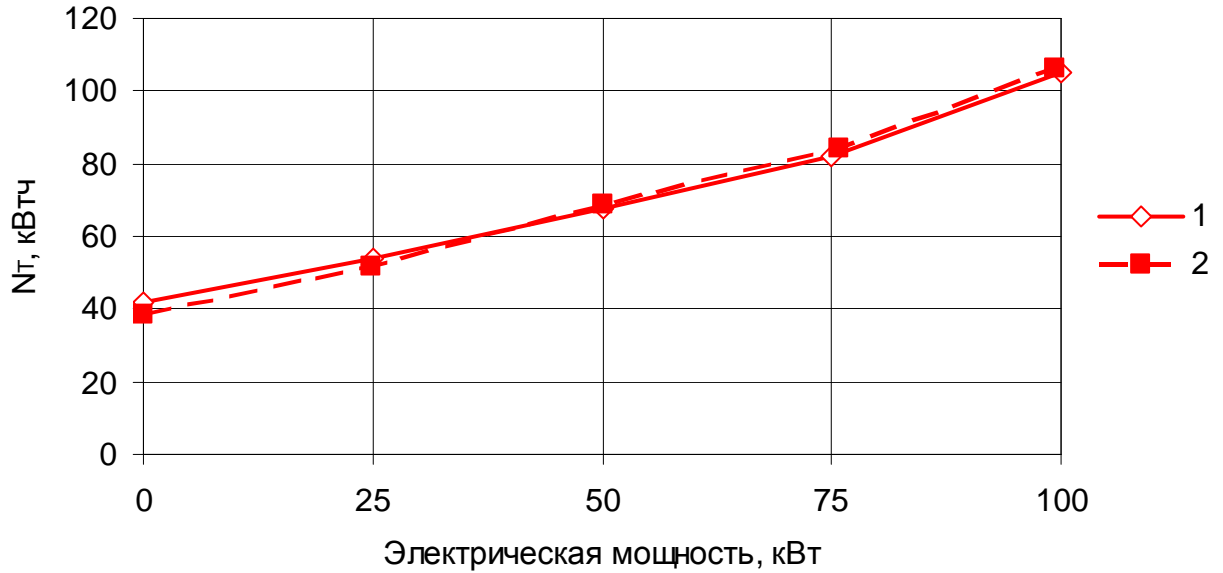


Рисунок 5.10 – Суммарная тепловая мощность системы
 утилизации теплоты двигателя:
 ◇ – вариант 1; ■ – вариант 2

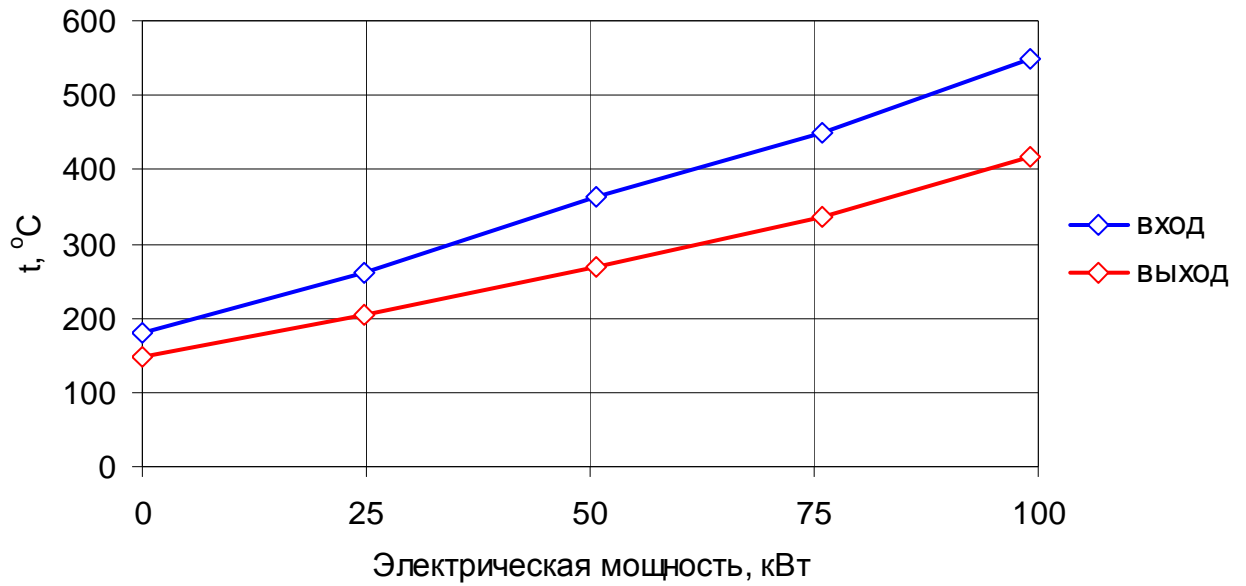


Рисунок 5.11 – Температура отработавших газов поршневого ДВС на входе и выходе ТО-3

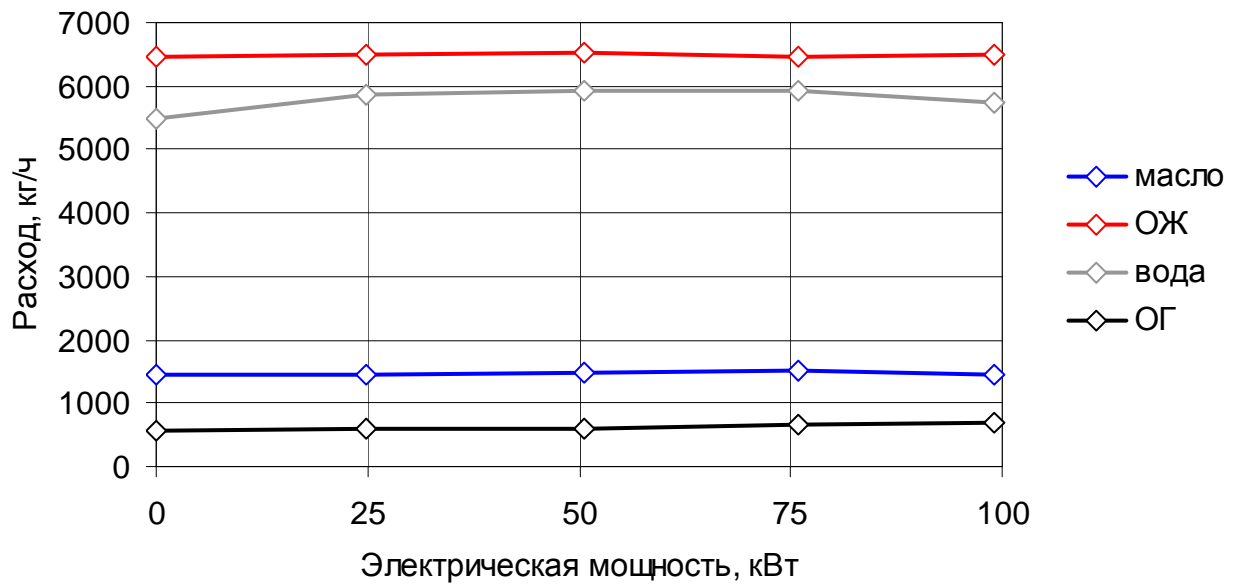


Рисунок 5.12 – Расход теплоносителей когенерационной установки

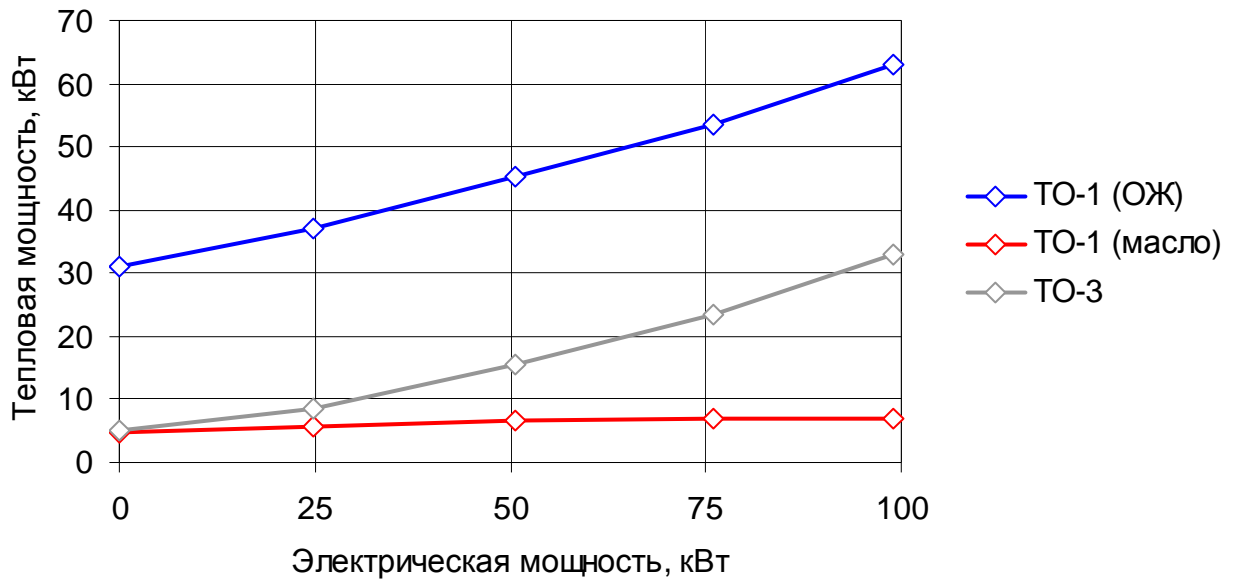


Рисунок 5.13 – Тепловая мощность теплообменников системы утилизации теплоты двигателя

Разработанная КГУ была рекомендована для применения в составе многофункционального энерготехнологического комплекса [250].

Таким образом, в ходе исследования:

- предложено техническое решение, заключающееся в том, что сердцевины, включенные в контуры систем смазки и охлаждения, находятся в общем корпусе, благодаря этому температура масла поддерживается близкой к температуре ОЖ и нет необходимости в устройствах для её дополнительного регулирования и дополнительном жидкостно-маслянном ТО или охладителе масла;

- расчетным путем, с использованием имитационной модели, и экспериментально, на макетном образце КГУ, подтверждена возможность реализации предложенного технического решения;

- дополнительно подтверждена достоверность разработанных математических моделей компонентов, в частности, теплообменников.

5.2 Разработка системы утилизации для когенерационной установки с двигателем типа 6ЧН25/35

Приведем пример апробации разработанных математических моделей компонентов при создании СУТД для действующей Верхоянской ДЭС, оснащенной шестью дизель-генераторами ДГА-315 (максимальной электрической мощностью 315 кВА) с первичным двигателем типа 6ЧН25/34 (рисунок 5.1).



Рисунок 5.14 – Дизель-генератор ДГА-315

В таблице 5.1 представлены данные по температурному балансу ПДВС ДГА-315, определенному в ходе энергетического обследования ДЭС. Результаты расчета теплового баланса ПДВС 6ЧН25/34 ДГА-315 на режиме номинальной мощности представлены таблице 5.2. По данным таблицы 5.1 ожидаемый КПД СУТД может составить 70...75 % на режиме номинальной загрузки (утилизация 100 % тепла систем охлаждения и смазки и 50 % тепла системы отвода ОГ), что соответствует тепловой мощности 315 кВт и позволит поднять суммарный КПД электростанции на 37 % (в 2 раза), таблица 5.3.

Таблица 5.1 – Температурный баланс поршневого ДВС
дизель-генератора ДГА-315

n , мин ⁻¹	$N_э$, кВт	t_m , °С (на выходе из дизеля)	$t_{ож}$, °С (на выходе из дизеля)	$t_{оэ}$, °С (по цилиндрам)					
				1	2	3	4	5	6
500	160	70	67	290	280	285	280	285	290
500	240	72	67	320	300	310	300	310	320
500	240	73	67	320	300	310	300	310	320
500	240	74	67	320	300	310	300	310	320
500	315	74	68	335	335	330	330	330	335
500	315	76	70	335	335	330	330	330	335
500	315	77	70	335	335	330	330	330	335
500	315	78	70	335	335	330	330	330	335
х.х.	0	60	65	335	335	330	330	330	335

Таблица 5.2 – Тепловой баланс поршневого ДВС бЧН 25/34 ДГА-315

Составляющие теплового баланса		Мощность, кВт			
		ХХ	160	315	346
Q_o	кВт	165	495.1	848.8	943.1
Q_e	кВт	0	160	315	346
	%	0	32	37	36.6
$Q_в$	кВт	55.8	83.8	139.6	167.6
	%	33.8	17	16.5	17.7
$Q_с$	кВт	16	114.8	121.6	134.6
	%	10	23.2	14.3	14.2
Q_m	кВт	-	-	34	51
	%	-	-	4	6

Таблица 5.3 – Результаты расчета

Параметры	Мощность ПДВС, кВт			
	XX	160	315	346
Количество тепла, производимое СУТД, кВт	61	187	300	321.5
Температура воды на выходе из СУТД, °С	64	69.1	73	75.1

В СУТД используется блок УВГ100 производства ЗАО «Газэнергомаш» [251], адаптированный к условиям Верхоянской ДЭС, который утилизирует тепло систем охлаждения и выпуска ОГ. Адаптация заключалась в снижении гидравлических потерь проточной части теплообменника ОГ с 2388 мм вод. ст. (23.42 кПа) до 1472 мм вод. ст. (14.44 кПа) при $G_g = 0.802$ кг/с и с 1430 мм вод. ст. (14.02 кПа) до 828 мм вод. ст. (8.12 кПа) при $G_g = 0.588$ кг/с (во всех вариантах $t_{o2} = 400$ °С). При расчете параметров ПДВС при совместной работе с ТО ОГ приняты значения сопротивлений 2000 мм вод. ст. (19.61 кПа) и 1500 мм вод. ст. (14.71 кПа), учитывающие возможные засорения газового тракта продуктами неполного сгорания. Расход воды внешнего контура принимался равным 15 м³/ч. Результаты расчета параметров двигателя при различных внешних условиях эксплуатации при совместной работе с ТО ОГ и без него приведены в таблице 5.4.

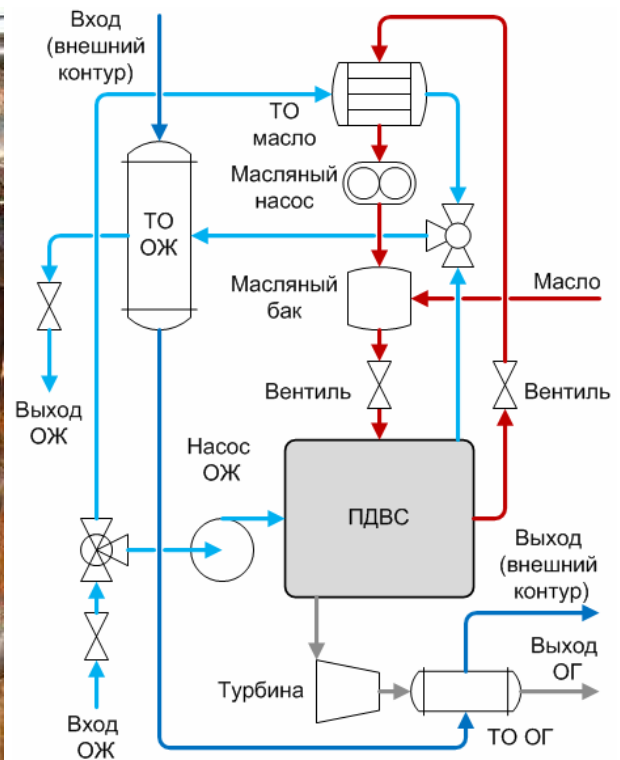
Дополнительно в состав СУТД входят насосы внешнего и внутреннего контуров СУТД, система управления – полуавтоматическая, включающая краны и термостаты. Допускается работа без отбора тепловой энергии, при этом сливается вода из СУТД, а ТО ОГ работает как глушитель. Данная конструкция СУТД требует минимальных изменений базового дизеля. Конструктивная схема и общий вид СУТД показаны на рисунке 5.15.

Таблица 5.4 – Результаты расчета параметров поршневого ДВС 6ЧН25/34 при совместной работе с системой утилизации тепла двигателя

Параметр	С ТО ОГ		Без ТО ОГ	
	$t_0 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_0 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Разрешение на впуске, кПа	3.432	2.942	3.923	2.942
Давление на выпуске, кПа	19.61	14.71	5.198	3.923
Частота вращения, мин ⁻¹	500	500	500	500
Мощность, кВт	323.5	301.5	330.9	308.8
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	213.5	229.8	209.4	224.4
Температура ОГ перед ТКР, °С	364	598	330	542
Температура ОГ за ТКР, °С	204	438	-	-
Расход воздуха кг/с	0.747	0.532	0.804	0.584
Давление наддува, кПа	141.2	127.5	143.2	132.4



а



б

Рисунок 5.15 – Система утилизации тепла поршневого ДВС ДГА-315:

а – утилизационные блоки; б – общая схема

Установленная расчетом совокупность показателей рабочего процесса ПДВС 6ЧН25/34 находятся в пределах допустимых величин тепловых и динамических нагрузок, определяющих показатели надежности в эксплуатации.

Основные характеристик разработанной СУТД в составе КГУ на основе ДГА-315:

- температура ОЖ на выходе из дизеля максимальная – 75 °С;
- температура ОЖ на выходе из дизеля номинальная – 70 °С;
- температура ОЖ на входе в дизель – не более 65 °С и не менее 40 °С;
- температура масла на выходе из дизеля – не более 80 °С и не менее 60 °С;
- температура масла на входе в дизель – не более 70 °С и не менее 60 °С;
- температура теплоносителя на выходе из СУТД – не менее 60 °С и не более 80 °С.

Характерными особенностями конструктивного исполнения СУТД являются минимальные массогабаритные характеристики, конструктивно обеспеченная адаптация котла к применению в составе двигателя 6ЧН25/35, не требующая проведения дополнительных специализированных переходных элементов и не требующая переделки системы выпуска двигателя, а также применение:

- сильфонного компенсатора температурных деформаций ТО, разработанного на базе 3-х слойного сильфона, исключающего появление критических напряжений в сварных и резьбовых соединениях с высокими запасами прочности и обеспечением работоспособности при избыточном давлении воды внутреннего контура на внутренней стороне компенсатора до 980 кПа;

- специально разработанной технологии накатки труб сердцевины ТО, обеспечивающей оптимальные, повышенные коэффициенты теплопередачи, за счет организации срыва ламинарных и наличие организованных пристеночных турбулентных потоков при увеличенной в целом поверхности теплообмена оптимальной ориентации потоков.

Необходимо отметить, что разработанная СУТД превосходит по своим характеристикам серийную [252], в частности, её КПД составляет 70 %, против 54 % у серийной.

5.3 Оценка экономического эффекта внедрения системы утилизации тепла (на примере энергоустановки ДГА-315)

В ходе энергетического обследования Верхоянской ДЭС [253] был выявлен потенциал повышения её энергетической эффективности. Анализ данных обследования показал целесообразность утилизации сбросового тепла дизеля (систем охлаждения / смазки и отвода ОГ) не только на собственные нужды, но и для отпуска внешним потребителям (см. п. 5.2). На расстоянии 30 м от ограды ДЭС находится комплекс из 30 зданий (школа и больница с подсобными помещениями, жилые дома), объединенный единой теплотрассой, которые отапливаются автономной котельной работающей на угле. В первую очередь возможно подключение этой системы к СУТД ДЭС. Теплопроизводительности СУТД заведомо достаточно для отопления зданий. В перспективе возможно расширение теплоснабжения за счет подключения других автономных тепловых систем, питаемых в настоящее время от котельных. При этом необходимо решить задачу объединения автономных тепловых сетей г. Верхоянска в единую сеть (эта задача выходит за рамки настоящего исследования). Основные технико-экономические показатели работы ДЭС приведены в таблице 5.5.

Характерные суточные графики электрических нагрузок зимнего и летнего периодов приведены на рисунке 5.16, а средние данные по потреблению топлива по месяцам приведены на рисунке 5.17.

Расчетный срок службы СУТД составляет 200 000 часов работы двигателя с соответствующим календарным периодом эксплуатации, что превышает ресурс ПДВС – 80 000 часов. Основные технико-экономические показатели работы Верхоянской ДЭС и результаты расчета экономического эффекта внедрения СУТД сведены в таблицу 5.5. Выработка тепла рассчитывалась исходя из суммарного ежемесячного потребления горячей воды на отопление, коммунально-бытовые и промышленные нужды г. Верхоянск и условия не превышения

установленной тепловой мощности ДЭС и фактически вырабатываемой в зависимости от электрической нагрузки.

Таблица 5.5 – Результаты расчета экономического эффекта внедрения системы утилизации тепла двигателя

Показатель	Значение показателя
<i>Технико-экономические показатели работы ДЭС</i>	
Среднегодовая установленная электрическая мощность, кВт	1950
Выработка электроэнергии, МВт·ч/год	4 200
Коэффициенты использования установленной электрической мощности, %	0.25
Фактический удельный расход топлива на отпущенную электроэнергию, г/(кВт·ч)	336
Себестоимость отпускаемой электрической энергии, руб./(кВт·ч)	12.89
Тариф на отпускаемую электрическую энергию для населения, руб./(кВт·ч)	5.68
Тариф на отпускаемую тепловую энергию, руб./Гкал (руб./(кВт·ч))	13484.45 (1.57)
<i>Показатели СУТД</i>	
Стоимость изготовления и ввода в эксплуатацию СУТД, млн. руб.	4.403
Среднегодовая установленная тепловая мощность, кВт	1850
Выработка тепла, МВт·ч/год	1800
Экономический эффект внедрения СУТД, млн. руб./год	2.826
Срок окупаемости СУТД, год	1.56

Расчет показал, что экономический эффект внедрения СУТД составит 2.826 млн. руб./год, срок окупаемости СУТД – 1 год и 7 мес. (для непромышленных предприятий).

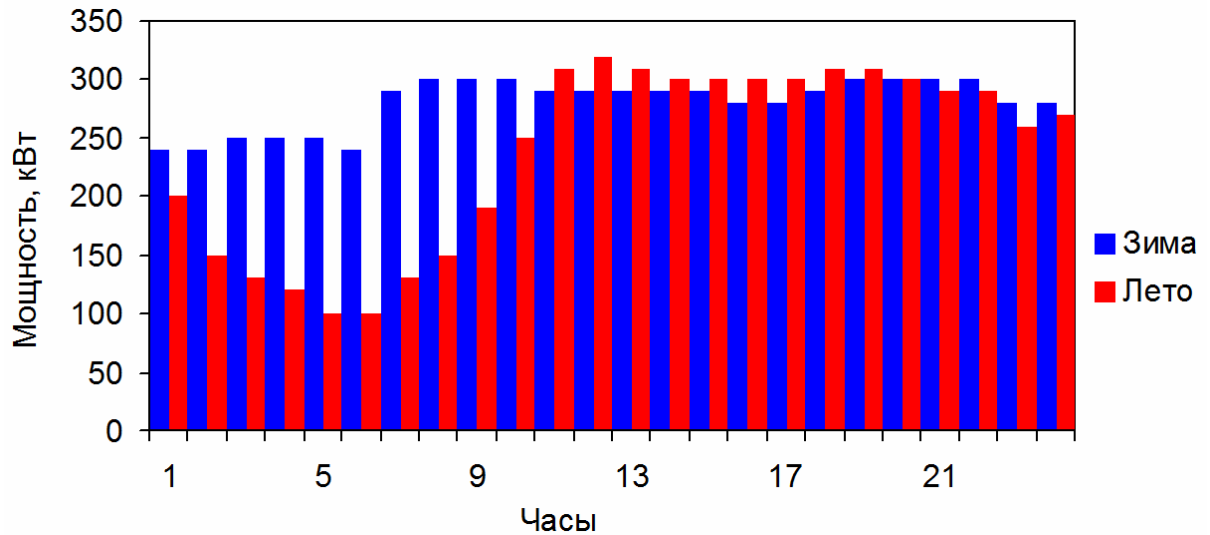


Рисунок 5.16 – Характерные суточные графики электрических нагрузок зимнего и летнего периодов

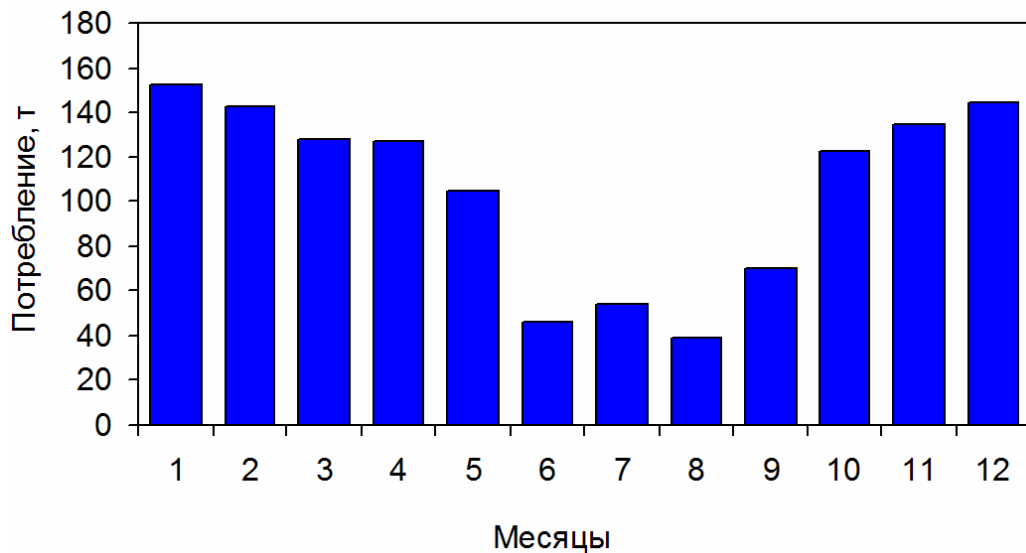


Рисунок 5.17 – Потребление топлива по месяцам

5.4 Выводы и рекомендации по главе 5

В ходе работ:

1) Разработаны технические решения по совершенствованию КГУ с двигателем типа 4ЧН15/20.5 с использованием имитационной модели. Теоретически обоснована и экспериментально подтверждена возможность и целесообразность технического решения, заключающегося в том, что сердцевины, включенные в контуры систем смазки и охлаждения, находятся в общем корпусе, благодаря чему нет необходимости в устройствах для дополнительного регулирования температуры масла жидкостно-масляном теплообменнике масла.

2) С использованием математических моделей компонентов разработана конструкция СУТД для дизель-генератора ДГА-315, КПД которой составляет 70 %, против 54 % у серийной.

3) Выполнена оценка экономического эффекта внедрения СУТД (на примере энергоустановки ДГА-315). Расчет показал, что экономический эффект внедрения СУТД составит 2.826 млн. руб./год, срок окупаемости СУТД – 1 год и 7 мес.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с целью и задачами, основные результаты диссертационного исследования включают в себя итоги работ по разработке методов имитационного моделирования поршневых двигателей внутреннего сгорания в составе когенерационных установок для повышения эффективности научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по их созданию, совершенствованию и повышению конкурентоспособности:

1) Разработаны общие принципы имитационного моделирования поршневых двигателей внутреннего сгорания в составе когенерационных энергетических установок, включающие: системный, компонентный и объектно-ориентированный подход и использование положений теории ненаправленных графов связей, декларативное описание мультидоменных, транзиентных математических моделей компонентов и связей между ними.

2) Разработаны методы:

- многоуровневой декомпозиции поршневых двигателей внутреннего сгорания в составе когенерационных установок;

- математической формализации компонентов;

- синтеза компонентных имитационных моделей поршневых двигателей внутреннего сгорания в составе когенерационных установок,

отличающиеся от известных:

- математическим описанием компонентов поршневых двигателей внутреннего сгорания и когенерационных установок, основанном на декларативном подходе, при их математической формализации;

- применением ненаправленных связей между компонентами, описанными уравнениями баланса потенциальных и потоковых фазовых переменных состоя-

ния технических систем поршневых двигателей внутреннего сгорания и когенерационных установок, при синтезе имитационной модели;

- использованием граничных условий, отражающих особенности режимов функционирования когенерационных установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания в составе автономных систем энергоснабжения,

что в совокупности позволяет моделировать поршневые двигатели внутреннего сгорания в составе когенерационных установок произвольной структуры, с различными конструктивными решениями, включая ранее неизвестные.

3) Разработанные методы имитационного моделирования и математические модели компонентов и связей реализованы в виде программного обеспечения, предназначенного для создания, совершенствования и повышения конкурентоспособности первичных поршневых двигателей внутреннего сгорания и когенерационных установок.

4) Выполнена валидация тестовой имитационной модели по результатам экспериментальных исследований макетного образца когенерационной установки которая подтвердила адекватность математических моделей компонентов, используемых для имитационного моделирования (коэффициенты парной корреляции расчетных и экспериментальных данных – не ниже 0.97). Проведены испытания созданного программного обеспечения, которые подтвердили соответствие его функциональных возможностей заявленным требованиям: возможность моделирования транзитных, мультидоменных и сопряженных процессы различного масштаба времени.

5) Выполнена апробация методов имитационного моделирования, математических моделей компонентов и связей. Разработаны технические решения по совершенствованию когенерационных энергетических установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания. Теоретически обоснована и экспериментально подтверждена возможность и целесообразность технического решения, заключающегося в том, что сердцевины, включенные в контуры систем смазки и охлаждения, находятся в общем корпусе, благодаря чему нет необходимости в устройствах для дополнительного регулирования температуры масла жидкостно-

масляном теплообменнике масла. Разработана конструкция системы утилизации тепла для дизель-генератора ДГА-315, КПД которой составляет 70 %, против 54 % у серийной. Экономический эффект от её внедрения составит 2.826 млн. руб./год, срок окупаемости – 1 год и 7 мес.

б) Дальнейшая разработка темы исследования осуществляется в следующих направлениях: расширение библиотеки компонентов когенерационных установок и поршневых двигателей внутреннего сгорания; использование разработанного программного обеспечения при их создании, совершенствования и повышении конкурентоспособности; создание технологии «цифровых двойников» поршневых двигателей внутреннего сгорания и энергоустановок на основе разработанных методов имитационного моделирования.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ

- ВХД – Охладитель воды.
- ГММ – Главная масляная магистраль.
- ГРМ – Газораспределительный механизм.
- ДВС – Двигатель внутреннего сгорания.
- ДЭС – Дизельная электростанция.
- КГУ – Когенерационная установка.
- КПД – Коэффициент полезного действия.
- КС – Камера сгорания.
- КШМ – Кривошипно-шатунный механизм.
- МХД – Охладитель масла.
- ОГ – Отработавшие газы.
- ОЖ – Охлаждающая жидкость.
- ОНВ – Охладитель наддувочного воздуха.
- ОЦУ – Одноцилиндровая установка.
- ПДВС – Поршневой двигатель внутреннего сгорания.
- ПЖД – Подогреватель жидкостный дизельный.
- ПИД – Пропорционально-интегрально-дифференцирующий.
- ПКВ – Поворот коленчатого вала.
- ПО – Программное обеспечение.
- РТ – Рабочее тело.
- РФ – Российская Федерация.
- СУТД – Система утилизации тепла двигателя.
- ТО – Теплообменник.
- ТКР – Турбокомпрессор.
- ТЭН – Трубчатый электронагреватель.
- ХХ – Холостой ход.
- ЦПГ – Цилиндро-поршневая группа.
- ЭВМ – Электронно-вычислительная машина.
- CFD – Computational fluid dynamics (вычислительная гидродинамика).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Министерство энергетики Российской Федерации [электронный ресурс] (<https://minenergo.gov.ru/node/1026>).
2. Малозёмов, А.А. Повышение эффективности многофункциональных энерготехнологических комплексов совершенствованием двигатель-генераторных установок: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02 / Малозёмов Андрей Адиевич. – Челябинск, 2011. – 300 с.
3. Гимазетдинов, Р.Р. Проблемы и перспективы имитационного моделирования когенерационных энергетических установок на основе поршневых двигателей внутреннего сгорания / Р.Р. Гимазетдинов, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис // Научный диалог: Вопросы точных и технических наук. Сборник научных трудов, по материалам X международной научно-практической конференции 12 октября 2017 г. ЦНК МНИФ «Общественная наука», 2017. – С. 31–37.
4. Гимазетдинов, Р.Р. Разработка имитационной модели для целей управления когенерационной энергетической установкой в составе НИЛ-комплекса / Р.Р. Гимазетдинов, В.С. Кукис, А.А. Малозёмов // Управление в современных системах: сборник трудов VII Всероссийской научно-практической конференции научных, научно-педагогических работников и аспирантов. – Челябинск: ОУ ВО «Южно-Уральский институт управления и экономики», 2017. – С. 120–124.
5. Гимазетдинов, Р.Р. Математическая модель термостата в составе имитационной модели когенерационной установки / Р.Р. Гимазетдинов, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис, А.Г. Савиновских // Современные транспортные технологии: задачи, проблемы, решения: сборник трудов II Всероссийской (с международным участием) научно-практической конференции научных, научно-педагогических работников, аспирантов и студентов / – Челябинск: ОУ ВО «Южно-Уральский институт управления и экономики», 2018. – С. 12–19.
6. Гимазетдинов, Р.Р. Расчетная оценка основных параметров газовой модификации дизеля с камерой сгорания ЦНИДИ для когенерационной установки

/ Р.Р. Гимазетдинов // Современные транспортные технологии: задачи, проблемы, решения: сборник трудов II Всероссийской (с международным участием) научно-практической конференции научных, научно-педагогических работников, аспирантов и студентов / – Челябинск: ОУ ВО «Южно-Уральский институт управления и экономики», 2018. – С. 20–26.

7. Sounders, P.J. Russian energy and European security. A transatlantic dialogue / P.J. Sounders. – Washington: The Nixon Center, 2008. – 40 p.

8. Ильковский, К. К. Дизельные электроагрегаты – база малой энергетики / К. К. Ильковский, И. Я. Редько, А. А. Малозёмов // Научно-технический журнал «Малая энергетика». – 2004. – № 1. – С. 15–24.

9. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов / – М: Высшая школа, 2008. – 496 с.

10. Kolanowski, V.F. Small-scale cogeneration handbook / V.F. Kolanowski. – New York : The Fairmont Press Inc., 2003. – 204 p.

11. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов, М.: МЭИ, 1999. – 472 с.

12. United States Environmental Protection Agency [электронный ресурс] (<https://www.epa.gov/>).

13. Ольховский, Г.Г. Теплоэнергетические технологии в период до 2030 г. / Г.Г. Ольховский, А.Г. Тумановский // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2008. – № 6. – С. 79–94.

14. EUR-Lex официальный журнал [электронный ресурс] (<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/ALL/?uri=CELEX%3A32004L0008>)

15. Российская газета [электронный ресурс] (<https://rg.ru/2011/01/25/energoberejenie-site-dok.html>).

16. Российская газета [электронный ресурс] (<https://rg.ru/2008/08/26/elektroenergetika-dok.html>).

17. Российская газета [электронный ресурс] (<https://rg.ru/2009/11/27/energo-dok.html>).

18. Российская газета [электронный ресурс] (<https://rg.ru/2010/07/30/teplo-dok.html>).

19. ОАО «Барнаултрансмаш» [электронный ресурс] (www.barnaultransmash.ru).
20. ПАО «КАМАЗ» [электронный ресурс] (<https://www.kamaz.ru>).
21. ОАО «Коломенский завод» [электронный ресурс] (<http://www.kolomnadiesel.com>).
22. ООО «Энергосистемаавтоматика» [электронный ресурс] (<http://energysa.ru/esa300/>).
23. Фирма Cummins Power Systems [электронный ресурс] (<https://power.cummins.com>).
24. Фирма Caterpillar [электронный ресурс] (<http://www.cat.com>).
25. Директор, Л.Б. О применении электрокотлов в энергетических комплексах малой энергетики / Л.Б. Директор, О.А. Иванин. // Промышленная энергетика. – № 12. – 2014. – С. 23–27.
26. Валиулин, С.Н. Эффективность применения электрического котла в составе когенерационной дизель-электрической установки / С.Н. Валиулин, М.В. Фролов. // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2010. – № 1. – С. 82–88.
27. Кукис, В.С. Использование тепловых аккумуляторов энергии в поршневых двигателях внутреннего сгорания / В.С. Кукис, В.А. Романов. – Челябинск: АБРИС, 2010. – 232 с.
28. Пат. 2269727 Российская Федерация, МПК7 F24J3. Заявитель и патентообладатель ООО «Энергосистемаавтоматика». – № 2005103659/06; авторы: Л.З. Дударев, А.И. Кива, А.Г. Кремнев, Н.В. Адаменко, заявл. 14.02.2005; опубл. 10.02.2006. – 8 с.
29. Щеглов, А.Г. Техническое перевооружение объектов промышленной, коммунальной и сельской энергетики России на базе конверсии оборонной техники / А.Г. Щеглов, Л.В. Иглова // Энергетическое строительство, № 1, 1993. – С. 12–18.
30. Андреев, А.А. Утилизация вторичных тепловых ресурсов судовых ДВС / А.А. Андреев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 2. – С. 149–154.

31. Билека, Б.Д. Низкокипящие вещества для работы в качестве рабочих тел в теплоутилизирующих энергоустановках на компрессорных станциях магистральных газопроводов / Б.Д. Билека, Е.П. Васильев // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2003. – Вип. 7(42). – С. 33–35.
32. Марченко, А.П. Термодинамические основы повышения топливной экономичности транспортных дизелей за счет утилизации сбросной теплоты: Дисс. ... докт. техн. наук: 05.04.02 / Харьковский политехн. институт. – Харьков, 1994. – 328 с.
33. Богданов, В.Н. Исследование термодинамического цикла поршневого ДВС с подачей дополнительного рабочего тела / В.Н. Богданов // *Машиностроение и инженерное образование*. – М: МГИУ. – 2009. – № 3 (20). – С. 2–17.
34. Першин, С.А. Оптимизация параметров когенерационной установки / А.С. Першин // *Новый университет. Серия: Технические науки*. – 2014. – № 5–6. – С. 82 – 95.
35. Булыгин, Ю.А. Теплообменные аппараты в нефтегазовой промышленности: курсовое проектирование: учеб. пособие / Ю.А. Булыгин, С.С. Баранов. Воронеж: ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет», 2015. – 100 с.
36. ГОСТ 33105-2014 Установки электрогенераторные с двигателями внутреннего сгорания. Общие технические условия.
37. Наумов, А.Л. Алгоритм выбора Мини-ТЭЦ / А.Л. Наумов // *Журнал АВОК*. – 2006. – № 1. – С. 46–52.
38. *Электротехнический справочник: В 3 т. Т. 3. В 2 кн. Кн. 1. Производство и распределение электрической энергии* / Под общ. ред. И.Н. Орлова и др. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 880 с.
39. Климатические данные городов по всему миру [электронный ресурс] (<https://ru.climate-data.org/location/463/#temperature-graph>).
40. ГОСТ 23377-84. Электроагрегаты и передвижные электростанции с ДВС. Общие технические требования.
41. ГОСТ Р 55006-2012. Стационарные дизельные и газопоршневые электростанции с двигателями внутреннего сгорания. Общие технические условия.

42. Российская газета [электронный ресурс] (<https://rg.ru/2002/12/27/tehreglament-dok.html>).
43. Евразийская экономическая комиссия [электронный ресурс] (http://www.eurasiancommission.org/ru/act/tehnreg/deptexreg/tr/Documents/P_823_1.pdf).
44. СНиП 41-02-2003 Тепловые сети.
45. Редько, И.Я. Система стандартов организации «Дизельные и газопоршневые электростанции» / И.Я. Редько, А.А. Малозёмов // Академия энергетики, 2009. – № 4 (30). – С.36–41.
46. СТО 70238424.27.100.054-2009 Дизельные и газопоршневые электростанции. Условия создания. Нормы и требования.
47. СТО 70238424.27.100.056-2009 Дизельные и газопоршневые электростанции. Организация эксплуатации и технического обслуживания. Нормы и требования.
48. ГОСТ 31967-2012 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения.
49. ГОСТ 24028-2013 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Дымность отработавших газов. Нормы и методы определения.
50. ГОСТ 10150-2014 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Общие технические условия.
51. Кукис, В. С. Оценка энергетической эффективности использования топливно-энергетических ресурсов в автономных многофункциональных энергетических комплексах / В. С. Кукис, А. А. Малозёмов, О. А. Алешков. // Известия международной академии аграрного образования. – № 7. – Т. 1. – СПб. : Изд-во СПбГАУ, 2008. – С. 126 – 129.
52. ГОСТ Р 55007-2012 Стационарные дизельные и газопоршневые электростанции с двигателями внутреннего сгорания. Энергоэффективность.
53. Фадеев, Д.Ю. Обеспечение стабильности характеристик форсированных двигателей / Д.Ю. Фадеев, Д.В. Шабалин // Вестник военной академии материально-технического обеспечения им. генерала армии А.В.Хрулева. – 2015. – № 2. – С. 44–48.

54. Салахов, Р.Р. Система управления адаптивной системой охлаждения двигателя внутреннего сгорания / Р.Р. Салахов, А.Х. Хайруллин, И.Р. Салахов // Труды МАИ. – 2012. – № 61. – С. 16–22.
55. Агапов, Д.С. Улучшение топливно-экономических и энергетических показателей дизеля оптимизацией температурного режима: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Агапов Дмитрий Станиславович. – СПб., 2004. – 156 с.
56. Эфрос, В.В. Влияние температуры охлаждающей жидкости на показатели трехцилиндрового тракторного дизеля / В.В. Эфрос, В.М. Лазарев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 5. – С. 18–19.
57. Новоселов, А.Л. Решение проблемы совершенствования экологических показателей поршневых двигателей внутреннего сгорания / А.Л. Новоселов, А.В. Унгефук, А.А. Мельберт // Вестник АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – 2000. – № 2. – С. 13–19.
58. Драганов, Б.Х. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / Б.Х. Драганов, М.Г. Круглов, В.С. Обухова – Киев: Вища школа, 1987. – 175 с.
59. Марков, В.А. Токсичность отработавших газов дизелей / В.А. Марков, Р.М. Баширов, И.И. Габитов – М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 376 с.
60. Стенин, В.А. Судовое главное энергетическое оборудование. Расчет судового дизеля / В.А. Стенин – Архангельск: САФУ им. М.В. Ломоносова, 2014. – 250 с.
61. Глушаков, В.С. Повышение эксплуатационных показателей дизелей энергонасыщенных универсально-пропашных тракторов путем оптимизации температурного режима : дис. ... д-ра. техн. наук : 05.04.02 / Глушаков Василий Сергеевич. – Минск: 1987. – 362 с.
62. Гаврилов, А.К. Системы жидкостного охлаждения автотракторных двигателей. Теория, конструкция, расчет и экспериментальные исследования / А.К. Гаврилов – М: Машиностроение, 1966. – 163 с.
63. Ливенцев, Ф.Л. Высокотемпературное охлаждение поршневых двигателей внутреннего сгорания / Ф.Л. Ливенцев – М: Машиностроение, 1964. – 204 с.
64. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик – М: Госэнергоиздат, 1960. – 234 с.

65. Петриченко, Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания / Р.М. Петриченко. – Л.: Машиностроение, 1975. – 224 с.
66. Петриченко, Р.М. Гидравлические характеристики систем охлаждения дизеля 6Ч12/14 / Р.М. Петриченко, В.К. Аверьянов, В.В. Кабыш // Энергомашиностроение. 1973. – № 12. – С. 22–24.
67. Ландау, Л.Д. Гидродинамика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц – М: Наука, 1988. – 736 с.
68. Durmagambetov, A.A. Navier-Stokes equations – millennium prize problems / A.A. Durmagambetov, L.S. Fazilova // Natural Science. Scientific Research and Academic Publisher: 2015. – № 2. – Vol. 7. – P. 88–99.
69. Флетчер, К. Вычислительные методы в динамике жидкостей, том 1 / К. Флетчер – М: Мир, 1991. – 504 с.
70. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский – М: Дрофа, 2003. – 840 с.
71. Laramee, R.S. Visual analysis and exploration of fluid flow in a cooling jacket / R.S. Laramee, C. Garth, H. Doleisch, J. Schneider, H. Hauser, H. Hagen // Visualization, IEEE, 2005. – P. 623–630.
72. Галышев, Ю.В. Исследование гидродинамики и теплообмена в полостях охлаждения высокофорсированного дизеля / Ю.В. Галышев, А.Б. Зайцев, Д.Г. Алексеев // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2015. – № 4 (231). – С. 36–46.
73. Falkovich, G. Fluid mechanics: a short course for physicists / G. Falkovich – Cambridge: Cambridge University Press, 2011. – 180 p.
74. Giannattasio, P. Applications of a High Resolution Shock Capturing Scheme to the Unsteady Flow Computation in Engine Ducts / P. Giannattasio. – Imech, 1991. – P. 430–455.
75. Lax, P.D. Weak Solutions of Nonlinear Hyperbolic Equations and Their Numerical Computation, Commun. / P.D. Lax // Pure and Applied Mathematics. – 1954. – № 7. – P. 159–193.

76. Жуков, А.И. Применение метода характеристик к численному решению одномерных задач газовой динамики / А.И. Жуков / Тр. МИАН СССР. – 1959. – Т. 58. – С. 3–150.
77. Годунов, С.К. Разностный метод численного расчета разрывных решений уравнений гидродинамики / С.К. Годунов // Матем. сб. – 1959. – № 47(89). – С. 271–30.
78. Белов, В.В. Теория графов / В.В. Белов, В.М. Воробьев, В.Е. Шаталов. – М: Высшая школа, 1976. – 390 с.
79. Benson, R. Unsteady flow in simple branched systems / R. Benson, D. Woollatt, W.A. Woods // Proc. Inst. Mech. Eng., 1963–1964. – vol. 178. – P. 104 – 112.
80. Гришин, Ю.А. Расчет разветвлений трубопроводов / Ю.А. Гришин // Известия высших учебных заведений. – 2012. – № 4. – С. 30–34.
81. Очков, В.Ф. Свойства воды и водяного пара: сетевые, открытые, интерактивные IT ресурсы / В.Ф. Очков, К.А. Орлов, А.А. Александров, А.В. Очков // Теплоэнергетика. – 2015. – № 5. – С. 71–80.
82. The international association for the properties of water and steam [электронный ресурс] (<http://www.iapws.org/>).
83. Теплотехнический справочник, т. 1 / Под ред. С.Г. Герасимова, Я.А. Кагана, П.Д. Лебедева, В.В. Лукницкого, А.Е. Шейндлина, – М: Госэнергоиздат, 1957. – 565 с.
84. Безюков, О.К. Совершенствование системы жидкостного охлаждения транспортных ДВС / О.К. Безюков, В.А. Жуков, Е.Н. Николенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – № 1. – С. 65–61.
85. Лебедев, О.Н. Двигатели внутреннего сгорания речных судов / О.Н. Лебедев, В.А. Сомов, С.А. Калашников. – М: Транспорт, 1990. – 328 с.
86. Stoecker, W.F. Design of Thermal Systems / W.F. Stoecker. – New York: McGraw-Hill, 1971. – 563 p.
87. Mitchell, T. Advanced thermal management for internal combustion engines / T. Mitchell // All Theses. Paper 179 – Clemson University, 2007. – 114 p.
88. Huangfu, Y. Development of an experimental prototype of an integrated thermal management controller for internal-combustion-engine-based cogeneration

systems / Y. Huangfu, J.Y. Wu, R.Z. Wang, Z.Z. Xia, S.Li // Applied Energy, vol. 84, issue 12. – Shanghai: Elsevier, 2007. – P. 1356–1373.

89. Krishna, T.S. Design and optimization of internal combustion engine based co-generation system using integrated thermal management controller / T.S. Krishna, R. Vamsi, K. Prasanna // SSRG International journal of mechanical engineering, 2017. – P. 175–179.

90. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М: Энергия, 1977. – 234 с.

91. Данилов, Ю. И. Теплообмен и гидродинамика в каналах сложной формы / Ю.И. Данилов, Б.В. Дзюбенко, Г.А. Дрейцер, Л.А. Ашмантас. – М: Машиностроение, 1986. – 200 с.

92. Барченко, Ф.Б. Расчет рабочего цикла дизеля с учетом локальных температур поверхностей камеры сгорания: дисс. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Барченко Филипп Борисович. – Москва: 2012. – 164 с.

93. Бузник, В.М. Обобщенное уравнение теплообмена естественной и вынужденной конвекцией при внешнем обтекании тел / В.М. Бузник // Изв. высших учеб. заведений. Энергетика. – 1960. – № 2. – С. 68–74.

94. Онищенко, Д.О. Исследование теплового состояния деталей дизеля в трехмерной постановке с применением экспериментальных граничных условий: дисс. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Онищенко Дмитрий Олегович. – Москва: 2002. – 137 с.

95. Розенблит, Г.Б. Теплопередача в дизелях / Г.Б. Розенблит. – М: Машиностроение, 1977. – 216 с.

96. Галышев, Ю.В. Задание граничных условий теплообмена в рабочих полостях головки цилиндра четырехтактного двигателя внутреннего сгорания / Ю.В. Галышев // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2014. – № 2 (195). – С. 58–64.

97. Чайнов, Н.Д. Расчет теплового и напряженно-деформированного состояния деталей ДВС на ЭВМ / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко. – М: Изд-во МВТУ, 1982. – 70 с.

98. Маластовский, Н.С. Методика определения локальных граничных условий со стороны охлаждения при расчете температурных полей крышек

цилиндров двигателей : дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Маластовский Николай Сергеевич. – Москва, 2011. – 156 с.

99. Стефановский, Б.С. Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей / Б.С. Стефановский. – М: Машиностроение, 1978. – 128 с.

100. Новенников, А.Л. Теоретические аспекты, методы и пути улучшения теплового состояния охлаждаемых деталей поршневых двигателей : дис. ... докт. техн. наук : 05.04.02 / Новенников Алексей Леонидович. – Ярославль, 1993. – 213 с.

101. Монин, А.С. Статистическая гидромеханика: теория турбулентности / А.С. Монин, А.М. Яглом. – М: Наука, 1992. – 695 с.

102. Wilcox, D.C. Turbulence Modeling for CFD / D.C. Wilcox. – Michiagn: DCW Industries, 1997. – 460 p.

103. Волков, К.Н. Моделирование крупных вихрей в расчетах турбулентных течений / К.Н. Волков, В.Н. Емельянов. – М: Физматлит, 2008. – 368 с.

104. Berselli, L.C. Mathematics of large eddy simulation of turbulent flows / L.C. Berselli, T. Iliescu, W.J. Layton. – Berlin: Springer, 2006. – 348 p.

105. Schmidt, D.P. Pressure-swirl atomization in the near field. / D.P. Schmidt, I. Nouar, P.K. Senecal, C.J. Rutland, J.K. Martin, R.D. Reitz. / SAE Technical Paper Series 1999-01-0496, 1999.

106. O'Rourke, P.J. The TAB method for numerical calculation of spray droplet breakup / P.J. O'Rourke, A.A. Amsden // SAE Technical Paper, № 872089, 1987. – P. 872–890.

107. Reitz, R.D. Modeling atomization processes in high-pressure vaporizing sprays / R.D. Reitz // Atomization and spray technology, vol. 3, 1987. – P. 309–337.

108. O'Rourke, P.J. Collective drop effects on vaporizing liquid sprays / P.J. O'Rourke / PhD thesis, Princeton University, Princeton, New Jersey, 1981. – 122 p.

109. Nordin, N. Complex chemistry modeling of diesel spray combustion / N. Nordin / PhD thesis, Chalmers University of Technology, 2001. – 158 p.

110. Gousbet, G. Eulerian and lagrangian approaches for predicting the behavior of discrete particles in turbulent flows / G. Gousbet, A. Berlemont // Progress in energy and combustion science, vol. 25, 1999. – P. 133–159.

111. Yuen, M.C. On drag of evaporating liquid droplets / M.C. Yuen, L.W. Cheng // *Combustion science and technology*, vol. 13, 1976. – P. 147–154.
112. Crowe, C. Multiphase flows with droplets and particles / C. Crowe, J.D. Schwarzkopf M. Sommerfeld, Y. Tsuji / CRC Press LLC, Boca Raton, 1998. – 471 p.
113. Bai, C. Development of methodology for spray impingement simulation / C. Bai, A. Gosman // SAE paper № 950283, 1995. – P. 320–348.
114. Malozemov, A.A. Development of software for calculation and optimization of diesel operating processes and fuel supply / A.A. Malozemov // *International Conference on Industrial Engineering 2015. Procedia Engineering* 129. Elsevier Ltd. 2015. – P. 724–730.
115. Лышевский, А.С. Системы питания дизелей / А.С. Лышевский – М: Машиностроение, 1981. – 216 с.
116. Разлейцев, Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н.Ф. Разлейцев – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.
117. Кулешов, А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС : дис. ... докт.. техн. наук: 05.04.02 / Кулешов Александр Сергеевич. – Москва, 2012. – 157 с.
118. Hiroyasu, H. Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions / H. Hiroyasu, T. Kadota, M. Arai // *Bull. JSME*, paper 214-12, vol. 26, № 214, 1983. – P. 576–583.
119. Hiroyasu, H. Models for combustion and formation of nitric oxide and soot in direct injection diesel engines / H. Hiroyasu, T. Kadota // *SAE Technical Paper* № 760129, 1976. – P. 450–472.
120. Зельдович, Я.Б. Окисление азота при горении / Я.Б. Зельдович, П.Я. Садовников, Д.А. Франк-Каменецкий – М: Изд-во АН СССР, 1947. – 148 с.
121. Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателей / И.И. Вибе – Свердловск: Машгиз, 1962. – 272 с.
122. Woschni, G. Eine methode zur vorausberechnung der änderung des brennverlaufs mittelschnellaufender dieselmotoren bei geänderten betriebsbedingungen / G. Woschni, F. Anisits // *MTZ* № 34, 1973. – P. 120–133.

123. Wolfer, H.H. Ignition lag in diesel engines / H.H. Wolfer – VDI-Forschungsheft, 1938. – P. 436–470.
124. Малозёмов, А.А. Математическое моделирование химической кинетики образования токсичных веществ в дизеле / А.А. Малозёмов // Научный вестник «Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин». – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2006. – Вып. 18. – С. 3–8.
125. Лушпа, А.И. Основы химической термодинамики и кинетики химических реакций / А.И. Лушпа. – М: Машиностроение, 1981. – 240 с.
126. Coda, Z. A Kinetic modeling study on the potential of staged combustion in gas turbines for the reduction of nitrogen oxide emissions from biomass IGCC plants / Z. Coda, P. Kilpinen, M. Hupa and et. // Energy & Fuels, № 14, 2000. – P. 751–761.
127. Curran, H.A. Comprehensive modeling study of n-heptane oxidation / H.A. Curran, P. Gaffuri, W. Pitz, C. Westbrook // Combustion and Flame, № 114, 1998. – P. 149–177.
128. Wang, H.A. Detailed kinetic modeling study of aromatics formation in laminar premixed acetylene and ethylene flames / H.A. Wang, M. Frenklach // Combustion and Flame. № 110, 1997. – P. 173–221.
129. Seiser, H. Extinction and autoignition of n-heptane in counterflow configuration / H. Seiser, H. Pitsch, K. Seshadri, W. Pitz, H. Curran // Proceedings of the Combustion Institute, vol. 28, 2000. – P. 2029–2037.
130. Golovichev, V. Revising «old» good models: detailed chemistry spray combustion modeling based on eddy dissipation concept / V. Golovichev // 5th International Conference «Internal Combustion Engines» September 23–27, 2001, Capri-Naples, Italy. – P. 136–141.
131. Golovichev, V. 3-D Diesel spray simulations using a new detailed chemistry turbulent combustion model / V. Golovichev, N. Nordin, R. Jarnicki, J. Chomiak // – Goteborg: Chalmers University of Technology, 1999. – P. 98–106.
132. Леонтьев, А.И. Выбор оптимального метода интенсификации теплообмена для повышения эффективности термоэлектрического генератора / А.И. Леонтьев, Д.О. Онищенко, Г.А. Арутюнян // Теплофизика и аэромеханика. – 2016. – Т. 23. – № 5. – С. 779–787.

133. Панкратов, С.А. Улучшение показателей среднеоборотного дизеля путем совершенствования рабочего процесса и использования перспективного метода утилизации теплоты отработавших газов / автореф. ... канд. техн. наук / Панкратов Сергей Александрович. – М : 2017. – 19 с.
134. Kolade, B. Coupled 1-D/3-D analysis of fuel injection and diesel engine combustion / B. Kolade, T. Morel, S. Kong // SAE Technical Paper 2004-01-0928, 2004. – P. 478–490.
135. Жаров, А.В. Исследование процессов в теплообменнике-утилизаторе теплоты отработанных газов дизельной когенерационной установки транспортного средства методами компьютерной гидрогазодинамики / А.В. Жаров, А.А. Павлов, В.С. Фавстов, Р.В. Горшков // Фундаментальные исследования – 2013. – № 10. – С. 3321–3327.
136. Incropera, F.P. Fundamentals of heat and mass transfer / F.P. Incropera, D.P. DeWitt. – New York: Wiley, 1990. – 660 p.
137. Serth, W. Process heat transfer principles, applications and rules of thumb / W. Serth, G. Lestina / - Oxford: Elsevier, 2014. – 616 p.
138. Вакина, В.В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов / В.В. Вакина, И.Д. Денисенко, А.А. Стоялов. – Киев: Вища школа, 1987. – 208 с.
139. Ефимов, С.И. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М: Машиностроение, 1985. – 456 с.
140. Насыров, Р.А. Расчеты масляных систем / Р.А Насыров. – М: Энергомашиностроение, № 2, 1970. – С. 14–17.
141. Меренков, А.П. Математические модели и методы для анализа и оптимального проектирования трубопроводных систем: автореф. ... докт. физ.-мат. наук / Меренков Анатолий Петрович. – Новосибирск: 1974. – 37 с.
142. Walter, C. Ol und Kohle / C. Walter. – Stuttgart: 1933. – 71 p.
143. Фукс, Г.И. Вязкость и пластичность нефтепродуктов / Г.И. Фукс. – М: Институт компьютерных исследований, 2003. – 328 с.
144. Sorab, J. Viscosity prediction for multigrade oils / J. Sorab, H.A. Holdeman, G.K. Chui. SAE Paper 932833, 1993. – P. 241–252.

145. Zweiri, Y.H. Instantaneous friction components model for transient engine operation / Y.H. Zweiri, J.F. Whidborne, L.D. Seneviratne // *Journal of Automobile Engineering*, vol. 214. – London: – 2000. – P. 809–824.
146. Chen, S.K. Development of single cylinder compression ignition research engine / S.K. Chen, P.F. Flynn // *SAE Paper 650733*, 1965. – P. 750–770.
147. Taylor, C.M. *Engine tribology* / C.M. Taylor, – Amsterdam: Elsevier, 1993, 311 p.
148. Tang, D.L. A dynamic engine starting model for computer-aided control system design / D.L. Tang, M.C., M.F. Sutan // *Proc. ASME Winter Annu. Conf., Advanced Automotive Technologies*, vol. 13, 1989. – P. 203–222.
149. Нечаев, Л.В. Влияние теплового режима дизеля на механические потери / Л.В. Нечаев, И.Ф. Ефремов, Л.В. Пономаренко, Д.Д. Матиевский // *Тр. Алтайского политехн. ин-та* – 1972. – Вып. 4. – С. 24–32.
150. Merker, G. *Simulating combustion. Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development.* / G. Merker, C. Schwarz, G. Stiesch, F. Otto. – Berlin: Springer-Verlag, 2006. – 401 p.
151. Rezek, S.F. A new approach to evaluate instantaneous friction and its components in internal combustion engines. / S.F. Rezek, N.A. Henien // *SAE Paper 840179*, 1984. – P. 159–163.
152. Shayler, J. Contributions to engine friction during cold, low-speed running and the dependence on oil viscosity / J. Shayler, D. Leong, M. Murphy // *SAE Paper 2005-01-1654*, 2005. – P. 145–159.
153. Patton, K.J. Development and evaluation of a friction model for spark-ignition engines / K.J. Patton, R.G. Nitschke, J.B. Heywood // *SAE Paper 890836*, 1989. – P. 1441–1461.
154. Heywood, J.B. *Internal combustion engine fundamentals* / J.B. Heywood – New York: McGraw-Hill, 1988. – 589 p.
155. Sandoval, D. An improved friction model for spark-ignition / D. Sandoval, J.B. Heywood // *SAE technical paper 2003-01-0725*, 2003. – P. 1041–1052.
156. Путинцев, С.В. Снижение механических потерь в автотракторных двигателях внутреннего сгорания: дисс. ... докт. техн. наук : 05.04.02 / Путинцев Сергей Викторович. – Москва: 1997. – 391 с.

157. Путинцев, С.В. Моделирование и расчет затрат мощности на преодоление трения в подшипниках коленчатого вала поршневого двигателя / С.В. Путинцев, С.А. Аникин, Сун Лисинь // Известия вузов. Машиностроение. – 2004. – № 3. – С. 23–31.
158. Путинцев, С.В. Программа PISTON-DHT для расчета параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня ДВС / С.В. Путинцев, С.А. Аникин, О.В. Иванов // Двигатель-2007: Сб. научн. трудов Междунар. конф. – М: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 235–241.
159. Боуден, Ф.П. Трение и смазка твердых тел / Ф.П. Боуден, Д. Тейбор. – М: Машиностроение, 1968. – 503 с.
160. Прокопьев, В.Н. К расчету подшипников скольжения поршневых машин / В.Н. Прокопьев // Вестник машиностроения. – 1974. – № 3. – С. 20–23.
161. Прокопьев, В.Н. Пакет прикладных программ «Орбита-поршень». Версия 1.0 / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная и др. // Зарег. в реестре программ для ЭВМ в РосАПО № 950326 от 19.09.1995.
162. AVL GmbH [электронный ресурс] (<https://www.avl.com/web/guest/excite/>).
163. Ricardo plc [электронный ресурс] (<https://software.ricardo.com/>).
164. Gamma Technologies inc [электронный ресурс] (<https://www.gtisoft.com/>).
165. Siemens PLM Software [Электронный ресурс] (<https://www.plm.automation.siemens.com/ru/products/lms/Imagine-Lab/Amesim/>).
166. Sorrentino, M. Application of Willans line method for internal combustion engines scalability towards the design and optimization of eco-innovation solutions / M. Sorrentino, F. Mauramati, I. Arsie, A. Cricchio // SAE Technical Paper 2015-24-2397, 2015. – P. 125–147.
167. Агапов, Д.С. Структурная и параметрическая оптимизация систем промышленного теплотехнического и технологического оборудования: дис. ... докт. техн. наук: 05.14.04 / Агапов Дмитрий Станиславович. – Санкт-Петербург : 2017. – 340 с.
168. Агапов, Д.С. Эксергетический анализ систем энергетических установок. / Д. С. Агапов // Сборник научных трудов научно-технической конференции

по теме: «Улучшение эксплуатационных показателей автомобилей, тракторов и двигателей». – СПб.: Изд-во СПбГАУ. – 2010. – С. 226 – 230.

169. Агапов, Д.С. Улучшение топливно-экономических и энергетических показателей дизеля оптимизацией температурного режима: дисс. канд. техн. наук 05.04.02 / Агапов Дмитрий Станиславович. – Санкт-Петербург : 2004. – 156 с.

170. Бродянский, В.М. Эксергетический метод и его приложения / В.М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М : Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.

171. Медведев, В.В. Применение имитационного моделирования для обеспечения надежности и безопасности судовых энергетических установок: монография / В.В. Медведев. – СПб.: Страта, 2013. – 352 с.

172. Ерышев, В.С. Имитационное моделирование динамики элементов и систем судового энергетического оборудования: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.08.05 / Ерышев Владимир Сергеевич. – Санкт-Петербург : 1988. – 19 с.

173. Хоанг, Д.Т. Повышение эффективности имитационного моделирования нагрузок судовых электростанций: автореф. дис....к-та техн. наук: 05.09.03 / Хоанг Дык Туан. – Санкт-Петербург : 2010. – 16 с.

174. Хватов, О.С. Имитационная модель единой судовой электростанции на базе системы «двигатель внутреннего сгорания – генератор» переменной скорости вращения / О.С. Хватов, И.С. Самоявчев, А.Б. Дарьенков // Вестник ВГАВТ – 2012. – № 33. – С. 213–219.

175. Skolnik, P. Cogeneration units simulation models library / P. Skolnik, L. Hubka, O. Modrlak, T. Nahlovsky // International conference on process control, 2013. – P. 252–256.

176. Hendricks, E. A generic mean value engine model for spark ignition engines / E. Hendricks // Proceedings of 41st Simulation Conference. – Lyngby: Technical University of Denmark, 2000. – P. 780–790.

177. Wu, H. Mean value engine modeling for a diesel engine with GT-Power 1D detail model / H. Wu, X. Wang, R. Winsor, K. Baumgard // SAE Paper 2011-01-1294, 2011. – P. 1120–1139.

178. Sencic, T. Influence of low-speed marine diesel engine settings on waste heat availability / T. Sencic, N. Racic, B. Frankovic // Brodogradnja, № 63 (4), 2012. – P. 329–335.

179. Abusoglu, A. First and second law analysis of diesel engine powered co-generation systems / A. Abusoglu, M. Kanoglu // *Energy conversion and management*, № 49, 2008. – P. 2026–2031.
180. Chow, A. Thermodynamic modeling of complete engine systems – a review: PhD Thesis / A. Chow. MSAE School of manufacturing and mechanical engineering, University of Birmingham, 1998. – 120 p.
181. Razak, A.A. Library structure of dynamic simulation for combined heat and power plant in Modelica language / A.A. Razak // *Applied Mechanics and Materials*, vol. 110, 2012. – P. 4925–4931.
182. Deneux, O. Optimization of design and operation of a combined heat and power plant, by use of a 1D-physical model / O. Deneux, B. Pechin, M. Fouquet // *ASME 2013 Power Conference POWER2013 – Boston: ASME*. – P. 150–157.
183. Project 06020 Eurosyslib. European leadership in system modeling and simulation through advanced Modelica libraries [электронный ресурс] (<https://itea3.org/project/eurosyslib.html>).
184. Малиованов, М.В. Разработка математической модели двигатель-генераторной установки на базе дизеля ТМЗ-450Д / М.В. Малиованов, А.А. Плешанов, Р.Н. Хмелев и др.// *Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал*. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2006. – № 1. – С. 51–56.
185. Хмелёв, Р.Н. Разработка теоретических основ определения параметров поршневых двигателей как единой динамической системы для повышения эффективности их функционирования: дисс. ... докт. техн. наук : 05.04.02 / Хмелёв Роман Николаевич. – Тула: 2011. – 234 с.
186. Темнов, Э.С. Разработка теоретических основ расчета и конструирования малоразмерных двигатель-генераторных установок как единой динамической системы. дисс. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Темнов Эдуард Сергеевич. – Тула: 2005. – 134 с.
187. Хмелёв, Р.Н. Исследование влияния газодинамических процессов на функционирование ДВС. дисс. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Хмелев Роман Николаевич. – Тула: 2002. – 144 с.
188. Гогричани, Г.В. Переходные процессы в пневматических системах / Г.В. Гогричани, А.В. Шипилин. – М: Машиностроение, 1986. – 160 с.

189. Малиованов, М.В. Применение графов связей при разработке математического описания поршневых ДВС / М.В. Малиованов, Р.Н. Хмелев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки, 2010. – С. 222–229.
190. Margolis, D. Modeling of two-stroke internal combustion engine dynamics using the bond graph technique / D. Margolis // SAE Technical Paper № 750860, 1975. – P. 400–420.
191. Rideout, D.G. Systematic assessment of rigid internal combustion engine dynamic coupling / D.G. Rideout, J.L. Stein, L.S. Louca // Journal of engineering for gas turbines and power, vol. 130, 2008. – P. 100–112.
192. Еникеев, Р.Д. Программный пакет ALLBEA: Задачи интеграции с информационной средой проектирования ДВС / Р.Д. Еникеев, А.А. Черноусов // Двигателестроение. – 2013. – № 2 (252). – С. 37–40.
193. MathWorks Inc [электронный ресурс] (<https://matlab.ru/products/simscape>).
194. Tiller, M. Modelica by example: MSL – Modelica standard library [электронный ресурс] (<http://book.xogeny.com/components/packages/msl/>).
195. Бондарь, В.Н. Математическая модель и программное обеспечение для имитационного моделирования дизеля на режимах предпусковой подготовки и пуска / В.Н. Бондарь, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис // Научноград. Наука, производство, общество. – 2017. – № 2 (12). – С. 54–62.
196. Еникеев, Р.Д. Проектирование и реализация пакета программ для анализа и синтеза сложных технических объектов / Р. Д. Еникеев, А. А. Черноусов // Вестник УГАТУ. – 2012. – Т. 16. – № 5 (50). – С. 60–68.
197. Jonsson, P. Physical modeling of a heavy-duty engine for test-cycle simulations in Modelica / P. Jonsson // MSc Thesis. Department of Automatic Control Lund University. – 2018. – 49 p.
198. Silva, A.J. An empirical study of SysML in the modeling of embedded systems / A.J. Silva, M. Vinicius, L. Rafael, P. Romulo S. Oliveira // IEEEExplore, 2006: [электронный ресурс]: <https://ieeexplore.ieee.org/document/4274632?arnumber=4274632>.

199. Клиначёв, Н.В. Введение в технологию мультидоменного физическо-го моделирования с применением ненаправленных графов [Электронный ресурс] (http://www.vissim.nm.ru/lectures/sml_03.htm).
200. Гимазетдинов, Р.Р. Имитационное моделирование когенерационных энергетических установок с поршневым ДВС в качестве первичного двигателя / Р.Р. Гимазетдинов // Вестник Сибирского отделения Академии Военных Наук. – 2018. – № 46. – С. 105–112.
201. ANSI/ EIA 632 Standard: Processes for engineering a system.
202. ISO 15288 Standard: Systems and software engineering – System life cycle processes.
203. Szyperski, C. Component software – beyond object-oriented programming. -Harlow: Addison-Wesley, 1999. – 411 p.
204. Тарасик, В.П. Математическое моделирование технических систем / В.П. Тарасик. – Минск: ДизайнПРО, 1997. – 640 с.
205. Воронин, А.В. Моделирование мехатронных систем / А.В. Воронин. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – 137 с.
206. Корячко, В.П. Теоретические основы САПР / В.П. Корячко, В.М. Курейчик, И.П. Норенков. – М: Энергоатомиздат, 1987. – 400 с.
207. Кэрноп, Д. Применение теории графов связей в технике / Д. Кэрноп, Р. Розенберг. – М: Мир, 1973. – 94 с.
208. Borutzky, W. Bond graph methodology. Development and Analysis of Multidisciplinary Dynamic System Models / W. Borutzky. – London: Springer-Verlag, 2010. – 662 p.
209. Чарахчян, А.А. Об алгоритмах расчёта распада разрыва для схемы С.К. Годунова / А.А. Чархачьян // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 2000. – Т. 4. – № 5. – С. 782–796.
210. Toro, E.F. Riemann Solvers and Numerical Methods for Fluid Dynamics / E.F. Toro. – London: Springer-Verlag. – 2009. – 724 p.
211. Wolfer, H.H. Ignition lag in diesel engines / H.H. Wolfer – VDI-Forschungsheft, 1938. – P. 621–636.
212. Eriksson, L. Modeling and control of engines and drivelines / L. Eriksson, L. Nielsen – Chichester: Wiley, 2014. – 589 p.

213. Лившиц, Л.Д. Сжимаемость // Физическая энциклопедия / Л.Д. Лившиц. – М: Большая Российская энциклопедия, 1994. – Т. 4. – 704 с.
214. Кватарадзе, Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. / Р.З. Кватарадзе. – М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 520 с.
215. Holman, J.P. Heat transfer, 8th edition / J.P. Holman, McGraw-Hill, 1997. – 720 p.
216. Fischer, R. Elektrische maschinen, 10th edition / R. Fischer, Hanser-Verlag, 1999. – 378 p.
217. Володин, А.И. Моделирование на ЭВМ работы тепловозных дизелей / А.И. Володин. – М: Транспорт, 1985. – 216 с.
218. Zapf, H. Beitrag zur untersuchung des wärmeübergangs während des ladungswechsels im viertakt-dieselmotor / H. Zapf, MTZ. 1969. № 12. – P. 461–465.
219. Биргер, И.А. Авиационные поршневые двигатели. Кинематика, динамика и расчет на прочность. Пособие для инженеров / И.А. Биргер, Н.И. Дружинин, В.К. Житомирский // – М: Оборонгиз, 1950. – 871 с.
220. Черных, И.В. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB, SimPowerSystems и Simulink / И.В. Черных – М.: ДМК Пресс, 2008. – 288 с.
221. Герман-Галкина, С.Г. Электрические машины. Лабораторные работы на ПК / С.Г. Герман-Галкина, Г.А. Кардонов. – СПб.: КОРОНАпринт, 2003. – 256 с.
222. Serth, W. Process heat transfer principles, applications and rules of thumb / W. Serth, G. Lestina / – Oxford: Elsevier, 2014. – 616 p.
223. Дьяконов, В.П. MATLAB. Полный самоучитель. – М: ДМК Пресс, 2012. – 768 с.
224. Controllab Products [электронный ресурс] (<http://www.20sim.com/>).
225. Siemens PLM Software [электронный ресурс] (<https://www.plm.automation.siemens.com/ru/products/lms/imagine-lab/amesim/platform/index.shtml>).
226. Hughes, J. Why functional programming matters / J. Hughes // Research topics in functional programming. – Boston: Addison Wesle, 1990. – P. 17–42.
227. ГОСТ 1978-90 Обеспечение систем обработки информации программное. Термины и определения.

228. Modelica Association [электронный ресурс] (<https://www.modelica.org/>).
229. Fritzson, P. Principles of object-oriented modeling and simulation with Modelica 3.3: A cyber-physical approach / P. Fritzson, – New-York: Wiley, 2014. – 1252 p.
230. OpenModelica [электронный ресурс] (<https://openmodelica.org/>).
231. Petzold, L.R. A description of DASSL: A differential/algebraic system solver / L.R. Petzold // Scientific Computing, 1983. – P. 65–68.
232. Колесов, Ю.Б. Моделирование систем. Практикум по компьютерному моделированию / Ю.Б. Колесов, Ю.Б. Сениченков. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007. – 352 с.
233. Программа для имитационного моделирования когенерационной энергетической установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания (цифровой двойник). Свидетельство о государственной регистрации № 2019610874 от 18.01.2019. Правообладатель – Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)». № 2018665566; заявл. 29.12.2018; опублик. 18.01.2019, бюл. № 1. – 1 с. Авторы: Р.Р. Гимазетдинов, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис, Г.А. Малозёмов.
234. ООО «Винета» [электронный ресурс] (<http://www.vineta.ru/>).
235. СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование.
236. ГОСТ 18509-88 Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний.
237. Лазарев, Е.А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей / Е.А. Лазарев. – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – 260 с.
238. Бондарь, В. Н. Совершенствование энергоустановок с поршневыми ДВС / В. Н. Бондарь, А. А. Малозёмов. – Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2007. – 199 с.
239. Гимазетдинов, Р.Р. Цифровой двойник когенерационной энергоустановки с поршневым двигателем / Р.Р. Гимазетдинов // International Independent Scientific Journal. – Krakov, 2019. – Vol.1. – № 5. – С. 52–55.

240. Modelica Libraries [электронный ресурс] (<https://www.modelica.org/libraries>).
241. Бондарь, В.Н. Математическая модель и программное обеспечение для имитационного моделирования дизеля на режимах предпусковой подготовки и пуска / В.Н. Бондарь, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис // Научноград. Наука, производство, общество. – 2017. – № 2 (12). – С. 54–62.
242. OpenModelica Connection Editor (OMEdit) [электронный ресурс] (<https://openmodelica.org/?id=78:omconnectioneditoromedit&catid=10:main-category>).
243. Малозёмов, А.А. Мини-ТЭЦ на базе электростанции ДГУ-100С / А.А. Малозёмов, М.А. Казанцев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – М: Машиностроение. – 2001. – № 9. – С. 17–18.
244. Малозёмов, А.А. Разработка математической модели и программного обеспечения для имитационного моделирования поршневых ДВС / А.А. Малозёмов, В.С. Кукис, Р.Р. Гимазетдинов // Двигателестроение. – 2018. – № 3. – С. 3–9.
245. Гмурман, В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика / В.Е. Гмурман. – М: Высшая школа, 2003. – 479 с.
246. ГОСТ 19.301-79 ЕСПД. Программа и методика испытаний.
247. Когенерационная энергетическая установка. Патент на полезную модель 183358 Российская Федерация, МПК7 F02G 5/04. Патентообладатель – Кукис Владимир Самойлович. – № 2018112208; заявл. 04.04.2018; опубл. 19.09.2018. Бюл. № 26. – 4 с. Авторы: А.А. Малозёмов, Р.Р. Гимазетдинов, В.С. Кукис, А.В. Наумов, А.Г. Савиновских, Д.А. Новикова.
248. Гимазетдинов, Р.Р. Дизель-генераторная установка с утилизацией сбросовой теплоты поршневого ДВС / Р.Р. Гимазетдинов, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис // Тракторы и сельхозмашины. 2018. – № 2. – С. 3–7.
249. Гимазетдинов, Р.Р. Разработка когенерационной установки на базе электростанции ДГУ-100С / Р.Р. Гимазетдинов, А.А. Малозёмов, В.С. Кукис, А.Н. Кондрашев // Известия Оренбургского государственного университета. – 2018. – № 2 (70). – С. 144–146.
250. Малозёмов А.А. Снижение механической и тепловой напряженности первичного конвертированного тракторного дизеля в составе многофункционального

энерготехнологического комплекса /А.А. Малозёмов, В.С. Кукис, Р.Р. Гимазетдинов, А.В. Наумов // Вестник УГАТУ. – 2018. – Т. 22. – № 2 (80). – С. 25–33.

251. ЗАО «Алтайский машиностроительный завод Газэнергомаш» [электронный ресурс] (<http://www.gazenergomash.su/>).

252. ОДО «Первомайскдизельмаш» [электронный ресурс] <http://dieselmash.com.ua/produktsiya/dvigatel-generatory/kogeneratsionnye-ustanovki.html>

253. РД 34.09.155-93 Методические указания по составлению и содержанию энергетических характеристик оборудования тепловых электростанций. – М: СПО ОРГРЭС, 1993.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Акты внедрения результатов диссертационного исследования

УТВЕРЖДАЮ
И.О. Технического директора
ООО «ЧТЗ-Уралтрак»


Иванов В.Е.
«11» сентября 2019 г.



Акт № _____

внедрения программы для ЭВМ
в ООО «ЧТЗ-Уралтрак» от «11» сентября 2019 г.

Настоящий Акт составлен в том, что нижеуказанная программа для ЭВМ:

Программа для имитационного моделирования когенерационной энергетической установки с поршневым двигателем внутреннего сгорания (цифровой двойник)

Автор(ы):

Гимазетдинов Руслан Раифович, Малозёмов Андрей Адиевич, Кукис Владимир Самойлович, Малозёмов Георгий Андреевич

Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019610874 от 18.01.2019

Заявка 2018665566 от 29.12.2018

Патентообладатель(ли)/правообладатель (и):


Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет) (ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ») (НИУ))

внедрено(а) с 01.04.2019 в ГСКБД «Трансдизель»

при выполнении:

научно-исследовательских работ по созданию когенерационных установок на базе дизелей 4Т371 и 6Т370

Начальник КТЦ по двигателестроению
– главный конструктор по двигателям


Старунский М.А.

«11» сентября 2019 г.

УТВЕРЖДАЮ
 проректор по научной работе
 ФГАОУ ВО ЮУрГУ (НИУ)
 доктор технических наук, профессор


 « » 2019 г.
 Южно-Уральский
 государственный
 университет
 (ОКР)
 ОГРН 5027568

МП

АКТ

использования результатов диссертационного исследования

Настоящим подтверждается, что результаты диссертационной работы Гимазетдинова Руслана Раифовича «Разработка методов имитационного моделирования когенерационных энергетических установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания на основе компонентного подхода», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.04.02 – «Тепловые двигатели», были использованы при выполнении научно-исследовательских работ:

- «Проведение исследований для решения задач в части разработки базовых образцов модельного ряда высокооборотных V-образных дизельных двигателей специального назначения в мощностном диапазоне от 750 до 1500 кВт перспективных образцов автомобильной техники и гусеничных машин средней и тяжелой категорий по массе, специальных колесных машин и транспортно-технологических средств» - Хоз. договор № 2014392/15-834 от 15.09.2014 с ООО «ЧТЗ-Уралтрак»;

- «Исследование и разработка технических решений по созданию энергоэффективных форсированных дизелей специального назначения для наземных транспортных машин» - Соглашение с Министерством образования и науки Российской Федерации о предоставлении субсидии от 16.09.2014 № 14.577.21.0102. ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технического комплекса России на 2014-2020 годы».

Применение разработанных автором методов и программных продуктов позволило существенно снизить затраты времени и средств на проведение работ за счёт частичной замены натуральных экспериментов расчетными.

Кроме того, результаты диссертационного исследования используются при выполнении инициативных работ по созданию технологии «цифровых двойников» поршневых двигателей внутреннего сгорания и энергоустановок на их базе.




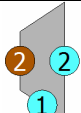




Заведующий кафедрой Колесных и гусеничных машин,
 Директор НОЦ «Энерго- и ресурсоэффективные
 технологии в дизелестроении для бронетанковой
 техники и инженерных машин»,
 кандидат технических наук


 В.Н. Бондарь
 «11» октября 2019 г.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Условные обозначения элементов графических схем имитационных моделей

Таблица – Условные обозначения элементов графических схем имитационных моделей КГУ, ПДВС и компонентов

Элемент	Домен	Описание	Имитируемый объект
	G	Граничные условия	Атмосферные условия
	G, T	Объём	Воздухоочиститель и впускной коллектор
	G, T	Труба	Элементы газовойоздушного тракта
	G, M	Компрессор	
	G, M	Турбина	
	G, I _M	Управляемый клапан	Впускные и выпускные клапана в головке цилиндра
	G, T, M	Цилиндр	
	G	Разветвление	
	T	Граничные условия	Радиатор
	T	Конвективный теплообмен	
	L, T	Объём	
	L	Граничные условия	Тепловая нагрузка

Элемент	Домен	Описание	Имитируемый объект
	L, T	Труба	Элементы систем охлаждения, смазки, СУТД
	L	Насос	Насосы в системах охлаждения и смазки
	L	Термостат	
	L	Разветвление	
	G, L, T	ТО типа «газ – жидкость»	ТО СУТД в системе отвода ОГ, ОНВ
	L, T	ТО типа «жидкость – жидкость»	ТО СУТД в системе охлаждения и жидкостно-масляный ТО в системах охлаждения и смазки
	L, T	ТО типа «2 х жидкость – жидкость»	Комбинированный ТО СУТД в системе охлаждения и смазки
	M	Инерция вращения	Ротор ТКР, маховик
	M	Кривошип	
	M	Редуктор	
	Е, М	Синхронный генератор	
	Е	Резистор	Электрическая нагрузка
	M, L, T	Блок ПДВС	

Примечания:

- 1) Домены: G – газовая динамика; L – гидродинамика; T – термодинамика; M – механика; E – электричество.
- 2) Информационные связи: I_M – механическая связь.