

На правах рукописи



Рафальская Татьяна Анатольевна

**РАЗРАБОТКА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ
МОДЕЛИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ПЕРЕМЕННЫХ
РЕЖИМОВ РАБОТЫ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

Специальность 2.4.6 – Теоретическая и прикладная теплотехника

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Красноярск – 2023

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)»

Научный консультант – доктор физико-математических наук, профессор
Рудяк Валерий Яковлевич

Официальные оппоненты:

Стенников Валерий Алексеевич, доктор технических наук, академик РАН, профессор, Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева Сибирского отделения Российской академии наук, отдел трубопроводных систем энергетики, заведующий отделом

Лебедев Виталий Матвеевич, доктор технических наук, профессор, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Омский государственный университет путей сообщения», кафедра теплоэнергетики, профессор

Ротов Павел Валерьевич, доктор технических наук, доцент, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Ульяновский государственный технический университет», кафедра теплогазоснабжения и вентиляции, профессор

Ведущая организация – Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет»

Защита диссертации состоится 24 мая 2023 г. в 14:00 на заседании диссертационного совета 24.2.404.12, созданного на базе Сибирского федерального университета, по адресу: 660074, г. Красноярск, ул. Академика Киренского, 26, корпус №14, ауд. 21-02.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет» <http://www.sfu-kras.ru>.

Автореферат разослан « ____ » _____ 2023 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета

Сизганова Евгения Юрьевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы и степень ее разработанности. Большая часть тепловой энергии вырабатывается в нашей стране в системах централизованного теплоснабжения. Основным достоинством теплофикации является совместная выработка тепловой и электрической энергии, что позволяет организовать рациональное энергоснабжение страны. Энергосбережение является одной из ключевых проблем современной экономической реформы России в области теплоснабжения. Однако в настоящее время при комбинированном способе выработки тепловой и электрической энергии фиксируется неэффективное использование тепловой мощности. В частности, имеет место завышенная температура обратной воды в теплосети, невозможность в ряде случаев поддерживать необходимые высокотемпературные графики центрального регулирования и т.п. В результате приходится использовать графики со срезкой, возникает необходимость в переходе на низкотемпературное теплоснабжение, в использовании других способов регулирования: количественного, качественно-количественного.

Для выяснения возможности систем теплоснабжения обеспечить требуемые параметры теплопотребляющих систем в этих условиях необходима разработка способов регулирования их работы в различных *переменных режимах* – т.е. в режимах, в которых для обеспечения требуемой тепловой мощности меняются температуры и расходы теплоносителей.

Режимы работы закрытых систем теплоснабжения в значительной степени определяются схемой присоединения теплообменников в тепловых пунктах. Принципиальная сложность моделирования теплообменных аппаратов определяется неполнотой исходных данных в переменных режимах работы.

Теоретические основы методов расчёта переменных режимов работы теплообменных аппаратов были заложены Соколовым Е.Я., Зингером Н.М., Шубиным Е.П., Громовым Н.К., Иониным А.А., Сафоновым А.П., Чистяковым Н.Н. и позднее развивались Ливчаком В.И., Шараповым В.И., Ротовым П.В., Хавановым П.А., Стенниковым В.А., Липовкой Ю.Л. и др.

Чтобы сократить степень неопределённости, расчёт теплообменных аппаратов выполняется с использованием некоторых постоянных безразмерных комплексов, независимо от режима работы аппарата. Это так называемый параметр теплообменника Φ_0 , предложенный Е.Я. Соколовым (1958 г.) и Е.П. Шубиным (1962 г.) и число единиц переноса теплоты NTU.

Основным достоинством теории Е.Я. Соколова является возможность рассчитывать переменные режимы работы теплообменных аппаратов введением параметра Φ_0 . На теории Е.Я. Соколова построены практически все расчётные методы, применяемые в настоящее время, как в нашей стране, так и в ряде зарубежных стран. За рубежом также используются числа NTU. Среди авторов этого научного направления следует отметить Н.А. Navarro, С.С. Ren, М. Fernández-Torrijos и мн. др. Указанные теории позволили создать в нашей стране крупнейшую в мире систему теплофикации. На методе NTU основаны расчёты теплообменников, выполняемые в современных программных комплексах численного моделирования.

Следует отметить, однако, что в отечественных системах теплоснабжения применялось центральное качественное регулирование нагрузки теплоснабжения путём изменения температуры теплоносителя при постоянстве его расхода. Этот метод остаётся основным и на сегодняшний день. Центральное количественное и качественно-количественное регулирование тепловой нагрузки практически не получило распространения в отечественных системах теплоснабжения и методики расчёта этих способов регулирования, созданные ещё в 50-60-х годах XX в. Е.Я. Соколовым, В.К. Дюскиным не уточнялись. Поэтому достаточно хорошо зарекомендовавшие себя методы расчёта были отработаны только для высокотемпературных графиков при качественном способе центрального регулирования и не проверялись для других способов регулирования.

Современные методы регулирования систем теплоснабжения рассматривались многими авторами: Гершковичем В.Ф., Пятиным А.А., Суворовым Д.М., Панферовым В.И., Шараповым В.И., Ротовым П.В. и др., а также Xiaofang Shan, Pieper H., Ommen T.S., Jinming Yang и др. Однако во всех современных методах расчёта качественно-количественного регулирования основной нагрузкой является отопление, при этом не проводится расчёт переменных режимов совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения. В то же время нагрузка горячего водоснабжения в общей доле тепловой мощности системы теплоснабжения выросла от $15 \div 20\%$ от отопительной нагрузки в середине XX в. до $40 \div 80\%$. Естественно, это приводит к снижению эффективности систем теплоснабжения.

Все ещё практически отсутствуют методы расчёта режимов работы связанных теплообменников, когда тепловые потоки перераспределяются между теплообменниками в зависимости от режима их работы. Нет и комплексных методов расчета, учитывающих совместную работу системы теплоснабжения и тепловую аккумуляцию помещений.

Зависимость параметров систем теплоснабжения от температурного графика регулирования отпуска тепловой энергии изучалась в работах Владимиров Я.А., Китаева Д.Н., Новицкого Н.Н., Панферова В.И., Седнина В.А. и др. Однако и здесь не учитывалось влияние нагрузки горячего водоснабжения на температуру обратной воды в теплосети. Интересным представляется подход к моделированию теплогидравлических режимов тепловых пунктов, основанный на концепции объектно-ориентированного моделирования методами теории гидравлических цепей, предложенный Новицким Н.Н., Шалагиновой З.И., Михайловским Е.А. Однако авторы рассчитывают одноступенчатую схему теплообменника в тепловом пункте, т.е. также не учитывают связанную подачу тепла в системы отопления и горячего водоснабжения.

Кроме того, при связанной подаче теплоты следует учитывать, что наружные стены являются тепловыми аккумуляторами, позволяющими уменьшить влияние работы теплообменников системы горячего водоснабжения на систему отопления, увеличить время работы системы отопления в аварийном режиме работы. За рубежом централизованное теплоснабжение часто осуществляется от районных котельных, подающих воду только на отопление. Поэтому в работах зарубежных авторов Andrskevicius R, Bielinskis F., Keller B., Levin Sh., Rita Yi и др. не учитывается влияние системы горячего водоснабжения на систему отопления. В работах российских ученых Перехоженцева А.Г.,

Макарова А.Н., Горшкова А.С., Рымарова А.Г., Берегового А.М. и др. рассмотрены вопросы теплоустойчивости ограждений и нарушения теплового режима помещений, в том числе при срезках температурного графика, но также не учитывается влияние нагрузки горячего водоснабжения. При аварийном отключении теплоснабжения в работах Малявиной Е.Г., Цыганкова А.В., Самарина О.Д. и др. приводятся методики расчета остывания помещений в зависимости от теплоустойчивости зданий. При связанной подаче теплоты необходимо учитывать не только климатические факторы, но также переменные теплопоступления от тепловой сети, вызванные работой системы горячего водоснабжения, поскольку при низких наружных температурах теплопотери помещений могут не компенсироваться системой отопления, что может привести к переувлажнению материалов конструкций. Изменение теплопроводности увлажнённых материалов исследовалось в работах Мальцева А.В., Берегового А.М., Васильченко М.С. др. Особенный интерес представляют работы Корниенко С.В., Бодрова В.И., Кучеренко М.Н., где перенос массы влаги рассматривается на основе теории термодинамического потенциала влажности. Теория потенциала влажности была разработана Богословским В.Н., но единого метода расчета влагонакоплений разработано не было. Теория потенциала влажности позволяет проводить расчёты влажностного режима многослойных конструкций при любых нестационарных воздействиях на наружные ограждения. Поэтому именно теория потенциала влажности была принята для построения модели внутреннего режима помещений при переменных режимах работы системы теплоснабжения.

Трудоёмкость и длительность выполнения расчётов не позволяют на стадии проектирования спрогнозировать режимы работы системы теплоснабжения, затрудняют оперативное управление при изменении эксплуатационных режимов. Это требует разработки программного обеспечения. Одновременно с практической точки зрения необходимо иметь достаточно простые инженерные средства расчёта систем теплоснабжения.

Таким образом, разработка методов расчёта переменных режимов работы систем теплоснабжения с целью изучения возможности применения новых способов регулирования и выработки рекомендаций для более эффективной работы актуальна и имеет важное научное, практическое и социальное значение. Эти методы должны быть применимы для расчёта регулирующих систем и программ для систем управления при совместной работе теплообменников в тепловых пунктах со связанной подачей теплоты и с учётом наружных ограждений. Реализация таких методов и последующее систематическое моделирование соответствующих режимов и определяет цель данной работы.

Целью диссертационной работы является разработка методов расчёта, реализованных в виде программных продуктов, для моделирования связанной работы систем отопления и горячего водоснабжения и определения способов эффективного использования тепловой мощности систем централизованного теплоснабжения в различных переменных режимах работы.

Для её достижения решены следующие основные **задачи**:

– анализ существующих методов расчёта переменных режимов работы теплообменных аппаратов и определение границ их применимости;

– создание метода расчёта переменных режимов работы тепловых пунктов систем теплоснабжения со связанной подачей теплоты, в том числе, в аварийных ситуациях, и с учётом теплоаккумулирующей способности наружных ограждений;

– вывод аналитических зависимостей, описывающих работу теплообменников при любых режимах работы, включая режимы с недостаточностью исходных данных;

– вывод уравнений температурных графиков для каждой ступени теплообменников горячего водоснабжения в тепловом пункте;

– систематическое моделирование переменных режимов работы систем теплоснабжения при различных способах центрального и местного регулирования тепловой нагрузки, обеспечивающих рациональное использование тепловой энергии;

– создание программного обеспечения для моделирования всех режимов работы систем теплоснабжения, при их проектировании и эксплуатации;

– определение экономической и энергетической эффективности систем теплоснабжения при различных способах центрального регулирования тепловой нагрузки.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем.

1. Впервые определены пределы применимости существующих методов расчёта режимов работы теплообменных аппаратов, основанных на использовании числа единиц переноса теплоты и постоянного коэффициента теплопередачи теплообменника и показано, что во многих важных ситуациях они приводят к неправильным результатам, причём не только к количественным, но и качественным.

2. Впервые предложен метод численного расчёта режимов работы тепловых пунктов со связанной подачей теплоты, особенностью которого является возможность определения всех характеристик группы теплообменников с перераспределением тепловой мощности между теплообменниками в зависимости от режима их работы.

3. Предложены новые аналитические зависимости, описывающие изменение параметров теплообменников в переменных режимах работы, особенностью которых является возможность выполнять расчёты при недостаточных исходных данных. С их помощью создан инженерный метод расчёта переменных режимов работы систем теплоснабжения, позволяющий существенно упростить проектные расчёты и сократить время их выполнения.

4. Впервые получены аналитические уравнения расчёта температурных графиков регулирования, позволяющие определять температуру сетевой воды после каждого теплообменника для двухступенчатых схем тепловых пунктов и непосредственно выполнять расчёт работы тепловых пунктов со связанной подачей теплоты.

5. Систематически исследованы режимы работы системы теплоснабжения со связанной подачей теплоты при качественном и качественно-количественном регулировании тепловой нагрузки с учётом тепловой аккумуляции помещений с различными наружными ограждениями. Создано про-

граммное обеспечение для моделирования режимов работы системы теплоснабжения, включающее все предложенные методы расчёта.

б. Выполнено технико-экономическое определение стоимости производства тепловой энергии для систем теплоснабжения со связанной подачей теплоты, которое показало, что применение количественного способа регулирования приводит к заметному снижению эксплуатационных затрат при низкотемпературных графиках. Определены перспективы развития систем теплоснабжения со связанной подачей теплоты.

Теоретическая значимость работы определяется созданием универсального метода моделирования режимов работы систем теплоснабжения, возникающих при переходе на новые способы центрального регулирования. Проведённые исследования позволили определить область применимости существующих методов расчёта режимов работы теплообменных аппаратов. Получены зависимости, описывающие изменение переменных параметров теплообменников в различных режимах работы. Они позволяют проводить расчёты характеристик теплообменных аппаратов, в том числе при неполном задании данных.

Практическая значимость определяется следующими факторами. Разработан инженерный метод расчёта переменных режимов работы тепловых пунктов со связанной подачей теплоты и получены достаточно простые аналитические соотношения для определения соответствующих параметров. Получены уравнения температурных графиков для каждой ступени теплообменников горячего водоснабжения в тепловом пункте. Даны рекомендации по рациональному и эффективному использованию тепловой энергии в различных режимах работы. Обоснована нецелесообразность перехода к низкотемпературному теплоснабжению при качественном способе центрального регулирования. Разработаны и внедрены компьютерные программы в проектных, экспертных организациях, в учебном процессе и организации научно-исследовательской работы аспирантов и студентов вузов России и Казахстана.

Достоверность результатов обусловлена применением методов исследования, основанных на фундаментальных законах технической термодинамики, методах вычислительной математики, математической статистики, теории вероятности, теории теплообмена. Верификация разработанного в диссертации метода выполнялась с использованием современных программных комплексов. Во всех случаях полученные расчётные данные систематически сопоставлялись с известными в литературе и с данными экспериментов и достаточно хорошо с ними согласуются. Разработанные автором компьютерные программы имеют государственную регистрацию.

Положения, выносимые на защиту:

1. Результаты исследования применимости методов расчёта теплообменных аппаратов, основанных на использовании числа единиц переноса теплоты NTU и постоянного коэффициента теплопередачи теплообменника и новый метод моделирования режимов работы водо-водяных теплообменников.

2. Зависимости, описывающие влияние переменных расходов теплоносителей при неизвестных температурах, и влияние переменных температур теплоносителей на входе в теплообменный аппарат при неизвестных расходах пер-

вичного и вторичного теплоносителя, на параметр теплообменника в различных переменных режимах.

3. Уравнения температурных графиков сетевой воды для тепловых пунктов с двухступенчатыми схемами присоединения подогревателей горячего водоснабжения при комбинированном способе центрального качественного регулирования тепловой нагрузки.

4. Метод расчёта переменных режимов работы тепловых пунктов со связанной подачей теплоты при переменном водопотреблении в системе горячего водоснабжения с учётом тепловой аккумуляции зданий. Способы регулирования, позволяющие полностью использовать располагаемую тепловую мощность системы теплоснабжения в различные периоды отопительного сезона.

5. Результаты моделирования переменных режимов тепловых пунктов со связанной подачей теплоты при различных способах центрального регулирования: качественного способа по совмещенной тепловой нагрузке и различных способах местного количественного регулирования; качественно-количественного регулирования, в том числе при низкотемпературном теплоснабжении. Разработанное программное обеспечение, реализующее предложенные расчётные методы и позволяющее выполнять основные расчёты при проектировании и эксплуатации систем теплоснабжения.

6. Технико-экономическое обоснование определения удельных годовых затрат на систему теплоснабжения при различных способах центрального регулирования.

Апробация работы. Материалы диссертационной работы обсуждались более чем на 30 Всероссийских и Международных конференциях, наиболее значимые из которых: I Всероссийская НТК «Энергосбережение и энергоэффективность на промышленных предприятиях и в жилищно-коммунальном хозяйстве» (Новосибирск, НГАСУ (Сибстрин), 2016 г.); Седьмая Международная НТК «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности» (Ульяновск, УлГТУ, 2017 г.); II и III Международная конференция «Современные проблемы теплофизики и энергетике» (Москва, НИУ МЭИ, 2017 г., 2020 г.); Международная НТК «Техногенная энергобезопасность и энергоресурсосбережение» (Москва, МИЭЭ, 2018 г.); Международная НПК «Экологическая, промышленная и энергетическая безопасность-2019» (Севастополь, СевГУ, 2019 г.); Всероссийская конференция «XXXV «Сибирский теплофизический семинар» (Новосибирск, ИТ СО РАН, 2019 г.); Всероссийская конференция «Системные исследования в энергетике-2019» (Иркутск, ИСЭМ СО РАН, 2019 г.); Международная НПК «Техносферная безопасность Байкальского региона» (Чита, ЗабГУ, 2019 г., 2021 г.); Всероссийская научная конференция «Семинар вузов по теплофизике и энергетике» (СПб, СПбПУ, 2019 г.); Всероссийская НТК «Актуальные вопросы архитектуры и строительства» (Новосибирск, НГАСУ (Сибстрин), 2010 г., 2015 г. – 2019 г., 2021 г.); I и II Всероссийская НПК «Актуальные вопросы современного строительства промышленных регионов России» (Новокузнецк, СибГИУ, 2016 г., 2019 г.); IX, X, XI Международная НПК «Инвестиции, строительство, недвижимость как драйверы социально-экономического развития территории и повышения качества жизни населения» (Томск, ТГАСУ, 2019 г. – 2022 г.); Международная научная конференция по

проблемам архитектуры и строительства (Казань, КГАСУ, 2019 г.); II Международная НПК «Экологическая безопасность и устойчивое развитие урбанизированных территорий» (Нижний Новгород, ННГАСУ, 2019 г.); First Conference on Sustainable Development: Industrial Future of Territories (Екатеринбург, УрГЭУ, 2020), Третья Международная НПК «Ресурсосбережение и экология строительных материалов, изделий и конструкций» (Курск, ЮЗГУ, 2020 г.), XVII International Scientific-Technical Conference Construction Of Optimized Energy Potential Materials And Energy Saving Technologies (Poland, Czestochowa University of Technology, 2020), 12th International Conference on Contemporary Problems of Architecture and Construction (СПб, СПбГАСУ, 2020).

Публикации. Основные научные результаты диссертации опубликованы более чем в 80 работах, из них 24 работы в рецензируемых научных журналах, рекомендованных перечнем ВАК, 13 работ в изданиях, включенных в международные базы научного цитирования Web of Science и SCOPUS, 3 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ и 1 глава в книге.

Реализация результатов работы. Результаты диссертации, реализованные в виде программных продуктов, внедрены и использованы при анализе тепловых режимов и эксплуатации систем теплоснабжения в ООО «Новосибирская теплосетевая компания», при проектировании систем теплоснабжения в проектно-производственных организациях АО «Электромагистраль» (г. Новосибирск), ООО «ПБ Казаковой» (г. Новокузнецк), ООО СК «ЭлСтрой» (г. Новосибирск); при экспертизе проектов тепловых пунктов и систем теплоснабжения в экспертных организациях ООО «Эксперт-Проект» (г. Новосибирск), ООО ПЭК «Рекон» (г. Новосибирск), а также в учебном и научном процессе вузов НАО «КазНИТУ им. К.И. Сатпаева» (г. Алматы, Казахстан), ФГБОУ ВО «КГЭУ» (г. Казань), ФГБОУ ВО «СибГИУ» (г. Новокузнецк), ФГБОУ ВО «НГАСУ (Сибстрин)» (г. Новосибирск).

Личный вклад автора. Диссертация является обобщением исследований автора, выполнявшихся в течение двух десятилетий. Постановка и обоснование цели и задач исследований, формулировка теоретических положений, анализ и обобщение результатов расчётов, а также формулирование выводов и рекомендаций осуществлялись совместно с научным консультантом, доктором физико-математических наук, профессором В.Я. Рудяком. Пределы применимости существующих методов расчёта, соотношения, описывающие переменные параметры теплообменников получены совместно с В.Я. Рудяком.

Построение метода расчёта переменных режимов работы тепловых пунктов со связанной подачей теплоты, уравнений температурных графиков температур сетевой воды в тепловом пункте, получение расчётных зависимостей для коррекции режимов работы выполнялись автором лично.

Создание расчётной модели и моделирование теплообменника в ПК ANSYS Fluent выполнялось совместно с магистрантом И.О. Кунаевым. Диссертантом были обработаны данные экспериментов, проводимых канд. техн. наук, доцентом, Р.Ш. Мансуровым, совместно с которыми и магистрантами Д.И. Ефимовым, Е.Ю. Косовой, проводилось моделирование и исследование тепловой аккумуляции наружных ограждений. При моделировании переменных режимов работы систем теплоснабжения, автор руководил научной работой магистрантов А.О. Рагинской, А.К. Березки, А.Р. Мансурова, Т.М. Филатовой,

С.М. Тюсова, осуществлявших сбор информации и выполнявших расчёты по заданию автора с помощью разработанных автором программных комплексов.

Объём и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, 6 глав, заключения, списка литературы из 459 наименований и 3 приложений. Диссертация изложена на 367 страницах основного текста и 80 страницах приложений и содержит 277 рисунков и 26 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведена общая характеристика работы: обоснованы актуальность, описана разработанность темы, сформулированы цель и основные задачи диссертационного исследования, указаны научная новизна, теоретическая и практическая значимость, соответствие паспорту специальности, методология проведения исследований, а также приведены основные положения, выносимые на защиту, сведения о реализации и апробации результатов.

Первая глава посвящена анализу основных проблем, возникающих при проектировании и эксплуатации крупных систем теплоснабжения, необходимости перехода на альтернативные способы центрального регулирования, обоснованию невозможности расчёта новых режимов работы существующими методами. Содержание главы отражено в работах [16, 19, 26, 29].

В **параграфе 1.1** проведён анализ современного состояния качественного способа центрального регулирования (меняется температура воды в теплосети в зависимости от температуры наружного воздуха при постоянном расходе воды на отопление). Отмечено, что высокотемпературный качественный способ регулирования, принятый исторически в системах теплоснабжения РФ, практически не поддерживается. Применяются высокотемпературные графики со срезкой, и имеется тенденция к переходу на низкотемпературные графики центрального регулирования, что иллюстрируется рис. 1 на примере г. Новосибирска. Здесь область I соответствует периоду качественного способа регулирования по графику $150/70^\circ\text{C}$ (проектный), II – по графику $150/70^\circ\text{C}$ со срезкой при 114°C и с изломом при 78°C (применяемый в настоящее время), III – по низкотемпературному графику качественного регулирования $114/70^\circ\text{C}$. На рис. 1 t_{p1} и t_{p2} – температура воды в подающей и обратной магистрали теплосети.

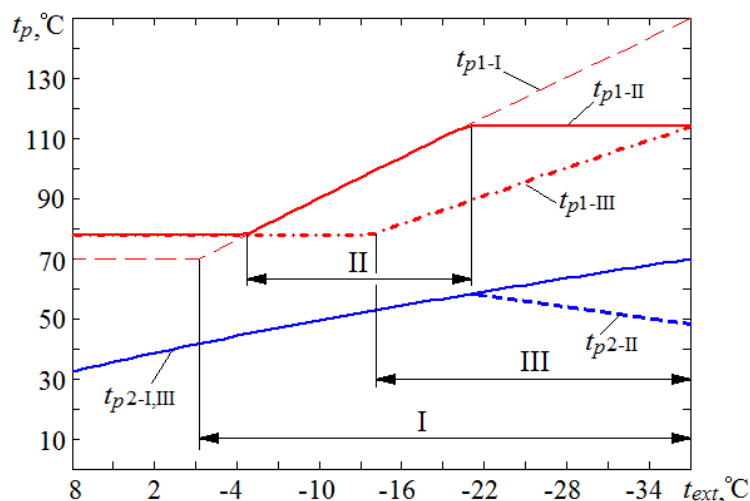


Рис. 1. Диапазоны качественного способа центрального регулирования

Показано, что при переходе на низкотемпературное теплоснабжение, область качественного регулирования по температурному графику увеличится (диапазон III). Однако расчёт времени, в течение которого осуществляется качественное регулирование по продолжительности наблюдения наружных температур, показал, что длительность качественного регулирования в низкотемпературных графиках будет меньше, чем в графиках со срезкой. Аналогичная ситуация наблюдается и в большинстве крупных и средних городов нашей страны. Таким образом, переход на низкотемпературное теплоснабжение только увеличит расходы сетевой воды, но не поможет решить проблему сохранения качественного способа регулирования.

Для сокращения расходов сетевой воды необходим переход на количественный и качественно-количественный способы регулирования. В параграфе 1.2 приведён обзор различных способов регулирования, предлагаемых в России и за рубежом. Отмечено, что переход на другие температурные графики приведёт к появлению новых режимов работы систем теплоснабжения, в которых будут меняться и температуры, и расходы сетевой воды. Необходимо моделирование работы системы теплоснабжения в этих условиях. Построение соответствующего метода моделирования во многом определяется схемой присоединения теплообменников в тепловых пунктах. В параграфе 1.3 сделан обзор различных схем тепловых пунктов, выявлены их достоинства и недостатки.

Для построения метода регулирования температур и расходов теплоносителей в параграфе 1.4 сформулированы основные режимы работы теплообменных аппаратов, соответствующие разным способам центрального и местного регулирования. Этот параграф посвящен изучению области применимости традиционно используемых для моделирования работы теплообменных устройств теории Е.Я. Соколова и метода чисел единиц переноса теплоты NTU (Number of Transfer Units). Теория Е.Я. Соколова основана на применении постоянного параметра теплообменника Φ_0 , независимо от режима его работы:

$$\Phi_0 = (kF)_c / \sqrt{W_{pc} W_{hc}}, \quad (1)$$

где k – коэффициент теплопередачи, F – площадь теплообменника; W_{pc} , W_{hc} – эквиваленты расходов первичного и вторичного теплоносителей; $W = cG$, где c – теплоемкость, G – расход теплоносителя. Индекс «с» относится к величинам, определяемым в расчётных (установочных) условиях.

Показано, что в общем случае выражение (1) не применимо для описания переменных режимов работы теплообменных аппаратов, поскольку расходы или температуры теплоносителей на входе в теплообменный аппарат могут меняться в широких пределах.

NTU для теплоносителей с одинаковым массовым расходом G находится по формуле

$$NTU = kF / W_{\min}, \quad (2)$$

где $W_{\min} = c_{\min} G$. В формулу (2) подставляется значение водяного эквивалента расхода теплоносителя, имеющего меньшую теплоёмкость c_{\min} . При этом

предполагается, что коэффициент теплопередачи k и эффективность теплообменника ε практически не зависят от температур теплообмениваемых сред.

В отличие от формулы (1), в формуле (2) массовые расходы теплоносителей равны, что позволяет провести оценку влияния температур теплоносителей на NTU исходя из самой расчётной формулы. Проведённый в [параграфе 1.4](#) анализ показал, что NTU при противоточной схеме движения будет оставаться постоянным, только в режиме, когда температура первичного теплоносителя t_{p2} на выходе из теплообменника будет равна полусумме температур первичного t_{p1} и вторичного t_{h1} теплоносителей на входе, т.е. $t_{p2} = (t_{p1} + t_{h1})/2$, а температуры теплоносителей на выходе из теплообменника будут равны, т.е. $t_{p2} = t_{h2}$ (см. рис. 2). Во всех других режимах работы NTU не постоянно. Область применимости выражений с постоянным параметром теплообменника Φ_0 (1) определена в [параграфе 2.3](#) методом моделирования. При одновременном изменении и расходов и температур теплоносителей NTU и Φ_0 будут существенно меняться, что не позволяет использовать их даже для расчёта режимов работы отдельного теплообменника. Ошибка может достигать от 15 до 50-80% (см. рис. 3, 8, 9). Здесь необходимы новые методы. В то же время, в схемах тепловых пунктов со связанной подачей теплоты, помимо теплообменников отопления и горячего водоснабжения, следует также учитывать теплоустойчивость наружных ограждений. Показано, что существующие методы не учитывают влияние горячего водоснабжения на теплоустойчивость наружных ограждений и необходима разработка соответствующего комплексного метода.

Вторая глава посвящена совершенствованию и развитию существующих методов и построению новых методов расчёта теплообменных систем. Содержание главы отражено в работах [2, 5, 7, 19, 25, 30-32, 41]. В [параграфе 2.1](#) приводятся основные уравнения для расчёта режимов работы теплообменного аппарата. Рассматриваются методы решения задач теплового расчета переменных режимов работы теплообменника. В [параграфе 2.2](#) показано, что для решения этих уравнений в сертифицированном программном комплексе ANSYS Fluent также применяется метод эффективность-NTU. Для каждой новой конфигурации теплообменника расчётную модель необходимо создавать заново. Кроме того, имеет место неопределённость граничных условий при недостаточности исходных данных: при работе связанных теплообменников на первом этапе расчёта приходится задавать произвольные значения неизвестных температур и расходов теплоносителей на входе в теплообменные аппараты (см., напр. рис. б), что увеличивает число итераций и общую продолжительность расчёта. Таким образом, данный расчёт является весьма трудоёмким и требует значительного количества времени, что затрудняет оперативное управление и регулирование систем теплоснабжения. Описанные проблемы определили необходимость создания более экономичного, простого и эффективного метода. Разработке такого метода посвящён [параграф 2.3](#). В переменных режимах работы для отдельного теплообменника (рис. 2) в общем случае могут быть известны законы изменения температуры первичного t_{p1} и вторичного t_{h1} теплоносителей на входе в теплообменник, а также эквивалент расхода вторичного теплоносителя W_h . Необходимо определить тепловую мощность Q , температуры первичного и

вторичного теплоносителей на выходе из теплообменника t_{p2} , t_{h2} и расход первичного теплоносителя W_p .

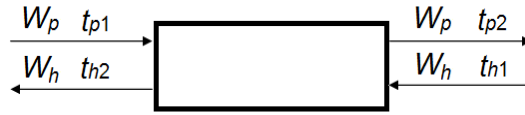


Рис. 2. Схема теплообменника

Метод моделирования заключается в предложенном способе решения системы уравнений (3), описывающих переменные режимы теплообменника:

$$Q = \varepsilon W_{\min} D_{\tau}, \quad \varepsilon = \frac{1 - \exp\left[\frac{-kF}{W_{\min}} \cdot \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)\right]}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot \exp\left[\frac{-kF}{W_{\min}} \cdot \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)\right]}, \quad D_{\tau} = t_{p1} - t_{h1},$$

$$kF = Q/\Delta t, \quad \Delta t = (\delta t_{\max} - \delta t_{\min})(\ln \delta t_{\max} - \ln \delta t_{\min})^{-1},$$

$$W_p = \begin{cases} \frac{Q}{\varepsilon D_{\tau}} & \text{если } W_h > W_p, \\ \left(\frac{kF}{\Phi}\right)^2 \frac{1}{W_{\min}} = \left(\frac{kF}{\Phi}\right)^2 \frac{\varepsilon D_{\tau}}{Q}, & \text{если } W_h < W_p, \end{cases} \quad (3)$$

$$\delta t_{\max} = \begin{cases} t_{p2} - t_{h1}, & \text{если } W_h < W_p, \\ t_{p1} - t_{h2}, & \text{если } W_h > W_p, \end{cases} \quad \delta t_{\min} = \begin{cases} t_{p1} - t_{h2}, & \text{если } W_h < W_p, \\ t_{p2} - t_{h1}, & \text{если } W_h > W_p, \end{cases}$$

$$t_{h2} = t_{h1} + Q/W_h, \quad t_{p2} = t_{p1} - Q/W_p, \quad \Phi = kF/(W_p W_h)^{0.5}.$$

В системе (3) Φ – переменный параметр теплообменника; D_{τ} – разность температур теплоносителей на входе в теплообменник; δt_{\min} , δt_{\max} – большая и меньшая разности температур теплоносителей на концах теплообменника. Искомые переменные входят в решение системы (3) в неявном виде, поэтому расчёт выполняется методом последовательных приближений.

В первом приближении принимается постоянный параметр теплообменника $\Phi_0 = \text{const}$, тогда можно применить формулу Е.Я. Соколова, в которой эффективность ε не зависит от температур теплоносителей; известный эквивалент расхода вторичного теплоносителя считается меньшим $W_{\min} = W_h$; принимается, что температура первичного теплоносителя на выходе и вторичного теплоносителя на входе равны $t_{p2} = t_{h1}$ как в теплообменнике с бесконечно большой поверхностью нагрева; эквивалент расхода первичного теплоносителя W_p задается равным расчётному значению W_{pc} . Система уравнений принимает вид:

$$Q = \varepsilon W_{\min} D_{\tau}, \quad \varepsilon = \left(a \frac{W_{\min}}{W_{\max}} + b + \frac{1}{\Phi_0} \sqrt{\frac{W_{\min}}{W_{\max}}}\right)^{-1} \leq 1, \quad D_{\tau} = t_{p1} - t_{h1}, \quad (4)$$

$$W_p = Q/(t_{p1} - t_{p2}) = Q/(t_{p1} - t_{h1}) = Q/D_{\tau}, \quad t_{h2} = t_{h1} + Q/W_h.$$

В результате предварительно определено, какой из эквивалентов расхода первичного или вторичного теплоносителя является большим W_{\max} , а какой меньшим W_{\min} . Однако здесь ещё не определена температура первичного теплоносителя на выходе из теплообменника t_{p2} . Поэтому во втором приближении снова используются формулы Е.Я. Соколова, не учитывающие температуры теплоносителей (a, b, i, j – коэффициенты). Система уравнений принимает вид:

$$Q = \varepsilon W_{\min} D_{\tau}, \quad \varepsilon = \left(a \frac{W_{\min}}{W_{\max}} + b + \frac{1}{\Phi_0} \sqrt{\frac{W_{\min}}{W_{\max}}} \right)^{-1} \leq 1, \quad D_{\tau} = t_{p1} - t_{h1}, \quad t_{h2} = t_{h1} + Q/W_h,$$

$$W_p = y \Phi_0^2 W_h \left[-1 + \sqrt{1 + i \Phi_0^2 \left(\frac{D_t W_h}{Q^{(2)}} - j \right)} \right]^{-2} \geq \frac{Q}{D_{\tau}}, \quad (5)$$

$$\Delta t = (\delta t_{\max} - \delta t_{\min}) (\ln \delta t_{\max} - \ln \delta t_{\min})^{-1}, \quad t_{p2} = t_{p1} - Q/W_p,$$

$$\delta t_{\max} = \begin{cases} t_{p2} - t_{h1}, & \text{если } W_h < W_p, \\ t_{p1} - t_{h2}, & \text{если } W_h > W_p, \end{cases} \quad \delta t_{\min} = \begin{cases} t_{p1} - t_{h2}, & \text{если } W_h < W_p, \\ t_{p2} - t_{h1}, & \text{если } W_h > W_p. \end{cases}$$

В третьем приближении решается система (3), в которой используются значения температур и расходов теплоносителей, определенные через постоянные параметры Φ_0 . Поэтому необходимо уточнение всех характеристик, для чего снова решается система уравнений (3) до получения заданной сходимости.

Для определения величины ошибки при использовании постоянных параметров Φ_0 комплекс kF определялся 1) через постоянный параметр Φ_0 : $(kF)_1(t_{ext}) = \Phi_0 \sqrt{W_p W_h}$ и 2) из решения системы (3): $(kF)_2(t_{ext}) = Q/\Delta t$, рис. 3.

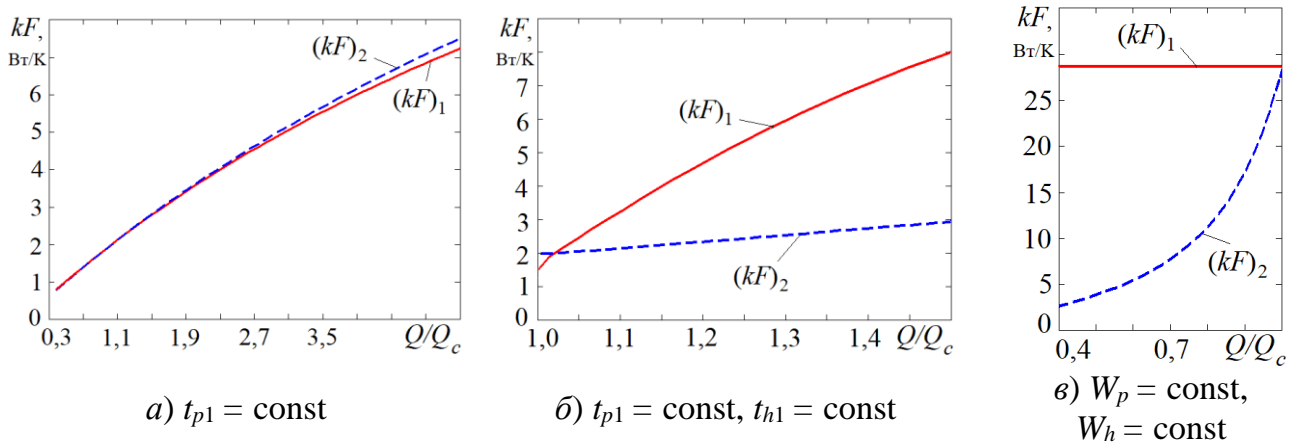


Рис. 3. Оценка ошибки при использовании постоянного параметра Φ_0

Было показано, что при постоянной температуре первичного теплоносителя ошибка при использовании постоянного параметра теплообменника Φ_0 незначительна (см. рис. 3а), при других соотношениях температур и расходов теплоносителей она увеличивается и может составлять от 15 до 50 и более процентов (см. рис. 3б). При постоянных расходах первичного и вторичного теплоносителей формула (1) не применима (см. рис. 3в). В параграфе 2.4 приводятся диапазоны изменения расходов и температур теплоносителей, в которых возможно применение в расчётах постоянных параметров Φ_0 .

Для оценки адекватности разработанного расчётного метода в параграфе 2.5 проводилось сравнение с результатами моделирования пластинчатого теп-

лообменника в ПК ANSYS Fluent, некоторые результаты показаны на рис. 4. Как показали проведённые расчёты, обе модели дают качественно одинаковую картину распределения температур теплоносителей, что говорит о высокой точности предложенной модели расчета.

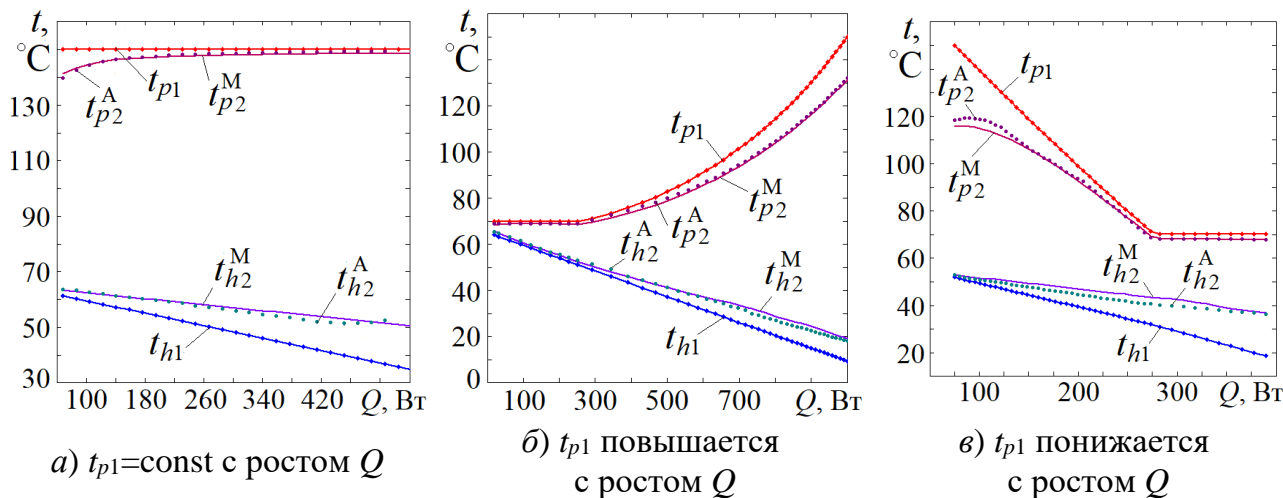
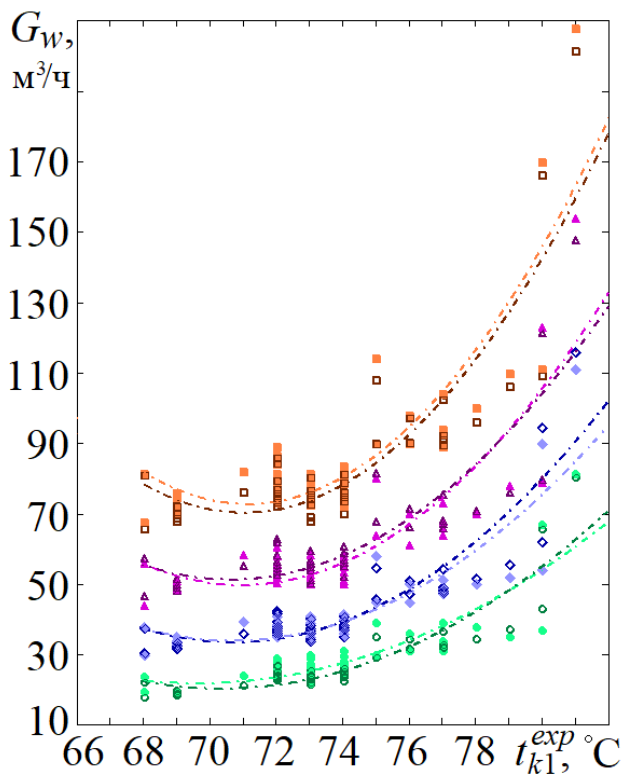


Рис. 4. Сравнение с расчетом в ПК ANSYS Fluent

Индексы «М» – предложенный метод (линии), «А» – расчет в ANSYS (точки)

Результаты расчёта сравнивались также с экспериментальными данными (предоставлены Орловым М.Е.) о работе подогревателей исходной воды Ульяновской ТЭЦ-1. Рассчитанный расход исходной воды G_w^{cal} сравнивался с экспериментальным расходом G_w^{exp} .



На рис. 5 показаны четыре режима работы подогревателя, соответствующие разной температуре нагрева исходной воды. Среднеквадратичное отклонение σ рассчитанных и экспериментальных величин составило 2-4%.

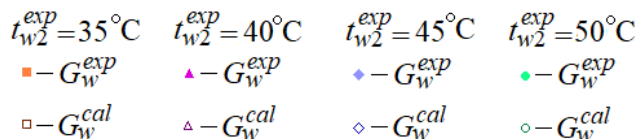


Рис. 5. Графики расходов исходной воды через подогреватель

Параграф 2.6 посвящен разработке метода расчёта системы связанных теплообменников. В этом случае количество неизвестных величин в переменном режиме работы значительно больше, чем для одного теплообменника, что вызывает большие сложности с заданием граничных условий и требует опреде-

лённых допущений на начальных этапах расчёта. Расчёт выполняется методом последовательных приближений. Например, на рис. 6 показана двухступенчатая смешанная схема теплового пункта с ограничением расхода сетевой воды. Красным цветом выделены неизвестные значения искомым величин в переменном режиме работы. Верхние индексы «I» и «II» относятся к первой и второй ступеням теплообменника системы горячего водоснабжения (СГВ), «h» – к отопительной сети, «hs» – к системе отопления; «req» – требуемый. Q_h – тепловая мощность СГВ; Q_o – отопления.

В данной схеме теплового пункта три связанных теплообменника. Для нагрева водопроводной воды на горячее водоснабжение тепловая сеть подаёт только средний балансовый расход воды. Поэтому, для нагрева максимального расхода водопроводной воды на горячее водоснабжение во вторую ступень теплообменника поступает также часть расхода воды системы отопления.

В первом приближении принимается, что теплообменники работают независимо и не влияют друг на друга. Расчет начинается с I ступени теплообменника СГВ, для которого делаются следующие допущения: $W_p = W_{p1}^{h.req}$, $t_{p2}^h = t_{h2}^{hs.req}$. После решения системы уравнений (4) для теплообменника СГВ I ступени, можно найти $Q_h^I = Q_h - Q_h^II$ и принять $t_{h1}^{II} = t_{h2}^I$ и $t_{p1}^{II} = t_{h2}^I$, что позволяет решить систему уравнений (4) для теплообменника СГВ II ступени.

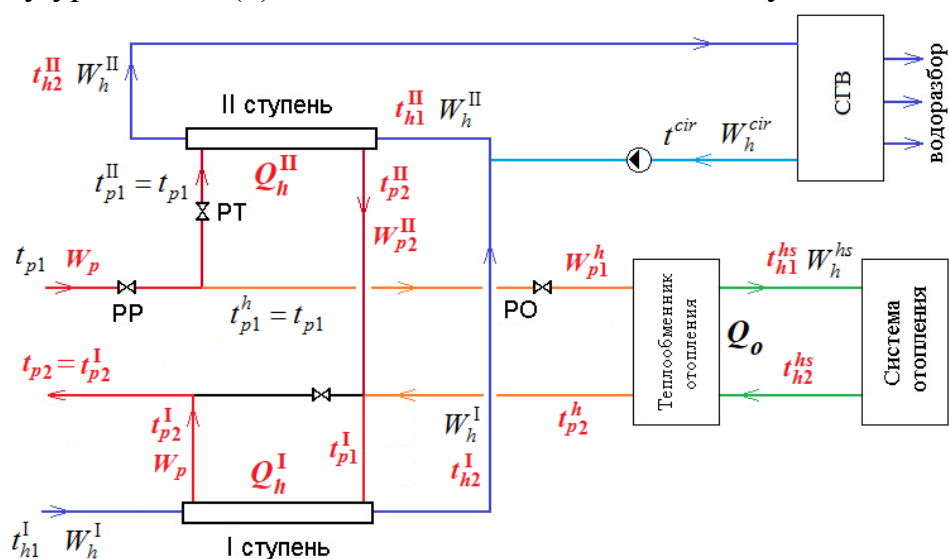
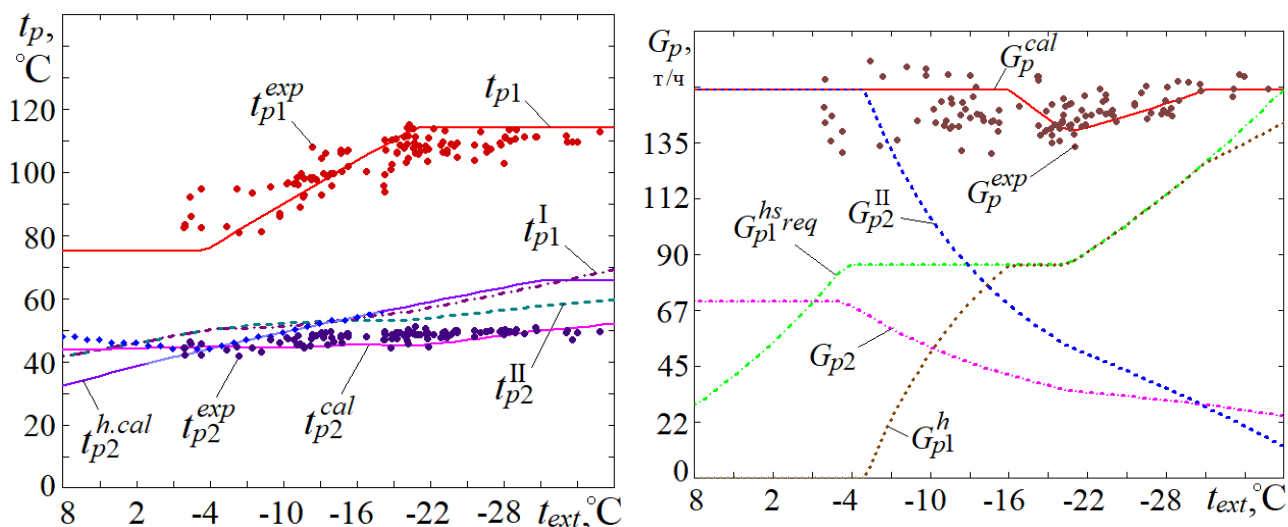


Рис. 6. Схема теплового пункта со связанной подачей теплоты

Во втором приближении решается система уравнений (5). Суммарный расход воды в теплосети определяется как сумма расходов на отопление и горячее водоснабжение: $W_p = W_{p2}^{II} + W_{p1}^{h.req}$, определённых в первом приближении. Учитывается связанная подача тепла, поэтому расход воды на теплообменник отопления определяется как разница расходов воды из теплосети и на вторую ступень теплообменника СГВ: $W_{p1}^h = W_p - W_{p2}^{II}$. Но тепловая мощность и температура воды в системе отопления принимаются равным требуемым значениям.

В третьем приближении для каждого теплообменника решается система уравнений (3). Здесь определяется изменение тепловой мощности системы отопления за счёт влияния работы теплообменника СГВ. Далее снова решается система уравнений (3) до получения требуемой сходимости.

На рис. 7 для теплового пункта (ТП) в г. Новосибирске показаны рассчитанные расходы и температуры сетевой воды после каждого теплообменника в сравнении с эксплуатационными данными. Среднеквадратичное отклонение не превышает 5%.



Точки $t_{p1}^{exp}(t_{ext})$, $t_{p2}^{exp}(t_{ext})$ и $G_p^{exp}(t_{ext})$ – эксплуатационные данные;
 $t_{p2}^{cal}(t_{ext})$ и $G_p^{cal}(t_{ext})$ – расчёт по предложенному методу

Рис. 7. Результаты моделирования режимов ТП, г. Новосибирск

Также в [параграфе 2.6](#) приводится описание методов расчёта других схем тепловых пунктов.

Расходы воды в тепловой сети и температура обратной сетевой воды являются важными показателями эффективности работы системы теплоснабжения. Разработанный во второй главе метод расчёта, позволяет определить эти показатели в течение всего отопительного периода. Применению этого метода для прогнозирования неблагоприятных условий совместной работы связанных систем отопления и горячего водоснабжения в различных режимах работы посвящена [глава 4](#), а в [главе 5](#), на основе разработанного метода, исследовано влияние переменного водопотребления в СГВ на тепловой режим помещений, с учетом тепловой аккумуляции наружных ограждений, в том числе, в аварийных условиях работы.

Третья глава посвящена анализу результатов моделирования и разработке формул и уравнений для выполнения инженерных расчетов, позволяющих находить температуры и расходы теплоносителей в тепловых пунктах, не прибегая к методу последовательных приближений. Содержание главы отражено в работах [19, 20, 22, 23, 28, 33, 34, 36].

На стадии проектирования в переменных режимах работы часто не известны температуры или расходы теплоносителей (см. рис. 6). Определить производительность теплообменника можно, используя *переменные* параметры теплообменников. [Параграф 3.1](#) посвящен исследованию влияния расходов теплоносителей на параметр теплообменника при неизвестных в переменных режимах работы температурах теплоносителей и получению выражения для определения переменного параметра теплообменника.

В настоящее время для определения переменных параметров теплообменников широко применяются формулы Н.М. Зингера. Однако в этих формулах температуры теплоносителей считаются постоянными, поэтому их использование при переменных температурах теплоносителей может привести к существенной ошибке. Формулы привязаны к конкретным типам теплообменников и требуют знания их характеристик. Это делает практически невозможным расчёт режимов работы группы разных теплообменников и требует разработки новых соотношений.

Для решения данной задачи проводилось моделирование теплообменника в различных режимах работы с использованием разработанного метода расчёта. Анализ результатов моделирования позволил получить зависимость для описания переменного параметра теплообменника при неизвестных температурах теплоносителей:

$$\Phi(Q) = \frac{Q}{\Delta t_c \sqrt{W_p W_h}} \left\{ A_t \left[\left(\frac{W_p}{W_h} \right)^{B_t \frac{Q_c}{Q} + C_t} - (1 + D_t) \right] \left(\frac{W_p W_h}{W_{pc} W_{hc}} \right)^{0,5E_t} + \frac{Q_c}{Q} \left(\frac{W_p W_h}{W_{pc} W_{hc}} \right)^{0,5} \right\}, \quad (6)$$

где A_t , B_t , C_t , D_t , E_t – постоянные коэффициенты, зависящие от режима работы теплообменного аппарата и определяемые в установочных условиях. Выражения для этих коэффициентов и их средние значения определялись в результате моделирования различных режимов теплообменника и аппроксимации их полученной формулой. Выражение в фигурных скобках в формуле (6) представляет собой отношение средних разностей температур теплоносителей в установочных условиях и при текущем режиме работы: $\Delta t_c / \Delta t$, что позволяет учесть влияние температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи теплообменника при неизвестных их значениях в переменном режиме работы. При постоянных температурах теплоносителей и любом соотношении расходов, это выражение стремится к единице.

На рис. 8 показаны результаты расчётов, показывающие область применимости формул Н.М. Зингера и предложенного соотношения (6). На рис. 8 линиями 1 показаны результаты моделирования, 2 – расчёт по формуле (6), 3 – расчёт по формуле (6) со средними коэффициентами, 4 – по формулам Н.М. Зингера для трубчатых теплообменников, 5 – по формулам Н.М. Зингера для пластинчатых теплообменников; $\bar{\Phi} = \Phi / \Phi_0$.

Как видно из рис. 8, при постоянных температурах теплоносителей на входе в теплообменный аппарат (рис. 8а) все формулы хорошо работают, т.к. в формулах Н.М. Зингера не учитывается влияние температур теплоносителей. В других режимах формулы Н.М. Зингера качественно неверно описывают изменение параметра теплообменника (рис. 8б). Если расходы теплоносителей постоянны, режимы теплообменника невозможно описать формулами Н.М. Зингера (рис. 8в), поскольку в них изменение параметра теплообменника зависит только от расходов теплоносителей. В то же время, применение полученного в диссертационной работе, выражения (6) позволяет выполнить расчёт различных переменных режимов работы теплообменника, даже при неизвестных температурах теплоносителей. В других случаях, при расчёте режимов работы тепло-

обмеееика, могут быть известны температуры теплоносителей на входе в теплообменный аппарат, однако не известны их расходы (см. рис. 6).

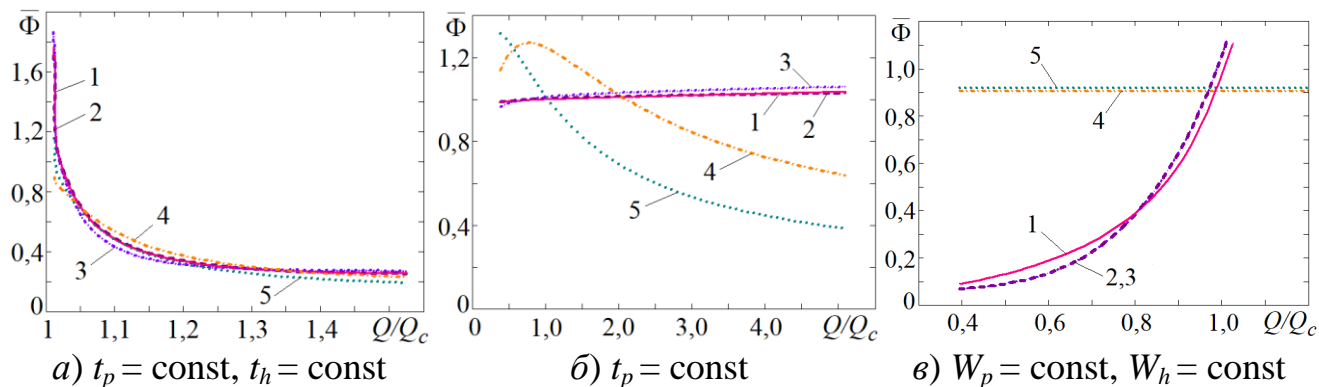


Рис. 8. Проверка области применимости соотношений для переменных параметров теплообменников при неизвестных температурах теплоносителей

Параграф 3.2 посвящён исследованию влияния температур теплоносителей на параметр теплообменника и получению выражения для определения переменного параметра теплообменника.

Для определения переменных параметров теплообменников в настоящее время также применяются соотношения Н.М. Зингера, основанные на предположении, что влияние средних температур теплоносителей на параметр теплообменника может быть описано простыми линейными зависимостями. В формулах Н.Н. Чистякова предполагается, что средняя температура теплоносителей зависит от температуры наружного воздуха, что нельзя считать справедливым. Поэтому необходима разработка новых соотношений и для этого случая.

При обработке данных моделирования теплообменника в различных режимах работы получено выражение, описывающее изменение его параметра:

$$\Phi = \frac{Q}{(t_{p1} - t_{h1})(W_{pc} W_{hc})^{0,5}} \left[A_w - B_w \left(\frac{\delta t_{\max}}{\delta t_{\min}} \right)^{C_w} \right] + D_w. \quad (7)$$

Влияние расходов теплоносителей на параметр теплообменника учитывается входящими в (7) коэффициентами A_w , B_w , C_w , D_w , зависящими от установочных значений температур и расходов теплоносителей и от режима работы теплообменного аппарата. Они были получены в результате моделирования большого числа теплообменников в различных режимах работы. Некоторые результаты показаны на рис. 9, где линиями 1 показаны результаты моделирования; 2 – расчет по формуле (7); 3 – по формуле Н.М. Зингера для трубчатых, а 4 – для пластинчатых теплообменников; 5 – по формуле Н.Н. Чистякова.

В соотношениях Н.М. Зингера и Н.Н. Чистякова изменение параметра Φ прямо пропорционально изменению средних температур теплоносителей, поэтому они дают качественно неверное решение в режимах с постоянными температурами (рис. 9а) или расходами теплоносителей (рис. 9б), а также при уменьшении температуры теплоносителя с ростом тепловой мощности (рис. 9в). Отклонение предложенного соотношения (7) от результатов моделирования не превышает 5%, что позволяет применять его для расчёта переменных режимов работы теплообменных аппаратов.

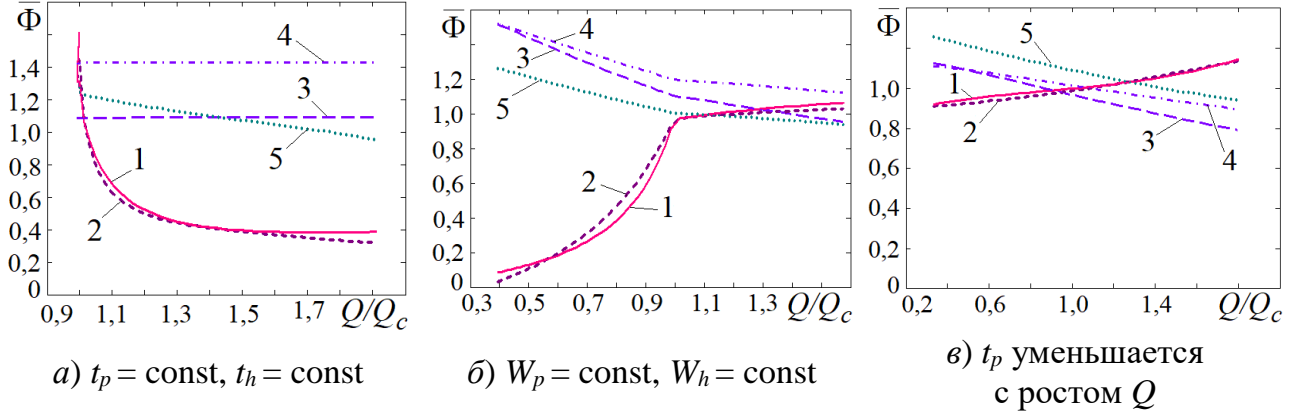


Рис. 9. Проверка области применимости соотношений для переменных параметров теплообменников при неизвестных расходах теплоносителей

При помощи полученных соотношений для переменных параметров теплообменников можно найти основные характеристики переменных режимов работы тепловых пунктов. Решению этой задачи посвящен параграф 3.3. Для схемы теплового пункта, на рис. 6, система уравнений будет иметь вид:

$$\begin{aligned}
 t_{h2}^I &= Q_h^I / W_h^I, \quad Q_h^II = Q_h - Q_h^I, \quad W^{cir} = W_h^{II} - W_h^I, \quad t_{h1}^{II} = \frac{t_{h2}^I W_h^I + t^{cir} W^{cir}}{W_h^{II}}, \\
 A_t &= 0,165, \quad D_t = 0,096 + 0,18 \frac{W_{hc}}{W_{pc}}, \quad \Phi^{II} = \frac{Q_h^{II}}{(t_{p1} - t_{h1}^{II})(W_{pc} W_{hc}^{II})^{0,5}} A_t + D_t, \quad W_p^{II} = \frac{Q_h^{II}}{t_{p1} - t_{h1}^{II}}, \\
 \varepsilon^{II} &= \left\{ 1 - \exp \left[-\Phi^{II} \left(\frac{W_p^{II}}{W_h^{II}} \right)^{0,5} \left(1 - \frac{W_h^{II}}{W_p^{II}} \right) \right] \right\} / \left\{ 1 - \frac{W_h^{II}}{W_p^{II}} \exp \left[-\Phi^{II} \left(\frac{W_p^{II}}{W_h^{II}} \right)^{0,5} \left(1 - \frac{W_h^{II}}{W_p^{II}} \right) \right] \right\}, \\
 t_{p2}^{II} &= Q_h^{II} \left(\frac{1}{\varepsilon^{II} W_h^{II}} - \frac{1}{W_p^{II}} \right) + t_{h1}^{II}, \quad W_p^{II} = W_h^{II} \left(\frac{\Phi^{II} \Delta t^{II}}{t_{p1} - t_{p2}^{II}} \right)^2, \quad W_{p1}^h = W_{pc} - W_p^{II}, \\
 \Phi^h &= \frac{Q_o}{\Delta t_c^h \sqrt{W_{p1}^h W_h^{hs}}} \left\{ \left[\left(\frac{W_{p1}^h}{W_h^{hs}} \right)^{0,04 \frac{Q_{oc}}{Q_o} + 0,015} - 1 \right] \left(\frac{W_{p1}^h W_h^{hs}}{W_{p1c}^h W_{hc}^{hs}} \right)^{0,5} + \frac{Q_{oc}}{Q_o} \left(\frac{W_{p1}^h W_h^{hs}}{W_{p1c}^h W_{hc}^{hs}} \right)^{0,5} \right\}, \\
 \Delta t^h &= \frac{Q_o}{\Phi^h (W_{p1}^h W_h^{hs})^{0,5}}, \quad t_{p2}^h = t_{p1} - \frac{(\Phi^h \Delta t^h)^2}{Q_o}, \quad W_p = \max(W_p^{II}, W_{p1}^h), \quad t_{p1}^I = \frac{t_{p2}^{II} W_p^{II} + t_{p2}^h W_{p1}^h}{W_p}, \quad (8) \\
 \Phi^I &= \frac{Q_h^I}{\Delta t_c^I (W_p W_h^I)^{0,5}} \left\{ \left[1,2 - \left(\frac{W_p}{W_h^I} \right)^{0,08 \frac{Q_{oc}}{Q_o} + 0,018} \right] + \frac{Q_{oc}}{Q_o} \left(\frac{W_p W_h^I}{W_{pc} W_{hc}^I} \right)^{0,5} \right\}, \quad t_{p2}^I = Q_h^I \left(\frac{1}{\varepsilon^I W_h^I} - \frac{1}{W_p} \right) + t_{h1}^I, \\
 \varepsilon^I &= \left\{ 1 - \exp \left[-\Phi^I \left(\frac{W_p}{W_h^I} \right)^{0,5} \left(1 - \frac{W_h^I}{W_p} \right) \right] \right\} / \left\{ 1 - \frac{W_h^I}{W_p} \exp \left[-\Phi^I \left(\frac{W_p}{W_h^I} \right)^{0,5} \left(1 - \frac{W_h^I}{W_p} \right) \right] \right\}, \\
 \Phi^I &= \frac{Q_{hc}^I}{(t_{p1}^I - t_{h2}^I)(W_{pc} W_{hc}^I)^{0,5}} \left[A_t - B_t \left(\frac{\delta t_{\max}}{\delta t_{\min}} \right)^{C_t} \right] + D_t, \quad A_t = 2,6 \quad B_t = 1,26 + 0,02(t_{pc1} - t_{hc1}), \\
 \Delta t^I &= \frac{Q_h^I}{\Phi^I (W_p W_h^I)^{0,5}}, \quad C_t = -1, \quad D_t = 1,6, \quad W_p = W_h^I \left(\frac{\Phi^I \Delta t^I}{t_{p1}^I - t_{p2}^I} \right)^2.
 \end{aligned}$$

Инженерный метод расчёта (8) является универсальным и может применяться для любых способов центрального регулирования. Он позволяет проще и быстрее выполнить проектные расчёты, чем предложенный метод последовательных приближений (3)-(5), расчёты по которому возможны только с применением ЭВМ. Для верификации разработанного метода (8) использовались эксплуатационные данные о работе центрального теплового пункта (ЦТП) в г. Новосибирске ($Q_{ovmax} = 5,22$ МВт, $Q_h = 3,30$ МВт), показанные на рис. 10. Верхний индекс «*cal*» – расчёт, «*exp*» – эксплуатационные данные, «*gr*» – по графику регулирования. Среднеквадратичное отклонение рассчитанных данных от эксплуатационных: температуры обратной воды 2,8%, расхода – 2,3%.

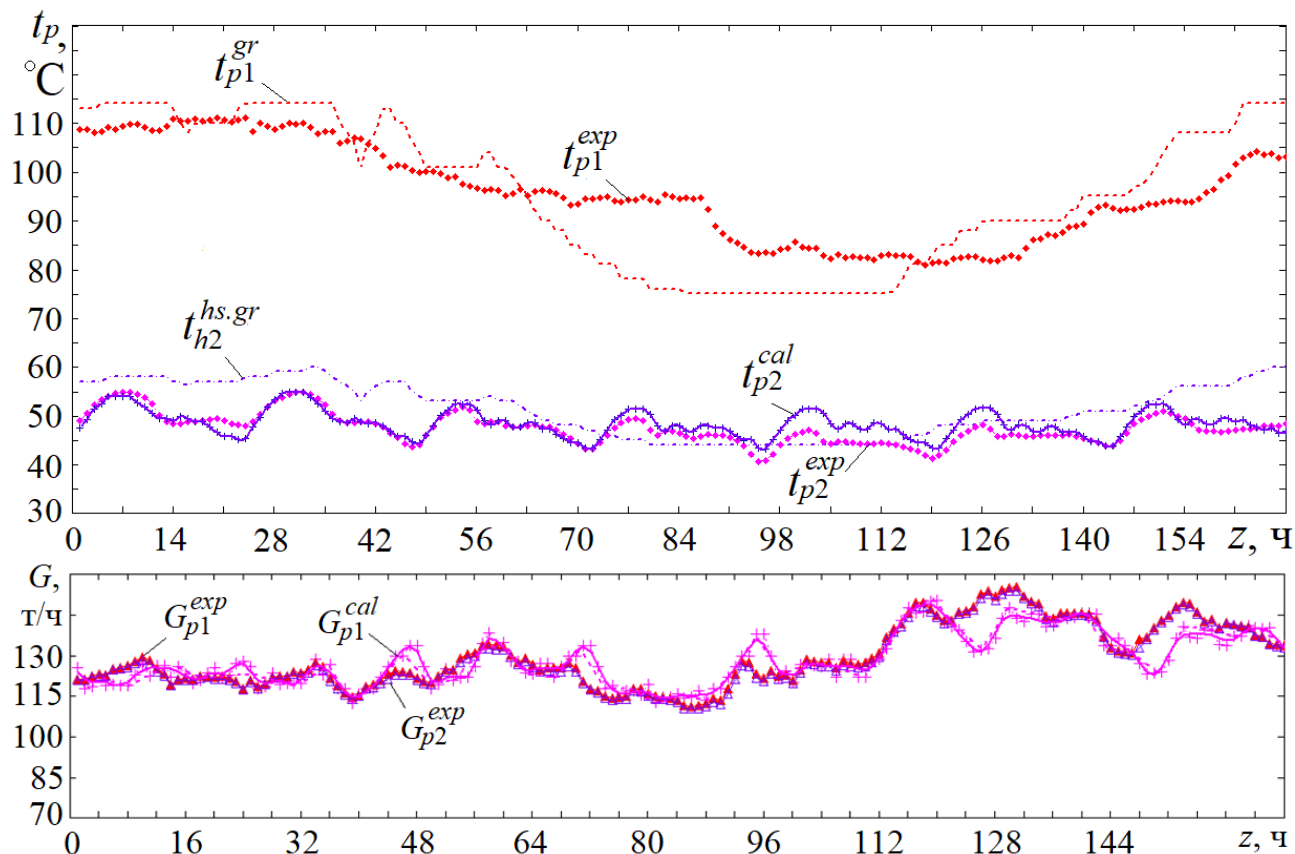


Рис. 10. Эксплуатационные и расчетные данные о работе ЦТП 7-13 января 2018 г.

Для упрощения инженерных расчётов было бы удобнее рассчитывать температурные графики напрямую, аналогично расчёту температурных графиков тепловой сети. Однако такие расчёты не будут универсальными, в отличие от метода (8). Для каждого способа центрального и местного регулирования необходимо получение отдельной системы уравнений. В параграфе 3.4 на основе обработки результатов моделирования большого числа тепловых пунктов с различными расчётными характеристиками получены уравнения для расчёта температурных графиков при качественном способе регулирования. Так, для схемы ТП, показанной на рис. 6, получены уравнения для определения: – температуры обратной воды после теплообменника СГВ I ступени:

$$t_{p2}^I(\overline{Q}_o) = t_{hc}^I + \Delta t_c^I \left[\frac{Q_h^I(\overline{Q}_o)}{Q_{hc}^I} \right]^{-A} + B(t_{p2c}^{hs} - t_{2c}) \left[\frac{Q_h^I(\overline{Q}_o)}{Q_{hc}^I} \right]^C, \quad (9)$$

– температуры сетевой воды на входе в теплообменник СГВ I ступени

$$t_{p1}^I(\overline{Q}_o) = 0,5t_{h2c}^I + \Delta t_c^I \left[\frac{Q_h^I(\overline{Q}_o)}{Q_{hc}^I} \right]^{-G} + H(t_{p2c}^{hs} - t_{2c}) \left[\frac{Q_h^I(\overline{Q}_o)}{Q_{hc}^I} \right]^I, \quad (10)$$

– температуры сетевой воды на выходе из теплообменника СГВ II ступени

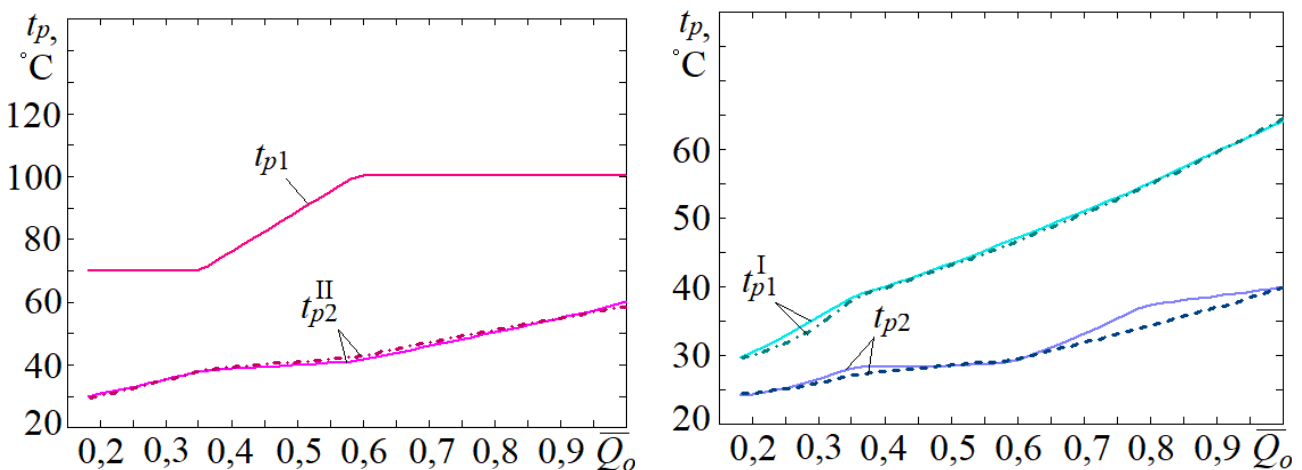
$$t_{p2}^{II}(\overline{Q}_o) = 65 - \Delta t_c^{II} \left[\frac{Q_h^{II}(\overline{Q}_o)}{Q_{hc}^{II}} \right]^L + M(t_{lower}^{cut} - \Delta t_c^{II}) \left[\frac{Q_h^{II}(\overline{Q}_o)}{Q_{hc}^{II}} \right]^N. \quad (11)$$

Для определения относительной тепловой мощности теплообменника СГВ первой ступени с учётом срезок температурного графика, предложено следующее выражение

$$Q_h^I(\overline{Q}_o) = Q_{hc}^I D \left(\frac{2t_{p1}^{req}(\overline{Q}_o) - t_{p1}(\overline{Q}_o)}{E} \right)^F. \quad (12)$$

Постоянные коэффициенты $A, B, C, D, E, F, G, H, I, L, M, N$ в формулах (9)–(12) учитывают большое количество расчётных характеристик работы теплового пункта. Эти коэффициенты определялись в результате систематического моделирования режимов работы тепловых пунктов с различными расчётными характеристиками.

На рис. 11 показаны некоторые результаты расчётов температур сетевой воды предложенным методом моделирования (сплошные линии) и по формулам (9)–(12) (штриховые и штрихпунктирные линии) для одного из ЦТП г. Новосибирска. На рис. 11 $t_{upper}^{cut}, t_{lower}^{cut}$ – верхняя срезка и излом температурного графика; $\psi = Q_h / Q_o$; K_t – коэффициент теплотерь в СГВ. Результаты расчётов численным и аналитическим методами хорошо согласуются.



Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:

$$t_{p1c} = 150^\circ \text{C}; \quad t_{upper}^{cut} = 100^\circ \text{C}; \quad t_{lower}^{cut} = 70^\circ \text{C}; \quad \psi = 1,0; \quad K_t = 0,35$$

Рис. 11. Температура сетевой воды

Сравнение с эксплуатационными данными (рис. 12) показывает хорошую сходимость. Среднеквадратичное отклонение по температуре обратной воды t_{p2} , $\sigma = 2,56\%$.

Проведённый в параграфе 3.5 анализ эксплуатационных режимов работы системы теплоснабжения позволил выявить закономерности, позволяющие при помощи полученных уравнений прогнозировать температуру обратной сетевой воды в зависимости от температуры наружного воздуха и переменного суточного водопотребления в СГВ.

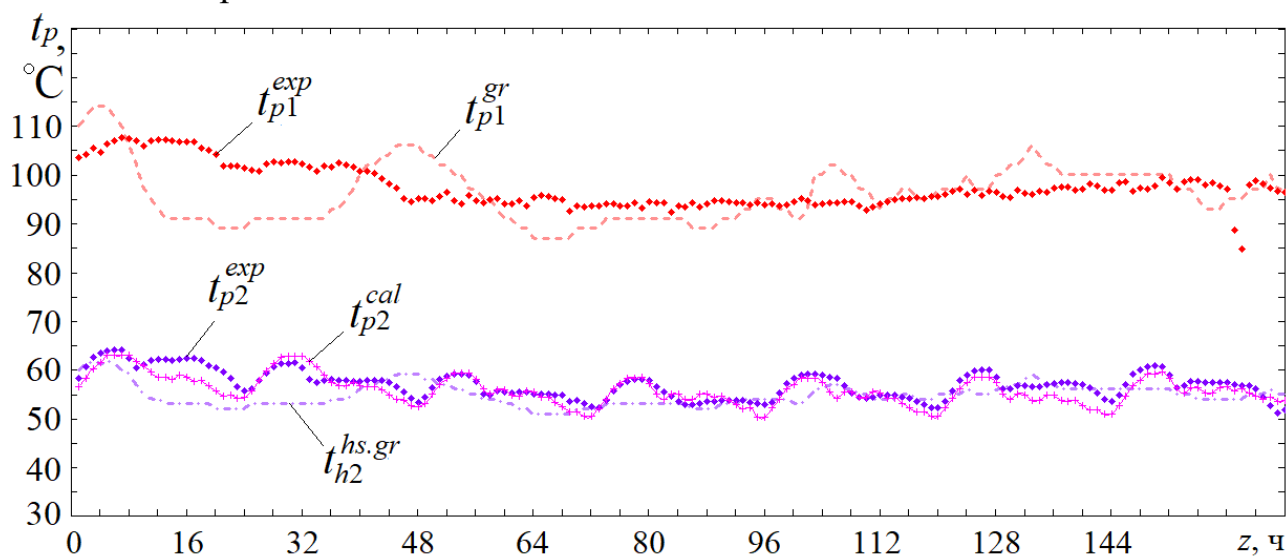


Рис. 12. Эксплуатационные и расчетные данные о работе ЦТП 12-18 декабря 2018 г.

Четвертая глава посвящена применению предложенного в диссертационной работе расчётного метода для моделирования переменных режимов работы систем теплоснабжения со связанной подачей теплоты в современных условиях, исследованию возможности перехода на другие температурные графики регулирования, коррекции неблагоприятных режимов работы. Содержание главы отражено в работах [1, 2, 4, 5, 8-15, 18, 21, 25, 30, 41]. Параграф 4.1 посвящён исследованию основных проблем работы системы теплоснабжения при применяемом в настоящее время графике центрального **качественного регулирования со срезкой**, т.е. недогревом воды до требуемых значений по проектному графику регулирования (см. рис. 1). Отмечается, что в соответствии с требованиями СанПиН 1.4.2496-09 была также поднята температура воды, соответствующая точке излома температурного графика. Это привело к резкому сокращению области качественного регулирования отопительной нагрузки, а кроме того, сдвинуло точку излома в область более низких температур наружного воздуха. В то же время, именно в точке излома наблюдается самый неблагоприятный режим совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения, поскольку во вторую ступень теплообменника СГВ в режиме максимального водопотребления поступает весь расход воды из тепловой сети, минуя систему отопления. На рис. 7 показано, что расход воды, поступающий в систему отопления меньше требуемого $G_{p1}^h < G_{p1}^{h.req}$ не только в точке излома, но и при более низких температурах наружного воздуха t_{ext} . Таким образом, при снижении наружной температуры, соответствующей точке излома, теплотери помещений могут не компенсироваться системой отопления.

Как показали результаты моделирования режимов работы ТП ($Q_{o,max}=4,459$ МВт, $Q_h = 2,659$ МВт), показанные на рис. 13, (Q_o^{val} – располагаемая тепловая мощность системы отопления; Q_o^{req} – требуемая тепловая мощ-

ность системы отопления; Q_o^{\min} – минимальная тепловая мощность системы отопления при максимальном водопотреблении в СГВ; Q_h^{II} – тепловая мощность теплообменника II ступени СГВ) тепловая мощность отопления в зависимости от водопотребления в СГВ может изменяться от Q_o^{\min} до Q_o^{val} . Существуют неблагоприятные режимы совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения ($Q_o^{\text{val}} < Q_o^{\text{req}}$), когда даже при отсутствии водопотребления в СГВ располагаемая тепловая мощность системы отопления Q_o^{val} не обеспечит температуру внутреннего воздуха даже на уровне 18°C. Это температурный диапазон ниже температуры срезки, а также в окрестности точки излома. Коррекции этих неблагоприятных режимов работы посвящены следующие параграфы.

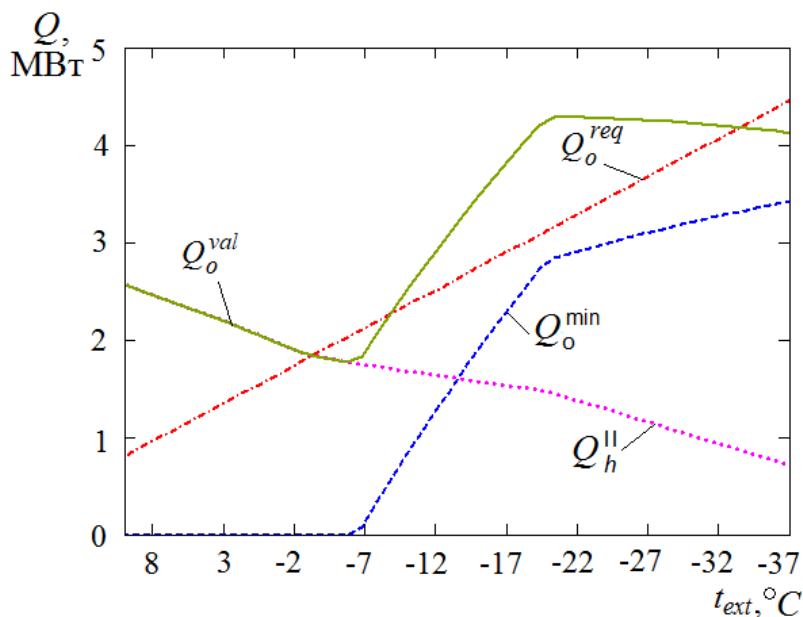


Рис. 13. Тепловая мощность ЦТП в течение отопительного периода

В существующих системах автоматизации тепловых пунктов регулирование нагрузки горячего водоснабжения производится только по температуре нагреваемой воды t_h . Это может вызывать нарушения работы системы отопления и завышенную температуру обратной воды в тепловой сети t_{p2} (см. рис. 14а). Тепловая мощность системы теплоснабжения используется не полностью: $Q_p^{\text{real}} < Q_p^{\text{req}}$, $Q_o^{\text{real}} < Q_o^{\text{req}}$ (см. рис. 14в), т.к. в систему отопления поступает уменьшенное количество воды из теплосети: $G_{p1}^{\text{hs}} < G_{p1}^{\text{hs.req}}$ (см.рис. 14б). То есть во вторую ступень теплообменника СГВ идёт большой расход сетевой воды, которая с высокой температурой поступает в обратную магистраль: $t_{p2}^{\text{II}} > t_{p2}^{\text{h}}$ (см. рис. 14а).

Необходимо, чтобы в теплообменник СГВ второй ступени поступал меньший расход сетевой воды, но температура сетевой воды после теплообменника была бы ниже. В этом случае тепловая мощность системы теплоснабжения будет использована полностью (см. рис. 15в).

Задачами программы системы автоматического регулирования являются:

1) уменьшение расхода сетевой воды через подогреватель второй ступени W_{p2}^{II} ,

за счёт увеличения перепада температур сетевой воды в подогревателе $t_{p1} - t_{p2}^{\text{II}}$ (см. рис. 15а, б) и 2) использование расхода $W_p - W_{p2}^{\text{II}}$ для системы отопления.

Для осуществления программного регулирования, гидравлическое сопротивление регулятора температуры (РТ, см. рис. б) необходимо автоматически изменять. Результаты моделирования режимов работы ТП показаны на рис. 15. Получено минимальное гидравлическое сопротивление программируемого регулятора температуры РТ, ограничивающего расход сетевой воды через подогреватель второй ступени по сигналам температур сетевой воды на входе и выходе из подогревателя и температуре нагреваемой воды:

$$S_{\text{РТ}}^{\text{min}}(t_{\text{ext}}, z) = S_o(t_{\text{ext}}, z) \left[\frac{G_p(t_{\text{ext}}, z)}{G_{p2}^{\text{II}}(t_{\text{ext}}, z)} - 1 \right]^2 - S_h^{\text{II}}(t_{\text{ext}}, z).$$

Необходимый перепад давлений на клапане программируемого РТ, МПа:

$$\Delta P(t_{\text{ext}}) = g \cdot \rho \cdot S_{\text{РТ}}^{\text{min}}(t_{\text{ext}}) \cdot G_{p2}^{\text{II}^2}(t_{\text{ext}}) \cdot 10^{-6},$$

где g —ускорение свободного падения, м/с^2 , ρ —плотность воды, кг/м^3 .

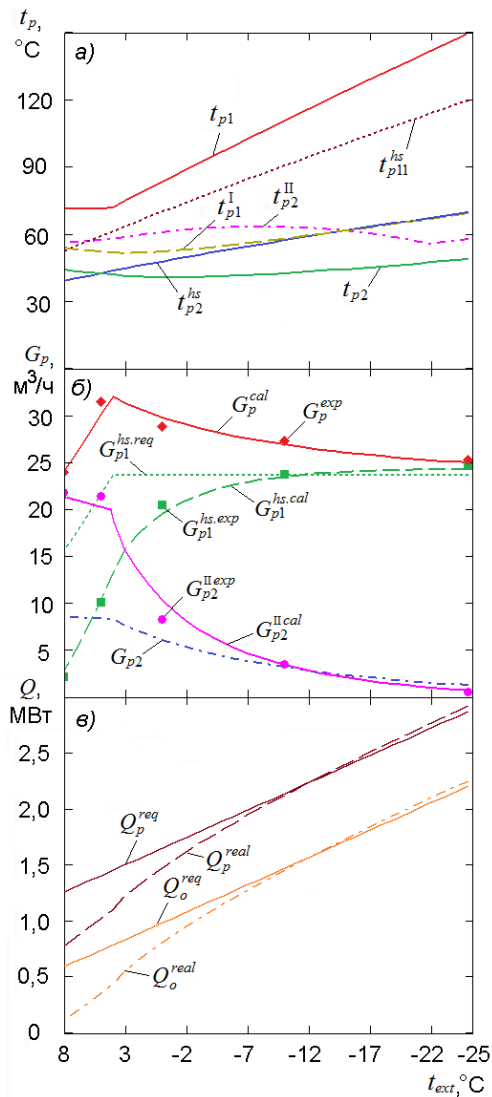


Рис. 14. Режимы работы ТП при традиционном способе регулирования

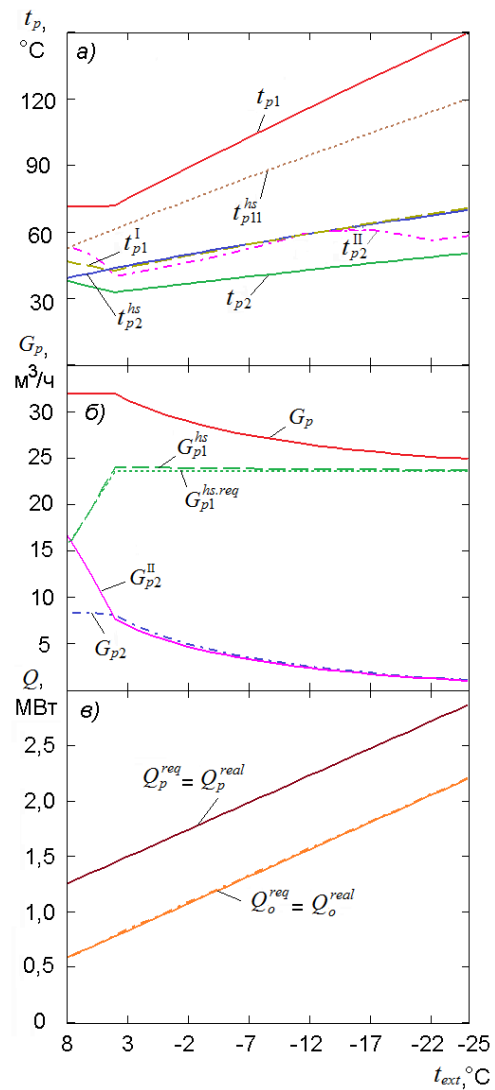


Рис. 15. Режимы работы ТП при программном регулировании

Также в параграфе 4.1 для графиков **качественного регулирования** моделировались переменные режимы тепловых пунктов при экстремальном похолодании и выявлены неэффективные режимы работы. Показано, что при низкотемпературном теплоснабжении располагаемой тепловой мощности системы теплоснабжения будет недостаточно для обеспечения допустимой температуры внутреннего воздуха помещений. Определены требуемая тепловая мощность системы теплоснабжения, необходимые расходы сетевой воды; получены выражения для расчёта требуемых температур воды в системе отопления.

Параграф 4.2 посвящен моделированию режимов работы системы теплоснабжения при центральном **качественном способе регулирования по совмещённой нагрузке отопления и горячего водоснабжения** (повышенный температурный график), когда нагрузка горячего водоснабжения обеспечивается увеличением температуры воды в тепловой сети при постоянном расходе воды, равном расходу только на отопление.

Показано, что применение повышенного графика при низкотемпературном теплоснабжении является хорошей альтернативой графикам со срезкой, поскольку расход сетевой воды в этом случае меньше, чем при применении отопительно-бытового графика, а точка излома приходится на более высокую наружную температуру, поскольку соответствует точке излома отопительно-бытового графика, которую можно принять равной не более 70°C , при этом температура повышенного графика будет соответствовать санитарным нормам. Кроме того, как показано в главе 6, при применении повышенного температурного графика будут наименьшие тепловые потери в теплосети по сравнению с другими способами регулирования.

Параграф 4.3 посвящен исследованию возможности применения **качественно-количественного способа центрального регулирования** тепловой нагрузки. Этот способ может позволить устранить срезки температурного графика при меньших расходах сетевой воды и при более стабильном гидравлическом режиме, чем при количественном регулировании. Для оценки возможности обеспечить допустимую температуру внутреннего воздуха, моделировались переменные режимы работы системы теплоснабжения в условиях низкотемпературного теплоснабжения.

Моделирование проводилось для шести графиков качественно-количественного регулирования: 1) Е.Я. Соколова при температурном перепаде $150/70^{\circ}\text{C}$; 2) Е.Я. Соколова при температурном перепаде $114/70^{\circ}\text{C}$; 3) В.К. Дюскина; 4) В.И. Панферова и Ю.Н. Денисенко, учитывающего применение в системах отопления современных отопительных приборов; 5) криволинейного графика В.Ф. Гершковича, 6) зонированного графика П.В. Ротова и В.И. Шаропова, сочетающего качественный и количественный способы регулирования.

Для всех графиков были определены расход сетевой воды и наружная температура, соответствующая точке излома (для ЦТП с $Q_{o\max} = 4,459$ МВт, $Q_h = 2,659$ МВт в г. Новосибирске), табл. 1.

Как видно из табл. 1, точка излома для низкотемпературных графиков 2-6 соответствует более низкой наружной температуре.

Таблица 1

Расходы воды в теплосети

Наименование показателя	График качественно-количественного регулирования					
	1	2	3	4	5	6
Точка излома, $t_{ext,f}$, °С	1,5	-7,1	-3,9	-1,9	-6,1	-4,9
G_{p2}^{max} , т/ч	35,5	35,2	35,1	35,5	35,0	36,0
$G_{p2}^{hs.max}$, т/ч	47,9	87,1	88,2	87,1	80,9	83,2
G_p , т/ч	70,3	106,1	96,7	98,3	99,7	83,2

Возможность системы отопления компенсировать теплопотери помещений определялась при моделировании режимов работы систем теплоснабжения при переменном водопотреблении в системе горячего водоснабжения. Результаты сведены в табл. 2.

Таблица 2

Температура внутреннего воздуха помещений, °С

График	Диапазон наружных температур, °С			
	-25 ÷ -38	-15 ÷ -25	-5 ÷ -15	8 ÷ -5
1	20 ÷ 24,4	24,0 ÷ 25,9	18,9 ÷ 21,7	15,4 ÷ 18,8
2	19,4 ÷ 22,1	15,7 ÷ 22,0	4,4 ÷ 14,9	15,6 ÷ 18,9
3	18,9 ÷ 20,5	16,2 ÷ 20,3	8,8 ÷ 16,2	15,4 ÷ 18,9
4	18,5 ÷ 19,9	15,5 ÷ 19,5	8,8 ÷ 16,0	15,3 ÷ 18,9
5	19,2 ÷ 22,0	21,9 ÷ 23,0	11,2 ÷ 18,7	16,7 ÷ 19,4
6	18,7 ÷ 21,4	19,5 ÷ 21,5	12,8 ÷ 18,5	19,5 ÷ 21,8

Анализируя данные табл. 2, можно увидеть, что график качественно-количественного регулирования, разработанный Е.Я. Соколовым, в основном предназначался для температурного графика 150/70°С (график 1). В современных условиях при низких температурах теплоносителя (график 2), такой способ не обеспечит допустимой температуры внутреннего воздуха помещений при самом большом расходе сетевой воды (см. табл. 1). Наиболее оптимальный температурный режим при небольшом расходе сетевой воды может быть обеспечен при применении графика, предложенного П.В. Ротовым и В.И. Шараповым (график 6). Снижение температуры внутреннего воздуха в точке излома температурного графика отмечается и авторами, проводившими исследования для открытых систем теплоснабжения. Предлагается увеличить расход сетевой воды в этот период и применять местное регулирование.

Пятая глава посвящена обработке экспериментальных данных и построению математических моделей для исследования тепловой аккумуляции наружных ограждений в различных режимах работы системы теплоснабжения, влиянию влагонакоплений на теплотехнические характеристики ограждающих конструкций. Содержание главы отражено в работах [3, 6, 17, 27, 35].

В параграфе 5.1 для оценки влияния отдельных слоёв ограждения на теплоустойчивость была выполнена обработка экспериментальных данных (предоставлены Мансуровым Р.Ш.). Результаты исследования позволили сделать вывод, что материал внутреннего слоя стены, непосредственно контактирующий с

воздухом помещения (гипс или штукатурка) не обладает достаточной теплоустойчивостью вследствие малой толщины, поэтому основную роль в теплоустойчивости ограждения играет основной конструкционный слой, что также было подтверждено результатами моделирования теплотехнических свойств наружных ограждений, проведенного в параграфе 5.2. Задача решалась методом конечных разностей в нестационарной постановке. На основе полученных результатов в параграфе 5.3 определялась температура внутреннего воздуха t_{int}^{real} при изменении тепловой мощности системы отопления Q_o при текущей внутренней температуре t_{int}^{cur} и изменении наружной температуры t_{ext} в течение каждого часа наблюдения z с учётом коэффициента тепловой аккумуляции β :

$$t_{int}^{real}(z) = t_{ext} + \left[\frac{Q_o}{Q_o^{req}} + \left(\frac{t_{int}^{cur} - t_{ext}}{t_{int}^{req} - t_{ext}} - \frac{Q_o}{Q_o^{req}} \right) e^{\frac{-z}{\beta}} \right] (t_{int}^{req} - t_{ext}).$$

Тепловая мощность системы отопления Q_o для текущей наружной температуры определялась по результатам моделирования (рис. 13) с учётом тепловой мощности подогревателя СГВ второй ступени, определяемой для каждого часа суток по графику, рис. 16. На рис. 17 показаны результаты прогнозирования температуры внутреннего воздуха для зданий с конструкциями наружных стен, имеющих одинаковое сопротивление теплопередаче, но разную тепловую аккумуляцию ($\beta_1 = 97,4$ ч, $\beta_2 = 90,4$ ч, $\beta_3 = 87,8$ ч, $\beta_4 = 60,1$ ч, $\beta_5 = 51,5$ ч, $\beta_6 = 41,6$ ч, $\beta_7 = 36,9$ ч, $\beta_8 = 33,9$ ч, $\beta_9 = 33,2$ ч, $\beta_{10} = 29,4$ ч).

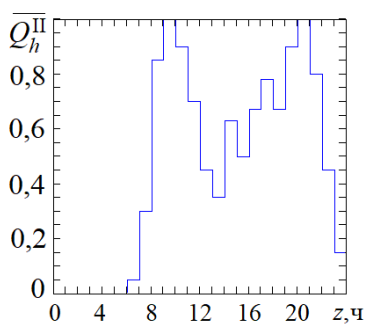


Рис. 16. Относительная тепловая мощность теплообменника СГВ II ступени в течение суток

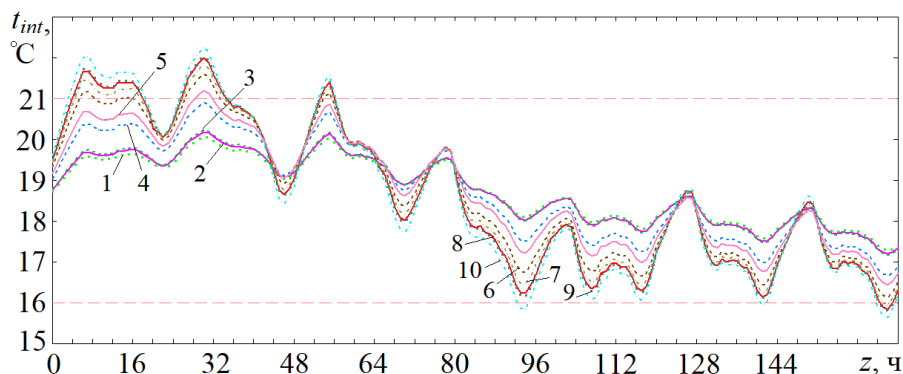


Рис. 17. Температура внутреннего воздуха помещений при переменном водопотреблении в СГВ 9-16 апреля 2013 г.

Разница температур внутреннего воздуха для зданий с различными типами конструкций составляет 4-5°C.

Особенно важную роль тепловая аккумуляция ограждений играет при лимитированном отпуске теплоты в аварийной ситуации. В Новосибирске принят температурный график аварийного теплоснабжения 85/70°C (t_{pl}^{em}), рис. 18а, где показаны результаты расчёта температур воды, а на рис. 18б — тепловых потоков для ЦТП с $Q_{o,max} = 11,042$ МВт, $Q_{v,max} = 3,200$ МВт, $Q_h = 9,542$ МВт.

Температура наружного воздуха t_{ext} принималась по данным метеостанции, рис. 19.

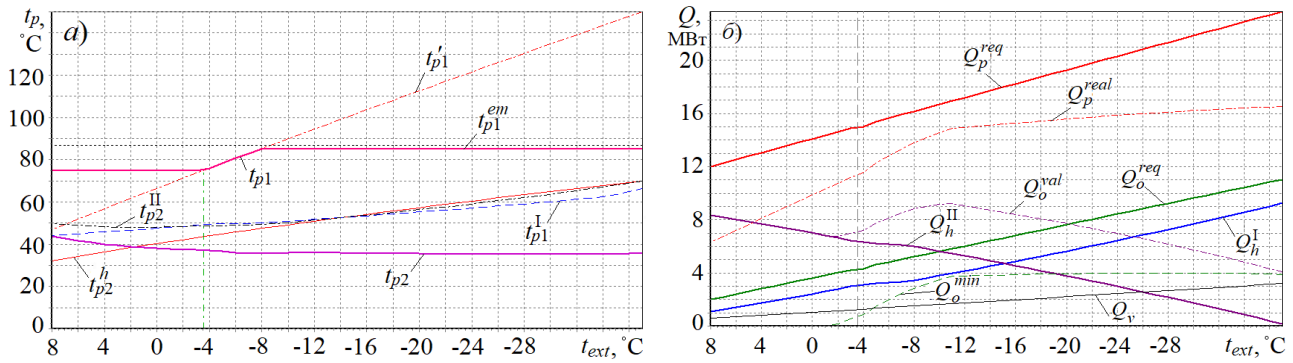


Рис. 18. Температура сетевой воды (а) и тепловая мощность системы теплоснабжения (б) в аварийном режиме работы

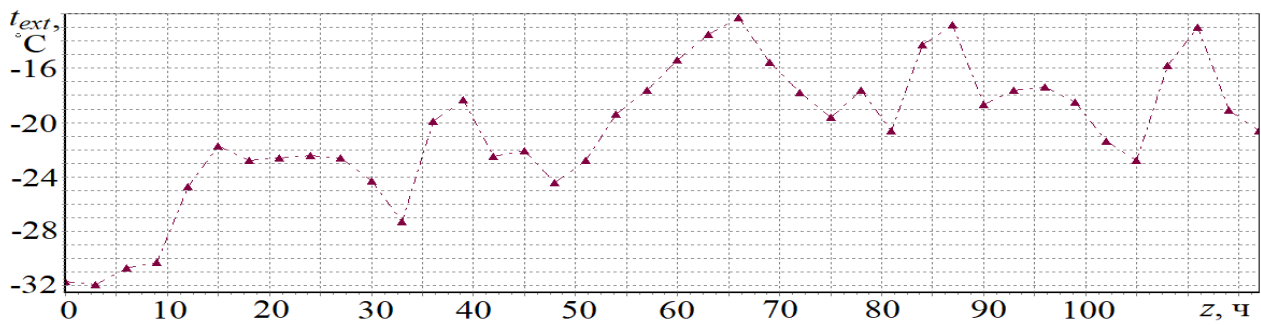


Рис. 19. Температура наружного воздуха 12-18 декабря 2018 г.

Моделирование температуры внутреннего воздуха проводилось в ПК HeatingPoint [40] с шагом в 1 ч. Результаты показаны на рис. 20 для помещений с конструкциями наружных стен, имеющими коэффициенты тепловой аккумуляции: $\beta_1 = 88,45$ ч, $\beta_2 = 77,19$ ч, $\beta_3 = 52,3$ ч, $\beta_4 = 41,55$ ч, $\beta_5 = 34,17$ ч, $\beta_6 = 25,39$ ч. Цифры со штрихами – то же при отключении II ступени подогревателя СГВ.

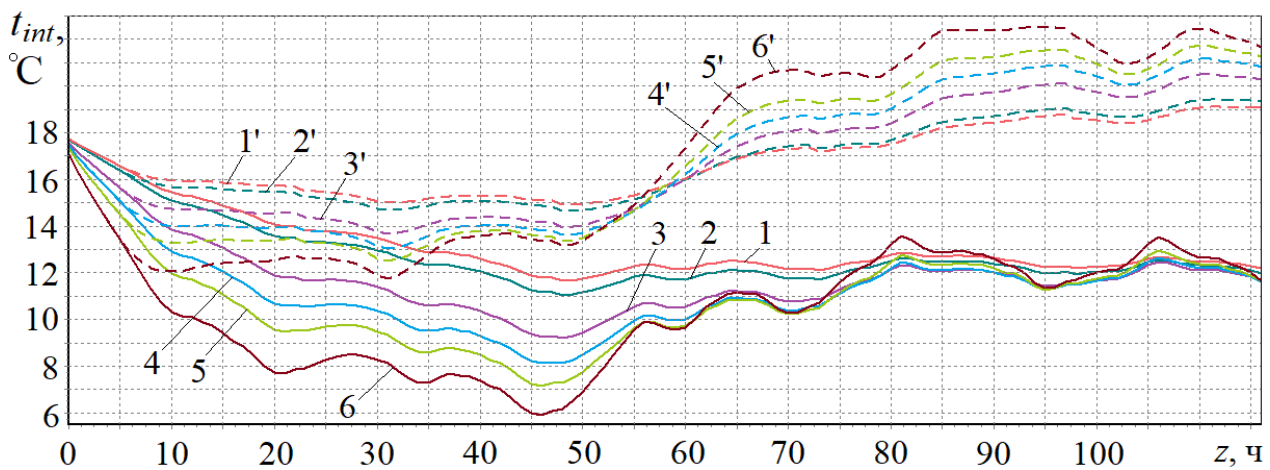


Рис. 20. Температура внутреннего воздуха помещений

В первые 6 часов отключение второй ступени СГВ не оказывает влияние на температуру внутреннего воздуха t_{int} (рис. 20). Далее t_{int} понижается тем быстрее, чем меньше β . Затем при работающей СГВ t_{int} стабилизируется примерно на уровне точки росы независимо от тепловой аккумуляции ограждения,

т.е. конструкции наружных стен утрачивают способность аккумулировать теплоту. Отключение второй ступени теплообменника СГВ позволяет повысить t_{int} . Отмеченные особенности необходимо учитывать при расчёте допустимого времени остывания помещений при аварии.

Для исследования особенностей снижения тепловой аккумуляции наружных ограждений при нарушениях теплоснабжения в параграфе 5.4 разработан метод расчёта с использованием теории потенциала влажности. Теплопроводность слоя в сечении i ограждения с учётом теплопроводности материалов $\lambda_{\delta i}$ и свободной воды λ_{w_i} при данной температуре с учётом накопленной влаги w_i определялась по формуле

$$\lambda_i = (\lambda_{\delta i} + \lambda_{w_i} w_i) / (1 + w_i). \quad (13)$$

С использованием выражения (13) определялось термическое сопротивление конструкций. На рис. 21 для одной из конструкций (железобетонные плиты, утеплитель – минеральная вата) показано распределение температуры по толщине стены без учёта влагонакоплений (линия 1) и с учётом влагонакоплений (линия 2), а на рис. 22 показаны результаты моделирования температуры внутреннего воздуха t_{int}^w с учётом влагонакоплений в наружных стенах в зависимости от наружной температуры.

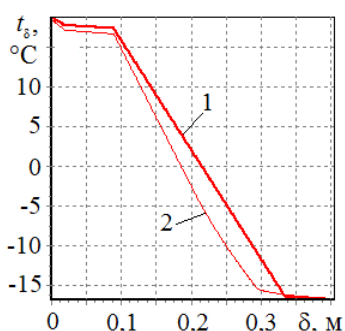


Рис. 21. Распределение температуры по толщине стены

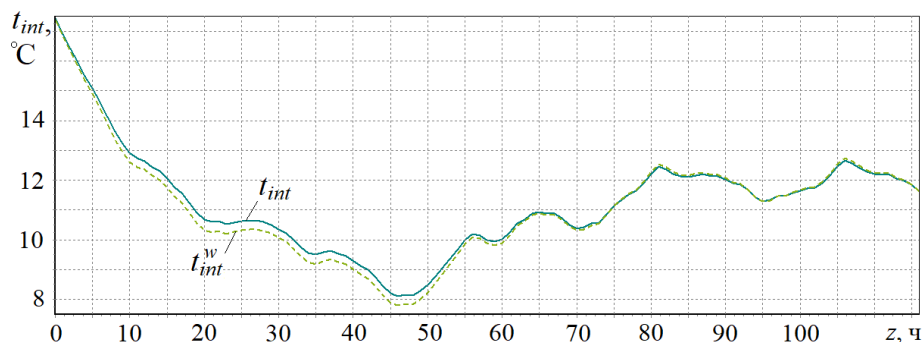


Рис. 22. Температура внутреннего воздуха помещений 6-10 декабря 2018 г. в аварийном режиме работы системы теплоснабжения

В начальный момент времени наличие в конструкции влаги мало влияет на изменение температуры внутреннего воздуха, что связано с двумя противоположно направленными процессами: конденсацией влаги с выделением тепла и одновременным увеличением теплопроводности строительной конструкции (рис. 22). Однако с течением времени большая часть влаги конденсируется, и увеличение теплопроводности увлажнённого материала сказывается на снижении термического сопротивления стены и температуры внутреннего воздуха, которая затем стабилизируется на уровне точки росы. Исследованию аварийных режимов работы системы теплоснабжения посвящен параграф 5.5. При снижении температуры теплоносителя в теплосети для оценки времени z снижения температуры внутреннего воздуха до заданного значения t_{int}^{ass} , в зависимости от соотношения расчётных тепловых нагрузок ψ и коэффициента тепловой аккумуляции β помещений, в диссертационной работе получено выражение

$$z = -\beta \ln \left[1 - \frac{t_{int}^{req} - t_{int}^{ass}}{t_{int}^{req} - t_{ext}} \cdot \frac{1}{1,28 - 0,16\psi - 0,008t_{upper}^{cut} + 0,014(t_{ext.o} - t_{ext})} \right]. \quad (14)$$

На рис. 23 показаны результаты расчёта по выражению (14) снижения температуры внутреннего воздуха до точки росы для трех ЦТП с различными соотношениями ψ : линия 1 соответствует $\psi = 0,5$; 2 – $\psi = 0,6$; 3 – $\psi = 0,8$. Результаты моделирования сравнивались с расчётом по формуле Самарина О.Д. (линия 4), которая даёт адекватные результаты только для кирпичных наружных ограждений, когда слой кирпича обеспечивает достаточную теплоустойчивость внутреннего слоя стены.

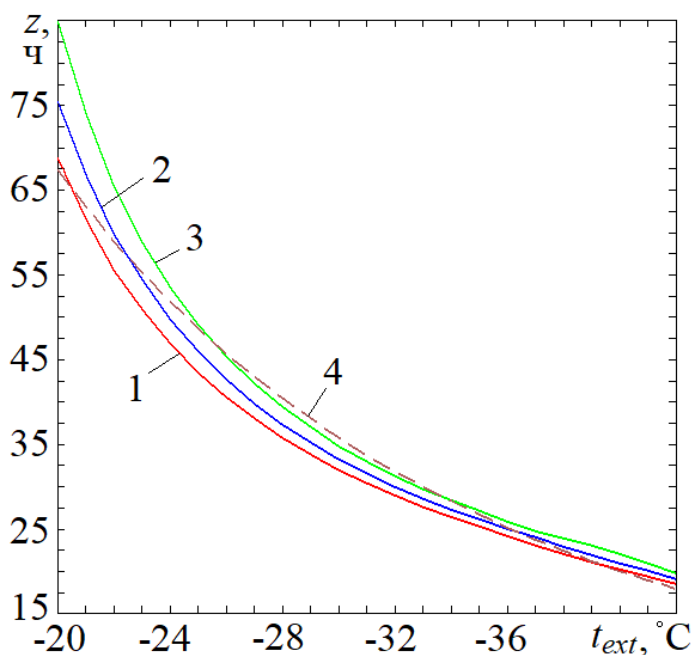


Рис. 23. Время снижения температуры внутреннего воздуха до точки росы

Шестая глава посвящена применению предложенного метода моделирования для исследования энергетической и экономической эффективности систем теплоснабжения при различных графиках регулирования. Содержание главы отражено в работах [24, 37]. При различных способах центрального регулирования будут меняться и температуры, и расходы сетевой воды, поэтому расчёт основных показателей необходимо проводить не на средние температуры теплоносителей и наружного воздуха, а с учётом продолжительности работы системы теплоснабжения с различными температурами и расходами сетевой воды. В параграфе 6.1 были определены режимы работы системы теплоснабжения для различных температурных графиков (рис. 24) для участка магистральной тепловой сети г. Новосибирска. На основе формулы Л.А. Мелентьева, Б.Л. Шифринсона, В.Я. Хасилева, в параграфе 6.2 были получены аналитические зависимости для расчёта продолжительности тепловых нагрузок, при помощи которых определялись удельные годовые затраты на производство тепловой энергии при различных способах центрального регулирования.

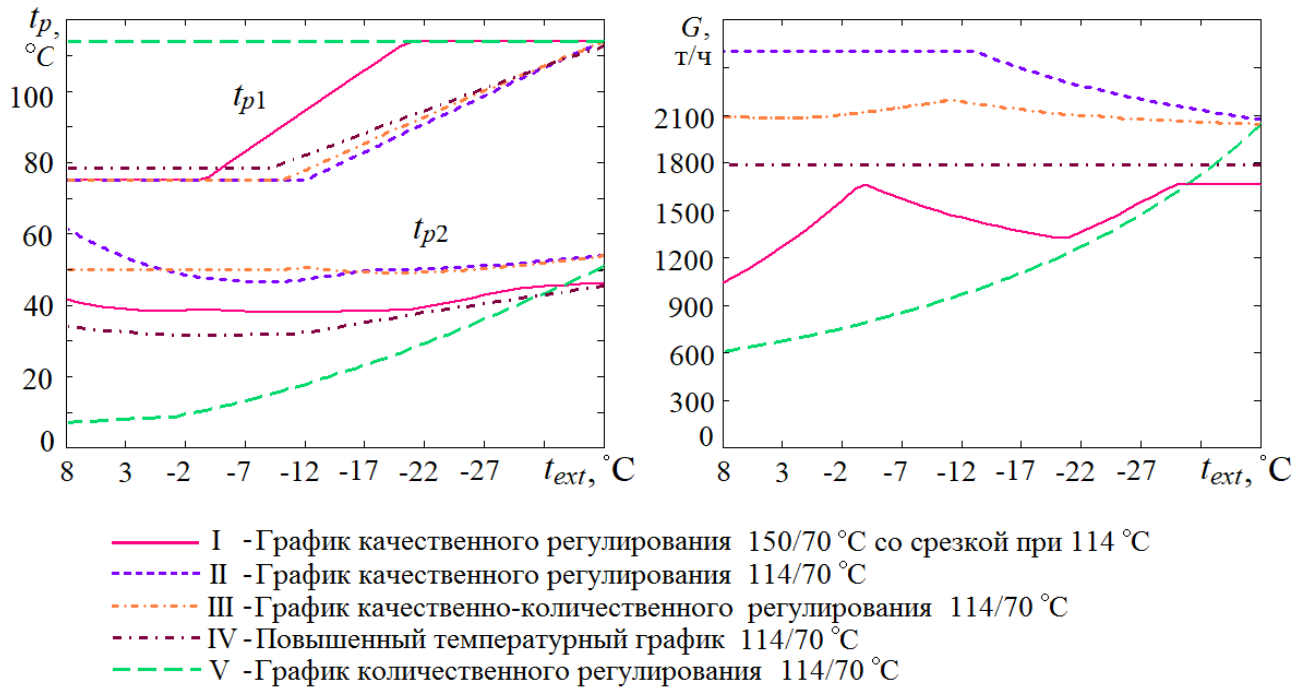


Рис. 24. Результаты моделирования температур и расходов воды в тепловой сети при различных способах регулирования тепловой нагрузки

Параграф 6.3 посвящён определению удельных затрат на выработку тепловой и электрической энергии для различных способов центрального регулирования тепловой нагрузки:

$$\sum S = S_f + S_{hl} + S_p + S_r,$$

где S_f – удельная стоимость топлива за год при работе ТЭЦ по теплофикационному и конденсационному циклам, руб./Гкал; S_{hl} – удельная стоимость тепловых потерь за год, руб./Гкал; S_p – удельная стоимость перекачки теплоносителя, руб./Гкал; S_r – удельные годовые отчисления от стоимости сети, руб./Гкал.

Для определения удельных годовых затрат в диссертационной работе получены расчётные соотношения с учётом режимов работы для каждого графика регулирования и продолжительности тепловых нагрузок. Годовые тепловые потери, Дж, через изоляцию трубопроводов $q_z = qz$, где q – в Вт, а z – в секундах.

Результаты расчёта средних потерь тепла трубопроводами за год сведены в табл. 3. За 100% приняты теплопотери при графике регулирования 150/70°C со срезкой 114°C.

Таблица 3

Средние потери тепла трубопроводами за год

Показатель	Способ центрального регулирования (см. рис. 25)				
	I	II	III	IV	V
$\sum_{z_y} q_{z1}, \text{ МДж/м}$	4737	4289	4326	4452	5856
$\sum_{z_{hp}} q_{z2}, \text{ МДж/м}$	2331	2860	2792	2114	1478
$\sum_{z_{hp}} (q_{z1} + q_{z2}), \text{ МДж/м}$	7068	7149	7118	6566	7334
МДж/м (%)	(100)	(101,2)	(100,7)	(92,9)	(103,8)

Результаты расчёта показали, что ориентация только на средние нормативные значения может привести к ошибке при формировании тарифа на тепловую энергию.

Удельные годовые эксплуатационные затраты для каждого способа регулирования сведены в табл. 4 и показаны на рис. 25. Как видно из рис. 26, переход на низкотемпературные графики теплоснабжения в большинстве случаев приведёт к увеличению удельных эксплуатационных затрат и к росту тарифов на тепловую энергию. Самым неэффективным является низкотемпературный качественный способ регулирования II, в котором помимо значительного увеличения затрат, не будет обеспечиваться требуемая температура внутреннего воздуха помещений. Затраты на производство тепловой энергии при низкотемпературном повышенном графике регулирования IV возрастут незначительно, при стабильном гидравлическом режиме теплосети. Снижения затрат можно добиться при количественном способе регулирования тепловой нагрузки V, однако, в этом случае требуется полная автоматизация и гидравлическая увязка всех абонентских установок тепловой сети. Результаты расчёта могут быть использованы для определения оптимальной степени централизации теплоснабжения при различных температурных графиках.

Таблица 4

Удельные годовые эксплуатационные затраты на участок магистральной теплосети / на тепловую сеть произвольной длины

S , руб./Гкал	Способ центрального регулирования (см. рис. 25)				
	I	II	III	IV	V
S_f	1461	1529	1515	1506	1372
S_p	45,3/0,00788	186,8/0,03256	125,2/0,02181	77,8/0,01356	21,9/0,00382
S_{hl}	28,6/0,00498	28,9/0,00504	28,8/0,00501	26,6/0,00463	29,7/0,00517
S_r	212,1/0,03696	212,1/0,03696	212,1/0,03696	212,1/0,03696	212,1/0,03696
$\sum S$	1747,0/ 1461+0,04982	1956,8/ 1529+0,07456	1881,1/ 1515+0,06378	1822,5/ 1506+0,05515	1635,7/ 1372+0,04595

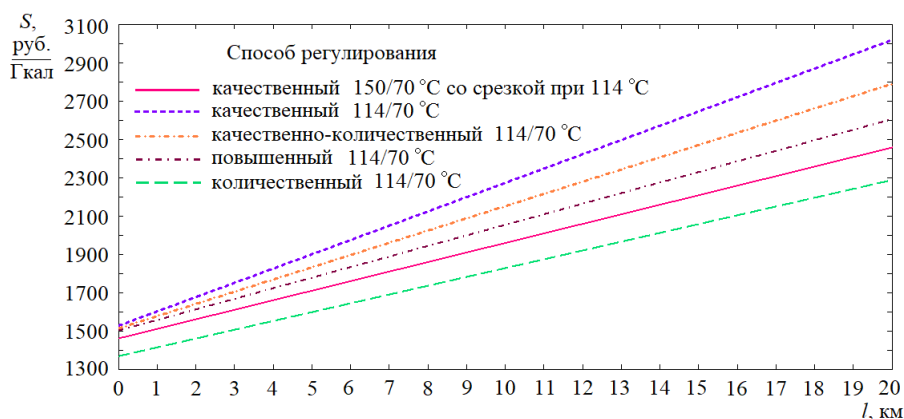


Рис. 25. Удельные годовые эксплуатационные затраты в зависимости от длины теплосети

В приложении описано разработанное программное обеспечение, включающее все предложенные в диссертационной работе методы, рис. 26, 27.

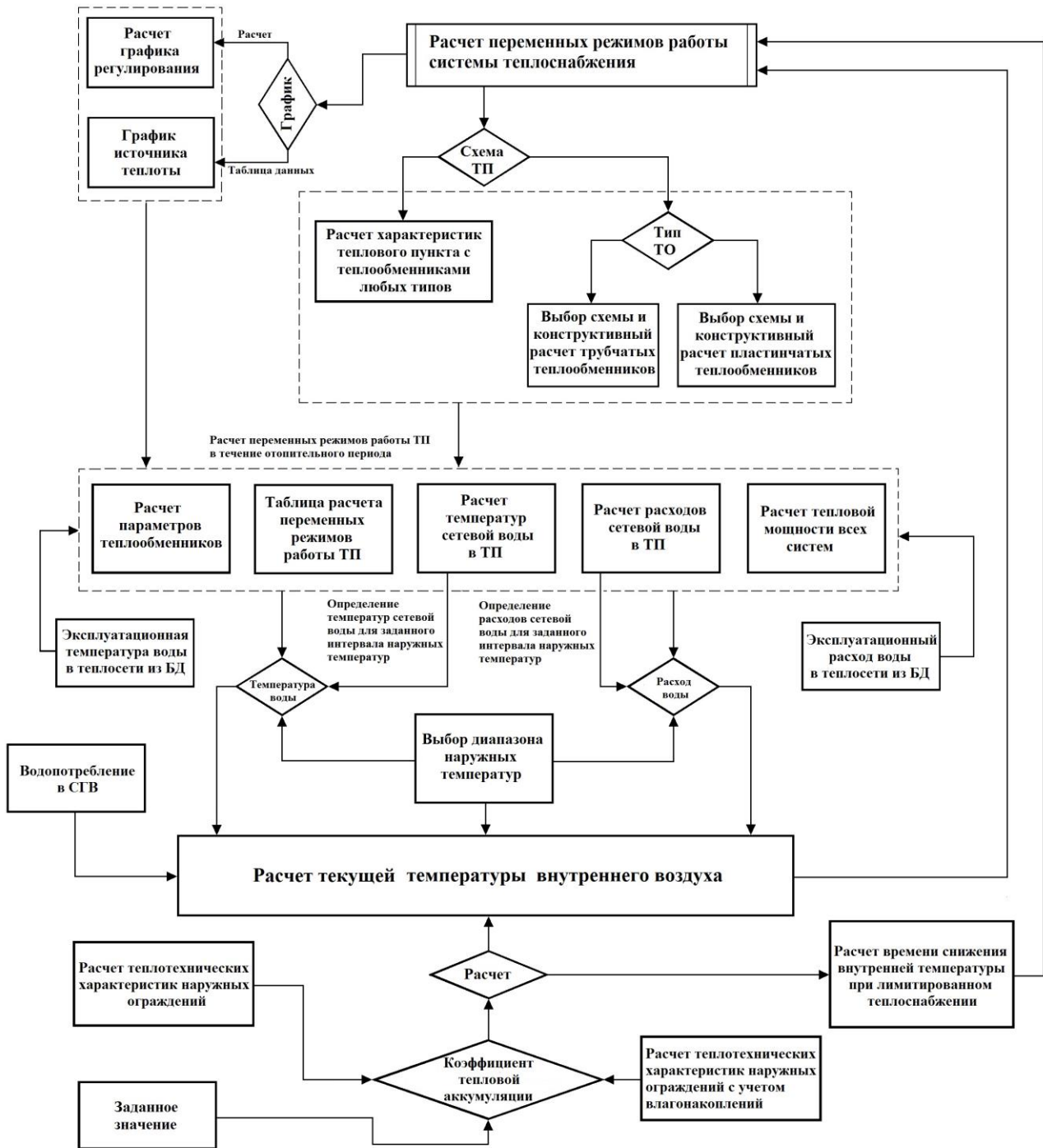


Рис. 26. Структурная схема ПК HeatingPoint

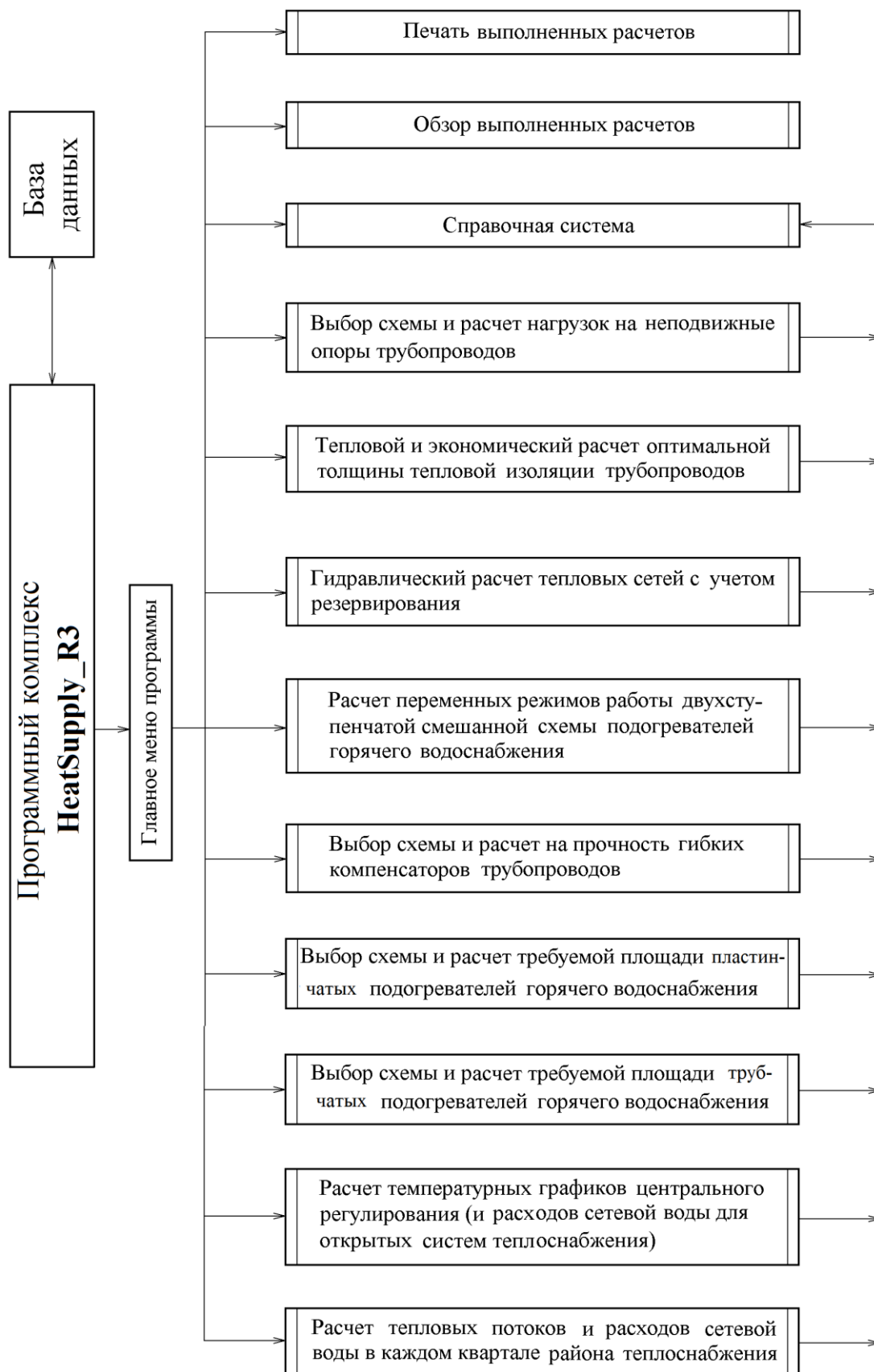


Рис. 27. Структурная схема ПК HeatSupply_R3

Программный комплекс HeatingPoint [40], рис. 26, предназначен для расчёта переменных режимов работы ТП и температуры внутреннего воздуха в закрытых системах теплоснабжения, с возможностью учёта эксплуатационных данных. Программный комплекс HeatSupply_R3 [38, 39], рис. 27, предназначен для расчёта открытых и закрытых систем теплоснабжения в целом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам работы можно сделать следующие **общие выводы**:

1. Качественный способ регулирования систем теплоснабжения в настоящее время практически не поддерживается. Расчёт других режимов работы существующими методами, основанными на применении постоянных безразмерных параметров, приведёт к существенной ошибке в определении тепловой производительности системы теплоснабжения и не сможет обеспечить требуемую температуру внутреннего воздуха помещений. Это потребовало разработки и уточнения методов расчёта работы системы теплоснабжения в различных переменных режимах.

2. Получены выражения, позволяющие определить переменный безразмерный параметр теплообменника для различных соотношений неизвестных температур и расходов теплоносителей во всех основных режимах работы теплообменных аппаратов систем теплоснабжения.

3. Предложен метод расчёта переменных режимов работы тепловых пунктов со связанной подачей теплоты при переменном водопотреблении в системе горячего водоснабжения с учётом тепловой аккумуляции зданий.

4. Получены уравнения, позволяющие рассчитать температурные графики режимов работы тепловых пунктов с двухступенчатыми схемами присоединения подогревателей горячего водоснабжения при комбинированном способе центрального качественного регулирования тепловой нагрузки.

5. Предложен метод расчёта рациональных режимов работы тепловых пунктов и способы регулирования, позволяющие полностью использовать располагаемую тепловую мощность системы теплоснабжения в различные периоды отопительного сезона.

6. Предложен метод расчёта переменных режимов тепловых пунктов со связанной подачей теплоты при центральном качественном регулировании по совмещённой тепловой нагрузке и при различных способах местного количественного регулирования.

7. Проведено обоснование применения различных способов центрального качественно-количественного регулирования, в том числе при низкотемпературном теплоснабжении.

8. Создано программное обеспечение, реализующее предложенные расчётные методы и позволяющее выполнять основные расчёты при проектировании и эксплуатации систем теплоснабжения.

9. На основе разработанных методов выполнено обоснование энергетической эффективности систем теплоснабжения при различных способах центрального регулирования тепловой нагрузки.

Перспективы дальнейшей разработки темы связаны с корректировкой температурных графиков и способов регулирования с учётом всех тепловых нагрузок; исследованием оптимальных температур и расходов теплоносителей в теплообменниках тепловых пунктов при связанной подаче теплоты; развитием теории теплоустойчивости наружных ограждений применительно к холодному времени года; созданием «интеллектуальной» системы теплоснабжения.

Список основных работ, опубликованных по теме диссертации

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ

1. **Рафальская, Т.А.** Энергетическая безопасность теплоснабжения при аварийном режиме отпуска теплоты от ТЭЦ / Т.А. Рафальская. – Текст: непосредственный // Промышленная энергетика. – 2016. – №11. – С. 23-27.

2. **Рафальская, Т.А.** Исследование нарушений режимов работы тепловых сетей крупных систем теплоснабжения / Т.А. Рафальская. – Текст: непосредственный // Теплоэнергетика. – 2017. – №4. – С. 85-90.

3. **Рафальская, Т.А.** Исследование теплозащиты наружных ограждений зданий при аварийном теплоснабжении / Т.А. Рафальская, Р.Ш. Мансуров, А.К. Березка, А.А. Савенков. – Текст: непосредственный // Вестник СамГТУ. Технические науки. – 2017. – №3 (55). – С. 98-109.

4. Кислов, Д.К. Разработка системы интеллектуального теплоснабжения на базе информационной сети Zulu / Д.К. Кислов, М.С. Рябенко, **Т.А. Рафальская**. – Текст: непосредственный // Энергосбережение и водоподготовка. – 2018. – № 2(112). – С. 55-59.

5. **Рафальская, Т.А.** Исследование возможности организации низкотемпературного теплоснабжения при центральном качественном регулировании / Т.А. Рафальская. – Текст: непосредственный // Теплоэнергетика. – 2019. – №11. – С. 102-112.

6. **Рафальская, Т.А.** Влияние влагонакоплений в наружных стенах на тепловой режим помещений при аварийном теплоснабжении / Т.А. Рафальская. – Текст: непосредственный // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. – 2021. – Том 48. – № 2. – С. 113-123.

7. **Рафальская, Т.А.** Методика расчета режимов двухступенчатой смешанной схемы подогревателей горячего водоснабжения с ограничением расхода / Т.А. Рафальская. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Строительство. – 2002. – № 3. – С. 73-78.

8. **Рафальская, Т.А.** Моделирование режимов работы двухступенчатой смешанной схемы подогревателей горячего водоснабжения при повышенном температурном графике / Т.А. Рафальская, А.С. Басин. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Строительство. – 2002. – № 7. – С. 76-81.

9. **Рафальская, Т.А.** Моделирование оптимального теплового режима установок с двухступенчатой смешанной схемой подогревателей ГВС при ограничении расхода / Т.А. Рафальская, А.С. Басин. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Строительство. – 2003. – № 5. – С. 79-86.

10. **Рафальская, Т.А.** Особенности совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения в условиях значительного снижения температур наружного воздуха / Т.А. Рафальская. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Строительство. – 2010. – № 11-12. – С. 62-72.

11. **Рафальская, Т.А.** Особенности совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения при высоких температурах наружного воздуха / Т.А. Рафальская. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Строительство. – 2011. – № 11. – С. 54-62.

12. **Рафальская, Т.А.** Прогнозирование переменных режимов тепловых пунктов в условиях повышенного графика центрального регулирования / Т.А. Рафальская. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Строительство. – 2012. – № 7-8. – С. 50-61.

13. **Рафальская, Т.А.** Нарушения теплового режима зданий при высоких температурах наружного воздуха / Т.А. Рафальская. – Текст: непосредственный // Вестник СевКавГТИ. – 2016. – №2 (25). – С. 180-186.

14. **Рафальская, Т.А.** Проблемы энергетической эффективности систем централизованного теплоснабжения / Т.А. Рафальская, Р.Ш. Мансуров, Д.И. Ефимов, Е.Ю. Косова. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Строительство. – 2016. – № 10-11. – С. 32-48.

15. **Рафальская, Т.А.** Оценка влияния температуры воды в системе горячего водоснабжения на температурный режим помещений / Т.А. Рафальская, Р.Ш. Мансуров. – Текст: непосредственный // Водоснабжение и санитарная техника. – 2017. – №4. – С. 42-49.

16. Чапаев, Д.Б. Математическое описание зависимости растворимости магнетита от температуры и водородного показателя теплосетевой воды для применения в расчёте интенсивности внутреннего коррозионного износа / Д.Б. Чапаев, Т.А. Рафальская. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Строительство. – 2017. – № 3. – С. 98-107.

17. **Рафальская, Т.А.** Теплоустойчивость наружных ограждений и тепловой режим помещений в периоды срезок температурного графика / Т.А. Рафальская, Р.Ш. Мансуров, А.О. Рагинская, Д.А. Расенко. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость. – 2017. – Т.7. – № 4. – С. 192-203.

18. **Рафальская, Т.А.** Центральное регулирование без верхней срезки: возможности и перспективы / Т.А. Рафальская, Т.Л. Рохлецова, С.М. Тюсов. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Строительство. – 2018. – № 5. – С. 91-104.

19. **Рафальская, Т.А.** О применимости соотношений с постоянными параметрами для расчета переменных режимов теплообменных аппаратов / Т.А. Рафальская, В.Я. Рудяк. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Строительство. – 2018. – № 8. – С. 91-107.

20. **Рафальская, Т.А.** Влияние расходов теплоносителей на параметр теплообменника при переменных режимах его работы / Т.А. Рафальская, В.Я. Рудяк. – Текст: непосредственный // Вестник МГСУ. – 2019. – Том 14. – Выпуск 5. – С. 621-633.

21. **Рафальская, Т.А.** Исследование переменных режимов работы системы централизованного теплоснабжения при качественно-количественном регулировании / Т.А. Рафальская, А.Р. Мансуров, И.Р. Мансурова. – Текст: непосредственный // Вестник ПНИПУ. Строительство и архитектура. – 2019. – Том 10. – № 2. – С. 79-91.

22. **Рафальская, Т.А.** О влиянии температур теплоносителей на параметр теплообменника в переменных режимах работы / Т.А. Рафальская, В.Я. Рудяк. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Строительство. – 2019. – № 10. – С. 28-43.

23. **Рафальская, Т. А.** Уравнения температурных графиков режимов работы теплового пункта с двухступенчатой схемой присоединения подогревателей горячего водоснабжения / Т.А. Рафальская. – Текст: непосредственный // Научный журнал строительства и архитектуры. – 2020. – № 2 (58). – С. 29-41.

24. **Рафальская, Т.А.** Выбор оптимального температурного графика системы теплоснабжения по условию минимума годовых эксплуатационных затрат / Т.А. Рафальская, В.Я. Рудяк, Т.М. Филатова. – Текст: непосредственный // Известия вузов. Строительство. – 2021. – № 4. – С. 48-64.

Научные издания, индексируемые Web of Science и Scopus

25. **Rafalskaya, T.A.** Investigation of Failures in Operation of Heat Networks of Large Heat Supply Systems / Т.А. Rafalskaya. – Текст: электронный // Thermal Engineering, . – 2017. – Vol. 64. – No 4. – Pp. 313-317.

26. Mansurov, R.Sh. Energy saving technologies of the decentralized ventilation of buildings / R.Sh. Mansurov, **T.A. Rafalskaya**. – Текст: электронный // Journal of Physics: Conference Series. – 2017. – Vol. 891. – Pp. 012156.

27. Mansurov, R.Sh. Mathematical modeling of thermal technical characteristics of external protections with air layers / R.Sh. Mansurov, **T.A. Rafalskaya**, D.I. Efimov. – Текст: электронный // E3S Web of Conferences. – 2019. – Vol. 97. – Pp. 06007.

28. **Rafalskaya, T.A.** Research of variable characteristics of heat exchange equipment / Т.А. Rafalskaya, V.Ya. Rudyak. – Текст: электронный // E3S Web of Conferences. – 2019. – Vol. 114. – Pp. 07001.

29. **Rafalskaya, T.A.** Problems of energy efficiency of heat supply systems / Т.А. Rafalskaya. – Текст: электронный // E3S Web of Conferences. – 2019. – Vol. 114. – Pp. 07002.

30. **Rafalskaya, T.A.** Investigating the Possibility of Using Low-Temperature Heat Supply with the Central Qualitative Regulation / Т.А. Rafalskaya. – Текст: электронный // Thermal Engineering. – 2019. – Vol. 66. – No 11. – Pp. 858-867.

31. **Rafalskaya, T.A.** Simulation of thermal characteristics of heat supply systems in variable operating modes / Т.А. Rafalskaya. – Текст: электронный // Journal of Physics: Conference Series. – 2019. – Vol. 1382. – Pp. 012140.

32. **Rafalskaya, T.A.** Modeling of characteristics of heat exchangers of heat supply systems in variable operating modes / Т.А. Rafalskaya, V.Ya. Rudyak. – Текст: электронный // Journal of Physics: Conference Series. – 2020. – Vol. 1565. – Pp. 012005.

33. **Rafalskaya, T.A.** Equations of temperature graphics of a heating point with a two-stage scheme of heat exchangers of hot water supply / Т.А. Rafalskaya. – Текст: электронный // E3S Web of Conferences. – 2020. – Vol. 208. – Pp. 02001.

34. **Rafalskaya, T.A.** Engineering method for calculating the operation modes of the heat supply station with the associated heat supply / Т.А. Rafalskaya, V.Ya. Rudyak. – Текст: электронный // Journal of Physics: Conference Series. – 2020. – Vol. 1683. – Pp. 042016.

35. **Rafalskaya, T.A.** Safety of engineering systems of buildings with limited heat supply / Т.А. Rafalskaya. – Текст: электронный // Journal of Physics: Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2021. – Vol. 1030. – Pp. 012049.

36. **Rafalskaya, T.A.** Equations of temperature graphs of heating station with two-stage sequential scheme / T.A. Rafalskaya, V.Ya. Rudyak. – Текст: электронный // Contemporary Problems of Architecture and Construction: Proceedings of the 12th International Conference on Contemporary Problems of Architecture and Construction. – Saint Petersburg. – 2021. – Pp. 251-256.

37. **Rafalskaya, T.** Determination of the Temperature Graph of Heat Supply With Minimal Heat Losses / T. Rafalskaya, T. Filatova. – Текст: электронный // Journal of Physics: Conference Series. – 2021. – Vol. 2131. – Pp. 032107.

Свидетельства о регистрации программ для ЭВМ

38. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2001611276. Расчет системы теплоснабжения / автор **Рафальская Т.А.** (RU); правообладатели Рафальская Т.А. (RU), Новосиб. гос. архитектур.-строит. ун-т (RU). – заявл. 18.07.2001; опубл. 18.09.2001.

39. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020611438. HeatSupply_R3 / автор **Рафальская Т.А.** (RU); правообладатели: ФГБОУ «НГАСУ Сибстрин» (RU), Рафальская Т.А. (RU) – заявл. 18.11.2019; опубл. 30.01.2020.

40. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020666554. HeatingPoint / автор **Рафальская Т.А.** (RU); правообладатель: Рафальская Т.А. (RU) – заявл. 03.11.2020; опубл. 11.12.2020.

Глава в книге

41. **Рафальская, Т.А.** Тепловые и гидравлические режимы систем централизованного теплоснабжения / Т.А. Рафальская. – Текст: непосредственный // Актуальные вопросы технических наук: теоретический и практический аспекты. – Уфа: Аэтерна. – 2016. – С. 116-171.

В материалах трудов Международных и Всероссийских конференций опубликовано более 40 работ.