

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет  
(Сибстрин)

*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

диссертация на соискание ученой степени  
доктора технических наук

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

Новосибирск – 2022

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	5
<b>Глава 1. ПРОБЛЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕМЕННЫМИ ТЕПЛОВЫМИ И ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ</b> .....	16
1.1. Проблемы и перспективы централизованного теплоснабжения.....	19
1.2. Способы центрального регулирования систем теплоснабжения.....	30
1.3. Особенности местного регулирования переменных режимов работы телопотребляющих систем.....	50
1.4. Существующие методы расчета переменных режимов работы теплообменных аппаратов.....	57
Выводы по главе 1.....	72
<b>Глава 2. РАЗВИТИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ТЕПЛОВЫМ ПУНКТАМ</b> .....	73
2.1. Основные уравнения, описывающие математическую модель теплообменника.....	74
2.2. Моделирование переменных режимов работы водо-водяного теплообменника.....	79
2.3. Определение области применимости соотношений с постоянными параметрами в переменных режимах работы водо-водяного теплообменника.....	83
2.4. Моделирование теплообменника в ПК ANSYS Fluent .....	91
2.5. Проверка адекватности предложенного расчетного метода.....	105
2.6. Моделирование режимов работы связанных теплообменников.....	112
Выводы по главе 2.....	132
<b>Глава 3. ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ</b> .....	133
3.1. Влияние расходов теплоносителей на параметр теплообменника в переменных режимах работы.....	134
3.2. Влияние температур теплоносителей на параметр теплообменника в переменных режимах работы.....	144

3.3. Инженерный метод расчета переменных режимов работы теплового пункта .....	154
3.4. Уравнения температурных графиков сетевой воды для двухступенчатых схем тепловых пунктов при качественном способе регулирования тепловой нагрузки .....	162
3.5. Прогнозирование температуры обратной сетевой воды.....	174
Выводы по главе 3.....	178
<b>Глава 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ЦЕНТРАЛЬНОГО И МЕСТНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ.....</b>	<b>180</b>
4.1. Переменные режимы работы систем теплоснабжения при комбинированном способе отпуска теплоты.....	181
4.2. Переменные режимы работы систем теплоснабжения при центральном качественном регулировании по совмещенной нагрузке.....	213
4.3. Переменные режимы работы системы теплоснабжения при центральном качественно-количественном регулировании тепловой нагрузки.....	227
4.4. Переменные режимы работы системы теплоснабжения при лимитированном отпуске теплоты.....	238
Выводы по главе 4.....	243
<b>Глава 5. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ПОМЕЩЕНИЙ И ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТИ НАРУЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.....</b>	<b>244</b>
5.1. Экспериментальное исследование теплоустойчивости наружных стен.....	245
5.2. Математическое моделирование теплотехнических характеристик наружных ограждений.....	254
5.3. Тепловой режим зданий с разной тепловой аккумуляцией при различных режимах работы системы теплоснабжения.....	270
5.4. Влияние влагонакоплений на теплотехнические характеристики ограждающих конструкций с применением теории потенциала влажности.....	280
5.5. Определение допустимого времени устранения аварийных ситуаций в системе теплоснабжения.....	290
Выводы по главе 5.....	303

<b>Глава 6. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ЦЕНТРАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ.....</b>	<b>305</b>
6.1. Режимы работы участка магистральной теплосети при различных температурных графиках регулирования.....	305
6.2. Аналитические зависимости для расчета продолжительности тепловых нагрузок .....	308
6.3. Выбор оптимального температурного графика по условию минимума годовых эксплуатационных затрат .....	312
Выводы по главе 6.....	325
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....</b>	<b>327</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>328</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ А. Разработанное программное обеспечение.....</b>	<b>368</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Таблицы результатов расчетов.....</b>	<b>413</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ В. Акты и справки о внедрении результатов работы.....</b>	<b>437</b>

## ВВЕДЕНИЕ

**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 при качественном способе отпуска теплоты 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 переменных режимов работы теплообменных аппаратов определяется неполнотой исходных данных в переменных режимах работы.

Понимание необходимости создания методов расчёта переменных режимов работы теплообменных аппаратов осознано достаточно давно. Теоретические основы 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  $\Phi_0$  (безразмерный коэффициент теплопередачи), предложенный Е.Я. Соколовым (1958 г.) и Е.П. Шубиным (1962 г.), или обычно применяемое за рубежом число единиц переноса теплоты NTU.

Основным достоинством теории Е.Я. Соколова является возможность рассчитывать переменные режимы работы теплообменных аппаратов введением параметра  $\Phi_0$ . На теории Е.Я. Соколова построены практически все расчётные методы, применяемые в настоящее время, как в нашей стране, так и в ряде зарубежных стран, например, в Китае. Как уже отмечалось, за рубежом обычно 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 также 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 хорошо отработаны только для высокотемпературных графиков при качественном способе центрального регулирования и не проверялись для других способов регулирования. Однако эти методы, как и все известные другие, имеют ограниченное применение, в них не учитывается влияние температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи, и они не применимы при большом изменении расходов теплоносителей, поэтому не могут быть использованы при переходе на новые способы регулирования.

Современные методы регулирования систем теплоснабжения рассматривались многими авторами: Гершковичем В.Ф., Пятиным А.А., Суворовым Д.М., Панферовым В.И., Шарповым 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, а величина нагрузки горячего водоснабжения учитывается только увеличением расхода сетевой воды, при этом не проводится расчет 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 15-20% от отопительной нагрузки в середине XX в. до 40-80%. Естественно, это приводит к снижению эффективности систем теплоснабжения.

Все ещё практически отсутствуют методы расчета 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 с заданной тепловой нагрузкой 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. Авторы рассчитывают одноступенчатую параллельную 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 своего рода 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 не учитывается, что срезки графика осуществляются только при работе ТЭЦ, т.е. при центральном регулировании как отопительной нагрузки, так и 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, учитывающие остывание воды в системе отопления в зависимости от теплоустойчивости зданий. Однако 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 переувлажне-

нию 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 расчёта влагонакоплений разработано не было. Теория потенциала влажности даёт возможность оценить состояние влаги во всех её фазах и позволяет проводить расчёты влажностного режима многослойных конструкций практически 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, включающего все разработанные методы, а также необходимые расчёты для проектирования систем теплоснабжения. Одновременно с практической точки зрения необходимо иметь достаточно простые инженерные средства расчёта систем теплоснабжения, пригодные для использования в инженерной практике в процессе производственных циклов.

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

6. 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 (температур, расходов теплоносителей и т.п.).

**Практическая значимость.** 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 лабораторных и натурных 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 первичного 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.

б. Техничко-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: Всероссийская НТК «Актуальные вопросы архитектуры и строительства» (Новосибирск, НГАСУ (Сибстрин), 2010 г., 2015 г., 2016 г., 2017 г., 2018 г., 2019 г., 2021 г.); LV международная НТК «Технические науки – от теории к практике» (Новосибирск, СибАК, 2016 г.); Международная НТК «Фундаментальные научные исследования: теоретические и практические аспекты» (Кемерово, ЗапСибНЦ, 2016 г.); IV Международная научная конференция «Технические науки: Проблемы и перспективы» (Санкт-Петербург, 2016 г.); I и II Всероссийская научно-практической конференции «Актуальные вопросы современного строительства промышленных регионов России» (Новокузнецк, СибГИУ, 2016 г., 2019 г.); I Всероссийская НТК «Энергосбережение и энергоэффективность на промышленных предприятиях и в жилищно-коммунальном хозяйстве» (Новосибирск, НГАСУ (Сибстрин), 2016 г.); III Всероссийская научная конференция с международным участием «Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий» (Новосибирск, ИТ СО РАН, 2017); 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.); IX, X, XI Международная научно-практическая конференция «Инвестиции, строительство, недвижимость как драйверы социально-экономического развития территории и повышения качества жизни населения» (Томск, ТГАСУ, 2019 г., 2020 г., 2021 г.); Международная научная конференция по проблемам архитектуры и строительства (Казань, КГАСУ, 2019 г.); Международная научно-практическая конференция «Экологическая, промышленная и энергетическая безопасность – 2019» (Севастополь, СевГУ, 2019 г.); Всероссийская конференция «XXXV «Сибирский теплофизический семинар» (Новосибирск, ИТ СО РАН, 2019 г.); Всероссийская конференция с международным участием «Системные исследования в энергетике-2019» (Иркутск, ИСЭМ СО РАН, 2019 г.); Международная научно-практическая конференция «Техносферная безопасность Байкальского региона» (Чита, ЗабГУ, 2019 г., 2021 г.); Всероссийская научная конференция с международным участием «Семинар вузов по теплофизике и энергетике» (СПб, СПбПУ, 2019 г.); II Международная научно-практическая конференция «Экологическая безопасность и устойчивое развитие урбанизированных территорий» (Нижний Новго-

род, ННГАСУ, 2019 г.); First Conference on Sustainable Development: Industrial Future of Territories (IFT 2020) (Екатеринбург, УрГЭУ, 2020), Третья Международная научно-практическая конференция «Ресурсосбережение и экология строительных материалов, изделий и конструкций» (Курск, ЮЗГУ, 2020 г.), VII Международная научная конференция «Интеграция, партнёрство и инновации в строительной науке и образовании», (Ташкент, Республика Узбекистан, 2020 г.), XVII International Scientific-Technical Conference Construction Of Optimized Energy Potential Materials And Energy Saving Technologies (Poland, Department of Building Process Engineering Faculty of Civil Engineering Czestochowa University of Technology, 2020), 12th International Conference on Contemporary Problems of Architecture and Construction (СПб, СПбГАСУ, 2020).

**Соответствие паспорту специальности.** Работа выполнена в соответствии с паспортом специальности 2.4.6 – Теоретическая и прикладная теплотехника. Соответствие диссертации специальности 2.4.6 подтверждается выполнением исследований в следующих областях, указанных в паспорте специальности:

- пункту 5 «Научные основы и методы интенсификации процессов тепло- и массообмена и тепловой защиты. Процессы тепло- и массообмена в оборудовании, предназначенном для производства, преобразования, передачи и потребления теплоты» соответствуют: результаты исследования тепловой защиты зданий при нарушениях теплоснабжения; предложенный метод расчёта допустимого времени остывания помещений при снижении параметров теплоносителя в тепловой сети с учётом переменного суточного водопотребления в системе горячего водоснабжения, тепловой аккумуляции зданий и увлажнения строительных конструкций.

- пункту 6 «Научные основы повышения эффективности использования энергетических ресурсов в теплотехническом оборудовании и использующих теплоту системах и установках» соответствуют предложенные расчётные зависимости для описания изменения параметров теплообменников в различных режимах работы, позволяющие точнее определять тепловую производительность и эффективность теплообменных аппаратов систем теплоснабжения, чем при использовании постоянных параметров теплообменников.

- пункту 7 «...Совершенствование методов расчета тепловых сетей и систем теплоснабжения с целью повышения их энергоэффективности» соответствуют предложенные в диссертационной работе: инженерный метод расчёта и уравнения температурных графиков режимов работы тепловых пунктов с двухступенчатыми схемами присоединения подогревателей горячего водоснабжения при связанной подаче теплоты; теоретическое и технико-

экономическое обоснование определения тепловых потерь в тепловых сетях и удельных годовых затрат на систему теплоснабжения при различных способах центрального регулирования.

- пункту 8 «...Совершенствование методов расчета и оптимизация параметров использующих теплоту технологических процессов, оборудования и систем» соответствуют: разработанный в диссертации метод расчёта переменных режимов работы систем теплоснабжения и тепловых пунктов со связанной подачей теплоты; метод расчёта и рекомендации по обеспечению эффективного использования тепловой энергии, устранению дефицита тепловой мощности системы отопления.

- пункту 9 «...Математическое моделирование и оптимизация ... систем теплоснабжения зданий, районов и городов» соответствуют представленные в диссертации: разработанные пакеты программ для моделирования работы тепловых пунктов «HeatingPoint» и систем теплоснабжения «HeatSupply\_R3», включающие предложенные методы расчёта и позволяющие выявить и скорректировать неэффективные режимы работы, а также повысить эффективность проектных работ за счет сравнения различных вариантов и выбора оптимальных решений; результаты систематического моделирования систем теплоснабжения при различных способах центрального и местного регулирования тепловой нагрузки.

**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» (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 для температур сетевой воды в тепловом пункте, моделирование режимов работы систем теплоснабжения, обработка результатов, 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 которым 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, реализующих все предложенные в диссертационной работе методы расчёта.

**Объём и структура диссертации.** Диссертация состоит из введения, 6 глав, заключения, списка литературы из 458 наименований и 3 приложений. Диссертация изложена на 367 страницах основного текста и 80 страницах приложений и содержит 277 рисунков и 26 таблиц.

## Глава 1. ПРОБЛЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕМЕННЫМИ ТЕПЛОВЫМИ И ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Состояние современных систем централизованного теплоснабжения характеризуется рядом проблем: гидравлической разрегулированностью [9, 280, 315], большими теплопотерями в тепловых сетях [12, 150, 298], неспособностью обеспечить требуемые параметры теплоносителя в некоторых режимах работы [280, 298], значительной инерционностью реагирования на изменение внешних и внутренних условий окружающей среды [9, 298], сложностью управления тепловыми и гидравлическими режимами работы [119, 121, 150, 280, 298].

В то же время преимуществом теплофикации является совместная выработка тепловой и электрической энергии, что имеет большое значение для организации рационального энергоснабжения страны, поскольку является наиболее совершенным технологическим способом производства и одним из основных путей снижения расхода топлива на выработку этих видов энергии [12, 81, 121, 167, 298]. Наибольшего прогресса в развитии комбинированного производства электроэнергии и тепла добились Англия, Германия и Финляндия [121]. По уровню развития теплофикации и централизованного теплоснабжения Россия является одной из ведущих стран мира [12]. В последнее время предлагаются решения совместной эффективной работы централизованных и децентрализованных систем с включением в централизованную систему теплоснабжения автономных теплоисточников [167, 168, 170, 171, 298, 315] или активных потребителей теплоты [180, 295, 296]. Таким образом, проблема повышения качества и надёжности функционирования крупных систем теплоснабжения, остается по-прежнему актуальной.

Технический потенциал повышения эффективности использования тепловой энергии в России оценивается равным 840 млн. Гкал, или 58% от потребления энергии, производимой в централизованных системах теплоснабжения. Основная часть этого потенциала – повышение эффективности использования тепловой энергии в зданиях (460 млн. Гкал) и в промышленности (160 млн. Гкал) [12]. Только ликвидация небаланса между спросом и предложением тепла для зданий за счёт регулирования режимов работы систем теплоснабжения позволит снизить потребность в тепловой энергии для отопления зданий не менее чем на 130 млн. Гкал [12, 121].

В параграфе 1.1 рассмотрены основные проблемы крупных систем теплоснабжения, функционирование которых характеризуется постоянно меняющимися температурами и расходами теплоносителей (переменные режимы). Эффективное использование тепловой мощности достигается за счёт регулирования температур и расхода теплоносителя:

$$Q = Gc_p(t_{p1} - t_{p2}) = W(t_{p1} - t_{p2}), \quad (1.1)$$



где  $Q$  – тепловая мощность, Вт;  $G$  – расход теплоносителя, м<sup>3</sup>/с;  $c$ ,  $\rho$  – удельная теплоёмкость, Дж/(кг·°С) и плотность, кг/м<sup>3</sup>, теплоносителя;  $t_{p1}$ ,  $t_{p2}$  – начальная и конечная температура теплоносителя, °С;  $W$  – эквивалент расхода теплоносителя, Вт/К.

Регулирование тепловых потоков на источнике теплоты осуществляется за счёт применения температурных графиков регулирования, т.е. изменения температур и расходов сетевой воды в зависимости от температуры наружного воздуха. К основным способам центрального регулирования относятся:

- *качественное регулирование*, когда температуры воды в подающей  $t_{p1}$  и обратной  $t_{p2}$  магистралях теплосети меняются в зависимости от температуры наружного воздуха  $t_{ext}$  при постоянном расходе сетевой воды  $G_p$ ;
- *количественное регулирование*, когда температура воды в подающей магистрали теплосети  $t_{p1}$  постоянна в течение всего отопительного периода, а расход сетевой воды  $G_p$  меняется в зависимости от температуры наружного воздуха;
- *качественно-количественное регулирование*, когда в зависимости от наружной температуры меняются и температура и расход сетевой воды.

В течение длительного времени в системах теплоснабжения РФ применялся качественный способ регулирования тепловой нагрузки при высокотемпературных графиках. Его достоинством был стабильный расход сетевой воды, т.е. гидравлическая устойчивость тепловых сетей и возможность применения простых элеваторных систем в тепловых пунктах. В настоящее время в связи с остановкой пиковых котельных, износом тепловых сетей, этот способ практически не поддерживается, применяется срезка температурного графика, т.е. недогрев сетевой воды до требуемой температуры. Снижение расчётной температуры сетевой воды при сохранении качественного способа регулирования без срезки вызовет существенное увеличение расходов воды в тепловой сети и повышение стоимости тепловой энергии. Поэтому возникает необходимость перехода на другие способы центрального регулирования, позволяющие сократить расходы воды в тепловой сети: количественный, качественно-количественный. Однако в этом случае будут существенно меняться и температуры и расходы воды, т.е. возникнут новые режимы работы системы теплоснабжения. В то же время существующие методы расчёта этих режимов основаны на применении ряда допущений в связи с недостаточностью исходных данных. Они вполне хорошо зарекомендовали себя только для высокотемпературных графиков при качественном способе регулирования тепловой нагрузки, когда расходы воды в теплосети меняются незначительно. Возможность применения таких методов расчёта для режимов работы систем теплоснабжения, в которых будут существенно меняться и температуры, и расходы сетевой воды, не исследовалась. Кроме того, существенно изменилась структура нагрузки тепловых сетей, в которой значительно увеличилась доля горячего водоснабжения.

В параграфе 1.2 приведён обзор графиков центрального регулирования, применяющихся как в России, так и за рубежом, и их особенности. Выявлены основные проблемы поддержания проектных температурных графиков и тенденции перехода к новым способам центрального регулирования.

Нерациональное использование тепловой энергии часто связано с применением схем присоединения систем теплоснабжения в тепловых пунктах со связанной подачей теплоты, рассмотренных в параграфе 1.3, в которых потенциально имеется возможность перераспределять тепловые потоки между местными системами в зависимости от режима их работы и экономить, таким образом, тепловую энергию. Однако фактически система автоматизации и регулирования в тепловых пунктах настроена на поддержание только «расчётных» значений температур и расходов теплоносителей. В схемах со связанной подачей теплоты применение обычных схем автоматизации не решает проблему различных нарушений в работе системы теплоснабжения: недостаточного отпуска теплоты или, наоборот, избыточного теплоснабжения, завышения температуры обратной сетевой воды. Поэтому необходим расчёт переменных режимов совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения и применение программируемых регуляторов. Кроме того, в схемах тепловых пунктов со связанной подачей теплоты, теплоустойчивость наружных ограждений играет важную роль, поскольку наружные стены являются своего рода «тепловыми аккумуляторами», позволяющими уменьшить влияние работы теплообменников системы горячего водоснабжения на систему отопления. В аварийном режиме работы (при сниженных параметрах теплоносителя) тепловая аккумуляция ограждений часто имеет определяющее значение для расчёта допустимой длительности функционирования системы отопления.

В то же время точный расчёт и прогнозирование работы систем со связанной подачей теплоты затруднён невозможностью составления простых балансовых уравнений типа (1.1) ввиду неопределённости и недостаточности начальных условий в переменных режимах. В параграфе 1.4 проанализированы существующие методы расчёта переменных режимов работы теплообменных аппаратов, основанные на использовании постоянных параметров теплообменников. Выявлены пределы применимости этих теорий и возможности их развития применительно к схемам тепловых пунктов со связанной подачей теплоты.

Таким образом, необходимы уточнение и развитие теории теплообменных аппаратов для возможности применения её к тепловым пунктам со связанной подачей теплоты, получение расчётных зависимостей для построения регулирующих систем и программ для систем управления, комплексный подход к исследованию совместной работы связанных теплообменников в тепловом пункте и наружных ограждений.

Содержание главы отражено в работах [142, 155, 219, 225, 245, 251, 253, 313, 367, 382].

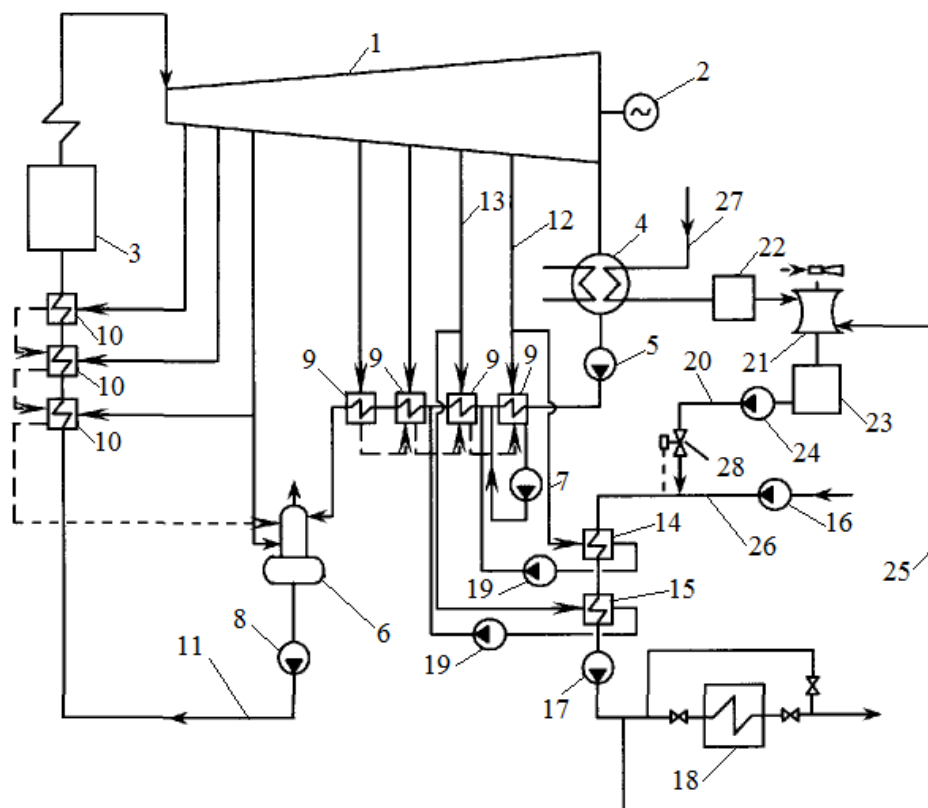
## 1.1. Проблемы и перспективы централизованного теплоснабжения

В большинстве городов России, а также во многих зарубежных странах распространены крупные теплофикационные системы. В России примерно 75-80% городов обеспечиваются тепловой энергией системами централизованного теплоснабжения, около 35-55% тепловой энергии или около 6,3 млн ГДж в год вырабатывается на ТЭЦ различной мощности [12, 81, 119, 168, 170, 298, 315].

В городских системах теплоснабжения могут быть реализованы несколько различных схем распределения теплоты, применяться разнообразные типы энергоустановок и теплообменных аппаратов. Большое разнообразие процессов и характеристик системы, её внешних связей с другими объектами энергетического комплекса являются отличительной особенностью современных систем теплоснабжения. Большинство систем теплоснабжения в России в настоящее время требуют существенной реконструкции в связи с необходимостью замены изношенного оборудования, применения новых технологий производства и регулирования тепловой энергии. В крупных системах теплоснабжения часто возникают сложности, связанные с оперативным реагированием на изменяющиеся погодноклиматические и технологические условия, регулированием тепловой нагрузки, обеспечением качественного теплоснабжения потребителей в требуемом объёме, поэтому они проигрывают более простым децентрализованным системам теплоснабжения [81, 119, 167, 170, 298, 315]. Тем не менее, термодинамические преимущества теплофикации, основанной на комбинированной выработке электрической и тепловой энергии, не вызывают сомнений. Для их полной реализации в современных условиях требуется пересмотр подходов к обеспечению тепловых нагрузок потребителей за счёт совершенствования тепловых и гидравлических режимов систем теплоснабжения.

Энергетическая эффективность систем централизованного теплоснабжения, то есть возможность системы теплоснабжения обеспечить нормируемую температуру внутреннего воздуха в помещениях и нормируемую температуру воды в системе горячего водоснабжения (СГВ) [384] связана с рядом проблем. Одной из них является то, что практически во всех городах Российской Федерации наблюдается значительный разрыв между фактическим и проектными графиками центрального регулирования систем теплоснабжения. Системы централизованного теплоснабжения исторически проектировались при использовании качественного способа регулирования тепловой нагрузки на расчётный температурный график 150/70°C, как для ТЭЦ, так и для районных котельных. При качественном регулировании температура теплоносителя меняется в зависимости от температуры наружного воздуха при постоянном расходе сетевой воды. Основным преимуществом этого способа является стабильный гидравлический режим системы теплоснабжения.

Однако в последние десятилетия большинство российских теплоснабжающих организаций оказались не в состоянии поддерживать принятые при проектировании высокотемпературные графики теплоснабжения [9, 12, 119, 150, 298, 324].



1 – теплофикационная турбина; 2 – электрогенератор; 3 – энергетический котёл; 4 – конденсатор; 5 – конденсатный насос; 6 – деаэратор повышенного давления; 7 – конденсатный насос регенеративных подогревателей; 8 – питательный насос; 9 – регенеративные подогреватели низкого давления; 10 – регенеративные подогреватели высокого давления; 11 – питательная линия; 12, 13 – соответственно нижний и верхний отопительные отборы; 14, 15 – соответственно теплофикационные подогреватели нижней и верхней ступеней; 16 – сетевой насос первого подъёма; 17 – сетевой насос второго подъёма; 18 – пиковый водогрейный котёл; 19 – конденсатные насосы теплофикационных подогревателей; 20 – подпиточная линия; 21 – вакуумный деаэратор; 22 – узел умягчения; 23 – бак-аккумулятор; 24 – подпиточный насос; 25 – трубопровод греющего агента деаэратора; 26 – сетевой трубопровод; 27 – встроенный пучок в конденсаторе; 28 – регулятор подпитки

Рис.1.1. Схема ТЭЦ с турбиной типа Т [324]

Тепловая нагрузка централизованной системы теплоснабжения обеспечивается за счёт нагрева сетевой воды в теплофикационных подогревателях (поз. 14, 15 на рис. 1.1) паром низкого давления, отработавшим при выработке электроэнергии в турбине. Давление пара в отопительных отборах (поз. 12, 13 на рис. 1.1) регулируется в пределах от 0,03 до 0,25 МПа. Максимальная температура нагрева сетевой воды после теплофикационных подогревателей ограничена давлением насыщения в верхнем отопительном отборе и не превышает 120°C. Поэтому в пиковый период при низких температурах наружного воздуха для покрытия

нагрузки системы теплоснабжения должен производиться дополнительный подогрев сетевой воды до расчётной температуры в пиковых водогрейных котлах (поз. 18 на рис. 1.1). Применение верхней срезки температурного графика (недогрева сетевой воды) связано с остановкой пиковых водогрейных котлов, удорожанием топлива, отсутствием средств на модернизацию оборудования систем теплоснабжения [122, 175, 183, 321, 322].

Второй важной проблемой является то, что централизованная система горячего водоснабжения разрабатывалась в соответствии с нормативным и документами 70-90-х годов XX века (СНиП II-34-76 «Горячее водоснабжение» [436]; СанПиН 2.1.4.559-96 «Питьевая вода и водоснабжение населённых мест. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества» [434]), которыми были установлены микробиологические характеристики и температура горячей воды.

Температуру горячей воды в местах водоразбора следовало предусматривать в соответствии с [436, п. 3.8]:

а) не ниже 60 °С – для систем централизованного горячего водоснабжения, присоединяемых к открытым системам теплоснабжения;

б) не ниже 50°С – для систем централизованного горячего водоснабжения, присоединяемых к закрытым системам теплоснабжения;

в) не ниже 60°С – для систем местного горячего водоснабжения;

г) не выше 75°С – для систем, указанных в подпунктах «а», «б» и «в».

Несколько позже для проектирования систем горячего водоснабжения был разработан свод правил СП 41-101-95. Правила по проектированию и строительству тепловых пунктов [442], отвечающий требованиям вышеуказанных документов. В частности, на нужды горячего водоснабжения применялся температурный график 60/40°С. То есть была определена температура горячего водоснабжения на вводе в дом 60°С.

В 2009 году были введены новые санитарно-эпидемиологические правила и нормативы СанПиН 2.1.4.2496-09 «Питьевая вода. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества» [436]. Это было связано с обнаружением в трубопроводах горячего водоснабжения высоко контагиозных инфекционных возбудителей вирусного и бактериального происхождения, которые могут размножаться при температуре ниже 60°С (в их числе – *Legionella Pneumophila* [426]). Было установлено, что температура горячей воды в местах водоразбора независимо от применяемой системы теплоснабжения должна быть не ниже 60°С и не выше 75°С в соответствии с [435, п. 2.4].

Для соответствия новым санитарным нормам и правилам были разработаны новые строительные нормы и правила СП 30.13330.2012 «Внутренний водопровод и канализация

зданий» [440], которые совместно с [435] регламентируют температуру горячего водоснабжения. Особенности режимов работы систем теплоснабжения при работе по графикам со срезками, влияние верхней и нижней срезок на температурный режим помещений, особенности регулирования тепловых режимов при высоких (переходный период отопительного сезона) и экстремально низких наружных температурах приведены в главе 4, параграф 4.1.

Применение срезки температурного графика, а также поднятие температуры излома графика для обеспечения температуры горячей воды в местах водоразбора не менее  $60^{\circ}\text{C}$  в соответствии с [435] привело к резкому сокращению области центрального качественного регулирования. Как видно на рис. 1.2, диапазон температур наружного воздуха I, при которых осуществляется качественный способ регулирования в графиках без срезки значительно больше диапазона наружных температур II в графиках со срезкой.

Анализ тепловых схем ряда городов Российской Федерации показал, что диапазон наружных температур, при которых производится качественное регулирование при определении области качественного регулирования по температурному графику со срезкой (рис. 1.2, диапазон II) составляет не более 30-63%.

В последнее время рекомендуется рассматривать возможность перехода на низкотемпературные графики центрального качественного регулирования без срезки [14, 15, 16, 183]. В графиках регулирования с расчётной температурой воды в подающей магистрали, равной температуре срезки область качественного регулирования будет больше и составит 49-76% (рис. 1.2, диапазон III). Результаты расчёта сведены в таблицу 1.1, [245, 247].

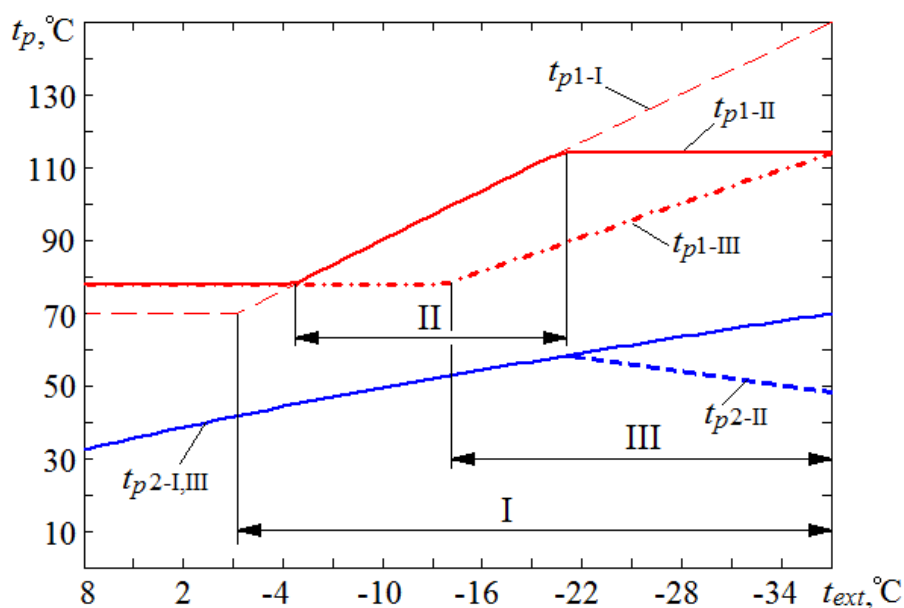


Рис. 1.2. Диапазоны качественного способа центрального регулирования для г. Новосибирска:

I – по графику  $150/70^{\circ}\text{C}$ ; II – по графику  $150/70^{\circ}\text{C}$  со срезкой при  $114^{\circ}\text{C}$  и с изломом при  $78^{\circ}\text{C}$ ;

III – по низкотемпературному графику качественного регулирования  $114/70^{\circ}\text{C}$ , с изломом при  $78^{\circ}\text{C}$

Таблица 1.1.

Продолжительность центрального качественного регулирования по температурным графикам

№ п/п	Город	Расчётный температурный график, °С	Верхняя срезка, °С	Температура холодной пятидневки, °С	Диапазон наружных температур при качественном регулировании, °С		Доля качественного регулирования по температурному графику, %	
					со срезкой (II)	без срезки (III)	со срезкой (II)	без срезки (III)
1	Вологда [431]	130/70	115	-32	-3 ÷ -24	-6 ÷ -32	52,5	65,0
2	Екатеринбург [454]	150/70	120	-32	0 ÷ -20	-5 ÷ -32	50,0	67,5
3	Ессентуки [413]	115/70	95	-20	0 ÷ -11	-6 ÷ -20	39,3	50,0
4	Железногорск [432]	130/70	115	-24	0 ÷ -18	-2 ÷ -24	56,3	68,8
5	Иваново [429]	150/70	120	-30	1 ÷ -18	-4 ÷ -30	50,0	68,4
6	Казань [452]	130/65	115	-31	-3 ÷ -24	-6 ÷ -31	53,8	64,1
7	Красноярск [409]	150/70	130	-37	-1 ÷ -28	-5 ÷ -37	60,0	71,1
8	Курган [430]	150/70	100	-36	-1 ÷ -14	-13 ÷ -36	29,5	52,3
9	Магнитогорск [428]	150/70	110	-34	0 ÷ -17	-9 ÷ -34	40,5	59,5
10	Москва [189]	150/70	130	-25	3 ÷ -18	0 ÷ -25	63,6	75,8
11	Нижний Новгород [410]	150/70	110	-31	1 ÷ -15	-7 ÷ -31	35,9	61,5
12	Новосибирск [411]	150/70	114/78	-37	-4 ÷ -21	-12 ÷ -37	37,8	55,6
13	Омск [449]	150/70	116	-37	-1 ÷ -22	-8 ÷ -37	46,7	64,4
14	Орёл [414]	110/70	95	-25	-4 ÷ -17	-9 ÷ -25	39,4	48,5
15	Пермь [415]	150/70	135	-35	-1 ÷ -28	-3 ÷ -35	62,8	74,4
16	Ростов-на-Дону [450]	150/70	115	-19	5 ÷ -8	0 ÷ -19	48,1	70,4
17	Самара [418]	130/70	115	-30	-2 ÷ -23	-5 ÷ -30	55,3	65,8
18	Смоленск [416]	150/70	115	-25	3 ÷ -13	-3 ÷ -25	48,5	66,7
19	Сургут [425]	150/70	112	-43	-4 ÷ -24	-13 ÷ -43	39,2	58,8
20	Томск [455]	150/70	125	-39	-2 ÷ -27	-7 ÷ -39	53,2	68,1
21	Тюмень [419]	150/70	121	-35	-1 ÷ -22	-6 ÷ -35	48,8	67,4
22	Улан-Удэ [417]	136/70	110	-35	-3 ÷ -22	-9 ÷ -35	44,2	60,5
23	Уфа [451]	150/70	130	-33	0 ÷ -25	-3 ÷ -33	61,0	73,2

Диапазон качественного регулирования III приходится на область более низких наружных температур, чем область II. Учитывая, что продолжительность низких температур наружного воздуха для большинства городов значительно меньше, чем более высоких, можно определить величину времени качественного регулирования в течение отопительного периода по графику продолжительности Россандера, рис. 1.3, где показано, количество времени в году, в течение которого требуется тепловая мощность системы теплоснабжения, соответствующая каждой наружной температуре. Результаты расчёта представлены в таблице 1.2.

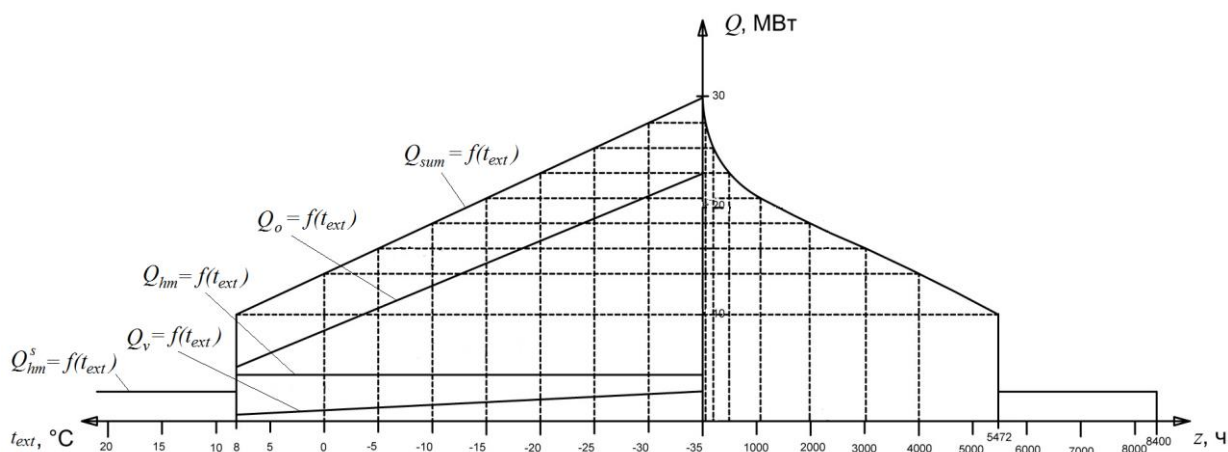


Рис. 1.3. График Россандера – продолжительности тепловых нагрузок

Как показывают данные таблицы 1.2, для большинства городов при переходе на низкотемпературные графики без срезки продолжительность качественного регулирования не увеличится, а уменьшится и составит от 22 до 61% [245, 247]. Таким образом, низкотемпературный график регулирования без срезки помимо увеличения расходов сетевой воды, также не обеспечит качественного регулирования тепловой нагрузки. Исследованию режимов работы низкотемпературных систем теплоснабжения при качественном способе регулирования посвящены пар. 4.1.4, 4.2.3; при качественно-количественном регулировании – пар. 4.3.

Поэтому очевидной становится проблема поиска новых способов центрального и местного регулирования тепловых нагрузок, позволяющих также сократить расходы сетевой воды и снизить тем самым стоимость тепловой энергии. Такими способами могут быть количественное регулирование, осуществляемое изменением расхода сетевой воды в зависимости от температуры наружного воздуха при постоянной температуре воды в подающей магистрали теплосети или качественно-количественное регулирование, при котором меняются как температуры, так и расходы воды в теплосети, а также качественное регулирование по совмещённой нагрузке отопления и горячего водоснабжения (повышенный температурный график). Переход на новые способы регулирования может быть осуществлён только при применении энергоэффективных и энергосберегающих технологий, позволяющих рационально использовать тепловую энергию. Кроме того, необходимо исследование переменных режимов систем теплоснабжения, чтобы определить возможность обеспечения оптимальной внутренней температуры воздуха помещений. При любом варианте теплоснабжения (централизованном, децентрализованном), различных способах центрального и местного регулирования тепловой мощности, применении различных схем тепловых пунктов, необходимо систематическое комплексное исследование и своевременное внедрение энергосберегающих мероприятий на всём пути от источника до потребителей тепловой энергии и горячей воды, позволяющее значительно сократить потребление и стоимость тепловой энергии [119].

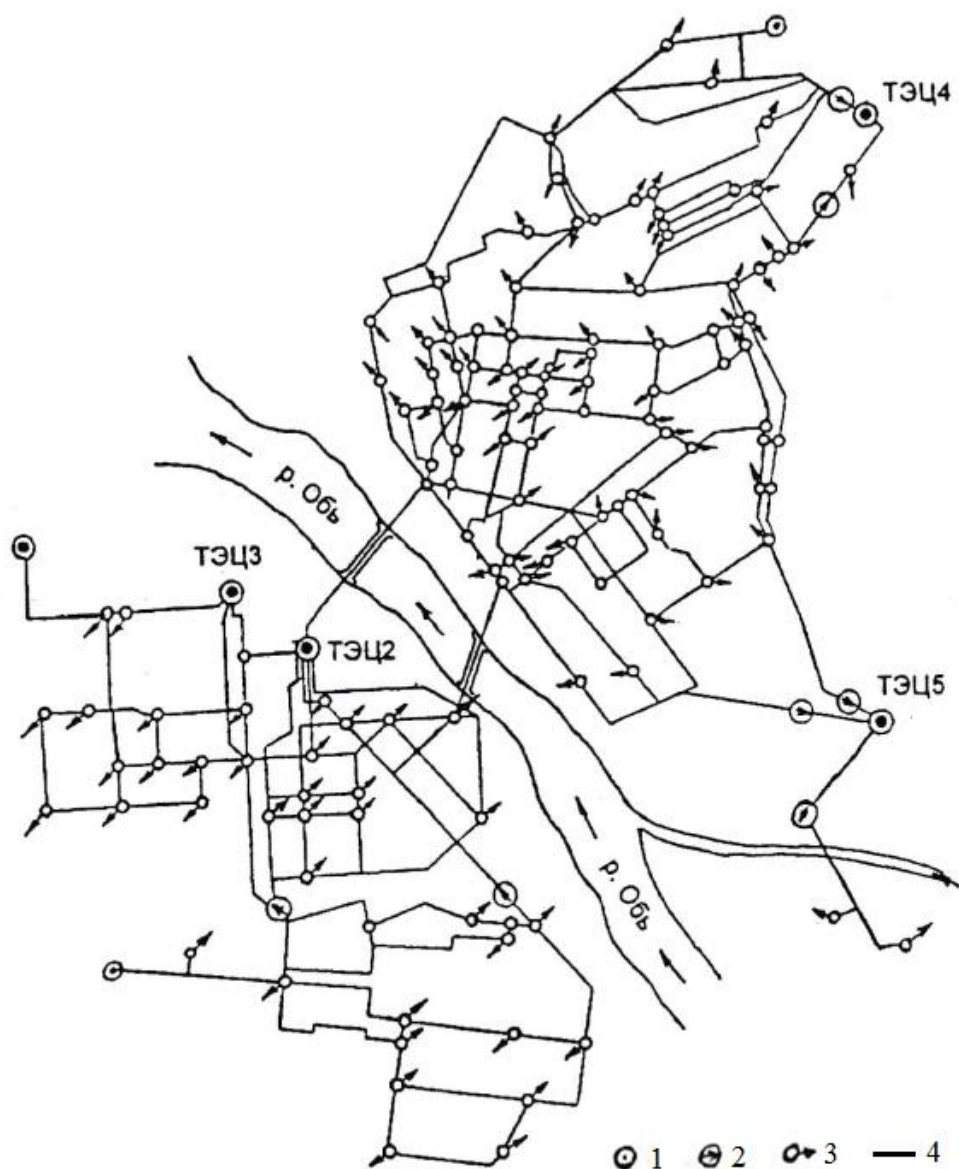


Величина центрального качественного регулирования  
по продолжительности наружных температур

№ п/п	Город	Продолжительность отопительного периода		Продолжительность качественного регулирования, ч, для графиков		Доля качественного регулирования по продолжительности температур, %, для графиков	
		сут.	ч	со срез- кой (II)	без срез- ки (III)	со срез- кой (II)	без срез- ки (III)
1	Вологда	228	5472	3832	2765	70,0	50,5
2	Екатеринбург	221	5304	3465	2957	65,3	55,8
3	Ессентуки	178	4272	1905	635	44,6	14,9
4	Железногорск	198	4752	2798	2484	58,9	52,3
5	Иваново	219	5256	3040	2246	57,8	42,7
6	Казань	208	4992	2767	2292	55,4	45,9
7	Красноярск	250	6000	3483	3055	58,1	50,9
8	Курган	212	5088	2174	1844	42,7	36,2
9	Магнитогорск	218	5232	3139	2683	60,0	51,3
10	Москва	223	5352	3465	2927	64,7	54,7
11	Нижний Новгород	215	5160	3738	1938	72,4	37,5
12	Новосибирск	221	5304	2631	1897	49,6	35,8
13	Омск	216	5184	3068	2787	59,2	53,8
14	Орёл	199	4776	1713	1039	35,9	21,8
15	Пермь	225	5400	3510	3269	65,0	60,5
16	Ростов-на-Дону	166	3984	2751	2298	69,1	57,7
17	Самара	203	4872	2711	2330	55,6	47,8
18	Смоленск	209	5016	3256	2226	64,9	44,4
19	Сургут	274	6576	2792	2359	42,5	35,9
20	Томск	233	5592	3449	2971	61,7	53,1
21	Тюмень	223	5352	3158	2793	59,0	52,2
22	Улан-Удэ	230	5520	2518	3110	45,6	56,3
23	Уфа	209	5016	3473	3050	69,2	60,8

**Система централизованного теплоснабжения г. Новосибирска.** Новосибирск – административный центр Новосибирской области и Сибирского федерального округа, научный, культурный, промышленный, транспортный, торговый и деловой центр Сибири. Город Новосибирск с населением около 1,5 млн жителей имеет степень теплофикации 85%. Теплоснабжающая система города Новосибирска является одной из самых сложных теплофикационных систем страны. В зоне теплоснабжения более 12 тыс. объектов недвижимости, из которых более 8 тыс. жилых. Общая протяжённость тепловых сетей, сетей горячего, холодного водоснабжения составляет 1555 км (в двухтрубном исполнении). Длина некоторых тепломагистралей достигает 20 км. Средний срок эксплуатации магистральных тепловых сетей составляет 21,68 лет [97].

От ТЭЦ, находящихся в ведении Сибирской Генерирующей Компании обеспечивается около 70% суммарной договорной нагрузки потребителей города, от крупных котельных теплопроизводительностью более 100 Гкал/ч – 16 %. Всего на территории города работают более 200 котельных, из них около 140 малых и мелких котельных мощностью не более 5 Гкал/ч каждая, половина из которых работает на угле. Теплоснабжение компактной части города осуществляется от Новосибирских ТЭЦ-2, ТЭЦ-3, ТЭЦ-4, ТЭЦ-5 и крупных водогрейных котельных: Кировская, Калининская и других, рис. 1.4. Теплоснабжение большей части Советского района, расположенного на правом берегу р. Обь, осуществляется тепловыми станциями № 1 и № 2 (котельными) ГУП «УЭВ СО РАН».



1 – ТЭЦ и районные тепловые станции; 2 – насосные станции; 3 – тепловые пункты и потребители тепловой энергии; 4 – магистральные трубопроводы.

Рис. 1.4. Схема теплоснабжения г. Новосибирска

Отпуск тепла от ТЭЦ и крупных районных котельных в г. Новосибирске осуществляется по проектным графикам 150/70°C с различными температурными срезками (от 107 до 118°C), определяемыми по балансовой мощности и наличию топлива на пиковых мощностях теплоисточников. На прочих котельных регулирование осуществляется в соответствии с температурными графиками 130/70, 115/70, 95/70°C и др.

Например, на рис. 1.2, 1.5 – 1.8 показаны температурные графики, принятые на ТЭЦ г. Новосибирска. В отопительном сезоне 2011/2012 гг. был принят график со срезками 112°C и 66°C (рис. 1.5), затем в отопительном сезоне 2014/2015 гг. излом графика был поднят до 78°C, а срезка графика принята 118°C на ТЭЦ-2 и ТЭЦ-3 и 114°C на ТЭЦ-4 и ТЭЦ-5 (рис. 1.2). В 2017/2018 гг. излом графика принят при 75°C, срезка графика при 114°C (рис. 1.6). В 2018/2019 гг. утверждённый на ТЭЦ график был несколько выше проектного с теми же срезками 75°C и 114°C (рис. 1.7). С 2019/2020 гг. проектный температурный график принят 160/70°C со срезкой 130°C и изломом при 75°C (рис. 1.8).

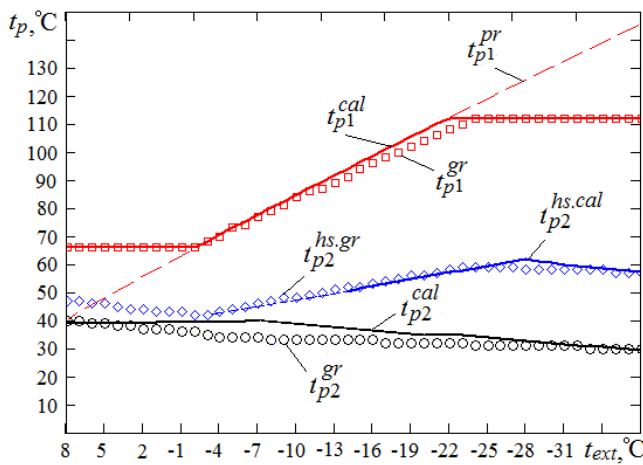


Рис. 1.5. Температурный график в отопительном сезоне 2011/2012 гг.

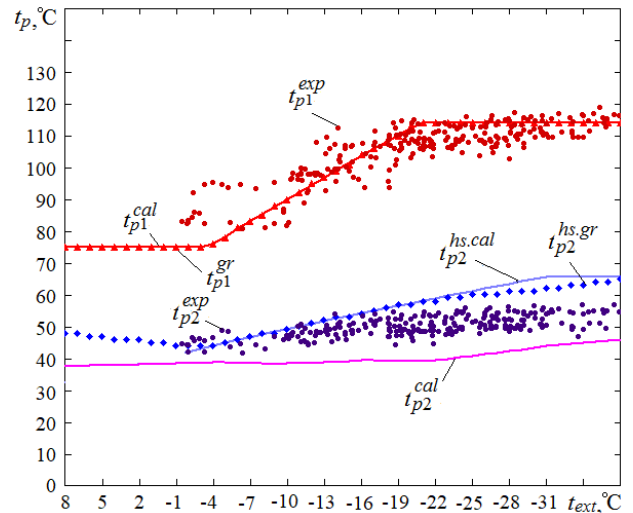


Рис. 1.6. Температурный график в отопительных сезонах 2013-2018 гг.

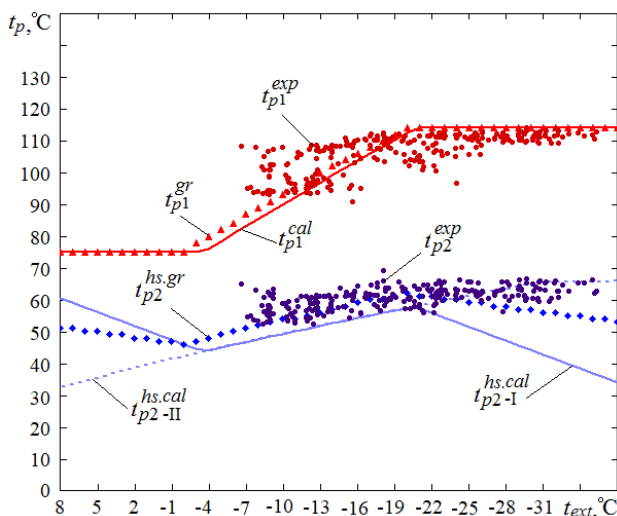


Рис. 1.7. Температурный график в отопительном сезоне 2018/2019 гг.

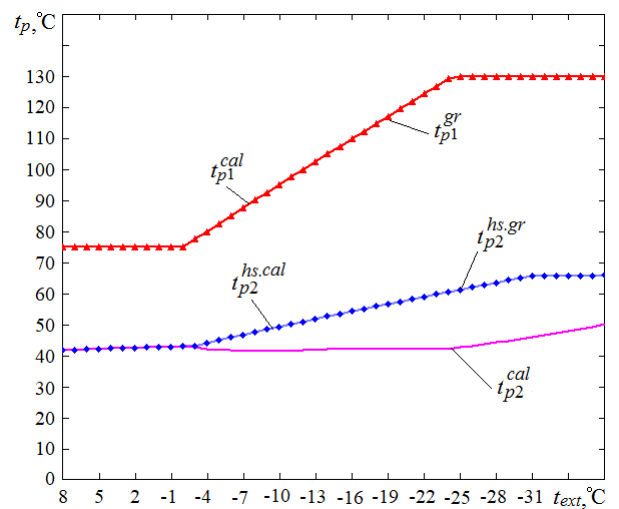


Рис. 1.8. Температурный график в отопительном сезоне 2019/2020 гг. (проект)

На рис. 1.5 – 1.8:  $t_{p1}^{pr}$ ,  $t_{p1}^{gr}$ ,  $t_{p1}^{cal}$ ,  $t_{p1}^{exp}$  – температура воды в подающей магистрали теплосети соответственно проектная, по графику ТЭЦ, расчётная и эксплуатационная;  $t_{p2}^{gr}$ ,  $t_{p2}^{cal}$ ,  $t_{p2}^{exp}$  – то же, в обратной магистрали теплосети;  $t_{p2}^{hs.gr}$ ,  $t_{p2}^{hs.cal}$  – в обратной магистрали системы отопления; I – при элеваторном смешении в тепловых пунктах, II – при насосном смешении.

На рис. 1.2, 1.5 – 1.8 показано, что на ТЭЦ г. Новосибирска имеется тенденция увеличения проектных температур графиков, поскольку опыт эксплуатации систем с более низкой температурой воды в теплосети выявил проблемы обеспечения требуемой внутренней температуры помещений (см. гл. 4), связанные с нерациональным перераспределением тепловых потоков между системами отопления и горячего водоснабжения и отсутствием методик расчёта переменных режимов работы систем со связанной подачей теплоты.

Существующее состояние системы теплоснабжения города Новосибирска мало отличается от других крупных городов страны, сохраняя целый ряд нерешённых проблем:

- высокая степень износа основных фондов;
- недостаточный уровень капиталовложений в техническое перевооружение;
- неэффективное использование тепловой мощности системы теплоснабжения (завышенная температура обратной сетевой воды).

На рис. 1.9, 1.10, [385], показаны эксплуатационные режимы работы Новосибирских ТЭЦ, где видно, что температура воды, возвращаемой в тепловую сеть  $t_{p2}^{exp}$  выше требуемой по графику центрального регулирования  $t_{p2}^{gr}$ , причём такое положение наблюдается при различных температурах наружного воздуха  $t_{ext}$ . Завышение температуры обратной воды приводит к перерасходу топлива из-за снижения эффективности использования низкопотенциальных отопительных отборов пара теплофикационных турбин ТЭЦ [261].

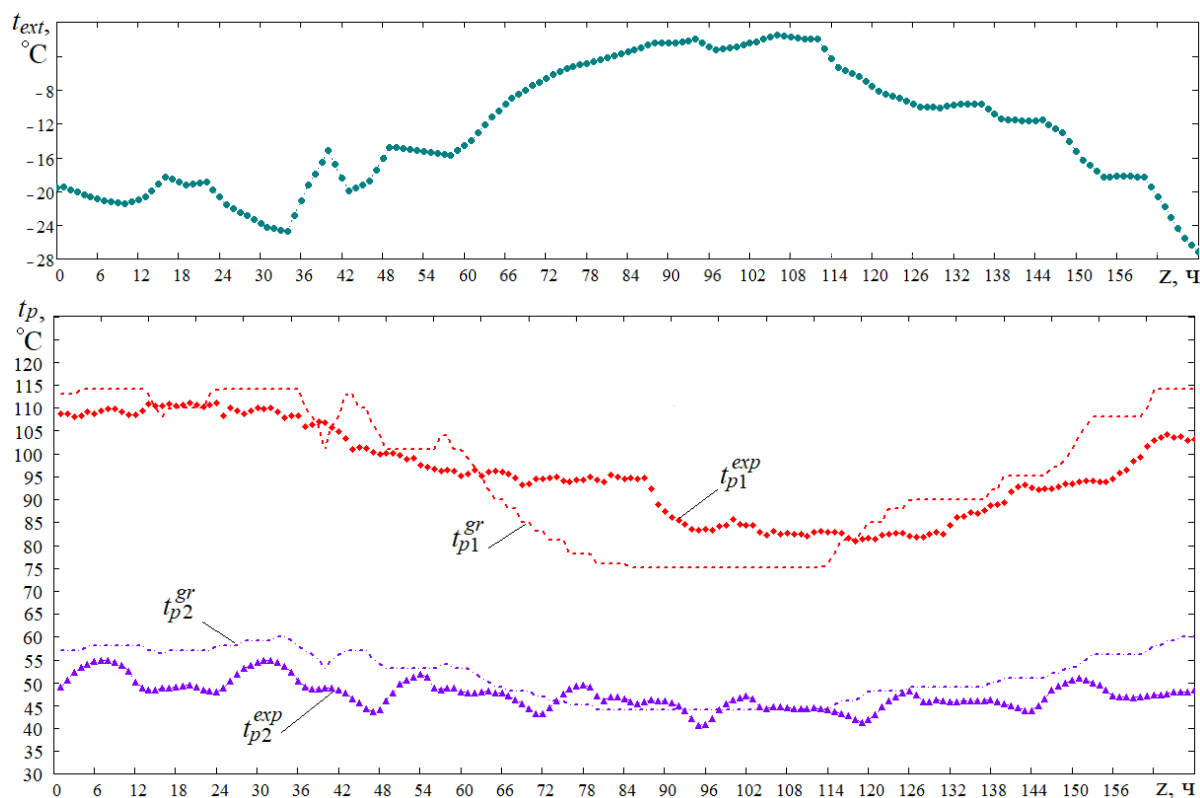


Рис. 1.9. Температура воды в теплосети Калининского вывода ТЭЦ-4 07-13.01.2018 г.

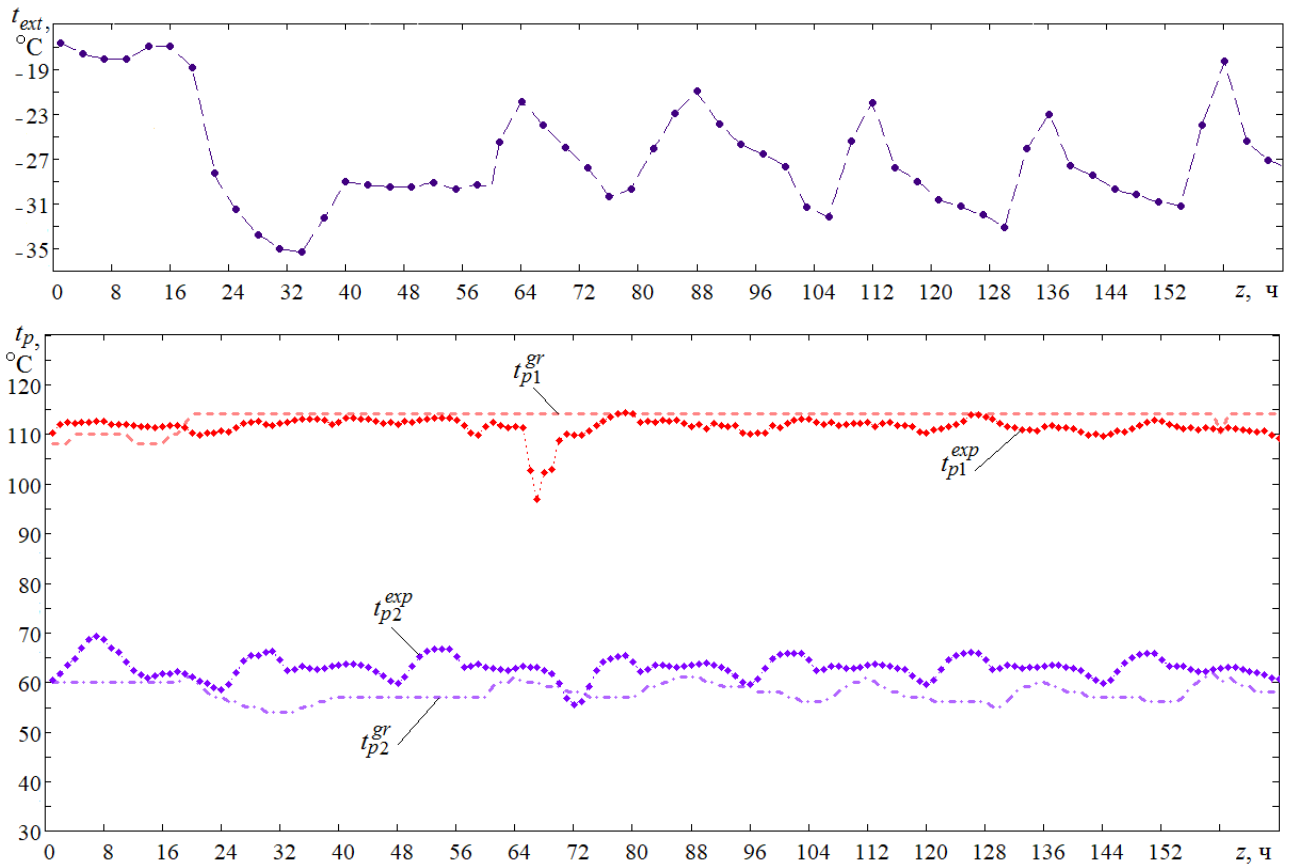


Рис. 1.10. Температура воды в теплосети Первомайского вывода ТЭЦ-5 23-29.12.2018 г.

Завышенная температура обратной сетевой воды  $t_{p2}^{exp}$  приводит к неполному использованию располагаемой тепловой мощности. Так, например, на рис. 1.11 приведены эксплуатационные данные по расходам сетевой воды Первомайского вывода ТЭЦ-5 23-29.12.2018 г., а на рис. 1.12 – отпущенная в этот период тепловая мощность  $Q^{prod}$ , которая превышает тепловую мощность, использованную местными системами  $Q^{used}$ , определённую по (1.1) по подающей магистрали, даже с учётом эксплуатационных данных о тепловых потерях в теплосети  $Q_{hl}^{used}$ .

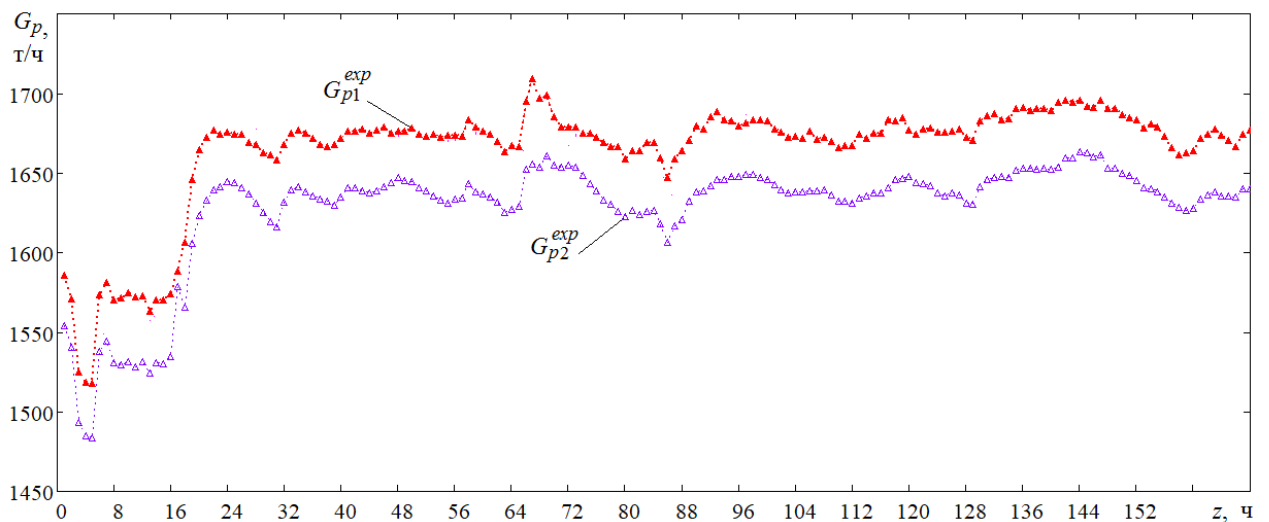


Рис. 1.11. Расходы сетевой воды Первомайского вывода ТЭЦ-5 в период 23-29.12.2018 г.

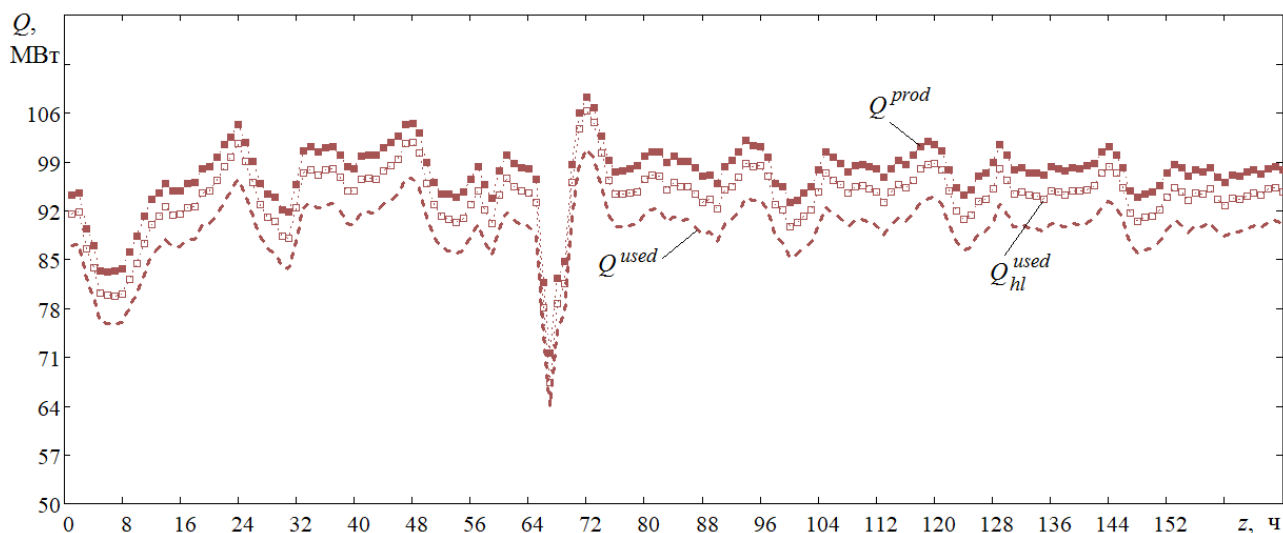


Рис. 1.12. Тепловая мощность Первомайского вывода ТЭЦ-5 в период 23-29.12.2018 г.

Схема горячего водоснабжения по системе централизованного теплоснабжения, в основном, закрытая. Только часть потребителей получают воду на горячее водоснабжение непосредственно из тепловой сети (например, район «Красной горки», которая обеспечивается теплом от Новосибирской ТЭЦ-4, Советский район, который обеспечивается теплом от тепловых станций ТС № 1 и № 2 ГУП «УЭВ СО РАН»). Подключение теплообменников горячего водоснабжения в основном выполнено и осуществляется по двухступенчатой смешанной схеме с ограничением расхода сетевой воды.

Наряду с четырьмя ТЭЦ, крупными районными и промышленными котельными продолжают работать 176 малых и мелких котельных мощностью не более 5 Гкал/час каждая, в том числе 48 котельных работают на угле. В большинстве своем эти котельные не отвечают современным требованиям ни по экономичности, ни по экологическим показателям; высокая степень износа основных фондов объектов теплоснабжения как теплоисточников, так и тепловых сетей, значительная часть которых давно исчерпала свой ресурс, оказывают негативное влияние на надёжность теплоснабжения города; в связи со старением оборудования на ТЭЦ и тепловых сетях неотложной задачей является модернизация и продление ресурса эксплуатации существующего оборудования и установка нового; в связи с изношенностью тепловых сетей переход на другие способы центрального регулирования требует проведения необходимых мероприятий по исследованию переменных тепловых и гидравлических режимов работы систем теплоснабжения.

## 1.2. Способы центрального регулирования систем теплоснабжения

Температурный график центрального регулирования тепловой нагрузки в основном определяет переменные режимы работы системы теплоснабжения. Выбор оптимального

температурного графика регулирования является важнейшей задачей при проектировании и эксплуатации систем теплоснабжения. Графики центрального регулирования тепловой нагрузки, применяемые на ТЭЦ и районных котельных, разрабатываются с целью оптимизации таких параметров, как расход и температура сетевой воды при обеспечении тепловыми сетями нагрузок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения [219]. Однако нагрузка отопления значительно меняется в течение отопительного сезона, поскольку зависит от температуры наружного воздуха; нагрузка горячего водоснабжения в течение года практически постоянна, однако имеет существенную суточную неравномерность.

В настоящее время вопросы энергосбережения стоят особенно остро, поскольку отклонение от проектного графика влечёт за собой ряд серьёзных последствий, которые диктуются балансовыми энергетическими соотношениями: изменение потерь давления по сетевой воде в теплосети, в теплообменном оборудовании теплоисточника и тепловых пунктов, изменение мощности сетевых насосов, гидравлическая разрегулировка тепловой сети. В то же время выбор температурного графика с учётом возможностей теплоисточника должен обеспечивать, прежде всего, решение главной задачи – обеспечение нормируемых температур в помещениях и нормируемой температуры воды на горячее водоснабжение.

В разрабатываемых графиках центрального регулирования в целях энергосбережения предлагалось учитывать внутренние тепловыделения, солнечную радиацию, ветер, тепловую инерцию наружных стен зданий, однако, понятно, что при существующей тенденции срезки температурного графика все эти преимущества сводятся на нет и вместо экономии энергоресурсов мы получаем повышенные затраты на наладку гидравлического режима теплосети и отклонение внутренней температуры от требуемой.

В системах теплоснабжения большинства российских городов в основном применяется способ качественного регулирования тепловой нагрузки. В этом случае температура воды в теплосети меняется в зависимости от температуры наружного воздуха. Расход сетевой воды для системы отопления остаётся постоянным в течение всего отопительного периода, что повышает гидравлическую устойчивость разветвлённых тепловых сетей. Наличие разнородной тепловой нагрузки, требующей разных температурных графиков, привело к появлению графиков комбинированного отпуска теплоты (так называемый отопительно-бытовой график центрального регулирования). При этом способе регулирования расход сетевой воды равен сумме постоянного отопительно-вентиляционного расхода и переменного расхода сетевой воды на горячее водоснабжение и не остаётся постоянным в течение отопительного периода, но всё же достаточно стабильным, для обеспечения гидравлической устойчивости системы теплоснабжения, поскольку не может быть меньше расхода сетевой воды на отопление. Для обеспечения подогрева водопроводной воды во второй ступени теплообменника горячего водоснабжения,

температура воды в подающей магистрали теплосети не должна опускаться ниже 70-80°C. Для исключения перегрева помещений при температуре воды в теплосети выше, чем требуется по отопительному графику, необходимо местное количественное регулирование, осуществляемое за счёт установки смесительных насосов или отопительных теплообменников в тепловых пунктах.

Наиболее существенно преимущество качественного способа регулирования при совмещенном отпуске теплоты (повышенный график регулирования), когда тепловая мощность системы горячего водоснабжения обеспечивается за счёт более высокой температуры в подающей магистрали теплосети, при постоянном расходе воды в системе теплоснабжения равном расходу воды только на систему отопления.

В СНиП 2.04.07-86\* «Тепловые сети» [437] качественный способ регулирования рекомендовался как основной. Позднее, в СНиП 41-02-2003 «Тепловые сети» [441] было рекомендовано наряду с качественным, применять качественно-количественное и количественное регулирование на источнике теплоты. В действующем СП 124.13330.2012 «Тепловые сети» [445] эта рекомендация осталась актуальной. В то же время центральное количественное и качественно-количественное регулирование тепловой нагрузки практически не получило распространения в отечественных системах теплоснабжения в связи со сложностью обеспечения гидравлической устойчивости крупных систем теплоснабжения, отсутствия средств автоматизации в тепловых пунктах. Способы качественно-количественного регулирования были разработаны в 50-60-е годы XX в. Примерно в то же время были созданы методики их расчёта [54, 55, 64], которые в дальнейшем не уточнялись. Серьёзным недостатком существующих методик расчёта является то, что в них не учитывается влияние работы системы горячего водоснабжения на работу системы отопления, что объясняется тем, что в 50-е годы доля тепловой мощности горячего водоснабжения в общей тепловой мощности системы теплоснабжения была незначительной, что позволяло её не учитывать. Например, соотношение тепловых потоков на горячее водоснабжение и отопление  $\psi = Q_{hmax} / Q_{omax}$  составляло для крупных городов: 0,065 в 1950 г.; 0,135 в 1960 г.; 0,16 в 1970 г. [45, 261]. В настоящее время для жилых районов  $\psi = 0,5 \div 0,8$ . Кроме того, проведённый в работах [54, 55] анализ показывает, что системы водяного отопления имеют наилучшие показатели не при постоянном, а при переменном расходе воды в них, поскольку постоянный расход в течение всего отопительного периода не обеспечивает равномерного прогрева нагревательных приборов, расположенных на разных этажах. Разрегулировка систем при двухтрубной разводке труб объясняется наличием и влиянием гравитационного циркуляционного напора, а при однотрубной системе – переменной величиной коэффициента теплопередачи.



Соблюдение нормального теплового режима в течение всего отопительного сезона возможно как в двухтрубных, так и в однетрубных системах при качественно-количественном регулировании, применение которого рационально только в том случае, когда изменение расхода воды в системах будет происходить одновременно с изменением температуры наружного воздуха. В то же время предлагаются решения, в которых на теплоисточнике осуществлялось бы количественное регулирование тепловой нагрузки, а в местных независимых системах отопления поддерживался бы график качественного регулирования, например [316].

Переменный расход сетевой воды при качественно-количественном регулировании можно осуществить следующими способами: изменением числа оборотов насосов; изменением числа параллельно работающих насосов; установкой на теплоисточнике насосов с различными характеристиками [27, 324, 325, 348].

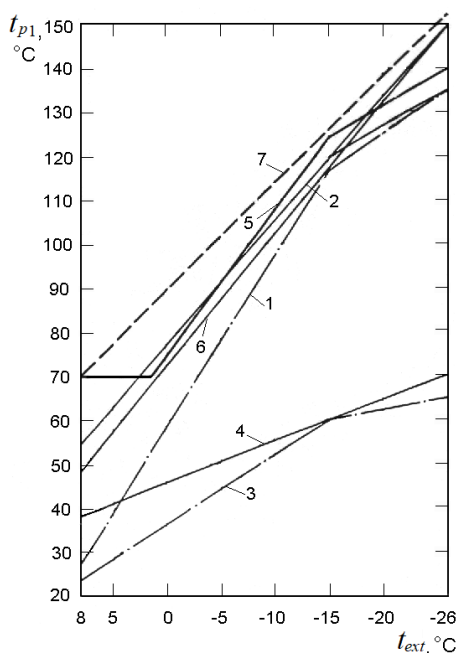
Необходимым условием эффективного применения качественно-количественного способа регулирования тепловой нагрузки является 100% автоматизация тепловых пунктов [323], что определяет широкое распространение количественного и качественно-количественного регулирования в зарубежных системах теплоснабжения [342, 346, 350, 362, 375].

В современных методиках расчёта качественно-количественного регулирования [39, 48, 60, 172, 324] основной нагрузкой является отопление, а величина нагрузки горячего водоснабжения учитывается только увеличением расхода сетевой воды, при этом не проводится расчёт переменных режимов совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения. Таким образом, в настоящее время отсутствуют методики расчёта качественно-количественного регулирования, позволяющие полностью учесть влияние нагрузки горячего водоснабжения на работу систем отопления [324]. Также следует отметить, что в течение последних двух десятилетий значительно расширился перечень типов используемых отопительных приборов у абонентов, и увеличилось количество потребителей с индивидуальным регулированием, что оказало существенное влияние на режимы функционирования, как внутридомовых абонентских тепловых сетей, так и распределительных сетей в целом. Представляется очевидным, что в таких условиях разработанные ранее методы и технологические приёмы регулирования совмещённой тепловой нагрузки характеризуются снижением эффективности, и, соответственно, возникает задача их оптимизации [123], в связи с чем представляется целесообразным рассмотреть температурные графики, применяемые как в Российских, так и в зарубежных системах теплоснабжения.

**Графики центрального регулирования Российских систем теплоснабжения** разрабатывались на всём протяжении их эксплуатации [199]. Целью разработки и совершенствования графиков центрального регулирования является повышение энергоэффективности и совершенствование переменных режимов работы систем теплоснабжения. При принятом в

Российских системах качественном способе центрального регулирования и небольшой тепловой мощности горячего водоснабжения, ранее предлагались, в основном, высокотемпературные графики совмещённого регулирования тепловой нагрузки (повышенные графики), позволяющие наиболее полно учесть преимущества этого способа за счёт изменения температуры сетевой воды применением различных температурных надбавок при постоянном расходе воды в теплосети в течение отопительного периода. Применение этих способов регулирования возможно только в случае, если не менее чем у 75% потребителей подогреватели горячего водоснабжения присоединены по двухступенчатой последовательной схеме.

Например, разрабатывались графики центрального качественного регулирования с учётом переменных бытовых тепловыделений в зданиях [132], рис. 1.13. Фактически температура сетевой воды в подающей магистрали теплосети в таком графике совмещённого регулирования будет соответствовать «классическому» отопительному графику центрального качественного регулирования с изломом при  $70^{\circ}\text{C}$ , т.е. без температурной надбавки на горячее водоснабжение (линия 5 на рис. 1.13).



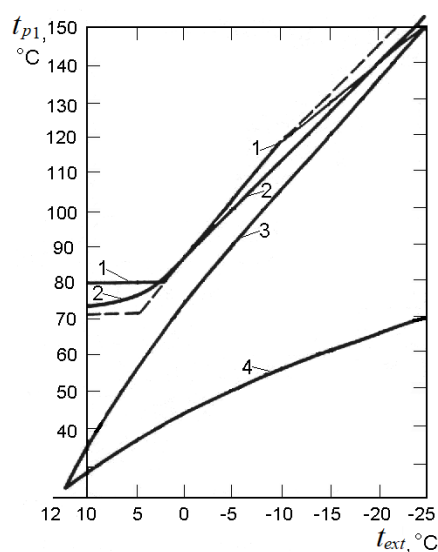
1 – температура воды в подающем трубопроводе системы отопления с учётом бытовых тепловыделений  $Q_{hd}$ ; 2 – без учёта  $Q_{hd}$ ; 3 и 4 – соответственно в обратных трубопроводах; 5 – температура в подающем трубопроводе тепловых сетей при повышенном температурном графике; 7 – то же без учёта  $Q_{hd}$ ; 6 – температура воды для систем приточной вентиляции и воздушного отопления

Рис. 1.13. График центрального регулирования с учётом бытовых тепловыделений [132]

Учитывая, что и расход сетевой воды на обеспечение нагрузки системы горячего водоснабжения (СГВ) в графике совмещённого регулирования не предусматривается, применение этого графика в современных условиях, когда нагрузка СГВ составляет 0,5-0,8 от нагрузки системы отопления, может привести к значительному нарушению теплового режи-

ма помещений. Исследованию переменных режимов работы систем теплоснабжения при совмещённом графике регулирования посвящена глава 4, параграф 4.2.

В соответствии с [440, п. 5.2.5] в системах централизованного горячего водоснабжения при необходимости поддержания в местах водоразбора температуры воды (не ниже  $60^{\circ}\text{C}$  и не выше  $75^{\circ}\text{C}$ ) следует предусматривать систему циркуляции горячей воды в период отсутствия водоразбора. В графиках центрального регулирования с учётом циркуляции горячего водоснабжения [133, 134], рис. 1.14, учитывающих расход тепла на циркуляцию в СГВ температурной надбавкой  $\Delta t^{\text{cir}}=0,25Q_h/G_p$ , температура воды в подающей магистрали будет выше и при расчётном обосновании появляется возможность обеспечить требуемый температурный режим помещений при небольшой нагрузке горячего водоснабжения.



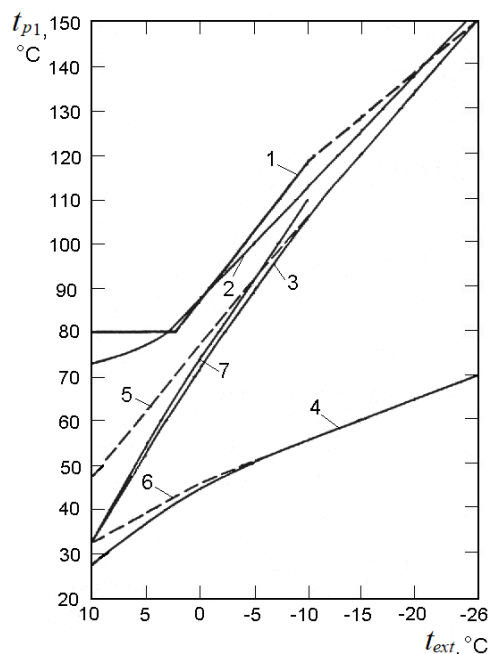
1 – температурный график, учитывающий расход тепла на циркуляцию в СГВ; 2 – повышенный график, без учёта циркуляции, рассчитанный на «балансовую» нагрузку СГВ; 3 и 4 – необходимые температуры в подающем и обратном трубопроводах внутриквартальных отопительных сетей с учётом бытовых тепловыделений.

Рис. 1.14. График центрального регулирования с учётом циркуляции в СГВ [133, 134]

В соответствии с требованиями [445] температурные графики рассчитываются на поддержание температуры внутреннего воздуха помещений  $t_{\text{int}} = 18^{\circ}\text{C}$ . Обеспечить более комфортную температуру воздуха  $21\text{--}23^{\circ}\text{C}$  возможно при связанной подаче теплоты, за счёт дополнительной подачи теплоты в систему отопления при незначительном водопотреблении в СГВ или его отсутствии. Однако в графиках совмещённого регулирования расход сетевой воды на горячее водоснабжение не предусматривается, что может привести к ещё большему снижению температуры внутреннего воздуха, ниже допустимых значений (см. гл. 4). Поэтому, целесообразным представляется график центрального регулирования, рассчитанный на переменную температуру внутреннего воздуха, предложенный в [134, 290]:

$t_{int} = 18 + 2 \frac{t_{ext} - t_{ext.c}}{t_{ext.f} - t_{ext.c}}$ , рис. 1.15. В этом случае максимальная  $t_{int} = 21^\circ\text{C}$  будет вблизи точки

излома температурного графика, где наблюдается наиболее неблагоприятный режим совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения, в связи с тем, что почти весь расход воды из теплосети в этом режиме идёт в теплообменник второй ступени СГВ.



1 – температура воды в подающей магистрали с учётом  $Q_{hd}$  и расхода тепла на циркуляцию СГВ; 2 – то же при «балансовой» нагрузке СГВ; 3, 4 – температура воды в подающей и обратной магистрали системы отопления с учётом  $Q_{hd}$ , график рассчитан на переменную температуру внутреннего воздуха:  $t_{int}=21^\circ\text{C}$  при средней  $t_{ext}^m$  и  $t_{int}=18^\circ\text{C}$  при  $t_{ext.o}$ ; 5, 6 – то же без учёта  $Q_{hd}$ , график рассчитан на  $t_{int}=18^\circ\text{C}$ ; 7 – график настройки отопительного регулятора выше отопительного графика с учётом снижения  $t_{p1}$  после подогревателя СГВ II ступени или уменьшения расхода, в зависимости от схемы ТП

Рис. 1.15. График центрального регулирования с переменной температурой внутреннего воздуха [134, 290]

Также предлагались графики центрального регулирования с учётом скорости ветра [272], рис. 1.16. В этом графике предлагается расход теплоты на отопление находить по формуле

$$Q = Q_o(1 + \beta_h + \beta_{inf}) - Q_{hd},$$

где  $\beta_h = \Delta Q_h / Q_o$  – доля потерь теплоты, вызываемых изменением коэффициента теплоотдачи при изменении скорости ветра  $w$ ;  $\beta_{inf} = \Delta Q_{inf} / Q_o$  – доля потерь теплоты на инфильтрацию наружного воздуха;

$$\beta_h = 0,09 - 1,7 / (5 + 10\sqrt{w}).$$

В то же время понятно, что инфильтрация и скорость ветра значительно изменяются как в различных местностях, так и по высоте отдельного здания. Точное централизованное определение скорости ветра практически невозможно.

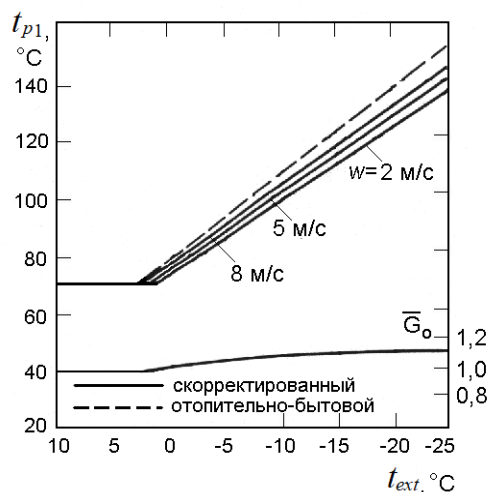
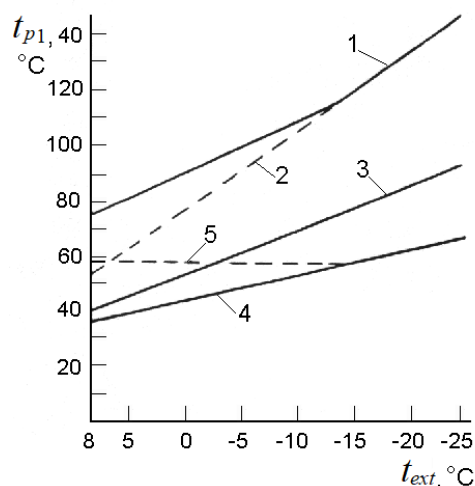


Рис. 1.16. График центрального регулирования с учётом скорости ветра [272]

С появлением новых схем тепловых пунктов предлагались графики качественного регулирования, учитывающие местные способы регулирования, например, график центрального регулирования при расположении теплообменников СГВ I и II ступеней на обратной магистрали теплосети [179, 334], рис. 1.17.

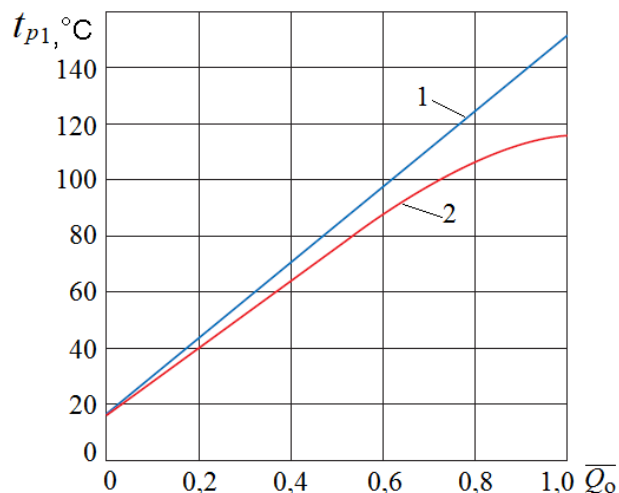
Для центрального регулирования по такому графику требуется схема теплового пункта (ТП) с подогревателями СГВ на обратной магистрали (см. рис. 1.28). В температурном графике учитывается расход теплоты на подогрев воды после систем отопления. График рассчитывается из условия подачи требуемого количества теплоты  $Q_o^{req}$  при работе тепловых сетей с постоянным расходом сетевой воды  $G_o$  и поддержания стабильной температуры греющей воды перед подогревателями СГВ. В то же время не определена температура обратной воды в тепловой сети, определение которой требует исследования режимов ТП.



1 – температура воды в подающей магистрали теплосети  $t_{p1}$ ; 2 – в подающей магистрали для системы отопления; 3 – в подающей магистрали системы отопления после смесительного устройства; 4 – в обратной магистрали системы отопления; 5 – перед подогревателями СГВ

Рис. 1.17. График центрального регулирования при расположении теплообменников СГВ на обратной магистрали [179, 334].

В последнее время разрабатываются графики центрального качественно-количественного регулирования, например, криволинейный график центрального регулирования [39, 293, 311], рис. 1.18.



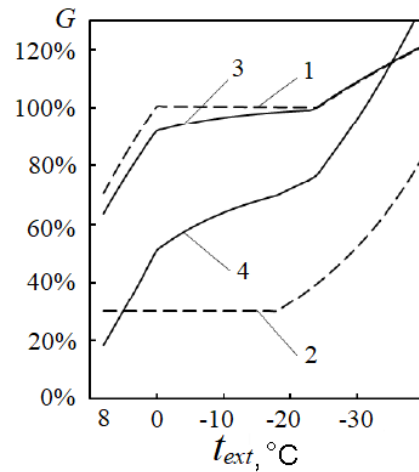
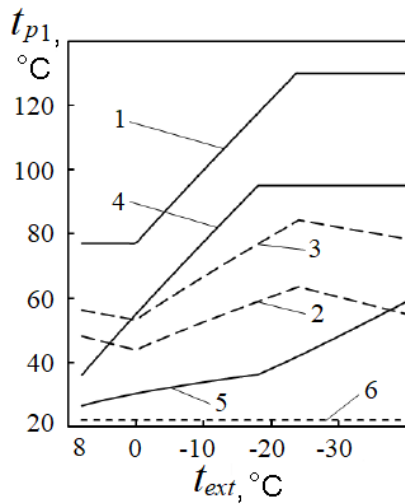
1 – температура воды в подающей магистрали теплосети по отопительному графику;  
2 – криволинейный график

Рис. 1.18. Криволинейный график центрального регулирования [39, 293, 311]

Криволинейный график, описываемый зависимостью  $t_{p1} = a + b\bar{Q}_o - c\bar{Q}_o^2$ , предлагается применять вместо графика со срезкой ( $a, b, c$  – постоянные коэффициенты, зависящие от температуры наружного воздуха и расчётной температуры воды в теплосети), поскольку кривизна графика отражает экспоненциальную зависимость теплоотдачи отопительного прибора от разности температур. При этом в графике не учтена нагрузка горячего водоснабжения, т.е. его применение возможно только для местных отопительных котельных с децентрализованным горячим водоснабжением при точном поддержании температур воды на источнике теплоты и в системах отопления с переменным расходом воды.

Новый способ качественно-количественного регулирования предложен в [261, 324]; исследования, проведенные в [48, 172] позволяют скорректировать традиционный график качественно-количественного регулирования с учётом применения новых типов отопительных приборов. Режимы работы системы теплоснабжения при различных способах качественно-количественного регулирования приведены в параграфе 4.3.

В [191-193] предложена новая модель регулирования отопления – расширенный температурный график (РТГ), рис. 1.19, который обеспечивает максимальное использование теплового потенциала теплоносителя, заданную температуру воздуха в отапливаемых помещениях и минимальные затраты энергии на транспорт теплоносителя.



а) График температур сетевой воды:  
 1, 2, 3 – в подающей, обратной магистрали системы теплоснабжения и в системе отопления при традиционном способе регулирования; 4, 5 – в подающей и обратной магистрали системы отопления при РТГ; 6 – температура внутреннего воздуха

б) Расход сетевой воды:  
 1 – в системы отопления при традиционном способе качественного регулирования; 2 – в системы отопления при РТГ; 3 – сетевой воды от ТЭЦ при традиционном способе регулирования; 4 – сетевой воды от ТЭЦ при РТГ

Рис. 1.19. Температуры и расходы сетевой воды при РТГ [193]

В этом графике сначала при понижении температуры наружного воздуха поддерживается минимально возможный по условию устойчивости системы отопления расход воды, а увеличение отпуска тепла происходит за счёт повышения температуры подаваемой воды и её увеличенного охлаждения, а при достижении максимальной температуры подаваемой воды при дальнейшем снижении наружной температуры её температура поддерживается постоянной и увеличение отпуска тепла происходит за счёт увеличения расхода [193].

Достоинством предложенного в [191-193] расширенного графика регулирования является значительное снижение температуры обратной сетевой воды, что обеспечит существенное возрастание интегрального (за отопительный период) коэффициента использования теплового потенциала теплоносителя и уменьшение (в несколько раз) среднего расхода сетевой воды и затрат электроэнергии на привод сетевых насосов.

С другой стороны, низкая температура сетевой воды не позволяет использовать теплоту обратной магистрали для предварительного нагрева воды на горячее водоснабжение. Таким образом, с этим графиком может применяться только одноступенчатая параллельная схема присоединения теплообменника горячего водоснабжения, что, в свою очередь, вызовет увеличение суммарного расхода сетевой воды.

Выбор температурного графика центрального регулирования тепловой нагрузки должен сопровождаться расчётом переменных тепловых и гидравлических режимов работы системы теплоснабжения и тепловых пунктов, а также технико-экономическим расчётом, с учётом возможностей источника теплоты поддерживать точные расчётные значения температур воды на протяжении всего отопительного периода.

В то же время, только оптимизацией графиков центрального регулирования невозможно обеспечить оптимальные режимы работы теплоснабжающих систем, поскольку тепловые сети несут разнородную нагрузку, требующую разных режимов работы, что требует эффективных способов регулирования и перераспределения тепловых потоков в переменных режимах работы с целью рационального использования тепловой энергии. Возможности применения и особенности режимов работы систем отопления и горячего водоснабжения при различных способах центрального и местного регулирования тепловой нагрузки приведены в главе 4.

#### **Графики центрального регулирования в зарубежных системах теплоснабжения.**

В североевропейских странах централизованное теплоснабжение широко используется как важнейший источник подачи тепла в жилые дома, офисы и предприятия. Неотъемлемым элементом теплоснабжения являются ТЭЦ. Роль, которую играет централизованное теплоснабжение в той или иной стране, зависит от таких факторов, как климат, экономические или политические условия и т.п. [245].

В настоящее время энергетические предприятия стран Северной Европы поставляют приблизительно 100 ТВт·ч в год теплоты для отопления и горячего водоснабжения. Это превышает 35% рынка тепла для отопления и горячего водоснабжения в этих странах. Наиболее эффективным и прибыльным централизованное теплоснабжение оказывается в регионах с высоким удельным энергопотреблением.

Для успешной работы системы централизованного теплоснабжения необходим как рынок сбыта, так и «дешёвый местный источник энергии», которым может быть теплота, вырабатываемая вместе с электричеством (Дания и Финляндия), геотермальная энергия (Исландия), сбросное тепло мусоросжигательных заводов (Норвегия) или комбинация различных источников энергии (Швеция) [12, 51, 186, 276].

Дания имеет большой опыт и традиции в использовании централизованного теплоснабжения и благоприятные условия для его развития с использованием ТЭЦ. Так, 80% населения страны проживает в городских зонах, страна отличается высоким годовым потреблением тепловой энергии и продолжительным отопительным сезоном, практически все крупные электростанции расположены в непосредственной близости к основным городам. Вследствие этого централизованное теплоснабжение является наиболее распространённым источником теплоты. Системы централизованного теплоснабжения существуют в более чем 450 городах. Столица Дании Копенгаген использует комбинированную выработку тепловой и электрической энергии на протяжении более 50 лет. С 1986 по 1990 гг. в Копенгагене были созданы 2 транспортные системы теплопередачи мощностью 26 тыс. ТДж/год. К системе централизованного теплоснабжения были подключены 45 пиковых и резервных станций, в основном реконструированных котельных; 9 различных установок, обеспечивающих базовую



вую нагрузку, в их числе 4 мусоросжигательных завода и 4 ТЭЦ, работающих на жидком топливе, угле или природном газе. Температурный график теплосетей составляет 120/50°C при рабочем давлении теплоносителя 2,5 МПа [245].

Также применяется низкотемпературное теплоснабжение от районных котельных с использованием тепловых насосов, в отопительный сезон температура воды в подающей магистрали постоянна на уровне 80°C, в неотапительный – 65°C [376], рис. 1.20.

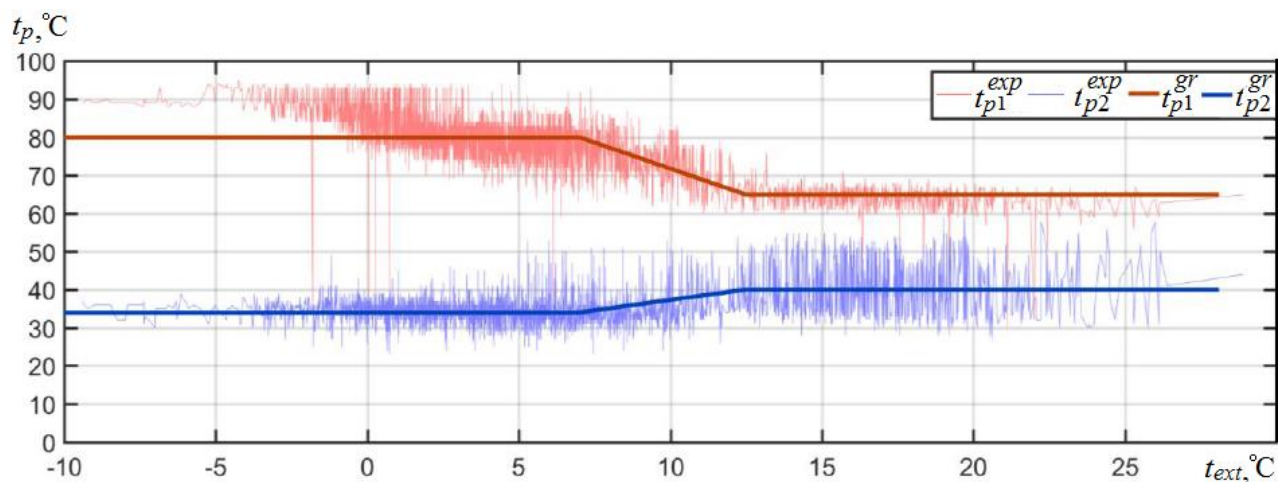


Рис. 1.20. Температурный график районной котельной в Дании [376]

В городах Финляндии централизованное теплоснабжение является основным методом теплоснабжения. Сегодня доля теплофикации в теплоснабжении Финляндии составляет 45%, а в крупных городах – более 80%. В столице Финляндии степень теплофикации является самой высокой в Западной Европе. Системы централизованного теплоснабжения эксплуатируются более чем в 250 населенных пунктах страны. Более 70% общей теплоты централизованного теплоснабжения производят ТЭЦ, тогда как доля водогрейных котельных не превышает 30%. Основным топливом для централизованного теплоснабжения и комбинированной выработки теплоты являются уголь, природный газ, торф и нефть. Доля нефти, которая используется в качестве резервного топлива, а также для покрытия пиковых нагрузок, не превышает 10%. Теплота от ТЭЦ подается потребителям в виде нагретой воды с температурой от 75 до 115°C. Суммарная длина сетей централизованного теплоснабжения около 7500 км. В Хельсинки среднегодовая температура +5,3°C; население Хельсинки вместе с пригородами превышает 900 тыс. жителей. Система централизованного теплоснабжения в настоящее время покрывает практически весь город, доля теплофикации 92%. Общая протяжённость теплосетей города 1130 км (из них 33 км проложены в скалах). Температурный график теплосетей 120/65°C [245].

В Швеции централизованное теплоснабжение составляет 42% рынка тепловой энергии, а в городах эта доля достигает 90%, обеспечивая главным образом муниципальные по-

требности в отоплении и горячем водоснабжении. Отпуск теплоты для муниципального и промышленного сектора составляет соответственно 37 и 4 ТВт·ч в год. Промышленные потребители используют поставляемую тепловую энергию в первую очередь для отопления. Системы централизованного теплоснабжения в большинстве случаев находятся в управлении муниципальных предприятий, которые, как правило, также ответственны за электроснабжение потребителей. Суммарная длина трубопроводов централизованного теплоснабжения – 9964 км. Доля теплоты, поставляемой ТЭЦ при комбинированной выработке тепловой и электрической энергии составляет 25%, а доля тепловой энергии, поставляемой водогрейными котельными – 75%. В столице Швеции Стокгольме проживают 1240 тыс. человек. Система централизованного теплоснабжения Стокгольма в настоящее время обеспечивает поставку теплоты в количестве, превышающем 5 ТВт·ч в год, что соответствует приблизительно 60% доли теплоты, необходимой для отопления и горячего водоснабжения города. В структуре централизованного теплоснабжения Стокгольма особое место занимают 3 ТЭЦ и одна станция теплоснабжения, производство теплоты на которых осуществляется главным образом мазутными водогрейными котлами, электродкотлами и тепловыми насосами. Распределение теплоты в Стокгольме обеспечивается пятью различными тепловыми сетями. Это связано с тем, что город расположен на ряде островов. Общая протяжённость теплосетей составляет 765 км, их температурный режим составляет 120/65°C. Регулирование температуры теплоносителя качественное, с местной количественным регулированием у потребителей [12, 245, 300].

Система централизованного теплоснабжения Норвегии поставляет тепловую энергию для 3% бытовых потребителей. Основным источником энергии для выработки теплоты, поставляемой системой централизованного теплоснабжения, являются отходы (49%), ещё одним важным источником служит нефть (20%), при этом доля электрической энергии составляет 11%. В некоторых регионах страны подключение к системе централизованного теплоснабжения является обязательным. Суммарная выработка тепловой энергии системой составляет 1,5 ТВт·ч в год, протяжённость тепловых сетей 303 км, а принятый температурный график теплосети – 120/70°C. Столица Норвегии Осло, в которой насчитываются 800 тыс. жителей, только на 10% снабжается теплотой от централизованной системы теплоснабжения. Это связано с особенностями норвежской энергетики (98% общей выработки электроэнергии в стране составляет доля гидроэнергетики, а остаток покрывается ветроустановками). Достаточное количество дешёвой электроэнергии стимулировало развитие электроотопления (его доля в стране достигает 70%) [12, 51, 245].

В 1980 году в Осло было начато строительство четырех независимых систем централизованного теплоснабжения. К настоящему времени две из них объединены и обеспечива-

ют годовую поставку теплоты в размере 560 ГВт·ч. Основные источники теплоты – два мусоросжигательных завода, тепловые насосы и малые пиковые мазутные котельные.

Исландия, как и Россия, одна из немногих стран мира, где основным является центральное отопление, но организовано оно необычным образом. В Исландии очень много активных вулканических зон и гейзеров, получать энергию от них наиболее выгодно, и поэтому цены на теплоснабжение в Исландии существенно ниже среднеевропейских. Отопление страны практически полностью обеспечивается этим источником энергии. Доля геотермальной теплоты в централизованном теплоснабжении составляет 96%, остальные 4% теплоты вырабатываются электрическими котлами. Общая длина трубопроводов системы централизованного теплоснабжения – 2700 км. Теплом горячих вод гейзеров здесь даже отогревают тротуары зимой и нагревают воду в муниципальных бассейнах. Остальные 10 % населения согревают дома различными децентрализованными системами, бойлерами [245].

В Германии применяется, в основном, децентрализованное теплоснабжение. Главное преимущество такого подхода – возможность регулировать потребление и выбирать его источник. Частные дома в Германии отапливаются бойлерами, многоквартирные – как правило, отдельным газовым оборудованием. При этом ведётся чёткий учёт использованной теплоты в каждой квартире: на всех приборах отопления установлены терморегуляторы, а также приборы учёта, которые учитывают количество потребляемого теплоносителя каждой квартирой. В последние годы существенно растёт популярность теплоснабжения за счёт использования экологичных видов топлива – биомассы, отходов деревообработки, солнечных батарей и прочего [12, 245]. В отдельных городах применяются отопительные районные котельные, работающие по температурным графикам с достаточно высокой температурой. Температура воды в подающем трубопроводе тепловых сетей меняется в зависимости от температуры наружного воздуха, как правило, ступенями [274, 375]. Например, температурный график в г. Дрезден состоит из семи ступеней, рис. 1.21.

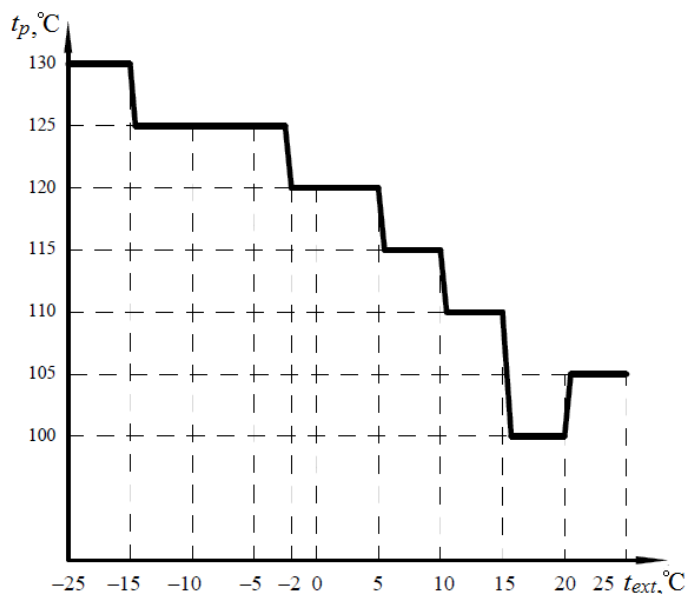


Рис. 1.21. Температурный график районной котельной в г. Дрезден [274, 375]

Внутри каждой ступени в зависимости от изменения нагрузки и наружной температуры меняется расход циркулирующего теплоносителя в зависимости от величины перепада давлений между подающим и обратным трубопроводами [274, 277].

В Китае системы централизованного теплоснабжения и способы центрального регулирования тепловой нагрузки очень разнообразны. Применяются, например, низкотемпературные графики качественного регулирования, в которых температуры воды в подающей и обратной магистрали тепловой сети изменяются линейно по зависимостям [405], рис. 1.22.

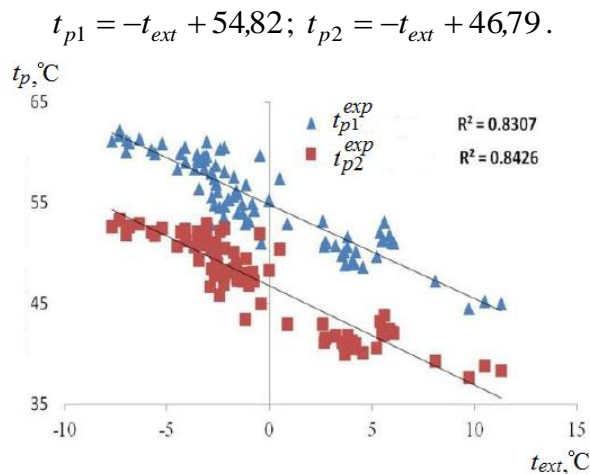


Рис. 1.22. Температурный график низкотемпературного теплоснабжения [405]

Также применяются системы с достаточно высокой расчётной температурой теплоносителя 120-110°C [356, 404] при качественном и качественно-количественном регулировании, а также ступенчатое регулирование, рис. 1.23. Графики регулирования рассчитываются по тем же зависимостям, которые приняты в Российских системах теплоснабжения.

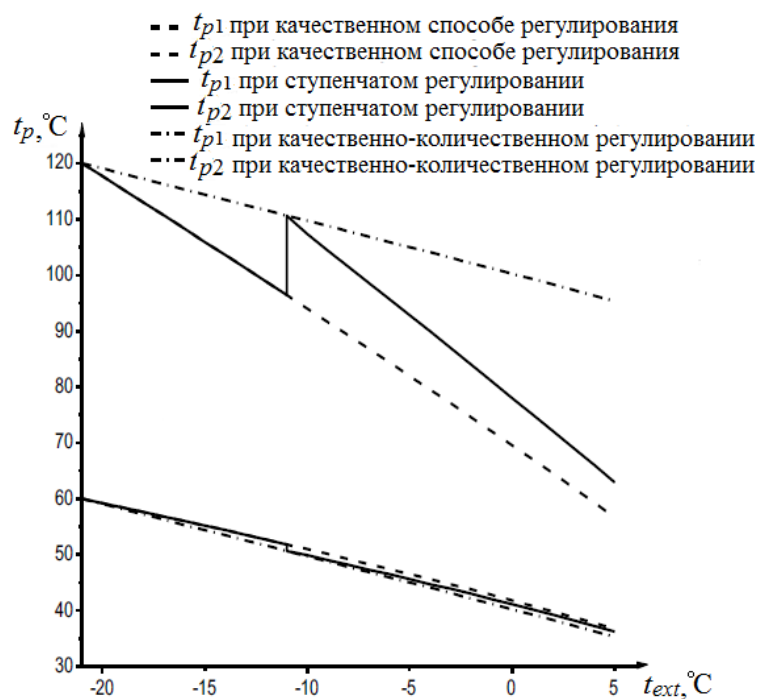


Рис. 1.23. Графики центрального регулирования в Китае: качественный, качественно-количественный, ступенчатый [356, 404]

В Румынии примерно 30% всех зданий получают теплоту и горячую воду через системы централизованного теплоснабжения. В городских районах этот показатель составляет 58%. На долю централизованного теплоснабжения приходится приблизительно 31% общего объёма спроса на теплоту и горячую воду в стране. Разрабатываются различные проекты международного сотрудничества в целях реконструкции и модернизации сетей и тепловых электростанций [245].

В США, Канаде, Японии более распространено децентрализованное теплоснабжение, что связано с особенностью климатических, географических условий и меньшей плотностью населения.

Целесообразно сравнить системы теплоснабжения с близкими климатическими параметрами: Россию, Данию, Швецию, Финляндию и Норвегию. Результаты анализа представлены в таблице 1.3 [12].

Таблица 1.3

Сравнительный анализ систем теплоснабжения

<i>Страна</i>	<i>Россия</i>	<i>Дания</i>	<i>Финляндия</i>	<i>Швеция</i>	<i>Норвегия</i>
<i>Критерий сравнения</i>	<i>Температурный график</i>				
	150/70°C	120/50°C	120/65°C	120/65°C	120/70°C
	<i>Топливо, используемое для выработки тепловой энергии</i>				
	Уголь, природный газ, жидкое топливо	Уголь, природный газ, жидкое топливо	Уголь, природный газ, торф и нефть	Природный газ, жидкое топливо	Сбросное тепло мусоросжигательных заводов
	<i>Схема присоединения к тепловым сетям</i>				
	зависимая, независимая	независимая	независимая	независимая	независимая
	<i>Стоимость тепловой энергии</i>				
	1200-1400 руб./Гкал	1700 руб./Гкал	2000-2500 руб./Гкал	2500-3000 руб./Гкал	3000-3400 руб./Гкал

Централизованное теплоснабжение по-прежнему занимает значительный объём теплоэнергетики, как в России, так и за рубежом. В то же время зарубежные системы теплоснабжения, в основном, применяют более простые способы как центрального, так и местного регулирования, за исключением Китая, где применяются Российские способы регулирования тепловых нагрузок. Применение в зарубежных странах децентрализованного теплоснабжения, т.е. отдельной выработки тепловой и электрической энергии увеличивает конечную стоимость тепловой энергии. Температурные графики в зарубежных системах теплоснабжения ниже, чем в Российских, и это объясняется, во многом, незначительной протяжённостью тепловых сетей, более мягким климатом, что позволяет и при низкотемпературном теплоснабжении применять трубы относительно небольшого диаметра [245]. Преимущества Российского опыта теплофикации неоспоримы, поэтому развитие и совершенствование существующих методов регулирования тепловых и гидравлических режимов систем теплоснабжения в целях повышения энергосбережения, является весьма актуальной задачей.

**Особенности перехода на низкотемпературные графики теплоснабжения.** В процессе развития систем теплоснабжения в нашей стране изменялись методы и температурные графики отпуска тепла. В период до 1945-1950 гг. преобладающим был температурный график 130/70°C, а с 1951 года в бывшем СССР был принят температурный график центрального качественного регулирования 150/70°C [185], который и в настоящее время является наиболее распространенным для большинства централизованных систем теплоснабжения в Российской Федерации. На расчётные параметры этого графика подбирается оборудование для тепловых сетей, теплообменники систем отопления и горячего водоснабжения, диаметры трубопроводов тепловых сетей.

Повышение расчётной температуры воды в сети позволяет уменьшить расходы сетевой воды и диаметры трубопроводов, что обеспечивает снижение капиталовложений в тепловые сети и уменьшает расход энергии на перекачку теплоносителя, что экономически эффективно при теплоснабжении от районных котельных.

В 60-70-х годов XX века [185, 294, 324] рассматривались проекты высокотемпературного теплоснабжения, например, для системы теплоснабжения г. Иркутска планировался температурный график 200/70°C, в проектах Минской ТЭЦ-4, Карагандинской ТЭЦ-3, ТЭЦ-26 г. Москвы планировались температурные графики регулирования с расчётной температурой в подающей магистрали 180 и 190°C на транзитных участках тепловых сетей. Однако за почти полувековой период эксплуатации ТЭЦ-26 г. Москвы температура в подающей магистрали не превышала 137°C. В зарубежной практике также применялись температурные графики с расчётной температурой в подающем трубопроводе 160, 170, 180 и даже 210°C, в основном, в системах, получающих тепло от районных котельных или при независимой схеме присоединения потребителей [185]. Системы высокотемпературного теплоснабжения, в основном, не получили развития вследствие необходимости поддержания высокого давления, необходимости использования пара промышленных отборов с соответствующим снижением мощности турбин и выработки электроэнергии на тепловом потреблении, применения металлических трубопроводов высокого качества и высокоэффективной тепловой изоляции, а также особые требования к эксплуатации таких систем. Поэтому с 1951 года в бывшем СССР был принят температурный график центрального качественного регулирования 150/70°C, поскольку этот график обеспечивает оптимальный теплофикационный режим работы при минимальных затратах на магистральные тепловые сети.

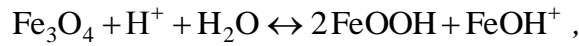
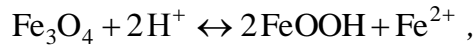
В последнее время имеется тенденция к переходу на теплоснабжение без срезки, но с более низкой расчётной температурой воды [31, 173, 175, 176, 324], на основании опыта зарубежных низкотемпературных систем теплоснабжения [342, 346, 350, 362, 375], в которых, однако, не реализован принцип качественного регулирования тепловой нагрузки [274].

В то же время в ряде работ отмечается, что низкотемпературное теплоснабжение при температуре теплоносителя 100-110°C и при переходе на количественное или качественно-количественное регулирование тепловой нагрузки, позволит повысить надёжность источников тепловой мощности и шире использовать преимущества теплофикации за счёт увеличение объёма поставок электрической энергии для действующих ТЭЦ без пиковых котельных, в которых пиковые нагрузки обеспечиваются паром нерегулируемых отборов [81, 119, 167, 170, 298, 315], обеспечить снижение энергозатрат в связи с завышенными нормами среднего значения кратности воздухообмена жилых многоквартирных домов в России по сравнению с нормами ряда стран Евросоюза и США [183], а также снизить теплопотери в тепловых сетях [31, 173, 176, 405] и высокотемпературную коррозию металла трубопроводов [261, 313].

Так, в связи с применением в последнее время герметично изолированных с наружной стороны трубопроводов типа «труба в трубе» с наружным слоем теплоизоляционной конструкции из пластика все большую роль в общей коррозии трубопроводов начинает играть внутренний коррозионный износ (ВКИ) стенки трубы в потоке теплоносителя. Средняя удельная повреждаемость теплосетей по городам России из-за внутренней коррозии составляет не менее  $0,125 \text{ (км-год)}^{-1}$  при максимальной для одного объекта  $0,94 \text{ (км-год)}^{-1}$ . Ситуация усугубляется снижением пропускной способности трубопроводов по причине внутренней коррозии и повышением их гидравлического сопротивления, что сказывается на повышении затрат в ходе эксплуатации на перекачку теплоносителя [6]. Величина непроизводительных затрат и ущерба в городском трубопроводном транспорте, в том числе по причине внутренней коррозии, составляет до 200 тыс. руб. на 1 км. трассы в год [5, 150].

Результаты исследований процессов внутренней коррозии в системах теплоснабжения разных городов, промышленный опыт антикоррозионных мероприятий в России и за рубежом, способы контроля коррозии освещены в работах д-ров техн. наук Ю.В. Балабан-Ирменина, В.И. Шарапова (например, в [8, 326] и ряде других).

Одним из существенных факторов в расчёте внутреннего коррозионного износа трубопроводов тепловых сетей является равновесная концентрация (растворимость) магнетита [313]. Магнетит – это оксид, термодинамически равновесно существующий на поверхности углеродистой стали, обладающий защитным действием. Химическая устойчивость магнетита в зависимости от окислительно-восстановительных и кислотно-основных условий, а также от температуры среды является важной характеристикой и в известной мере определяет коррозионное состояние металла. Между твёрдой фазой магнетита и контактирующей с ним водной средой устанавливаются следующие равновесия:



Растворимость магнетита  $C_{Fe}$

$$C_{Fe} = [\text{Fe}_{\text{сумм}}] = [\text{Fe}^{2+}] + [\text{FeOH}^+] + [\text{Fe}(\text{OH})_2 \cdot n\text{H}_2\text{O}]$$

зависит от температуры  $t$ , и водородного показателя  $pH$  теплоносителя.

Исследования, проведённые научной группой с участием автора диссертационной работы [313] показали, что опытная функция  $C_{Fe}(t)$  имеет максимум при  $t = 150^\circ\text{C}$ , а её уравнение имеет вид,  $\text{кг}/\text{м}^3$ :

$$C_{Fe}(t, pH) = \rho(m t^2 - n t + p) 10^{-9} , \quad (1.2)$$

где  $\rho$  – плотность теплоносителя,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $t$  – температура теплоносителя,  $^\circ\text{C}$ ; множитель  $(10^{-9} \cdot \rho)$  переводит  $\text{мкг}$  магнетита /  $\text{кг}$  воды (результат, получаемый в скобках) в  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$m, n, p$  – коэффициенты, определяемые по формулам (при  $40^\circ\text{C} \leq t \leq 150^\circ\text{C}$ ):

$$m = 0,00823 pH^2 - 0,157 pH + 0,748 ,$$

$$n = 1,129 pH^2 - 21,53 pH + 102,5 ,$$

$$p = 140,4 pH^2 - 2675 pH + 12730$$

В диапазоне температур  $40^\circ\text{C} \leq t \leq 300^\circ\text{C}$  и значениях водородного показателя  $pH > 9,25$  поверхность  $C_{Fe}(t, pH)$  описывается уравнением,  $\text{кг}/\text{м}^3$ :

$$C_F(t, pH) = \rho(0,0099 pH \cdot t - 0,103t - 8,357 pH + 84,84) 10^{-9} . \quad (1.3)$$

Плотность  $\rho(t)$  воды в теплосети в формулах (1.2), (1.3) определялась по уравнению, аппроксимирующему принятые из [257] опытные точки,  $\text{кг}/\text{м}^3$ :

$$\rho(t) = 10013 - 0,0026t^2 - 0,1569t ,$$

где  $t$  – температура теплоносителя,  $^\circ\text{C}$ .

В работе [313] показано, что при температуре теплоносителя  $150^\circ\text{C}$  меняется знак температурного коэффициента растворимости магнетита, что связано с перестройкой его кристаллической структуры. При  $pH > 9,25$  значения  $C_{Fe}(t, pH)$  почти не зависят от температуры теплоносителя.



С помощью уравнений поверхности  $C_{Fe}(t, pH)$  (1.2), (1.3) [313] выполнен расчёт глубинного показателя равномерного ВКИ трубопроводов теплосетей центрального района города Новокузнецка для прямолинейного участка трубопровода  $57 \times 3,5$  мм, в течение одного года эксплуатации  $z = 8760$  часов; плотность металла труб  $\rho_m = 7800$  кг/м<sup>3</sup>; расход воды в трубе  $G = 2 \cdot 10^4$  кг/ч. Расчёт выполнялся по методике [312]. Результаты расчёта для характерных в системе теплоснабжения значений  $pH$  представлены на рис. 1.24.

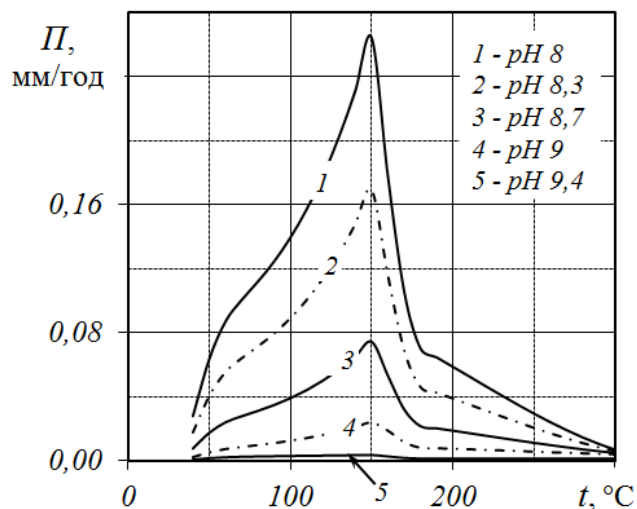


Рис. 1.24. Глубинный показатель равномерного внутреннего коррозионного износа

В диапазоне температур  $40 \div 150^\circ\text{C}$  наблюдается экспоненциальный характер зависимости  $P(t)$  для значений  $pH \leq 9,25$ . Скорость равномерного ВКИ в этом диапазоне температур определяется скоростью реакции коррозии на границе «металл-оксид». Резкое снижение значения  $P(t)$  при дальнейшем повышении температуры до  $180^\circ\text{C}$  связано со сменой знака температурного коэффициента растворимости  $C_{Fe}$  и усилением диффузионного контроля. При увеличении температуры выше  $180^\circ\text{C}$  износ протекает с диффузионным контролем. При  $pH > 9,25$  скорость износа минимальна и почти не зависит от температуры. Таким образом, рис. 1.24 показывает целесообразность применения в тепловых сетях теплоносителя с температурой не более  $100^\circ\text{C}$ .

В работах [14-16, 183] предлагается для всех вновь проектируемых ТЭЦ выбирать классический температурный график  $115/70^\circ\text{C}$  без срезки при качественном регулировании, после уточнения сниженных нагрузок отопления. Для уже действующих станций рекомендуется проведение исследовательских работ по определению оптимального уровня снижения температурного графика тепловых сетей [14-16], что определяет актуальность данного исследования. Исследованию возможности применения низкотемпературных систем теплоснабжения, т.е. обеспечения ими нормативных параметров горячей воды и теплового режима помещений при различных способах регулирования, посвящены параграфы 4.1 – 4.3.

### 1.3. Особенности местного регулирования переменных режимов работы теплопотребляющих систем

Графиками центрального регулирования задаются режимы работы системы теплоснабжения в зависимости от температуры наружного воздуха и определяются расходы воды в теплосети. Но тепловые сети несут разнородную нагрузку, требующую различных температур и расходов сетевой воды и поддержания требуемой величины давления в местных теплопотребляющих системах. Поэтому дальнейшее распределение тепловых потоков происходит в тепловых пунктах (ТП), от эффективности режимов работы которых зависит рациональная работа системы теплоснабжения в целом.

Тепловой пункт – это промежуточное звено между тепловой сетью и потребителями теплоты, которое обеспечивает связь между тепловой сетью и местными системами отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, включая управление ими. Тепловые пункты подразделяются на центральные – ЦТП, от которых снабжаются одновременно несколько зданий-потребителей теплоты, и индивидуальные – ИТП, к которым присоединяются системы отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологические теплоиспользующие установки одного здания. Устройство ИТП обязательно для каждого здания независимо от наличия ЦТП, при этом в ИТП предусматриваются только те функции, которые необходимы для присоединения систем потребления теплоты данного здания, но не предусмотренные в ЦТП.

Основная задача тепловых пунктов – обеспечить эффективное распределение тепловых нагрузок между теплопотребляющими системами, для чего применяют разные схемы тепловых пунктов.

**В тепловых пунктах систем теплоснабжения с несвязанной подачей теплоты** теплообменники систем горячего водоснабжения и отопления работают независимо друг от друга и потребляют воду из теплосети в необходимом для их работы количестве.

Наиболее простыми являются одноступенчатые схемы присоединения теплообменников горячего водоснабжения к тепловым сетям, которые широко применяются в настоящее время при децентрализованном теплоснабжении и повсеместно в зарубежной практике [343].

Недостатки одноступенчатой параллельной схемы присоединения подогревателя СГВ (рис. 1.25), а именно: повышенный расход воды в тепловой сети, что вызывает рост диаметров трубопроводов, увеличение начальных затрат и расхода металла, перерасход электроэнергии на перекачку теплоносителя; снижение энергетической эффективности теплофикации вследствие невозможности использования вакуумных отборов у турбин, были выявлены ещё в 50-е годы [284] и отмечались позднее [62, 285]. Поэтому применение параллельной схемы ограничено очень малыми или очень большими относительными нагрузками СГВ.

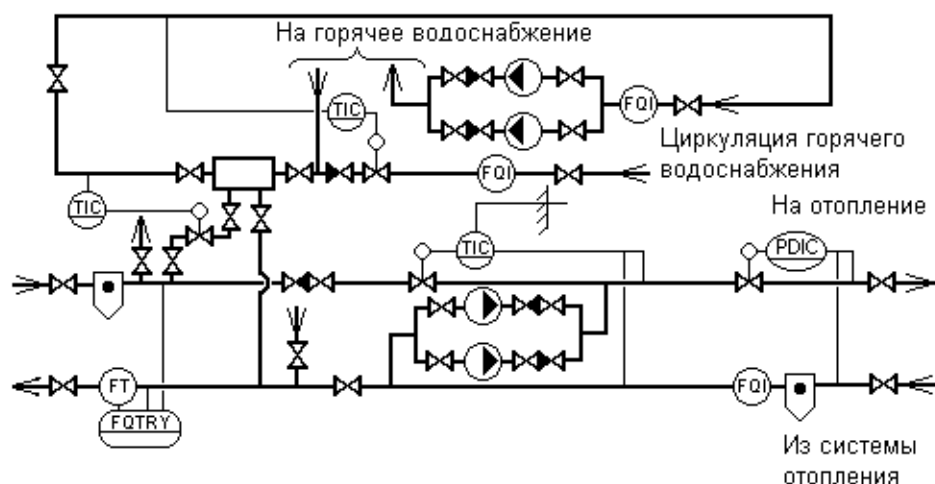


Рис. 1.25. Одноступенчатая параллельная схема присоединения подогревателя СГВ

Предложенная Н.К. Громовым одноступенчатая последовательная схема с предвключенным подогревателем СГВ на подающей магистрали [44] (рис. 1.26), уступает по энергетическим показателям двухступенчатым схемам, так как нагрузка СГВ обеспечивается за счёт тепла повышенного потенциала, в то же время тепло обратной воды в этой схеме не используется.

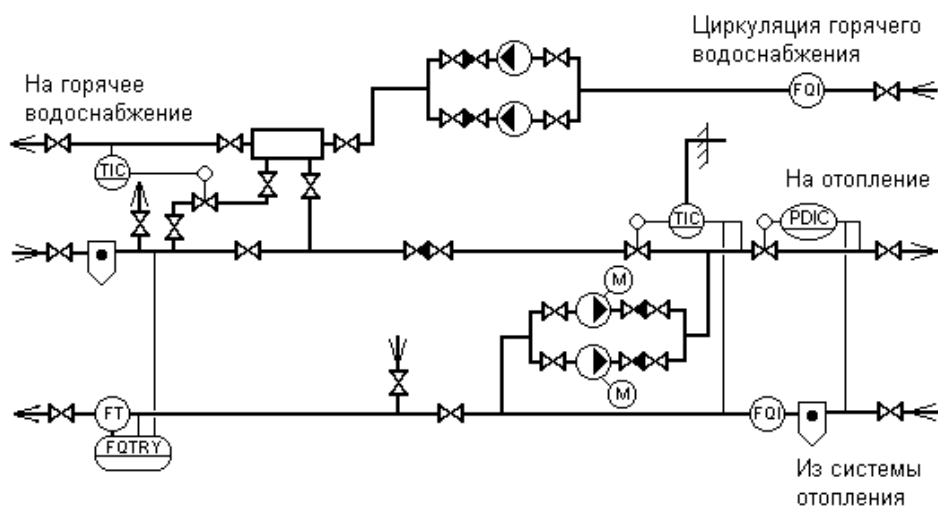


Рис. 1.26. Последовательная (предвключенная) схема присоединения подогревателя СГВ

Для повышения эффективности использования тепловой энергии предлагались двухступенчатые схемы присоединения подогревателей СГВ и схемы автоматизации регулирования расходов и температур теплоносителей в ТП, например двухступенчатая смешанная схема присоединения подогревателей СГВ (рис. 1.27), в которой осуществляется независимая работа систем горячего водоснабжения и отопления [301].

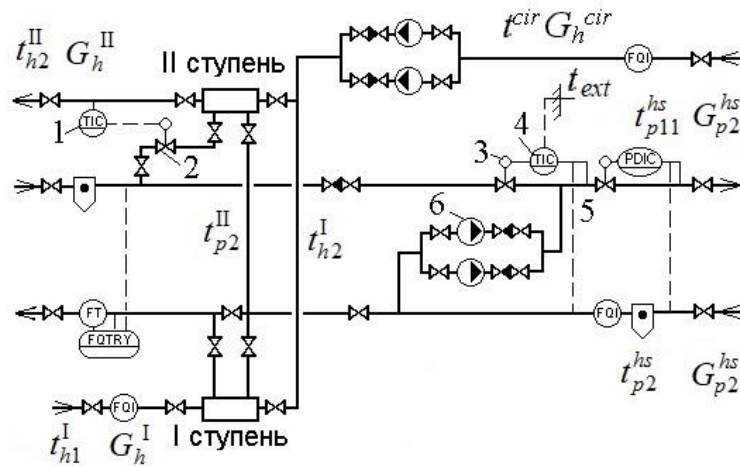


Рис. 1.27. Двухступенчатая смешанная схема присоединения подогревателей СГВ

Достоинством этой схемы является использование теплоты обратной магистрали системы отопления, а также отсутствие перетопов в переходный период отопительного сезона, но расход воды на горячее водоснабжение всё же остаётся достаточно большим. Регулятор температуры воды в СГВ 1, 2 и регулятор отопления 3-5 работают независимо друг от друга, осуществляя несвязанное регулирование систем отопления и горячего водоснабжения. При отопительном графике насосы смешения 6 работают только при наружных температурах выше точки излома графика  $t_{ext.f}$  (при  $t_{ext} \geq t_{ext.f}$ ). При повышенном графике насосы 6 работают весь отопительный сезон. При этом регулятор отопления настраивается на отпуск теплоты по отопительному температурному графику.

Достаточно редко применяется схема с расположением I и II ступеней подогревателей СГВ на обратной магистрали [334], рис. 1.28.

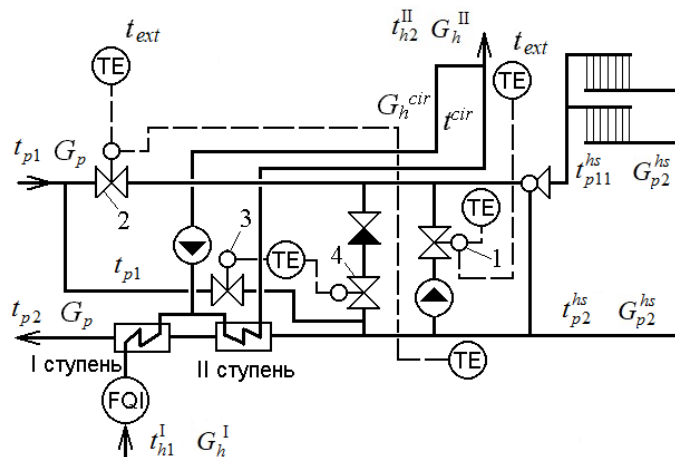


Рис. 1.28. схема с расположением I и II ступеней подогревателей СГВ на обратной магистрали

Для работы этой схемы необходим график центрального регулирования, показанный на рис. 1.17. Вода после системы отопления, смешивается с водой из подающей магистрали и поступает во II ступень подогревателя СГВ. Количество подмешиваемой сетевой воды с  $t_{p1}$  устанавливается регулятором 4, имеющим датчик температуры на трубопроводе  $t_h$ . При не-

достатке  $Q_0$  при низких  $t_{p1}$  открывается дополнительный регулятор 3, увеличивающий поступление воды из тепловой сети в подогреватель II ступени. После II ступени сетевая вода поступает в I ступень, где осуществляется предварительный нагрев водопроводной воды. Достоинством этой схемы является постоянная температура сетевой воды перед теплообменниками СГВ, но регулирование отопительным регулятором 1 по температуре воды в системе отопления  $t_{p1}^{hs}$  и наружной температуре  $t_{ext}$  может вызвать значительное снижение расхода воды в системе отопления  $G_{p2}^{hs}$  при максимальном водопотреблении в СГВ. Расположение обеих ступеней на обратной магистрали может значительно снизить температуру обратной воды и требует исследования переменных режимов работы этой схемы.

**Тепловые пункты систем теплоснабжения со связанной подачей теплоты.** Стремление сократить расходы воды и теплоты привело к созданию двухступенчатых схем присоединения теплообменников горячего водоснабжения со связанной подачей теплоты. В этих схемах потенциально имеется возможность рационально перераспределять тепловую энергию между теплообменниками в зависимости от переменных режимов их работы, а также использовать тепловую аккумуляцию стен зданий. Существует несколько модификаций таких схем.

Двухступенчатая последовательная схема присоединения подогревателей СГВ (рис. 1.29), предложенная ВТИ-МЭИ [67, 69, 79, 80, 284, 285, 291] позволяет значительно сократить расчётный расход сетевой воды на ТП. При этой схеме сокращение расчётного расхода сетевой воды составляет по сравнению с одноступенчатой параллельной схемой присоединения подогревателей СГВ около 38 % и по сравнению с обычной смешанной схемой около 25%.

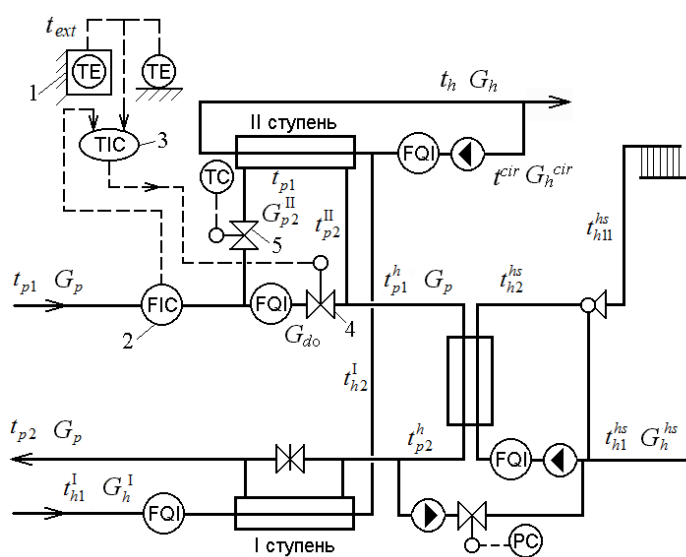


Рис. 1.29. Двухступенчатая последовательная схема присоединения подогревателей СГВ

Однако в этой схеме, а также в смешанной схеме с ограничением максимального расхода сетевой воды [102, 131, 301] (рис. 1.30), температура теплоносителя в системе отопления зависит от величины нагрузки теплообменника II ступени СГВ и поэтому является переменной в течение суток, что требует исследования рациональных режимов работы этих схем. Кроме того, при высоких  $t_{ext}$ , когда  $t_{p1}$  постоянна, неизбежна разрегулировка систем отопления, т.к. при регулировании по отопительному графику колебания температуры воды, поступающей в систему отопления составляют в часы максимального водопотребления в СГВ 20-25°C и увеличиваются до 40-45°C при регулировании по повышенному графику. Следовательно, регулирование работы ТП по повышенному графику связано с наибольшей неравномерностью подачи тепла в систему отопления и нуждается в доказательствах возможности обеспечения нормального температурного режима помещений [288, 332], что требует расчёта переменных режимов работы таких схем.

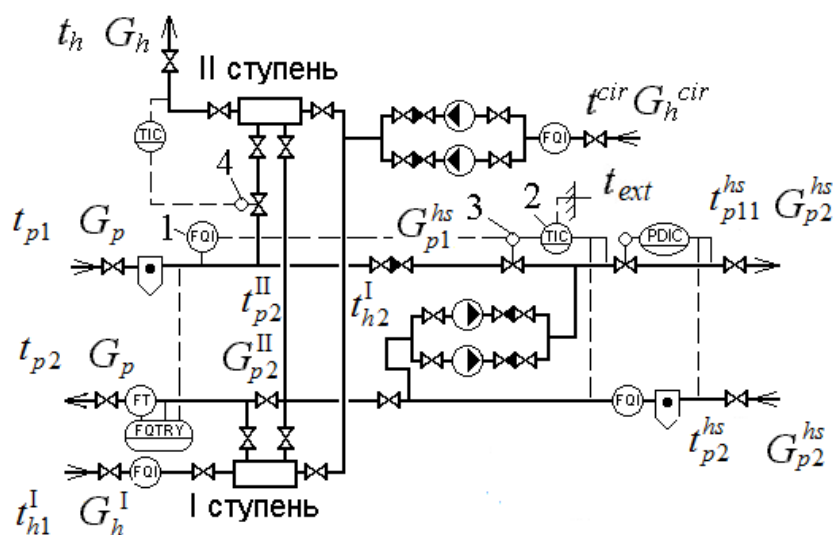


Рис. 1.33. Двухступенчатая смешанная схема присоединения подогревателей СГВ с ограничением расхода сетевой воды

В схеме на рис. 1.30, связанное регулирование осуществляется устройством ограничения  $G_p$  1, имеющим общий регулирующий клапан 2 с регулятором отопления 3. При прохождении пика нагрузки на СГВ, в расходомере 1 замыкается контакт, что приводит к отключению 3 от 2 и подключению 2 к 1. При этом поддерживается  $G_p$ , т.к. 2 прикрывается, снижая  $G_{p1}^{hs}$ . При малой нагрузке СГВ размыкается контакт 1 и к 2 вновь подключается 3. Это приводит к открытию 2 и увеличению  $Q_o$ . При  $t_{ext} \geq t_{ext,f}$ , расход сетевой воды меньше расчётного  $G_p < G_p^{cal}$ , регуляторы 4 и 3 работают независимо. Во II ступени может использоваться весь расход сетевой воды  $G_{p2}^{II}$ , при этом система отопления недополучает требуемое количество теплоты [232]. Необходимо устройство ограничения  $G_{p2}^{II}$  при  $t_{ext} < t_{ext.o}$ .

Более рациональной является двухступенчатая смешанная схема с ограничением расхода с переключением на последовательную [301, 303] (рис. 1.31), что повышает возможности регулирования тепловых потоков.

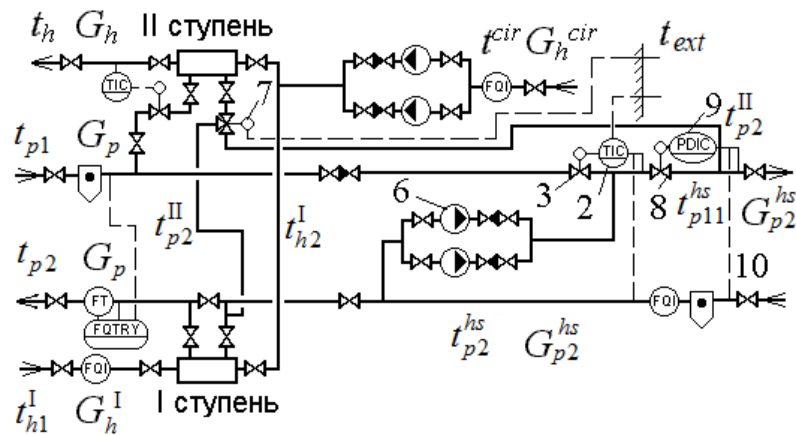


Рис. 1.31. Двухступенчатая смешанная схема с ограничением расхода с переключением на последовательную

При  $t_{ext} \geq t_{ext.f}$  производится переключение клапана 7 с последовательной схемы подогревателей СГВ на смешанную по импульсу  $t_{ext}$  с одновременным включением насоса смешения 6 и регулятора температуры 2. При  $t_{ext} < t_{ext.f}$  II ступень начинает работать по последовательной схеме, насосы 6 отключаются, регулятор 2 отключается от клапана 3, остается в работе регулятор расхода 8-10. В данной схеме дополнительно появляется возможность направить тепловой поток либо в систему отопления, либо в обратную магистраль, в зависимости от наружной температуры и режима работы. Однако требуется более сложная система регулирования.

Менее эффективной и менее распространенной является последовательная схема с регулируемой перемычкой [88], рис. 1.32.

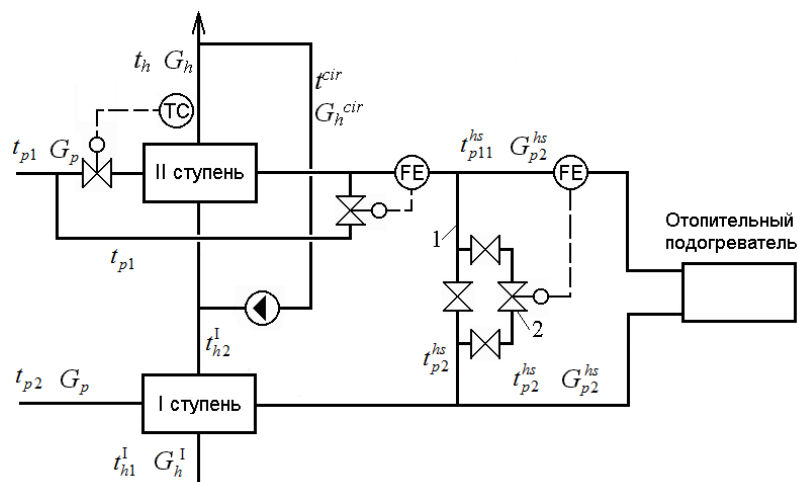


Рис. 1.32. Последовательная схема с регулируемой перемычкой

С целью устранения перетопа зданий в период излома температурного графика предусматривается установка дополнительной перемычки  $1$  между подающим и обратным трубопроводами после II ступени подогревателя СГВ с регулятором расхода  $2$ . Когда суммарный расход сетевой воды на ТП становится больше расчётного отопительного расхода, регулятор  $2$  открывается, сбрасывая избыток воды в обратный трубопровод, который, смешиваясь с расходом воды после системы отопления, поступает в I ступень подогревателя СГВ. При максимальном водопотреблении в СГВ допускается увеличение суммарного расхода  $G_p$  выше расчётного  $G_p^{cal}$ . Для системы отопления поддерживается постоянный  $G_{p2}^{hs}$  в любых условиях регулятором  $2$ , что не устраняет перетопов в переходный период. Излишек расхода уходит в обратную магистраль, что повышает  $t_{p2}$ .

Также с целью рационального распределения потоков теплоты предлагалась схема с двумя группами подогревателей СГВ [302], рис. 1.33.

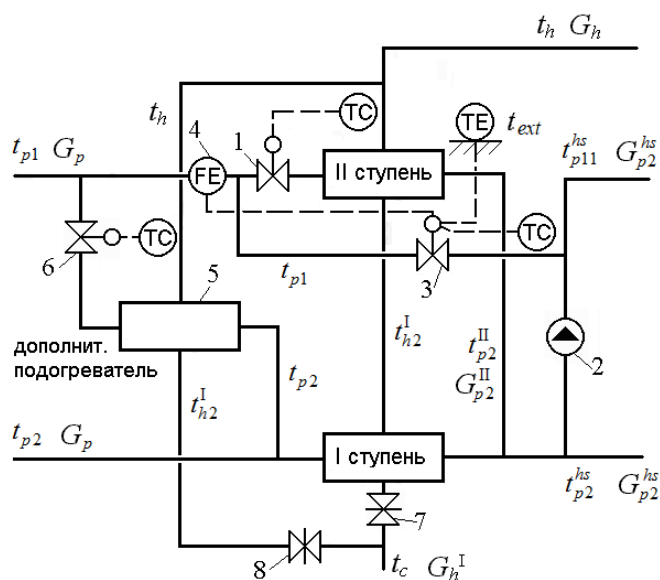


Рис. 1.33. Схема с двумя группами подогревателей СГВ

Подогреватель II ступени с регулятором температуры  $1$  и подогреватель I ступени образуют двухступенчатую смешанную схему с ограничением расхода воды. Для регулирования отпуска теплоты на отопление использован корректирующий насос смешения  $2$  и регулятор отпуска теплоты  $3$  по импульсам от датчиков  $t_{ext}$  и  $t_{p11}^{hs}$  с устройством  $4$ , ограничивающим  $G_p$ . Дополнительный одноступенчатый подогреватель  $5$  с регулятором температуры  $6$  включен по параллельной схеме. С водонагревателями I и II ступеней снимается часть нагрузки, пропорциональная  $\psi = Q_{hmax} / Q_{omax}$  для района по графику центрального регулирования. Остальная часть снимается с дополнительного подогревателя. Необходимое соотношение расходов устанавливается с помощью задвижек  $7$  и  $8$ . Ограничение расхода сетевой воды  $G_p$  производится только для смешанной схемы, для дополнительного параллельного подогрева-



теля допускается увеличение  $G_p$  выше  $G_p^{cal}$ . В переходный период отопительного сезона работа схемы может привести к значительному повышению температуры обратной воды  $t_{p2}$ . В данной схеме рациональнее увеличить площадь подогревателя II ступени, чем устанавливать дополнительный подогреватель.

В схемах ТП со связанной подачей теплоты часто наблюдаются нарушения работы системы отопления вследствие настройки системы регулирования только на установочные (расчётные) значения, что не позволяет использовать преимущества этих схем.

Применение схем со связанной подачей теплоты возможно только при подробном расчёте переменных режимов работы связанных теплообменников и применении программируемых регуляторов, а также строительных конструкций с высокой теплоустойчивостью, что и определяет задачи диссертационного исследования.

#### **1.4. Существующие методы расчета переменных режимов работы теплообменных аппаратов**

**Особенности существующих методов расчета теплообменных аппаратов.** Поверхностные теплообменные аппараты (станционные регенеративные подогреватели, теплофикационные пароводяные и водоводяные подогреватели, водовоздушные и паровоздушные калориферы, регенеративные теплообменники систем вентиляции и т.п.) широко используются на тепловых электростанциях и в системах теплоснабжения. В этих аппаратах используются различные виды теплообмена, разные теплоносители и схемы их движения. Чаще всего теплообменники работают в условиях переменных расходов и температур, т.е. при меняющейся тепловой производительности аппарата. Постоянное применение требует точного знания их производительности и определения других характеристик. Поскольку внешние условия могут меняться в широком диапазоне (в частности, в аварийных режимах работы), прогнозирование функционирования системы оказывается совсем не простым.

Теории и методы расчёта переменных режимов работы теплообменных аппаратов, были разработаны в середине прошлого столетия такими учеными как Е.Я. Соколов [289], Н.М. Зингер [63], Б.И. Левин, Е.П. Шубин [130], Е.В. Стефанов [297], В.И. Кейс и А.Л. Лондон [96] и основаны на соотношениях с постоянными параметрами (напр. см. работы [286-288, 292, 329-332] и цитированную там литературу).

Безразмерные параметры и в настоящее время широко применяются для расчёта процессов и аппаратов теплоэнергетической, авиационной, химической промышленности, как в зарубежных странах [344, 349, 353, 354, 357, 361, 366, 369, 392, 403] и мн. др., так и в России [1, 2, 4, 13, 166, 261, 267, 269, 309, 324] и мн. др.

Из общих соображений ясно, что эти соотношения не применимы при значительных изменениях расходов или перепадов температур теплоносителей [1, 2, 13, 56, 90, 224, 225, 357, 367]. Понимание этого привело к появлению нескольких полуэмпирических корреляций [286, 288, 330-332], однако, применимы они лишь для вполне определённых условий работы отдельных теплообменников (не системы теплообменников). В этой связи необходимо понять область применимости существующих соотношений для расчёта теплообменных устройств в переменных режимах работы. Кроме того, на практике, например, в тепловых пунктах, обычно используются группы теплообменников со связанной подачей теплоты, т.е. с перераспределением тепловых потоков между теплообменниками в переменном режиме работы. Расчёт таких систем в рамках существующих методов фактически не возможен. Это делает задачу изучения и развития существующих методов расчёта теплообменных систем ещё более актуальной.

**Расчёт переменных режимов работы водо-водяных теплообменников.** Тепловой баланс теплообменника и теплопередача при установившемся тепловом режиме описываются уравнениями

$$Q = kF\Delta t = W_{\max}\Delta t_{\min} = W_{\min}\Delta t_{\max} = \varepsilon W_{\min} D_t = qD_t \quad (1.4)$$

где  $Q$  – количество теплоты, Вт;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – площадь теплообменника, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{\max}$  и  $\Delta t_{\min}$  – большее и меньшее снижение температуры теплоносителей в теплообменнике;  $W_{\max}$ ,  $W_{\min}$  – больший и меньший эквиваленты расходов теплоносителей, Вт/К;  $\varepsilon$  – безразмерная удельная тепловая производительность (эффективность) теплообменника;  $D_t$  – максимальная разность температур между греющим и нагреваемым теплоносителями;  $\Delta t$  – среднелогарифмическая разность температур между греющим и нагреваемым теплоносителями

$$\Delta t = (\delta t_{\max} - \delta t_{\min}) (\ln \delta t_{\max} - \ln \delta t_{\min})^{-1}, \quad (1.5)$$

$\delta t_{\max}$  и  $\delta t_{\min}$  – большая и меньшая разность температур теплоносителей на концах теплообменника, а  $q$  – тепловая производительность аппарата на 1°С максимальной разности температур между греющим и нагреваемым теплоносителями (характеристика теплообменника), Вт/К

$$q = \left[ 1 - e^{-kF \left( \frac{1}{W_{\min}} - \frac{1}{W_{\max}} \right)} \right] \left[ \frac{1}{W_{\min}} - \frac{1}{W_{\max}} e^{-kF \left( \frac{1}{W_{\min}} - \frac{1}{W_{\max}} \right)} \right]^{-1}. \quad (1.6)$$

При переменных режимах работы теплообменного аппарата часто невозможно составить балансовые уравнения, поскольку одновременно могут быть не известны значения и температур и расходов теплоносителей. Поэтому, для того, чтобы определить производительность

теплообменника, а также расходы и температуры теплоносителей, приходится систему уравнений (1.4) решать подбором, и искомые переменные входят в решение в неявном виде [288, 329]. Обычно для решения этой системы уравнений используют либо метод последовательных приближений [287, 332], либо некоторые приближённые формулы [292, 330, 331].

В работах [286, 288, 292, 329, 332] было предложено упростить уравнение удельной тепловой производительности теплообменника (1.6), заменив среднелогарифмическую разность температур (1.5) линейной зависимостью

$$\Delta t_* = D_t - a\delta t_{\min} - b\delta t_{\max},$$

где  $a$ ,  $b$  – постоянные коэффициенты, зависящие от схемы движения теплоносителей в теплообменнике (для противотока  $a = 0,35$ ;  $b = 0,65$ ). Тогда удельная тепловая производительность теплообменника определяется так [286, 288, 292]

$$q = \frac{Q}{D_t} = \left[ \frac{a}{W_{\max}} + \frac{b}{W_{\min}} + \frac{1}{kF} \right]^{-1}. \quad (1.7)$$

Использование этого уравнения позволяет существенно упростить расчёт и снизить возможную ошибку. Действительно, в уравнение (1.7) входит обычно известная максимальная разность температур теплоносителей, тогда, как в (1.6) для определения  $kF$  необходимо знать заранее не известную среднелогарифмическую разность температур (последняя находится лишь методом последовательных приближений). Далее неточность определения  $kF$  в процессе расчёта переменного режима сказывается на итоговой точности определения величины удельной тепловой производительности значительно меньше, чем при решении непосредственно уравнения (1.6). Наконец, использование трансцендентных уравнений (1.4)–(1.6) делает практически невозможным расчёт переменного режима нескольких взаимосвязанных теплообменников, тогда как современные схемы тепловых пунктов систем теплоснабжения и включают группу взаимосвязанных теплообменников с перераспределением тепловых потоков в переменном режиме.

Вместе с тем применение и уравнения (1.4), и уравнения (1.7) требует предварительного определения коэффициента теплопередачи. Это, однако, само по себе является непростой задачей, поскольку  $k$  в общем случае зависит от физических свойств греющей и нагреваемой сред, их скоростей и температур, конструктивных особенностей и размеров теплообменника, условий омывания поверхностей нагрева. Чтобы упростить расчёт удельной тепловой производительности теплообменных аппаратов, в работах [286–288, 292] предложено вместо  $kF$  использовать для водо-водяных теплообменников соотношение

$$kF = \Phi_0 \sqrt{W_p W_h}, \quad (1.8)$$

где  $W_p$ ,  $W_h$  – эквиваленты расходов первичного (греющего) и вторичного (нагреваемого) теплоносителей, Вт/К;  $\Phi_0$  – тепловая производительность аппарата, отнесённая к  $1^\circ\text{C}$  средней разности температур и единице расходов греющего и нагреваемого теплоносителей. Она зависит от величины поверхности нагрева аппарата, её чистоты и конструктивных особенностей. Предполагается [288, 329], что для данного аппарата при определённом состоянии его поверхности нагрева величина  $\Phi_0$  практически постоянна, и поэтому её можно считать параметром теплообменника. Параметр теплообменника определяется при конструктивном расчёте теплообменника (в установочном режиме) и считается постоянным, независимо от режима работы теплообменника (нижним индексом «с» обозначены установочные данные):

$$\Phi_0 = \frac{(kF)_c}{\sqrt{W_{pc} W_{hc}}}. \quad (1.9)$$

В то же время ясно, что значение этого параметра может меняться в зависимости от всех факторов, влияющих и на величину  $k$  [332].

Подставив (1.8) в (1.7), можно получить выражение, являющееся характеристикой теплообменника. Считается [287, 288], что в результате можно просто и с достаточной для практических целей точностью определить производительность теплообменника при переменном режиме, используя один параметр аппарата, определяемый расчётом или по данным испытаний (установочные данные). До сих пор, однако, пределы применимости этой формулы не были ясны. Для определения условий её применимости выполнено систематическое моделирование работы противоточного теплообменника в широком диапазоне изменения температур и расходов греющего и нагреваемого теплоносителей (см. параграф 2.3), [251].

**Расчёт эффективности теплообменников других типов.** Для воздушных рекуператоров, форсуночных камер, авиационных двигателей, аппаратов химической промышленности, а также микроканальных теплообменников обычно стоит задача повышения эффективности  $\varepsilon$  в различных режимах работы (см. [7, 41, 308, 340, 345, 349, 357, 366, 372, 377, 391, 396]) и мн. др. Здесь также применяются безразмерные параметры, основным из которых является число единиц переноса теплоты (Heat Transfer Unit) NTU, как в отечественных методах расчёта теплообменных аппаратов [297], так и в зарубежных [96], что достаточно хорошо согласуется с теорией ЕЯ. Соколова и Н.М. Зингера [63, 289].

Например, для теплоносителей с одинаковым массовым расходом  $G$  (рекуператоры утилизации теплоты и охлаждения газов в условиях сухого теплообмена) число единиц переноса теплоты находится по формуле

$$\text{NTU} = \frac{(kF)_c}{W_{\min}}, \quad (1.10)$$

где  $W_{\min} = Gc_p$  – меньший эквивалент расхода, Вт/К;  $c_p$  – удельная изобарная теплоёмкость газа, Дж/(кг·К).

Эффективность рекуператора определяют при известных начальных и конечных температурах газов. Поэтому возникает необходимость расчёта распределения температур по длине теплообменника. В случае прямотока и противотока из уравнения теплового баланса получены точные решения для полей температур [23, 127, 156, 297, 310] и разработаны методы расчёта на основе укрупнённых показателей (метод чисел единиц переноса NTU). Для теплообменников с перекрёстным и смешанным движением сред определение среднего температурного напора является сложной задачей, поскольку движущиеся элементарные объёмы газа отдают разное количество теплоты [310]. В связи с этим, эффективность перекрёстных рекуператоров рассчитывают по среднелогарифмической разности температур для противотока (1.5) с введением поправочных коэффициентов.

Расчёт производится методом последовательных приближений. При известных расходах и температурах теплоносителей на входе в теплообменник предварительно определяется эффективность  $\varepsilon$  через число единиц переноса теплоты NTU в зависимости от типа теплообменника и движения теплоносителей, по формулам, предложенным В.Н. Богословским и М.Я. Позом [23] или В. Кейсаом и А. Лондоном [96] или Э. Эккертом и Р. Дрейком [333] или Л. Жангом и Дж. Ниу [18].

После определения  $\varepsilon$  находят температуры теплоносителей на выходе из теплообменника на основе формулы [7, 13]

$$\varepsilon = \frac{W_1 t_{12} - t_{11}}{W_2 t_{21} - t_{11}},$$

где  $t_{11}$ ,  $t_{21}$  – температуры нагреваемого и охлаждаемого газа на входе в рекуператор;  $t_{12}$ ,  $t_{22}$  – температуры газа на выходе из рекуператора.

Комплекс NTU является сложной функцией таких переменных, как расход воздуха, длина, ширина и высота пластины пакета, а также теплофизических свойств влажного воздуха. Необходимость использования безразмерных параметров, таких, как NTU, вместо коэффициентов переноса возникла из-за значительных трудностей при определении истинной поверхности контакта сред, воды и воздуха. Преимущество данного подхода заключается в том, что при использовании критерия NTU, считается, что эффективность теплообменника не зависит от температуры. Однако данное предположение справедливо в довольно узком диапазоне изменения температур. Более высокие температурные градиенты приводят к более интенсивному протеканию теплообмена и, следовательно, эффективность теплообменника

при неизменном значении NTU в различных режимах эксплуатации неодинакова [13, 90], что может привести к большим ошибкам расчётов.

Для оценки эффективности форсуночных камер орошения Е.В. Стефановым [297] был предложен метод чисел единиц переноса явной и полной теплоты.

Так, для явной теплоты применяется следующее расчётное уравнение [1, 2, 56, 347, 353, 361, 371, 392, 401]:

$$NTU_{sw} = \frac{\alpha F}{cG} = \frac{t_{11} - t_{21}}{\Delta t_c}, \quad (1.11)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – поверхность тепло- и массообмена;  $c$  – удельная теплоёмкость теплоносителя (влажного воздуха), Дж/(кг·К);  $\Delta t_c$  – средняя разность температур между теплоносителями (воздухом и водой), °С;  $t_{11}$  и  $t_{21}$  – температуры сухого воздуха и капель воды в начале процесса, соответственно.

Аналогично для полной теплоты

$$NTU_{fw} = \frac{i_{11} - i_{21}}{\Delta i_c}, \quad (1.12)$$

где  $i$  – удельная энтальпия, а  $\Delta i_c$  – среднелогарифмическая разность энтальпий влажного воздуха и воды, кДж/кг;

Эффективность теплообменника находится так [7, 13, 127]:

$$\varepsilon = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}}.$$

Сущность метода сводится к установлению функциональной связи между числами единиц переноса и факторами, определяющими протекание процессов тепло- и влагообмена. Для оценки величины отклонения реального процесса от идеального предложен критерий совершенства процесса [297]

$$K = \frac{NTU_{sw}}{NTU_{fw}}.$$

Это соотношение является аналогом отношения Льюиса

$$c_p = \frac{\alpha}{\sigma},$$

где  $\sigma$  – коэффициент полного теплообмена.

Изучению вопроса выполнения отношения Льюиса посвящены работы как отечественных, так и зарубежных авторов [22, 82, 90], которые показали, что это соотношение по-

лучило теоретическое и экспериментальное подтверждение только в режиме изотермического увлажнения воздуха. При политропическом состоянии сред было выявлено отклонение  $\alpha/\sigma$  от его теоретического значения, что говорит об условности использования соотношений (1.11), (1.12) в практических расчётах и требует определения степени влияния основных характеристик теплоносителей на изменение NTU в различных режимах работы.

**Оценка влияния температур и расходов теплоносителей на изменение безразмерных параметров.** Формула (1.9) применяется при расчёте переменных режимов работы водо-водяных теплообменников (см., например, [4, 42, 166, 261, 324] и цитированную там литературу). Для определения эффективности теплообменников других типов применяются параметры (1.10) [90, 267, 345, 349, 351, 354, 366, 369, 370, 372, 391, 403] и мн. др. или (1.11, 1.12) [1, 2, 56, 347, 353, 361, 392, 401]. Использование постоянных параметров типа (1.9) – (1.12) при расчёте переменных режимов работы неоднократно подвергалось критике [1, 2, 13, 56, 90, 130, 224, 225, 308, 357, 366], поскольку параметр теплообменника при этом в общем случае существенно меняется.

Применение безразмерных комплексов, таких как  $\Phi_0$  или NTU связано с предположением, что коэффициент теплопередачи и эффективность теплообменника практически не зависят от температур теплообменивающихся сред [63, 96, 289]. Это позволяет сократить число неизвестных, что особенно важно при расчёте связанных систем теплообменников, тем не менее, часто приходится решать задачу методом последовательных приближений [13, 267, 269, 270, 357].

Оценить влияние температур и расходов теплоносителей на NTU можно исходя из самих расчётных формул [250].

Принимая  $W_{\min} = Q/\varepsilon(t_{11} - t_{21})$  по (1.4) [289], где  $t_{11} - t_{21}$  – максимальная разность температур между греющим и нагреваемым теплоносителями на входе в теплообменник, и считая безразмерную удельную тепловую производительность (эффективность) теплообменника  $\varepsilon$  равной 1 (100%) из формулы (1.10) можно получить формулу (1.11)

$$NTU = \frac{kF}{W_{\min}} = \frac{Q}{\Delta t_c W_{\min}} = \varepsilon \frac{t_{11} - t_{21}}{\Delta t_c}. \quad (1.13)$$

Число единиц переноса NTU можно считать постоянным в случаях равных расходов теплоносителей (например, в воздухо-воздушных рекуператорах, в которых расход приточного воздуха равен расходу удаляемого), т.е.  $L_1 = L_2$ , м<sup>3</sup>/с, где  $L = W/\rho c$  и а) постоянных температурах теплоносителей на входе в теплообменник  $t_{11} = \text{const}$ ,  $t_{21} = \text{const}$ , т.к. здесь  $\Delta t \approx \text{const}$  (не переменный режим); б) постоянной температуре первичного теплоносителя в теплообменнике  $t_{p1} = \text{const}$ , в этом случае NTU меняется мало, если  $\Delta t$  незначительно отли-

чается от установочного значения  $\Delta t_c$  (см. параграф 2.3, [251]); в) при увеличивающейся температуре первичного теплоносителя и уменьшающейся температуре вторичного теплоносителя с ростом тепловой мощности, в случае, когда  $\Delta t$  увеличивается пропорционально  $Q$  (см. параграф 2.3, [248, 251]). Напротив, для теплообменников, в которых расходы первичного и вторичного теплоносителей не равны и постоянно меняются (например, для подогревателей горячего водоснабжения) соотношение (1.13) выполняться не будет.

Учитывая, что эффективность теплообменника можно определить по формуле

$$\varepsilon = \frac{W_1 (t_{11} - t_{12})}{W_2 (t_{11} - t_{21})}, \quad (1.14)$$

находим, что при постоянных температурах теплоносителей в переменном режиме работы, NTU меняется, и его изменение будет зависеть от соотношения расходов теплоносителей. В формуле (1.14)  $t_{12}$  – температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника;  $W_1$  и  $W_2$  – эквиваленты расходов нагреваемого и охлаждаемого теплоносителей, соответственно.

При равных эквивалентах расходов первичного и вторичного теплоносителей  $W_1 = W_2 = \text{const}$ , большая и меньшая разности температур теплоносителей на концах теплообменника будут приблизительно равны и средняя разность температур в теплообменнике при изменении тепловой мощности теплообменника:  $\Delta t \approx \delta t_{\min} \approx \delta t_{\max}$  (см. параграф 2.3, [251]). В этом случае средняя разность температур теплоносителей определяется как среднеарифметическая разность температур:  $\Delta t = (\delta t_{\max} + \delta t_{\min})/2$ . Принимая  $\Delta t \approx \delta t_{\min} = t_{12} - t_{21}$ , из уравнений (1.13) и (1.14) тогда получаем

$$\text{NTU} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{12} - t_{21}} \quad (1.15a)$$

Или, если  $\Delta t \approx \delta t_{\max} = t_{11} - t_{22}$ , то

$$\text{NTU} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{22}}. \quad (1.15b)$$

Как следует из (1.15), число единиц переноса будет постоянным, если  $t_{12} = (t_{11} + t_{21})/2$  и  $t_{12} = t_{22}$ , т.е. температуры теплоносителей на выходе из теплообменника будут равны. В других случаях изменения температур NTU меняется (см. параграф 3.2, [250]). Очевидно, что при одновременном изменении и расходов и температур теплоносителей, влияние на NTU будет ещё больше. Так, например, для водо-водяных теплообменников, применяемых в теплоэнергетических системах, эквивалент расхода первичного теплоносителя может во много



раз отличаться от эквивалента расхода вторичного теплоносителя. Кроме того, при изменении тепловой мощности теплообменника, расход первичного теплоносителя может быть как больше, так и меньше расхода вторичного теплоносителя. Наконец, они работают при температурах теплоносителей, меняющихся по различным температурным графикам. Поэтому, оценить величину изменения параметра подогревателя в переменном режиме работы, в общем случае достаточно сложно. Это делает невозможным использование соотношений с постоянными параметрами даже для расчёта отдельного теплообменника.

### **Основные режимы работы теплообменных аппаратов систем теплоснабжения.**

Сложность расчёта работы теплообменных устройств и последующее её моделирование определяется широким спектром возможных при этом переменных режимов. Вообще говоря, перечень таких режимов почти неограничен. Существующие на сегодняшний день теории и формулы для описания и моделирования работы теплообменных устройств пригодны лишь в нескольких достаточно простых условиях. Чтобы рассчитывать более сложные ситуации работы теплообменных аппаратов при переменных режимах, следует вывести новые соотношения. Однако трудно рассчитывать получить соотношения, пригодные для моделирования любых переменных режимов. Будет вполне удовлетворительно, если полученные соотношения позволят описывать работу теплообменников в наиболее типичных и практически важных переменных режимах, соответствующих различным методам (графикам) регулирования, что особенно важно при переходе на новые способы регулирования систем теплоснабжения.

Режим I. Режим, реализуемый при постоянных температурах греющего  $t_{p1} = \text{const}$  и нагреваемого  $t_{h1} = \text{const}$  теплоносителей на входе в теплообменник при любой тепловой мощности теплообменника  $Q$ . В этом случае изменение параметра  $\Phi(Q)$ , как следует из формулы (1.9), будет обратно пропорционально  $\sqrt{W_p W_h}$ , т.е. будет иметь вид гиперболы.

Режим II. Режим, реализуемый при постоянной температуре греющего теплоносителя  $t_p = \text{const}$ , и увеличивающейся с ростом тепловой мощности  $Q$  температуре нагреваемого теплоносителя  $t_h$ .

Режим III. Режим, реализуемый при постоянной температуре греющего теплоносителя  $t_{p1} = \text{const}$ , и уменьшающейся с ростом тепловой мощности температуре нагреваемого теплоносителя  $t_{h1}$ . Такой режим характерен для работы подогревателя горячего водоснабжения второй ступени в тепловом пункте.

В параграфе 2.3 (см. также [248]) показано, что в режимах II и III соотношение (1.9) выполняется практически точно и  $\Phi(Q) \approx \Phi_0$  несмотря на значительное изменение расходов теплоносителей.

Режим IV. Режим, реализуемый при постоянной температуре нагреваемого теплоносителя  $t_{h1} = \text{const}$ , и увеличивающейся с ростом тепловой мощности температуре греющего теплоносителя  $t_{p1}$ .

Режим V. Режим, реализуемый при постоянной температуре нагреваемого теплоносителя  $t_{h1} = \text{const}$ , и уменьшающейся с ростом тепловой мощности температуре греющего теплоносителя  $t_{p1}$ .

В режимах IV и V параметр  $\Phi(Q)$  отклоняется от  $\Phi_0$ , особенно в случае  $W_h > W_p$  [250] (здесь  $W_p$  и  $W_h$  – эквиваленты расходов первичного (греющего) и вторичного (нагреваемого) теплоносителей соответственно). Таким образом, в этом случае  $\Phi(Q) = \Phi_0$  не в точке, где равны эквиваленты расходов теплоносителей  $W_h$  и  $W_p$ , а при их существенном отклонении. Это дополнительно влияет на изменение расходов теплоносителей, что и вызывает отклонение  $\Phi(Q)$  от  $\Phi_0$ . В то же время в режимах с  $t_{h1} = \text{const}$  мало меняется тепловая мощность теплообменника при изменении  $t_{p1}$  и расходов теплоносителей.

Режим VI. Режим, реализуемый при увеличивающихся температурах греющего  $t_{p1}$  и нагреваемого  $t_{h1}$  теплоносителей с ростом тепловой мощности.

Режим VII. Режим, реализуемый при увеличивающейся температуре греющего  $t_{p1}$  и уменьшающейся температуре нагреваемого теплоносителя  $t_{h1}$  с ростом тепловой мощности.

Режим VIII. Режим, реализуемый при уменьшающихся температурах греющего  $t_{p1}$  и нагреваемого  $t_{h1}$  теплоносителей с ростом тепловой мощности.

Режим IX. Режим, реализуемый при уменьшающейся температуре греющего  $t_{p1}$  и увеличивающейся температуре нагреваемого теплоносителя  $t_{h1}$  с ростом тепловой мощности.

В режимах VI–IX  $\Phi(Q) = \Phi_0$  лишь при  $W_h = W_p$  (см. параграф 2.3, [248]). В остальных случаях  $\Phi(Q)$  может отклоняться от  $\Phi_0$  как в большую, так и в меньшую сторону в зависимости от соотношений расходов и температур. Таким образом, функциональная зависимость  $\Phi(Q)$  в общем случае описывается достаточно сложной немонотонной кривой.

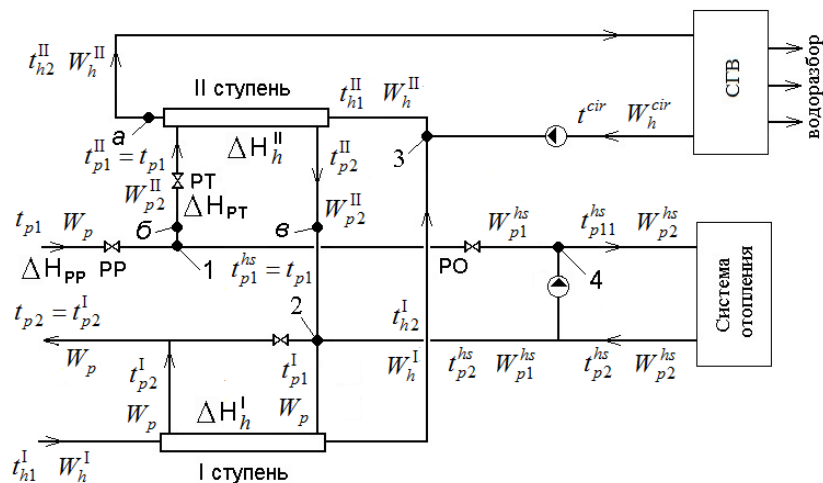
Режим X. Режим, реализуемый при постоянных расходах греющего  $W_p = \text{const}$  и нагреваемого  $W_{h1} = \text{const}$  теплоносителей. В этом случае переменный параметр  $\Phi(Q)$  теплообменника меняется очень значительно. Эта зависимость имеет вид степенной кривой [248, 251], т.к. изменение  $\Phi$  зависит только от изменения температур теплоносителей (в соответствии с формулой (1.9)), которое вызывает изменение тепловой мощности  $Q$  [248].

**Основные задачи расчета переменных режимов связанных теплообменников.** В тепловых пунктах систем теплоснабжения часто применяются группы теплообменников, т.е. подогрев воды на нужды горячего водоснабжения осуществляется в двухступенчатых подо-

гревателях, при этом первая ступень теплообменника горячего водоснабжения использует теплоту обратной магистрали системы отопления, что позволяет сократить расход сетевой воды на тепловой пункт. Во второй ступени теплообменника горячего водоснабжения первичным теплоносителем является вода из подающей магистрали теплосети. Распределение тепловой мощности между подогревателями горячего водоснабжения первой и второй ступени зависит, в основном, от температурного графика центрального регулирования, рассчитываемого в зависимости от требуемой тепловой мощности системы отопления. То есть при низких температурах наружного воздуха, температура сетевой воды будет высокой и тепловая мощность системы отопления будет максимальной, соответственно будет больше и тепловая мощность теплообменника первой ступени. Поэтому тепловая мощность теплообменника второй ступени в этот период минимальна и будет увеличиваться при снижении температуры сетевой воды с повышением температуры наружного воздуха. Система отопления также может присоединяться через теплообменник (независимая схема) или при помощи смесительного насоса (зависимая схема). Поэтому возникает задача расчёта режимов совместной работы трёх теплообменников, работающих по различным температурным графикам и с различными расходами воды, при этом работа каждого из теплообменников влияет на режим работы других теплообменников.

Для определения режимов работы групп теплообменников в прошлом столетии были созданы методики расчёта при несвязанной подаче теплоты [58, 59, 63, 66, 72-78], т.е. для случая, когда температуры и расходы теплоносителей на выходе одного теплообменника являются исходными данными для балансовых уравнений, определяющих температуры и расходы теплоносителей на входе в другой теплообменник (двухступенчатая смешанная схема присоединения подогревателей горячего водоснабжения и последовательная схема при повышенном графике центрального регулирования). Расчёт режимов в рассмотренных методиках ведётся графически [58, 72] или методом последовательных приближений с использованием постоянных параметров  $\Phi_0$ .

В современных тепловых пунктах часто применяется связанная подача теплоты, т.е. тепловая мощность перераспределяется между теплообменниками в переменном режиме работы. Такая подача теплоты реализована в двухступенчатой смешанной схеме присоединения подогревателей горячего водоснабжения с ограничением расхода и последовательной схеме при отопительно-бытовом графике центрального регулирования, см. напр. рис. 1.34, 1.35. Такие схемы позволяют значительно экономить тепловую энергию и сократить расход сетевой воды.



PP – регулятор расхода; PT – регулятор температуры; PO – отопительный регулятор

Рис. 1.34. Тепловой пункт с двухступенчатой смешанной схемой присоединения подогревателей горячего водоснабжения с ограничением расхода сетевой воды при зависимом присоединении системы отопления

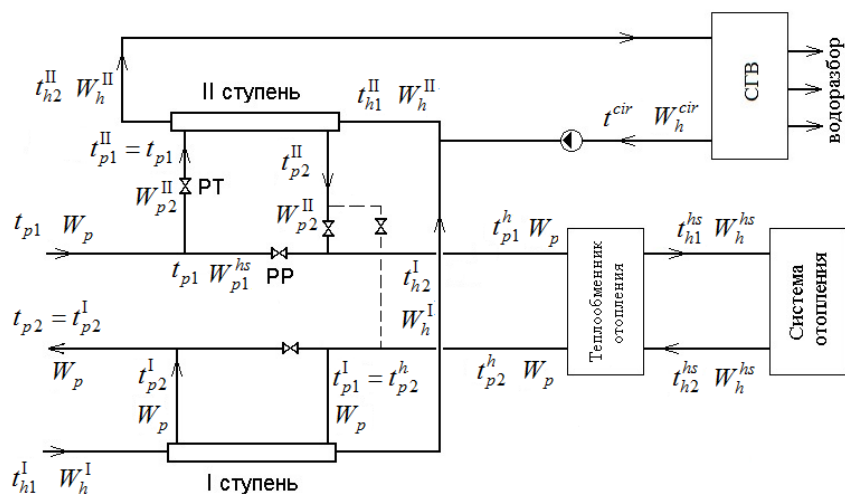


Рис. 1.35. Тепловой пункт с двухступенчатой последовательной схемой присоединения подогревателей горячего водоснабжения при независимом присоединении системы отопления

Особенности работы схем тепловых пунктов со связанной подачей теплоты в соответствии с [442, 447] заключаются в следующем: в точке излома отопительно-бытового графика центрального регулирования (установочные условия), соответствующей наружной температуре  $t_{ext.f}$  принимается, что во вторую ступень идёт весь расход сетевой воды (первичный теплоноситель). При других температурах наружного воздуха во вторую ступень идёт расход сетевой воды на горячее водоснабжение и некоторая часть отопительного расхода. Система отопления в часы максимального водопотребления в СГВ недополучает необходимое количество теплоты и восстанавливает свою тепловую мощность в часы отсутствия водопотребления в СГВ или при незначительном водопотреблении (см. также [204, 232, 242]). Для этих

схем важным является применение строительных конструкций с достаточной теплоустойчивостью, что позволяет сгладить колебания температуры внутреннего воздуха, а также увеличить допустимое время ремонтных работ в случае аварийных ситуаций.

Основные отличия работы двухступенчатой смешанной схемы с ограничением расхода от последовательной схемы присоединения теплообменников СГВ заключаются в следующем:

- в последовательной схеме сетевая вода остывает во II ступени подогревателя и поступает в систему отопления с пониженной температурой, зависящей от величины водопотребления в СГВ; в смешанной схеме вода из II ступени подогревателя поступает в обратную магистраль, и затем, смешиваясь с обратной водой после системы отопления, идёт в I ступень, а на смесительное устройство системы отопления поступает вода с температурой, равной температуре воды в тепловой сети;

- в последовательной схеме, расход сетевой воды, поступающей на смесительное устройство системы отопления равен сумме расходов на отопление и II ступень теплообменника СГВ (при повышенном графике центрального регулирования – постоянный расход, равный отопительному); в смешанной – переменный, в зависимости от нагрузки СГВ, покрываемой II ступенью подогревателя. Гидравлическая устойчивость системы отопления поддерживается работой смесительных насосов, подмешивающих воду из обратной магистрали.

При независимой схеме присоединения, система отопления присоединяется к тепловой сети через отопительный подогреватель. Влияние изменения расходов и температур сетевой воды на теплоотдачу системы отопления в этом случае будет меньше. Причём изменение расхода сетевой воды оказывает большее воздействие на систему отопления, чем изменение температуры, как в зависимых, так и в независимых системах отопления. Особенности режимов работы зависимых и независимых систем отопления рассмотрены в работах автора и его магистрантов [160, 161, 198].

Методик расчёта схем тепловых пунктов со связанной подачей теплоты создано не было. Проводились только экспериментальные исследования переменных режимов работы этих схем (см. например [67-71, 152, 302, 318] и др.). Ранее автором диссертационной работы была предложена методика расчёта переменных режимов двухступенчатой смешанной схемы присоединения подогревателей СГВ с ограничением расхода [204, 232-234], которая затем была доработана и уточнена с учётом различных способов центрального и местного регулирования, различных схем тепловых пунктов, особенностей работы системы отопления и тепловой аккумуляции зданий (см. главу 2).

**Задачи расчета переменных режимов совместной работы связанных теплообменников.** При тепловом расчёте теплообменных аппаратов возникают задачи конструктив-

ного, поверочного и режимного расчёта. Эти задачи были подробно классифицированы Е.П. Шубиным, Б.И. Левиным в работах [130, 331]. Ими были выделены 21 тип задач, которые могут быть объединены в шесть следующих групп.

В первой группе искомыми величинами являются поверхность теплообмена  $F$  и одна из четырёх температур сред ( $t_{p1}$ ,  $t_{p2}$ ,  $t_{h1}$ ,  $t_{h2}$ ).

Во второй группе – поверхность теплообмена  $F$  и один из расходов  $G_p$ ,  $G_h$  ( $W_p$ ,  $W_h$ ).

Эти шесть задач первой и второй групп приходится решать при конструктивном расчёте теплообменника, когда требуется определить значения поверхности и конструктивных размеров при заданном (установочном) режиме работы теплообменника.

В третьей группе искомыми величинами являются расходы обеих сред  $G_p$  и  $G_h$ .

В четвёртой – две любые температуры сред ( $t_{p1}$  и  $t_{p2}$ ,  $t_{p1}$  и  $t_{h1}$ ,  $t_{p1}$  и  $t_{h2}$ ,  $t_{p2}$  и  $t_{h1}$ ,  $t_{p2}$  и  $t_{h2}$ ,  $t_{h1}$  и  $t_{h2}$ ).

В пятой – расход и одна из температур одной и той же среды ( $G_p$  и  $t_{p1}$ ,  $G_p$  и  $t_{p2}$ ,  $G_h$  и  $t_{h1}$ ,  $G_h$  и  $t_{h2}$ ).

В шестой – расход одной среды и одна из температур другой среды ( $G_p$  и  $t_{h1}$ ,  $G_p$  и  $t_{h2}$ ,  $G_h$  и  $t_{p1}$ ,  $G_h$  и  $t_{p2}$ ).

Пятнадцать задач третьей-шестой групп приходится решать при расчёте переменных режимов работы теплообменника, при известных значениях поверхности теплообмена. Задачи третьей и четвёртой групп авторами [130, 331] предлагается решать методом последовательных приближений.

Наиболее сложно решение задач пятой и шестой групп, когда искомыми являются значения одного расхода и одной температуры, т.к. приходится совместно решать уравнения (2.1) и (2.2), что требует громоздких вычислений для каждого частного случая и не приводит к получению общих решений и выявлению зависимостей искомой величины от определяющих её параметров (см. параграф 2.3). Для решения задач этих групп в работах [130, 331] предложены приближённые формулы и приведены расчётные таблицы по этим формулам, расчёт по которым производится методом интерполяции.

При переменной работе связанных теплообменников количество неизвестных величин увеличивается. Так, для теплообменника СГВ II ступени в двухступенчатой смешанной схеме присоединения подогревателей СГВ с ограничением расхода (рис. 1.35) Известными величинами будут температура первичного теплоносителя на входе в теплообменник  $t_{p1}^{\text{II}}$  и расход вторичного теплоносителя  $W_h^{\text{II}}$ . Остальные величины:  $t_{p2}^{\text{II}}$ ,  $t_{h1}^{\text{II}}$ ,  $t_{h2}^{\text{II}}$ ,  $W_p^{\text{II}}$  будут искомыми ( $t_{h2}^{\text{II}}$  может определяться установкой регулятора температуры). Причём  $t_{h1}^{\text{II}}$  определяется работой I ступени теплообменника СГВ. Для I ступени теплообменника СГВ известны

только две величины из шести: температура нагреваемой воды на входе  $t_{h1}^I$  и эквивалент расхода нагреваемой воды  $W_h^I$ . Эквивалент расхода  $W_p$  и температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник  $t_{p1}^I$  определяются совместной работой теплообменника II ступени и системы отопления, т.к. через теплообменник II ступени идёт не только расход воды из теплосети на горячее водоснабжение, но и часть отопительного расхода. Величина этого расхода зависит от наружной температуры, величины водопотребления в СГВ и температуры воды в подающей магистрали теплосети (которая может не соответствовать требуемой по температурному графику, в т.ч. при срезках графика). В свою очередь, при работе теплообменника системы отопления известны температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник  $t_{p1}^h$ , равная температуре воды в подающей магистрали теплосети и эквивалент расхода воды в системе отопления  $W_h^{hs}$  (при качественном регулировании он принимается постоянным). Неизвестными будут температуры вторичного теплоносителя  $t_{h1}^{hs}$  и  $t_{h2}^{hs}$ , температура первичного теплоносителя на выходе из теплообменника  $t_{p2}^h$  и расход первичного теплоносителя, зависящий от переменной работы теплообменника СГВ II ступени [203].

В последовательной схеме (рис. 1.35) для теплообменника СГВ II ступени известными величинами будут температура первичного теплоносителя на входе в теплообменник  $t_{p1}^{II}$  и эквивалент расхода вторичного теплоносителя  $W_h^{II}$ . Остальные величины:  $t_{p2}^{II}$ ,  $t_{h1}^{II}$ ,  $t_{h2}^{II}$ ,  $W_p^{II}$  будут искомыми ( $t_{h2}^{II}$  может определяться установкой регулятора температуры). Температура нагреваемой воды  $t_{h1}^{II}$  определяется работой I ступени теплообменника СГВ. Для I ступени теплообменника СГВ известны: температура нагреваемой воды на входе  $t_{h1}^I$  и эквивалент расхода нагреваемой воды  $W_h^I$ . Эквивалент расхода  $W_p$  и температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник  $t_{p1}^I$  определяются совместной работой теплообменника II ступени и системы отопления. Величина этого расхода также зависит от наружной температуры, величины и продолжительности водопотребления в СГВ и температуры в подающей магистрали теплосети. Для теплообменника системы отопления известен только эквивалент расхода воды в системе отопления  $W_h^{hs}$ . Температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник  $t_{p1}^h$  зависит от переменных режимов работы теплообменника СГВ II ступени, так же, как и эквивалент расхода первичного теплоносителя  $W_p$ , также необходимо найти температуры вторичного теплоносителя  $t_{h1}^{hs}$  и  $t_{h2}^{hs}$  и температуру первичного теплоносителя на выходе из теплообменника  $t_{p2}^h$ .

Таким образом, при работе связанных теплообменников возникают гораздо более сложные задачи расчёта переменных режимов их совместной работы, что требует создания новых методов их расчёта.

## **Выводы по главе 1**

1. Проведён анализ современного состояния систем централизованного теплоснабжения. Выявлено, что основными проблемами являются: износ основных фондов, применение устаревших оборудования и технологий, неэффективное использование тепловой мощности. Всё это требует разработки комплекса энергосберегающих мероприятий, что позволит добиться значительной экономии топливно-энергетических ресурсов.

2. Проанализированы существующие методики расчёта переменных режимов теплообменных аппаратов различных типов. Выявлено, что все существующие методы основаны на применении безразмерных параметров, считающихся постоянными при любом переменном режиме работы, что не позволяет использовать их для расчёта связанных теплообменников. Необходима разработка новых расчётных методов. Определены основные режимы работы и задачи расчёта теплообменных аппаратов систем теплоснабжения.

3. Рассмотрены различные схемы тепловых пунктов. Наиболее энергосберегающими являются схемы со связанной подачей теплоты. Однако для эффективной работы этой схемы требуется применение программируемых регуляторов, для чего необходимо разработать методику расчёта переменных режимов работы связанных теплообменников. Кроме того необходимо, чтобы наружные ограждения зданий имели достаточную теплоустойчивость. От величины тепловой аккумуляции ограждений будет зависеть влияние водопотребления в системе горячего водоснабжения на температуру внутреннего воздуха помещений, что особенно важно при связанной подаче теплоты и при аварийном графике работы источников теплоты. Необходимо комплексное исследование совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения.

4. Проанализированы графики центрального регулирования, применяемые в России и за рубежом. В Российских системах теплоснабжения в основном применяется качественный способ центрального регулирования, обеспечивающий наибольшую гидравлическую устойчивость системы теплоснабжения. Однако в последнее время качественное регулирование на источниках теплоты почти не поддерживается, поэтому появляется необходимость применения других способов регулирования, обращения к опыту зарубежных стран.



## **Глава 2. РАЗВИТИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ТЕПЛОВЫМ ПУНКТАМ**

На тепловых электростанциях и в системах теплоснабжения широко применяются поверхностные теплообменные аппараты (станционные регенеративные подогреватели, теплофикационные пароводяные и водоводяные подогреватели и т.п.). Режимы работы подогревателей определяют тепловую и экономическую эффективность работы системы теплоснабжения. Поэтому необходимо точное знание их производительности и определение других характеристик. Поскольку внешние условия могут меняться в широком диапазоне (в частности, в аварийных режимах работы), прогнозирование функционирования таких систем оказывается совсем не простым. Современные теплотехнические системы должны обеспечивать одинаково комфортные условия независимо от внешних перепадов температур, связанных с сезонными и суточными изменениями погоды и другими обстоятельствами, в том числе технологическими. В результате такие системы должны устойчиво функционировать при существенно переменных режимах работы. Это в свою очередь требует умения предсказывать, контролировать и управлять режимами работы теплотехнических систем. Ясно, что решить эту проблему экспериментально практически невозможно из-за многообразия реализуемых на практике режимов работы. По этой причине моделирование тепловых процессов, протекающих в этих системах фактически, является единственным конструктивным методом, позволяющим решить указанную проблему. Этот метод требует умения систематически моделировать работу теплообменных аппаратов в условиях неопределенности ряда параметров.

Теория и методы расчёта переменных режимов работы теплообменных аппаратов, были разработаны в середине прошлого столетия и основаны на соотношениях с постоянными параметрами. Из общих соображений ясно, что эти соотношения не применимы при значительных изменениях расходов или перепадов температур. Понимание этого привело к появлению некоторых полуэмпирических корреляций, однако, применимы они лишь для вполне определенных условий работы отдельных теплообменников. В этой связи необходимо понять область применимости существующих соотношений для расчёта теплообменных устройств в переменных режимах работы. Решению этой задачи и посвящена данная глава. Кроме того, на практике, например, в тепловых пунктах, обычно используются группы теплообменников со связанной подачей теплоты, т.е. с перераспределением тепловых потоков между теплообменниками в переменном режиме работы. Расчёт таких систем в рамках существующих методов фактически не возможен. Это делает задачу изучения и развития существующих методов расчёта теплообменных систем ещё более актуальной.

Основное содержание главы отражено в работах [124, 125, 200, 203, 220, 225, 226, 201, 233, 251, 379, 381, 383, 385, 388].

## 2.1. Основные уравнения, описывающие математическую модель теплообменника

В рекуперативном теплообменном аппарате передача теплоты осуществляется от первичного теплоносителя к вторичному через разделяющую стенку. Дифференциальные уравнения для отдельного теплообменника должны быть составлены для каждого теплоносителя и включать уравнение энергии (теплопроводности), уравнение теплообмена в движущейся жидкости, уравнение движения жидкости, уравнение неразрывности, алгебраические уравнения, описывающие зависимость теплофизических свойств жидкости от температуры и условия однозначности [92, 162].

Результатом расчёта будут являться скорости и температуры теплоносителей, температуры стенок теплообменника, коэффициенты конвективной теплоотдачи, тепловые потоки.

Процесс переноса теплоты теплопроводностью на границе с поверхностью канала описывается законом Фурье

$$\delta Q = -\lambda dF \left( \frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0}, \quad (2.1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности жидкости;  $dF$  – элемент площади канала;  $\partial t$  – температура элементарного участка стенки канала;  $n$  – нормаль к поверхности стенки.

Это же количество теплоты, передаваемое конвекцией, по уравнению Ньютона-Рихмана

$$\delta Q = \alpha dF (t_{fl} - t_{wall}), \quad (2.2)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;  $t_{fl}$  и  $t_{wall}$  – температуры жидкости и стенки.

Приравняв уравнения (2.1) и (2.2) можно получить дифференциальное уравнение теплообмена на границе твёрдого тела и жидкости

$$\alpha = -\left[ \lambda / (t_{fl} - t_{wall}) \left( \frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0} \right]. \quad (2.3)$$

Дифференциальное уравнение энергии Фурье-Кирхгофа устанавливает связь между пространственным и временным изменением температуры в любой точке движущейся жидкости

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \vec{w} \nabla t = \frac{\lambda}{c_p \rho} \nabla^2 t = a \nabla^2 t, \quad (2.4)$$

где  $\vec{w}$  – вектор скорости жидкости;  $a$ ,  $c_p$ ,  $\rho$  – температуропроводность, удельная изобарная теплопроводность и плотность жидкости соответственно;  $\tau$  – время.

Дифференциальное уравнение Навье-Стокса, описывающее движения вязкой несжимаемой жидкости

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial \tau} + \vec{w} \nabla w \right) = \rho \vec{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 w; \quad (2.5)$$

Уравнение (2.5) справедливо для ламинарного и турбулентного движений.

Дифференциальное уравнение неразрывности движения для несжимаемых жидкостей при  $\rho = \text{const}$ , имеет вид

$$\nabla w = 0. \quad (2.6)$$

Система уравнений должна быть дополнена уравнением теплопроводности через стенку, разделяющую потоки теплоносителей

$$\frac{\partial t_\delta}{\partial \tau} = \frac{\lambda_\delta}{c_{p\delta} \rho_\delta} \nabla_\delta^2 t_\delta = a_\delta \nabla_\delta^2 t_\delta. \quad (2.7)$$

Для решения уравнения (2.7) необходимо задать граничные условия – размеры стенки и начальное распределение температуры в стенке.

Теплофизические свойства воды в зависимости от температуры можно определить по эмпирическим зависимостям [459], где  $t$  – температура жидкости в К.

- удельная теплоёмкость, Дж/(кгК),  $c_p(t) = 4194 - 1,15(t - 273) + 1,5 \cdot 10^{-2}(t - 273)^2$ ;

- теплопроводность, Вт/(мК),  $\lambda(t) = 0,553[1 + 0,003(t - 273)]$ ;

- плотность, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho(t) = 995,7/[0,984 + 0,483 \cdot 10^{-3}(t - 273)]$ ;

- температуропроводность, м<sup>2</sup>/с,  $a(t) = 1,32 \cdot 10^{-7}[1 + 0,003(t - 273)]$ ;

- кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с,  $\nu(t) = 1,78 \cdot 10^{-6}/[1 + 0,0337(t - 273) + 0,00022(t - 273)^2]$ ;

- динамическая вязкость, Па·с,  $\mu(t) = \nu(t)\rho(t)$ .

Кроме граничных условий и теплофизических свойств теплообменивающихся потоков жидкости и разделяющей их стенки необходимо задать: геометрические размеры каналов для протекания потоков жидкости (величины  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ) и временные условия, характеризующие особенности протекания процесса во времени.

К настоящему времени аналитические решения системы дифференциальных уравнений конвективного теплообмена получены лишь для ограниченного числа задач при введении различных упрощающих допущений. Однако в практических задачах эти методы либо неприменимы вообще, как в случае с применением программируемых управляющих устройств, либо затраты на их получение не оправданы, поскольку не приводят к получению однозначных зависимостей для исследуемых величин от определяющих их параметров.

При установившемся тепловом режиме, количество теплоты, отдаваемое первичным теплоносителем должно быть равно количеству теплоты, принимаемому вторичным теплоносителем и равно количеству теплоты, передаваемому теплообменом через разделяющую стенку:

$$Q = G_p c_1 \rho_p (t_{p1} - t_{p2}) = G_h c_2 \rho_h (t_{h2} - t_{h1}) = kF\Delta t^m. \quad (2.8)$$

В уравнения (2.8) входят 14 величин, из которых основными являются семь: температуры греющего теплоносителя на входе  $t_{p1}$  и выходе  $t_{p2}$ ; температуры нагреваемого теплоносителя на входе  $t_{h1}$  и выходе  $t_{h2}$ , эквиваленты расходов теплоносителей  $W_p$ ,  $W_h$  и поверхность теплообмена  $F$ . Остальные семь величин ( $Q$ ,  $k$ ,  $\Delta t$ ,  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $\rho_p$ ,  $\rho_h$ ) производные, поскольку для их определения необходимо предварительно установить значения основных величин.

При передаче тепла через плоскую стенку (пластинчатые теплообменники) коэффициент теплопередачи можно определить по формуле [92, 162]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.9a)$$

где  $\sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i$  – сумма термических сопротивлений стенки и слоя отложений (накипи),  $\delta_i$  – толщина слоя, м;

- для цилиндрической стенки (трубчатые теплообменники)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \quad (2.9b)$$

где  $d_1$  и  $d_2$  – внутренний и наружный диаметр трубки, м;  $\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \frac{d_{i+1}}{d_i}$  – термическое сопротивление стенок трубок и накипи.

Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  определяются в установочном режиме (конструктивный расчёт)

- для пластинчатых теплообменников через критерий Нуссельта [92, 162, 236]

$$\text{Nu} = A \text{Re}^n \text{Pr}^{0,43} (\text{Pr}_{fl} / \text{Pr}_{wall})^{0,25},$$

где  $A$  и  $n$  – экспериментальные значения коэффициента и показателя степени, зависящие от типа пластин и характера движения сред; принимаются по данным завода-изготовителя [236];

$$\alpha = \text{Nu} \lambda / d_{eq},$$

где эквивалентный диаметр канала

$$d_{eq} = 2bs/(b + s);$$

$b$  и  $s$  – рабочая ширина пластины и глубина рифления, м;

- для трубчатых теплообменников коэффициенты теплоотдачи определяются по эмпирической формуле [442, 447]

$$\alpha = \frac{c}{3,6} \left[ 1210 + 18t^m - 0,038(t^m)^2 \right] \frac{w_{fl}^{0,8}}{d_{eq}^{0,2}},$$

где

$$d_{eq} = (d_1^2 - zd_2^2)/(d_1 - zd_2),$$

$z$  – число трубок.

Средняя разность температур в теплообменнике  $\Delta t$  зависит как от температур первичного и вторичного теплоносителей на входе в теплообменник и выходе из него ( $t_{p1}$ ,  $t_{h1}$ ,  $t_{p2}$ ,  $t_{h2}$ ), так и от направления потоков греющей и нагреваемой сред в теплообменнике (1.5).

При тепловом расчёте переменных режимов теплообменника наибольшую сложность вызывает определение среднего коэффициента теплопередачи в теплообменнике, т.к. для его определения необходимо знать все величины, обычно являющиеся искомыми: температуры, скорости (расходы) и теплофизические характеристики первичного и вторичного теплоносителей, конструктивные размеры теплообменника и свойства внутренних отложений.

Вследствие ограниченных возможностей аналитического решения уравнений конвективного теплообмена (2.1)-(2.6) изучение теплообменных процессов выполняется численными методами, экспериментальным способом, а также зависимости для расчёта процессов теплоотдачи можно получить преобразованием дифференциальных уравнений методом теории подобия. Критерии гидромеханического подобия получаются из уравнений движения (2.5) и неразрывности (2.6). Режим движения жидкости определяется критерием Рейнольдса,  $Re = \rho w l / \mu = w l / \nu$ , где  $l$  – определяющий размер. Критерии теплового подобия получаются из уравнений энергии (2.4) и теплообмена (2.3). Это критерии Нуссельта  $Nu = \alpha l / \lambda$ , характеризующий теплообмен на границе стенки и жидкости и критерий Прандтля  $Pr = \nu / a$ , характеризующий механизм и способность распространения тепла в жидкой среде. Критерии гидромеханического и теплового подобия применяются, в основном, при конструктивном расчёте теплообменников (см., например, [236]). В переменных режимах работы ввиду неопределённости температур и расходов теплоносителей на выходе из теплообменника применяется безразмерный коэффициент теплопередачи, называемый числом единиц переноса теплоты  $NTU = kF / W_{\min}$  (1.10), для водо-водяных теплообменников при различных расхо-

дах первичного и вторичного теплоносителей – параметром теплообменника  $\Phi_0 = kF/\sqrt{W_1W_2}$  (1.9).

В соответствии с задачами теплового расчёта отдельных теплообменников, перечисленными в параграфе 1.4, определяются способы их решения [130].

Для решения шести задач первой и второй групп, в которых требуется определить поверхность теплообменника при заданном режиме его работы, применяются уравнения (2.8). Но так как в этих задачах неизвестны заранее конструктивные размеры теплообменника, без которых нельзя определить значение среднего коэффициента теплопередачи, расчёт ведётся методом последовательных приближений. В первом приближении задаётся ориентировочное значение коэффициента теплопередачи, которое уточняется после определения поверхности теплообмена.

Для решения задач третьей группы, в которой необходимо найти расходы первичного и вторичного теплоносителей в переменном режиме работы, необходимо совместно решить уравнения (2.8) и (2.9). Задача также решается методом последовательных приближений, поскольку в формулы (2.9) входят искомые скорости первичного и вторичного теплоносителей.

Совместное решение уравнений (2.8) и (1.5) позволяет получить формулы [130, 92, 162] для решения задач четвёртой группы, в которых искомыми являются две любые температуры теплоносителей.

$$t_{p2} = t_{h1} + \frac{(t_{p1} - t_{h1})(1 - W_p/W_h)}{e^{kF(1/W_p - 1/W_h)} - W_p/W_h}; \quad (2.10)$$

$$t_{h2} = t_{p1} + \frac{(t_{p1} - t_{h1})(W_h/W_p - 1)}{W_h/W_p - e^{-kF(1/W_p - 1/W_h)}}. \quad (2.11)$$

Решение задачи ведётся также методом последовательных приближений, поскольку в формулы (2.10), (2.11) входит коэффициент теплопередачи, для определения которого необходимо знать все температуры теплоносителей.

Наиболее сложно решаются задачи пятой и шестой групп, в которых искомыми являются значения одного расхода и одной температуры. В этом случае не удаётся сразу найти тепловую мощность теплообменника по выражениям (2.8), которые необходимо решать совместно с уравнениями (2.10) и (2.11). Такое решение часто оказывается невозможным (приводит к появлению комплексных корней), т.к. искомая величина входит в уравнение теплообмена под знаком логарифма, в уравнение теплового баланса в виде линейной функции. Поэтому для решения задач этого типа в настоящее время широко применяются приближённые формулы и постоянные безразмерные параметры (1.9), (1.10) [63, 97, 130, 289, 297].

## 2.2. Моделирование переменных режимов работы водо-водяного теплообменника

В переменных режимах работы для отдельного теплообменника в общем случае может быть известно изменение температуры греющего (первичного) и нагреваемого (вторичного) теплоносителей на входе в теплообменник в зависимости от изменения тепловой мощности  $t_{p1}(Q)$ ,  $t_{h1}(Q)$  и эквивалент расхода нагреваемого теплоносителя  $W_h$ . Исходя из этого, необходимо определить тепловую мощность теплообменника  $Q$ , температуры греющего и нагреваемого теплоносителей на выходе из теплообменника  $t_{p2}(Q)$ ,  $t_{h2}(Q)$  и расход греющего теплоносителя  $W_p$ . Схема теплообменника показана на рис. 2.1.

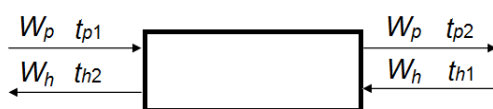


Рис. 2.1. Схема теплообменника

При работе систем теплообменников со связанной подачей теплоты температуры теплоносителей на входе, так же, как и расход первичного теплоносителя, могут определяться режимом работы других теплообменников, что значительно увеличивает число неизвестных и делает невозможным применение простых балансовых уравнений для расчёта переменных режимов теплообменных аппаратов. Поэтому, чтобы получить общее решение для любого переменного режима работы, с неопределённым числом неизвестных, в использовавшемся алгоритме метода последовательных приближений на начальном этапе применялись и приближённые формулы.

Итак, в начальный момент параметр теплообменника  $\Phi_0$  считался постоянным и определялся в установочном режиме по формуле (1.9), т.е. при заданных температурах теплоносителей на входе и выходе из теплообменника и при известных эквивалентах расходов первичного и вторичного теплоносителей, а также заданной (установочной) тепловой мощности  $Q_c$ .

Далее определялась работа теплообменника в переменных режимах. Для отдельного теплообменника задавался закон изменения одной из температур теплоносителя на входе в теплообменник  $t_{p1}(Q)$ , температура второго теплоносителя на входе в теплообменник  $t_{h1}$  и эквивалент расхода вторичного теплоносителя  $W_h$ , который также может быть переменным (изменение  $W_h$  не зависит от  $Q$ ).

В первом приближении тепловая мощность теплообменника находится из уравнения (1.4) при всех значениях  $t_{p1}$  в заданном диапазоне:

$$Q^{(1)} = \varepsilon^{(1)} W_{\min}^{(1)} D_t, \quad (2.12)$$

где  $\varepsilon$  – безразмерная удельная тепловая производительность (эффективность) теплообменника. Поскольку в первом приближении не известны температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата, для определения эффективности применяется формула Е.Я. Соколова [289]:

$$\varepsilon^{(1)}(Q) = \left( a \frac{W_{\min}^{(1)}}{W_{\max}^{(1)}} + b + \frac{1}{\Phi_0} \sqrt{\frac{W_{\min}^{(1)}}{W_{\max}^{(1)}}} \right)^{-1} \leq 1, \quad (2.13)$$

а  $D_t(Q) = t_{p1} - t_{h1}$ ; меньший из эквивалентов расхода  $W_{\min}^{(1)}$  принимается равным  $W_h$ .

Затем определяется температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника:

$$t_{h2}^{(1)}(Q) = t_{h1} + Q^{(1)} / W_h, \quad (2.14)$$

а температура греющего теплоносителя на выходе из теплообменника принимается равной температуре нагреваемого теплоносителя на входе:  $t_{p2}^{(1)} = t_{h1}$ , как в теплообменнике с бесконечно большой поверхностью нагрева. Тогда эквивалент расхода греющего теплоносителя:

$$W_p^{(1)}(Q) = Q^{(1)} / (t_{p1} - t_{h1}).$$

Во втором приближении по формуле (2.13) уточняется  $\varepsilon^{(2)}(Q)$ , затем  $Q^{(2)}$  по формуле (2.12) и  $t_{h2}^{(2)} = t_{h1} - Q^{(2)} / W_h$  по формуле (2.14). Однако пока не известна температура первичного теплоносителя на выходе из теплообменника  $t_{p2}$ , поэтому эквивалент расхода греющего теплоносителя также определяется по приближённой формуле Е.Я. Соколова [289]:

$$W_p^{(2)}(Q) \cong y \Phi_0^2 W_h \left[ -1 + \sqrt{1 + i \Phi_0^2 \left( \frac{D_t W_h}{Q^{(2)}} - j \right)} \right]^{-2} \geq \frac{Q^{(2)}}{D_t}, \quad (2.15)$$

где  $y$  и  $i$  – коэффициенты, зависящие от соотношений расходов нагреваемого  $W_h$  и греющего  $W_p$  теплоносителей. Если  $W_h < W_p$ , то  $y = 4b^2$ ;  $i = 4b$ ;  $j = a = 0,35$ . Если  $W_h > W_p$ , то  $y = 4a^2$ ;  $i = 4a$ ;  $j = b = 0,65$ .

После определения  $W_p^{(2)}$  появляется возможность найти температурный напор в теплообменнике по формуле (1.5). Однако в данном приближении может оказаться, что  $t_{p2}^{(2)}(Q^{(2)}) = t_{h1}$ . В этом случае, вместо формулы (1.5) используется среднеарифметический температурный напор:  $\Delta \tilde{t}(Q) = (\delta t_{\max} + \delta t_{\min}) / 2$ .



В третьем приближении уже известны все входные значения температур и расходов греющего и нагреваемого теплоносителей, поэтому для расчёта можно использовать экспоненциальные формулы [89,127,162]. В частности, безразмерная удельная тепловая производительность теплообменника определяется соотношением

$$\varepsilon^{(3)}(Q) = \frac{1 - \exp\left[\frac{-(kF)_2^{(3)}}{W_{\min}} \cdot \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)\right]}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot \exp\left[\frac{-(kF)_2^{(3)}}{W_{\min}} \cdot \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)\right]} \leq 1, \quad (2.16)$$

где  $(kF)_2^{(3)}$  определяется при меняющихся тепловой мощности, расходах теплоносителей и температурах теплоносителей на входе и выходе из теплообменника:

$$(kF)_2^{(3)}(Q) = Q^{(3)} / \Delta t^{(3)}, \quad (2.17)$$

причем  $\Delta t^{(3)}$  определяется по формуле (1.5).

Для определения ошибки при использовании в расчётах постоянного параметра  $\Phi_0$  определялась величина  $(kF)_1^{(3)}$  по формуле (1.8) при уточнённых переменных значениях эквивалентов расходов и изменяющейся тепловой мощности теплообменника.

В случае если эквивалент расхода нагреваемого теплоносителя больше, чем греющего ( $W_h^{(3)} > W_p^{(3)}$ ), последний определялся на основе уравнения (1.4):

$$W_p^{(3)}(Q) = Q^{(3)} / (\varepsilon^{(3)} D_t).$$

В обратной ситуации ( $W_h^{(3)} < W_p^{(3)}$ ) эквивалент расхода греющего теплоносителя можно определить, используя переменное значение параметра теплообменника  $\Phi(Q)$  при  $W_p^{(3)}(Q)$ ,  $W_h^{(3)}(Q)$  и формулу (1.9):

$$W_p^{(3)}(Q) = \left[ \frac{(kF)_2}{\Phi^{(3)}} \right]^2 \frac{1}{W_{\min}} = \left[ \frac{(\varepsilon^{(3)} D_t)_2}{\Phi^{(3)}} \right]^2 \frac{\varepsilon^{(3)} D_t}{Q^{(3)}}.$$

После третьего приближения проводилось дальнейшее уточнение температур и расходов теплоносителей до получения заданной сходимости. Сравнение итоговых величин комплекса  $(kF)_1$ , определённого через постоянный параметр  $\Phi_0$  (1.8) и  $(kF)_2$  по (2.17) позволяет оценить отклонение параметра теплообменника от постоянного значения при различных соотношениях расходов и температур теплоносителей в теплообменнике, соответствующие данные приведены в параграфе 2.3.

Системы уравнений первого, второго и последующих приближений можно представить в следующем виде:

Система уравнений первого приближения:

$$Q = \varepsilon W_{\min} D_t, \quad \varepsilon = \left( a \frac{W_{\min}}{W_{\max}} + b + \frac{1}{\Phi_0} \sqrt{\frac{W_{\min}}{W_{\max}}} \right)^{-1} \leq 1, \quad D_t = t_{p1} - t_{h1}, \quad (2.18)$$

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

Система уравнений второго приближения

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

$$W_p = y \Phi_0^2 W_h \left[ -1 + \sqrt{1 + i \Phi_0^2 \left( \frac{D_t W_h}{Q^{(2)}} - j \right)} \right]^{-2} \geq \frac{Q}{D_t}, \quad (2.19)$$

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

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

Система уравнений третьего и последующих приближений

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

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

$$W_p = \begin{cases} \frac{Q}{\varepsilon D_t} & \text{если } W_h > W_p, \\ \left( \frac{kF}{\Phi} \right)^2 \frac{1}{W_{\min}} = \left( \frac{kF}{\Phi} \right)^2 \frac{\varepsilon D_t}{Q}, & \text{если } W_h < W_p, \end{cases} \quad (2.20)$$

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

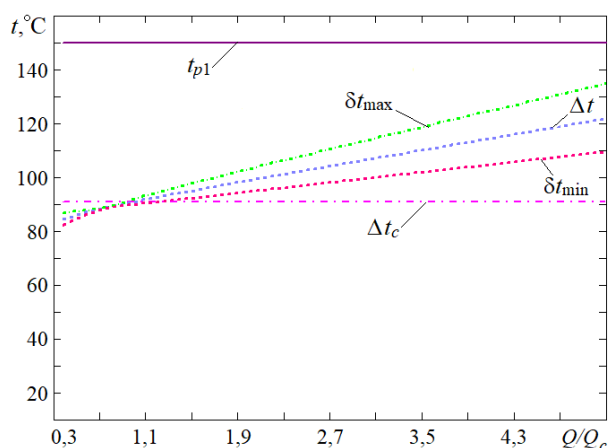
$$t_{h2} = t_{h1} + Q / W_h, \quad t_{p2} = t_{p1} - Q / W_p, \quad \Phi = kF / (W_p W_h)^{0.5}.$$

Моделирование переменных режимов теплообменных аппаратов проводилось в пакете MathCad и реализовано в составе программных комплексов «HeatSupply\_R3» «Heating-Point», см. приложение А, [406-408].

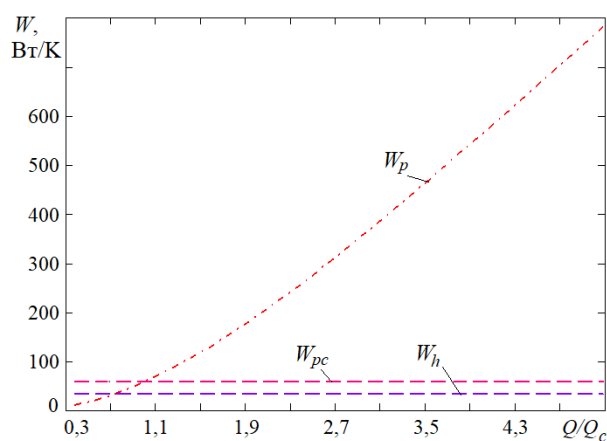
### 2.3. Определение области применимости соотношений с постоянными параметрами в переменных режимах работы водо-водяного теплообменника

**Определение величины отклонения параметра  $\Phi$  от постоянного значения.** Задача моделирования переменных режимов работы теплообменника заключается в изучении предположения Е.Я Соколова [286-289] о незначительном влиянии средних температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи теплообменного аппарата. С этой целью выполнено пять серий расчётов переменных режимов работы теплообменного аппарата. В каждой серии расчётов был задан закон изменения температуры греющего теплоносителя на входе в теплообменник в зависимости от изменения его тепловой мощности  $Q$  [203, 251].

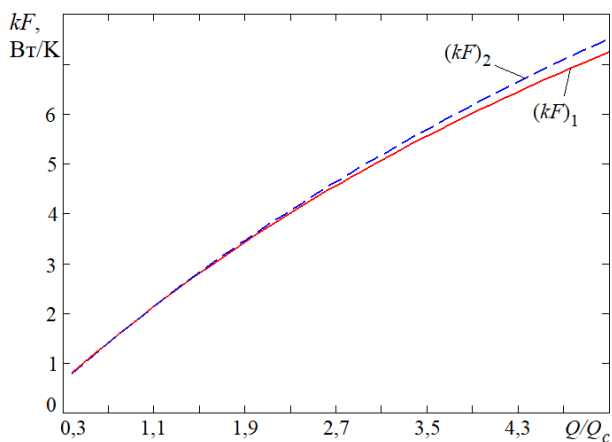
В *первой* серии расчётов температура первичного теплоносителя принята постоянной на входе в теплообменник  $t_{p1} = \text{const}$  при любой  $Q$  (рис. 2.2а). Средние температуры теплоносителей в этом случае меняются незначительно (рис. 2.2а), но эквивалент расхода первичного теплоносителя во много раз может превысить установочное значение (рис. 2.2б).



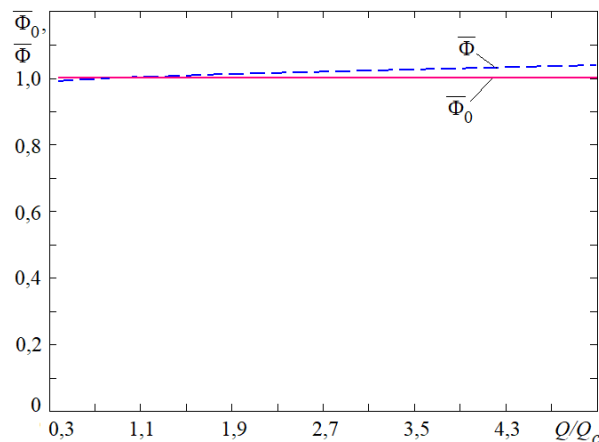
а) Изменение температур теплоносителей



б) Изменение расходов теплоносителей



в) Изменение  $kF$

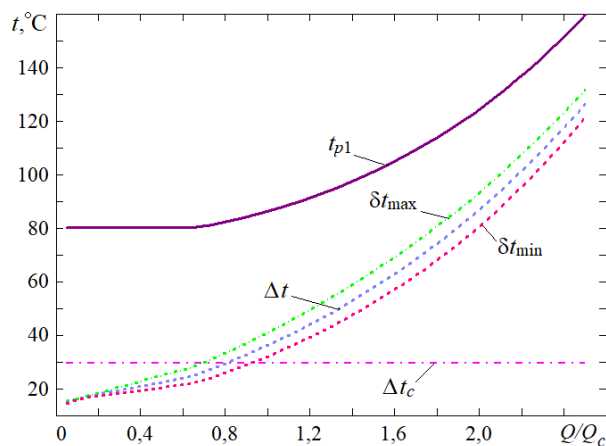


г) Относительные постоянный и переменный параметры теплообменника

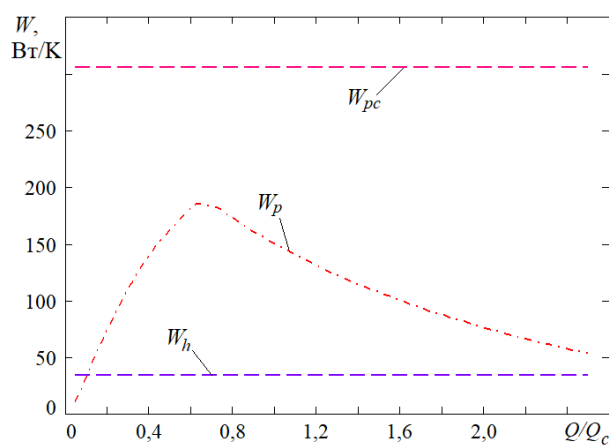
Рис. 2.2. Характеристики переменного режима работы теплообменника при постоянной температуре первичного теплоносителя на входе

На рис. 2.2в показано изменение  $(kF)_1$  (1.8) (при постоянном  $\Phi_0$  в переменном режиме работы, т.е. без учёта влияния температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи) и  $(kF)_2$  (2.17) (с учётом влияния температур теплоносителей). Несмотря на большое изменение расхода первичного теплоносителя  $(kF)_2 \approx (kF)_1$  (рис. 2.2в) и параметр теплообменника незначительно отклоняется от установочного значения  $\Phi \approx \Phi_0$  (рис. 2.2г). При выполнении равенства  $\Delta t = \delta t_{\max} = \delta t_{\min}$  (рис. 2.2а) параметр  $\Phi = \Phi_0$ . В этом случае соотношение (1.9) теории Е.Я. Соколова [286-289] выполняется почти точно:  $(kF)_2 \approx \Phi_0 \sqrt{W_p W_h}$ .

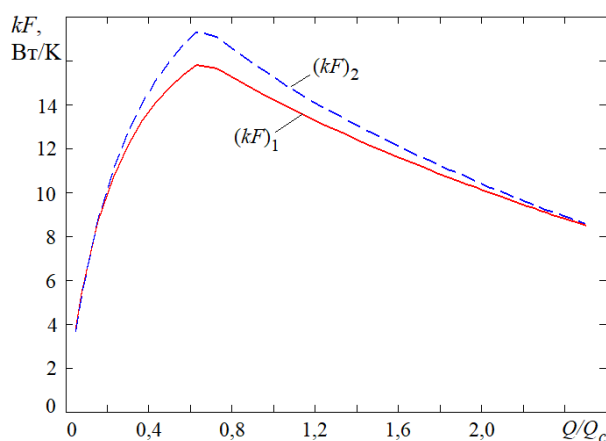
Во второй серии расчётов температура первичного теплоносителя на входе в теплообменник принята постоянной при  $Q < Q_c$ , затем повышается вместе с ростом  $Q$  (рис. 2.3а). Параметр  $(kF)_1$  в этом случае отличается от  $(kF)_2$  примерно на 10% в точке излома температурного графика первичного теплоносителя (рис. 2.3в), но вдали от этой точки они практически совпадают.



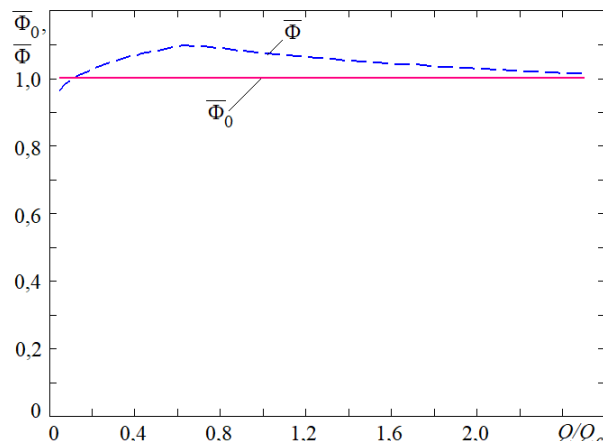
а) Изменение температур теплоносителей



б) Изменение расходов теплоносителей



в) Изменение  $kF$



г) Относительные постоянный и переменный параметры теплообменника

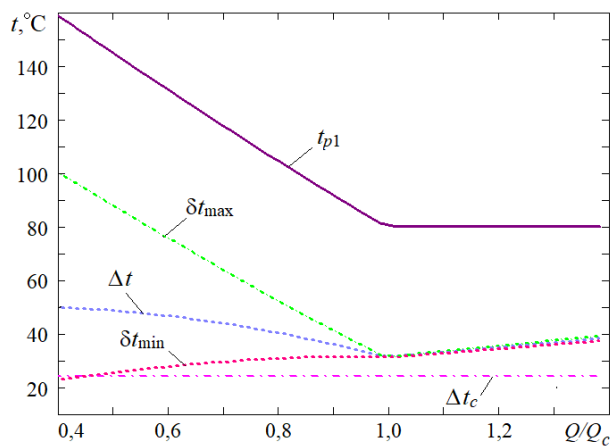
Рис. 2.3. Характеристики переменного режима работы теплообменника при повышении температуры первичного теплоносителя с ростом тепловой мощности

Параметр  $\Phi$  не совпадает с  $\Phi_0$  (рис. 2.3з), но это расхождение не превышает 10% и максимально вблизи указанной точки излома температурного графика. Расход  $W_p$  при этом меняется значительно, при смене температурного графика – почти на порядок. Очевидно поэтому, что соотношение (1.9) выполняться не будет.

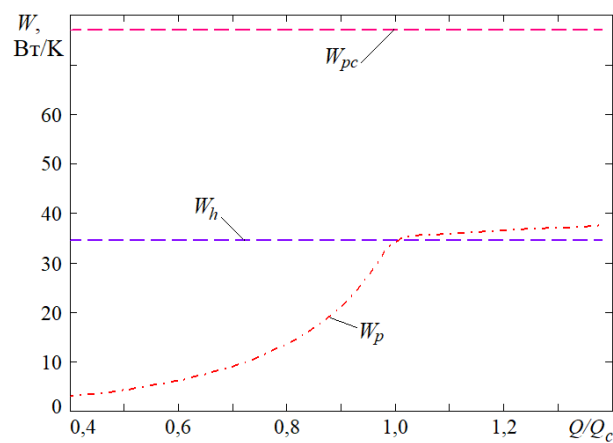
В *третьей* серии расчётов рассмотрен режим работы теплообменника при температурном графике, представленном на рис. 2.4а. Здесь сначала, при  $Q < Q_c$ , температура первичного теплоносителя снижается с ростом тепловой мощности, а затем, при  $Q \geq Q_c$ , она постоянна. Такой режим работы часто встречается при работе теплообменника в качестве второй ступени подогревателя горячего водоснабжения в тепловом пункте. Температура первичного теплоносителя изменяется по отопительному графику, в котором температура сетевой воды изменяется в зависимости от требуемой тепловой мощности системы отопления. Тепловая мощность подогревателя горячего водоснабжения, наоборот, минимальна при высоких температурах воды в тепловой сети, поскольку основная нагрузка приходится на подогреватель первой ступени и во вторую ступень приходит нагреваемая вода с достаточно высокой температурой.

В случае  $Q \geq Q_c$ , температура первичного теплоносителя на входе постоянна, поэтому при близких по величине расходах греющего и нагреваемого теплоносителей, большая и меньшая разница температур на концах теплообменника, а также среднелогарифмический температурный перепад остаются постоянными (см. рис. 2.4а). В этом диапазоне параметр  $\Phi$  остаётся постоянным, близки и расходы первичного и вторичного теплоносителей. Ясно, что в этой области соотношение (1.9) хорошо работает.

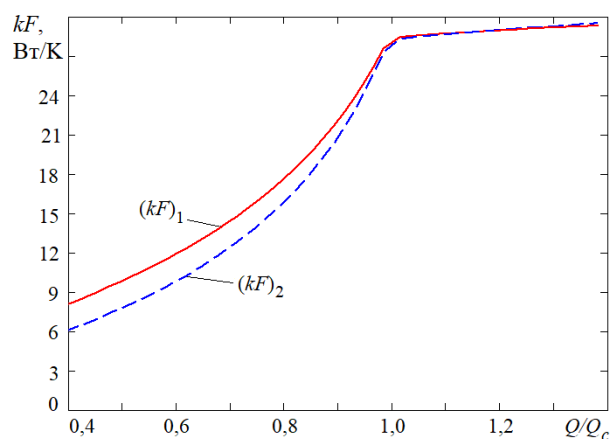
Напротив, при  $Q < Q_c$  значительно увеличивается температурный перепад в теплообменнике (рис. 2.4а), что приводит к резкому (почти на порядок) снижению расхода первичного теплоносителя (рис. 2.4б). При этом, если  $Q/Q_c$  близко к единице, произведение  $(kF)_2$  практически не отличается от  $(kF)_1$ . Однако при дальнейшем уменьшении тепловой мощности  $(kF)_2$  все больше отстает от  $(kF)_1$ , и при малых значениях мощности это различие достигает 30%. Практически согласованно с этим параметром уменьшается параметр  $\Phi$ . Можно считать, что в этой области  $(kF)_2 \sim \sqrt{W_p W_h}$ , но поскольку расход  $W_p$  меняется значительно, формула (1.9) снова не применима.



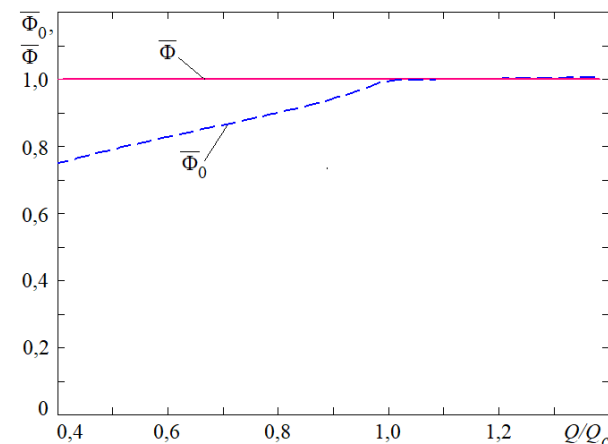
а) Изменение температур теплоносителей



б) Изменение расходов теплоносителей



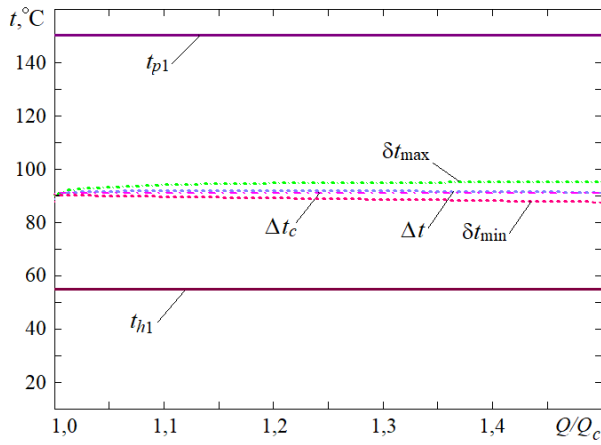
в) Изменение  $kF$



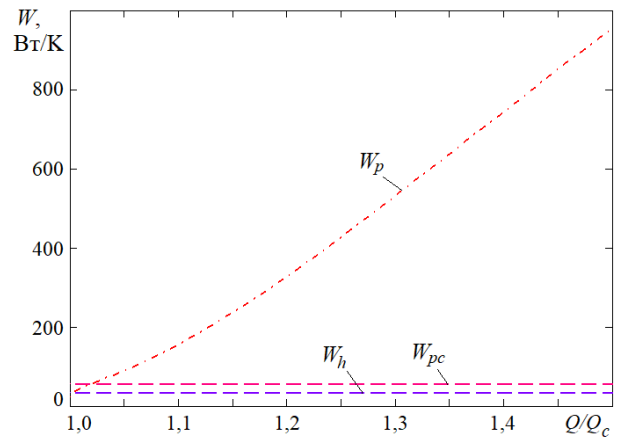
з) Относительные постоянный и переменный параметры теплообменника

Рис. 2.4. Характеристики переменного режима работы теплообменника при понижении температуры первичного теплоносителя с ростом тепловой мощности

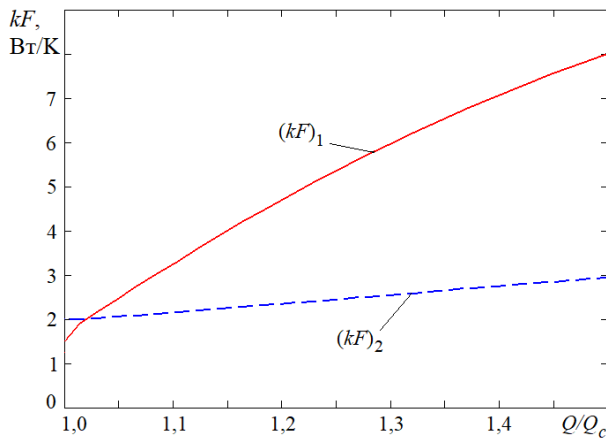
Четвёртая серия расчётов (рис. 2.5) проводилась с целью определить влияние изменения расходов теплоносителей на коэффициент теплопередачи, поскольку при одном и том же температурном напоре расходы теплоносителей могут получиться различными в зависимости от тепловой мощности теплообменника. Моделирование проводилось при постоянных температурах первичного и вторичного теплоносителей на входе в теплообменник:  $t_{p1} = \text{const}$ ;  $t_{h1} = \text{const}$ . В этом случае температурный перепад почти постоянный и приблизительно равен установочному  $\Delta t \approx \text{const} \approx \Delta t_c$  при любом изменении  $Q$  (рис. 2.5а). Таким образом, практически устранено влияние средних температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи. Однако, при этих условиях имеет место значительное отклонение  $(kF)_2$  от  $(kF)_1$  (см. рис. 2.5б) и соответственно параметра  $\Phi$  от  $\Phi_0$ . И те, и другие параметры совпадают только в одной точке, где  $\Delta t \approx \delta t_{\text{max}} \approx \delta t_{\text{min}}$  (рис. 2.5а). В этой же точке оказываются равными и расходы  $W_p$  и  $W_h$ .



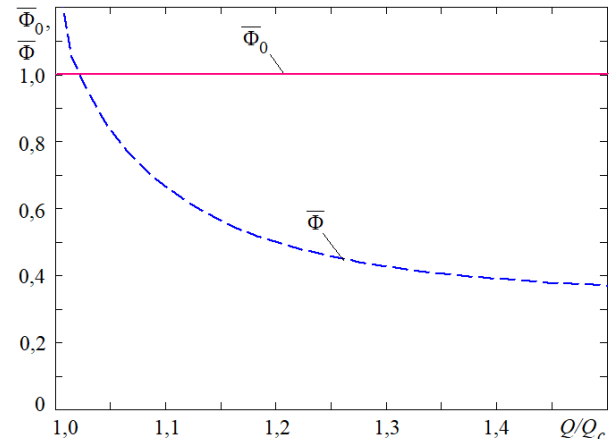
а) Изменение температур теплоносителей



б) Изменение расходов теплоносителей



в) Изменение  $kF$



з) Относительные постоянный и переменный параметры теплообменника

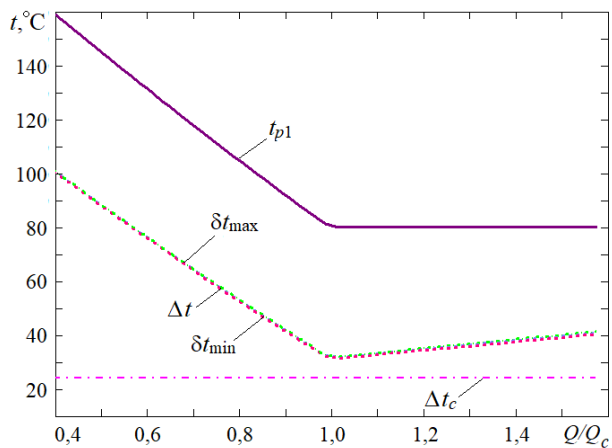
Рис. 2.5. Характеристики переменного режима работы теплообменника при постоянных температурах первичного и вторичного теплоносителей на входе

Значительное расхождение между установочным значением параметра  $\Phi_0$  и переменным  $\Phi$  связано с тем, что при определении значения  $(kF)_2$  по формуле (2.17) при приблизительно постоянном  $\Delta t$ ,  $(kF)_2$  будет прямо пропорционально изменению  $Q$ . В то же время при определении  $(kF)_1$  через постоянный параметр  $\Phi_0$  по формуле (1.9),  $(kF)_1$  будет прямо пропорционально величине  $\sqrt{W_p W_h}$ . Следовательно, и в этом случае непосредственное использование формулы (1.9) не приводит к успеху.

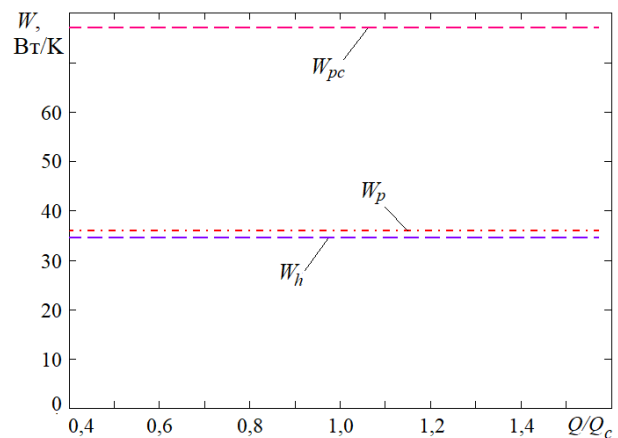
В пятой серии расчётов задавался тот же температурный график, что и в серии 3, как наиболее неблагоприятный для работы теплообменника. Также были приняты постоянными и приблизительно одинаковыми эквиваленты расходов первичного и вторичного теплоносителей  $W_p \approx W_h = \text{const}$  (рис. 2.6б) при различной тепловой мощности теплообменника, чтобы обеспечить температурный перепад, равный большей и меньшей разности температур  $\Delta t \approx \delta t_{\max} \approx \delta t_{\min}$  при любой тепловой мощности  $Q$ , когда во всех выполненных сериях параметр теплообменника  $\Phi$  был практически равен  $\Phi_0$ . Однако в пятой серии  $(kF)_2$  существен-

но отклоняется от  $(kF)_1$  (рис. 2.6в), а параметр теплообменника значительно отличается от установочного значения (рис. 2.6г) в диапазоне мощностей, где  $\Delta t$  отклоняется от  $\Delta t_c$  (рис. 2.6а). Отличие параметра  $\Phi$  от установочного значения  $\Phi_0$ , связано с тем, что  $(kF)_2$  снижается как при уменьшении тепловой мощности  $Q$ , так и при увеличении температуры теплоносителей (формула (2.17)). Однако фактически изменения параметров  $\Phi$  и  $(kF)_2$  согласованы друг с другом, так что  $(kF)_2 \sim \Phi$ . С другой стороны,  $(kF)_1 = \text{const}$  при любом режиме работы теплообменника, поскольку постоянны расходы теплоносителей (формула (1.9)).

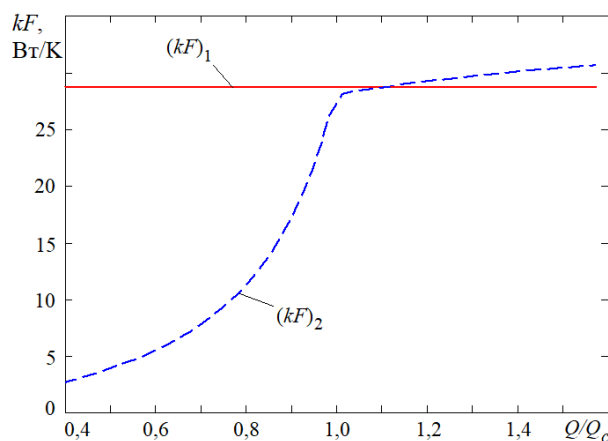
Результаты моделирования режимов работы теплообменных аппаратов показали, что не существует прямой зависимости между установочным значением параметра теплообменника и изменением температур и расходов первичного и вторичного теплоносителей, но можно определить диапазон этих изменений, в котором параметр теплообменника можно считать постоянным.



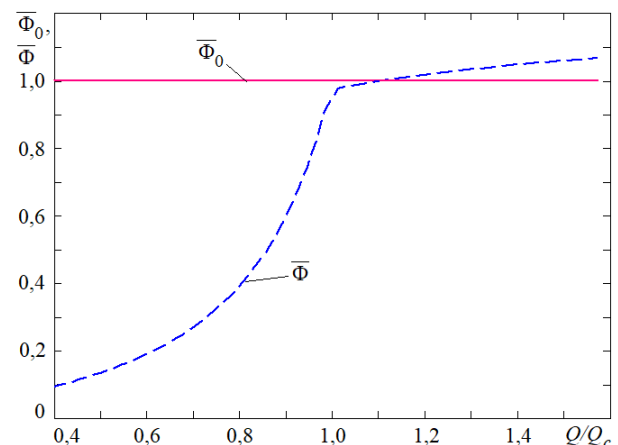
а) Изменение температур теплоносителей



б) Изменение расходов теплоносителей



в) Изменение  $kF$



г) Относительные постоянный и переменный параметры теплообменника

Рис. 2.6. Характеристики работы теплообменника при постоянных расходах первичного и вторичного теплоносителей



**Определение условий работы теплообменного аппарата, при которых параметр  $\Phi$  можно принимать постоянным.** Результаты моделирования сведены в таблицу 2.1. В таблице для каждой серии расчётов показаны диапазоны, когда параметр теплообменника остается постоянным:  $\Phi/\Phi_0 = 1$ , отклоняется от установочного значения не более, чем на 15%:  $\Phi/\Phi_0 \geq 0,85$  и при значительном отклонении параметра от установочного значения:  $\Phi/\Phi_0 < 0,85$  и соответствующие этим диапазонам условия.

Значение, равное установочному, параметр теплообменника может принимать только в одной точке. Поэтому необходимо определить, когда при любых переменных режимах работы параметр не будет отклоняться от расчётного значения более чем на 15%. Во всех сериях расчётов основным условием  $\Phi \approx \Phi_0$  являлось соотношение  $\delta t_{\max}/\delta t_{\min} \approx 1$  (см. табл. 2.1).

Таблица 2.1

Условия изменения параметров теплообменников

№ серии	$\Phi/\Phi_0=1$				$\Phi/\Phi_0 \geq 0,85$				$\Phi/\Phi_0 < 0,85$			
	$\frac{\Delta t}{\Delta t_c}$	$\frac{\delta t_{\max}}{\delta t_{\min}}$	$\frac{Q}{Q_c}$	$\frac{W_p}{W_h}$	$\frac{\Delta t}{\Delta t_c}$	$\frac{\delta t_l}{\delta t_s}$	$\frac{Q}{Q_c}$	$\frac{W_p}{W_h}$	$\frac{\Delta t}{\Delta t_c}$	$\frac{\delta t_{\max}}{\delta t_{\min}}$	$\frac{Q}{Q_c}$	$\frac{W_p}{W_h}$
1	1	1,02	0,97	1,54	0,93÷ 1,34	1÷ 1,25	0,3÷ 5,1	0,29÷ 22,76	-	-	-	-
2	0,32	1,09	0,12	1,21	0,04÷	1,09÷	0,05÷	0,31÷	-	-	-	-
	5,9	1,09	2,5	1,54	5,95	1,5	2,5	5,39				
3	1,67	1,03	1,14	1,05	1,51÷ 2,45	1,02÷ 3,09	0,66÷ 1,38	0,22÷ 1,09	>2,45	>3,09	<0,66	<0,22
4	1	1,02	1,021	1,78	0,98÷ 1	1÷ 1,038	1÷ 1,05	0,67÷ 2,65	1÷ 1,01	1,0÷ 1,11	>1,05	>2,65
5	1,63	1,03	1,11	1,04	1,52÷ 2,16	1,03÷ 1,033	0,97÷ 1,6	1,04	>1,68	1÷ 1,03	<0,97	1,04

В первой серии расчётов, когда была постоянной температура первичного теплоносителя на входе  $t_{p1}$ , параметр  $\Phi$  оставался почти постоянным при любом режиме работы теплообменника, однако, как показали серий расчётов 2, 3, 5, чем больше  $\Delta t$  отличается от  $\Delta t_c$ , тем меньше будет диапазон со стабильным параметром  $\Phi$ . В то же время, этот параметр может принимать значение, равное установочному и при значительном отклонении  $\Delta t$  от  $\Delta t_c$ , как в серии 2, где диапазон  $\Delta t/\Delta t_c = 0,04 \div 5,95$  ( $\Phi = \Phi_0$  при  $\Delta t/\Delta t_c = 5,9$ ) а в 5-ой серии расчётов установочное значение  $\Phi$  вообще не зависит от  $\Delta t/\Delta t_c$ .

В 3-ей серии расчётов  $\Phi/\Phi_0 < 0,85$  при  $\Delta t/\Delta t_c > 2,45$ , но при значительном отклонении большей разности температур от меньшей на концах теплообменника  $\delta t_{\max}/\delta t_{\min} = 3,09$ , поэтому необходимо, чтобы отношение  $\delta t_{\max}/\delta t_{\min}$  для произвольного режима работы было менее 1,5, как в серии 2.

Из сравнения серий 1 и 4 видно, что отношения  $\Delta t/\Delta t_c$ ,  $\delta t_{\max}/\delta t_{\min}$ ,  $Q/Q_c$  при которых  $\Phi = \Phi_0$  приблизительно одинаковы и равны единице, однако, если в 1-й серии параметр  $\Phi$  как при уменьшении, так и при увеличении тепловой мощности в больших пределах не отклоняется от установочного значения более, чем на 15%, то в 4-й серии диапазон  $\Phi/\Phi_0 \geq 0,85$  очень мал и практически соответствует установочной тепловой мощности теплообменника. Отсюда можно сделать вывод, что определяющим в данном случае является соотношение расходов первичного и вторичного теплоносителей  $W_p/W_h = 0,67 \div 2,65$ .

Сравнение результатов расчёта серий 3 и 5 показывает, что здесь при прочих равных условиях определяющим является отношение текущей тепловой мощности к установочной  $Q/Q_c = 0,97 \div 1,6$ .

Таким образом, параметр теплообменника не будет отклоняться от установочного значения более чем на 15% при любом произвольном режиме работы при одновременном выполнении следующих условий:

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_c} = 0,04 \div 5,95; \quad \frac{\delta t_{\max}}{\delta t_{\min}} = 1,09 \div 1,5; \quad \frac{Q}{Q_c} = 0,97 \div 1,6; \quad \frac{W_p}{W_h} = 0,67 \div 2,65.$$

Как показало проведенное моделирование, на параметр теплообменника  $\Phi$  могут влиять все величины, влияющие на изменение коэффициента теплопередачи. Параметр  $\Phi$  незначительно отклоняется от установочного значения, если и температурный перепад  $\Delta t$ , и расходы теплоносителей увеличиваются с увеличением тепловой мощности теплообменника  $Q$ . При этом расходы первичного и вторичного теплоносителей могут меняться почти неограниченно. Однако, для реальных условий эксплуатации теплообменников часто характерен другой режим работы – увеличение температурного напора в теплообменнике при снижении его тепловой мощности, например, для теплообменников в тепловом пункте системы теплоснабжения. В этом случае указанный параметр может значительно отклоняться от установочного значения. Условием постоянства параметра теплообменника  $\Phi$  можно считать  $\Delta t = \delta t_{\max} = \delta t_{\min}$  и равенство расходов первичного и вторичного теплоносителей  $W_p = W_h$ . Однако, это недостаточное условие, оно справедливо только в одной точке и некоторой её окрестности. При постоянных расходах первичного и вторичного теплоносителей в переменном режиме, параметр теплообменника будет постоянным по определению, а коэффициент теплопередачи теплообменника при изменении тепловой мощности и температурного

напора будет меняться существенно. Это делает невозможным использование соотношений с постоянными параметрами даже для расчёта отдельного теплообменника.

В современных системах теплоснабжения часто применяются группы взаимосвязанных теплообменников, с перераспределением тепловой мощности при переменных режимах работы, что позволяет экономить тепловую энергию. В системе, состоящей хотя бы из двух теплообменников, погрешность расчётов, связанная с применением постоянного параметра  $\Phi$  может оказаться ещё более существенной.

Таким образом, необходимо исследование работы теплообменников при переменном режиме для разработки достаточно точных методов расчёта их характеристик.

## 2.4. Моделирование теплообменника в ПК ANSYS Fluent

Для проверки разработанного метода проводилось моделирование режимов работы теплообменника в ПК ANSYS Fluent.

ANSYS – это многофункциональный программный САЕ комплекс для численного математического моделирования физических процессов в области прочности, теплофизики, гидродинамики и динамики газа, акустики, электромагнетизма. Решатель ПК ANSYS основан на полных математических моделях, представляющих собой системы уравнений в частных производных, которые решаются с использованием методов конечных объемов (МКО) и конечных элементов (МКЭ).

Прототипом модели теплообменника в ПК ANSYS Fluent послужил пластинчатый теплообменник «Ридан» (AlfaLaval), с характеристиками приведёнными на рис. 2.7, с пластинами, показанными на рис. 2.8.



Рис. 2.7а. Теплообменник «Ридан»



Рис. 2.7б. Характеристики теплообменника

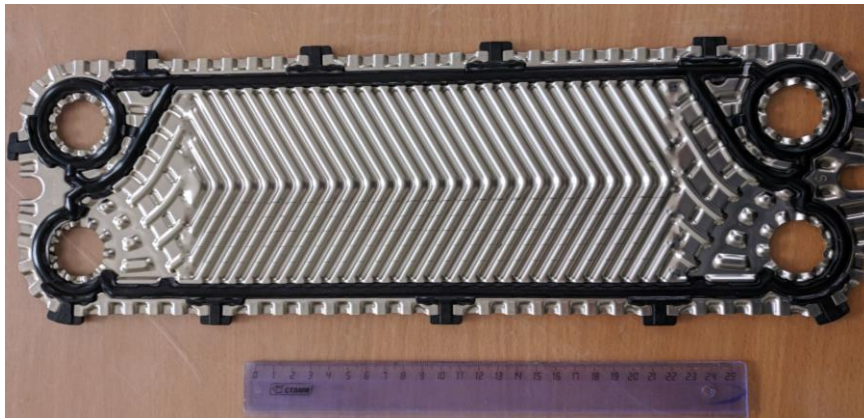


Рис. 2.8. Пластина теплообменника

Основной платформой решения задачи в пакете ANSYS является расчётная платформа ANSYS Workbench, обладающая широкими возможностями для интеграции различных приложений в единое рабочее пространство и обмена данными между ними. Платформа Workbench связывает все этапы проекта в единое целое: построение геометрической модели, построение конечно-объёмной сетки; настройки физико-математической модели, процесс расчёта и обработку результата, а также позволяет проводить параметрические расчёты, связывая модули через входные/выходные параметры.

В окне Project Schematic платформы ANSYS Workbench отображается схема проекта, включающая набор используемых в проекте модулей и приложений, рис. 2.9.

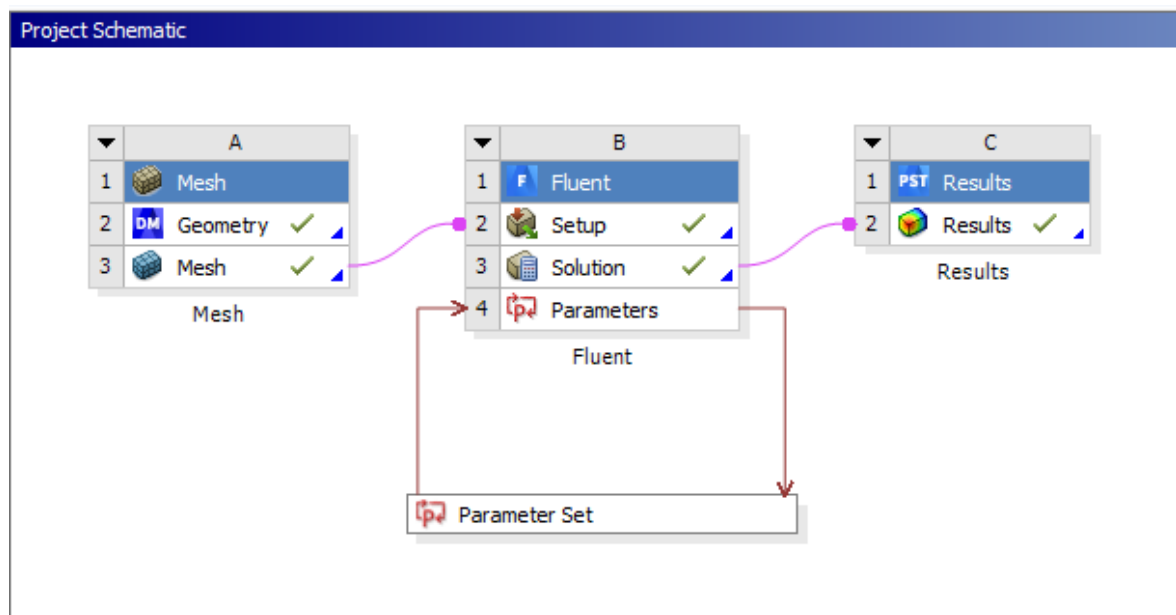


Рис. 2.9. Схема проекта в окне Project Schematic в Workbench

Решение задачи инженерного анализа включает в себя следующие основные этапы:

- 1) создание геометрии расчётной модели;
- 2) настройка решателя и численное решение;
- 3) обработка и представление результатов моделирования.

Геометрическая модель – это математическая модель, которая описывает границы исследуемой расчётной области. Для создания этой модели в ПК ANSYS входит встроенная CAD-система Design Modeler – препроцессор параметрического моделирования, основанный на ядре Parasolid. Все операции, примененные для создания модели, сохраняются в дереве проекта. Данная концепция позволяет проводить параметрическое проектирование.

Модель теплообменника представляет собой 3D модель в форме параллелепипеда с размерами 300x200x60мм. Для повышения качества настройки сетки конечных объёмов, каждая деталь теплообменника разбита на 12 простых фигур, основные размеры фигур показаны на рис. 2.10. Модель теплообменника создана на основе эскиза Sketch1 (рис. 2.11), применив к которой операции копирования, разворота и создания объёма в ANSYS Design Modeler (рис. 2.12), получена геометрическая модель теплообменника, рис. 2.13.

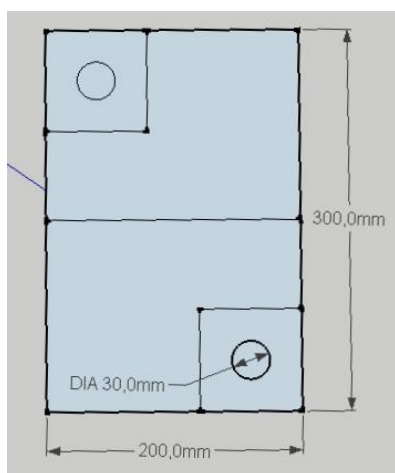


Рис. 2.10. Размеры составляющих модели

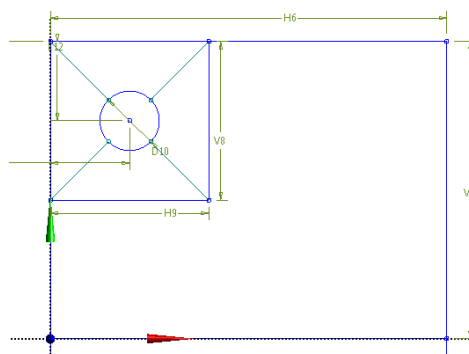


Рис. 2.11. Фрагмент расчётной модели в модуле Design Modeler (Sketch1)

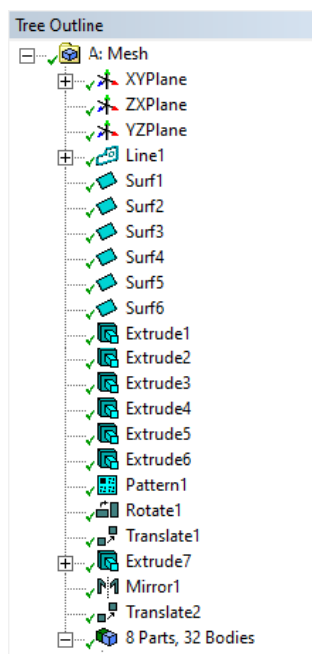


Рис. 2.12. Дерево операций для создания геометрической модели

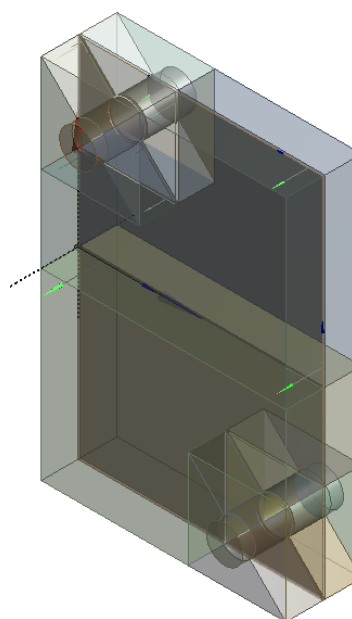


Рис. 2.13. Геометрическая модель теплообменника

Построение расчётной сетки выполнялось в ANSYS Workbench Meshing – универсальном 2D/3D сеточном генераторе, позволяющем воспроизводить структурированные и неструктурированные сетки на основе гекса-, тетра- и призматических элементов.

Автоматический метод построения сетки позволяет создать тетра-сетку. В принятой модели расчёта теплообменников для гарантированной точности расчётов необходимо, чтобы сетка была структурированной и многослойной. Поэтому необходима гекса-сетка, состоящая из параллелепипедов. При одинаковом с тетра-сеткой количестве элементов гекса-сетка имеет меньший размер ячейки. Многоблочная гекса-сетка была построена на геометрии, которая предварительно была разбита на области [124, 125].

Сетка построена методом MultiZone, обеспечивающим хорошее сопряжение цилиндрических элементов, для которых сетка сгенерирована методом Sweep (данный метод основан на операции протягивания элементов одного слоя вдоль некоторой оси, в данном случае осью является каждый центр входных отверстий пластин) с остальными объёмами, для которых строится гекса-сетка.

На ребрах верхней и нижней стороны цилиндра применяется инструмент Edge Sizing, который позволяет проконтролировать разбиение рёбер на нужное количество узлов. Расчётная сетка является регулярной (структурированной) и конформной (согласованной) гекса-сеткой. Количество элементов 384256, количество узлов 284740. На границах расчётной области применен метод Inflation, который позволяет сгущать сетку, чтобы корректно разрешить параметры пограничного слоя, рис. 2.14, 2.15.

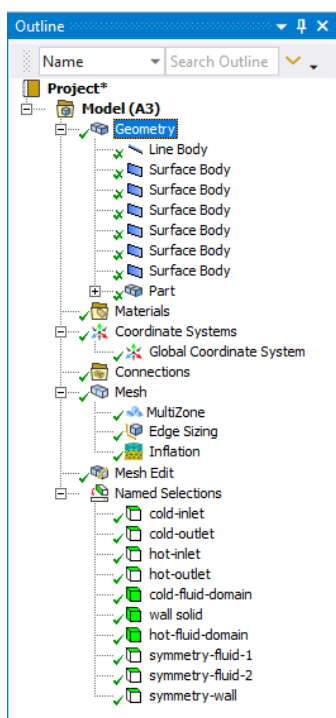


Рис. 2.14. Окно настроек сетки

Details of "Mesh"	
<b>Display</b>	
Display Style	Use Geometry Setting
<b>Defaults</b>	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Element Order	Linear
<input type="checkbox"/> Element Size	2,5 mm
Export Format	Standard
Export Preview Sur...	No
<b>Sizing</b>	
<input type="checkbox"/> Use Adaptive Sizing	No
<input type="checkbox"/> Use Uniform Size ...	No
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,2)
<input type="checkbox"/> Max Size	Default (5, mm)
<b>Mesh Defeaturing</b>	Yes
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default (1,25e-002 mm)
<b>Capture Curvature</b>	Yes
<input type="checkbox"/> Curvature Min ...	Default (2,5e-002 mm)
<input type="checkbox"/> Curvature Nor...	Default (18,°)
<b>Capture Proximity</b>	No
<b>Bounding Box Dia...</b>	369,76 mm
<b>Average Surface A...</b>	3056,1 mm <sup>2</sup>
<b>Minimum Edge Le...</b>	2, mm
<b>Quality</b>	
<input checked="" type="checkbox"/> Check Mesh Quality	Yes, Errors
<input type="checkbox"/> Target Skewness	Default (0,900000)
<b>Smoothering</b>	Medium
<b>Mesh Metric</b>	None
<b>Inflation</b>	
<b>Advanced</b>	
<b>Statistics</b>	
<input type="checkbox"/> Nodes	284740
<input type="checkbox"/> Elements	384256

Рис. 2.15. Характеристики сетки

Сгенерированная сетка показана на рис. 2.16.

Для обозначения граничных условий необходимо идентифицировать границы расчётной модели, всего выделено четыре типа: body (тело, условия объёма модели); inlet (входное отверстие, входные условия); outlet (выходное отверстие, выходные условия); wall (стенки модели, пристеночные условия).

Входным и выходным отверстиям, пластине и, плоскости соприкосновения присвоены имена с помощью команды Create Named selection (рис. 2.17).

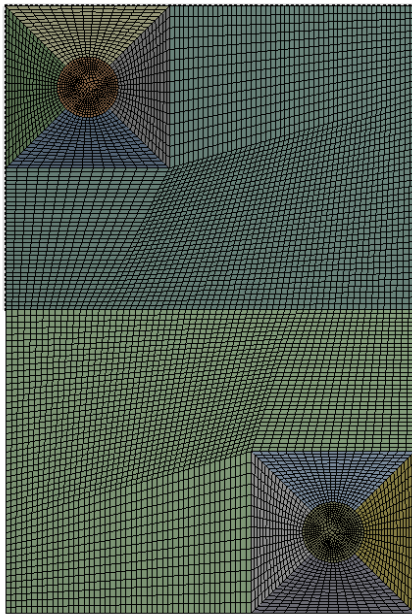


Рис. 2.16. Сгенерированная сетка

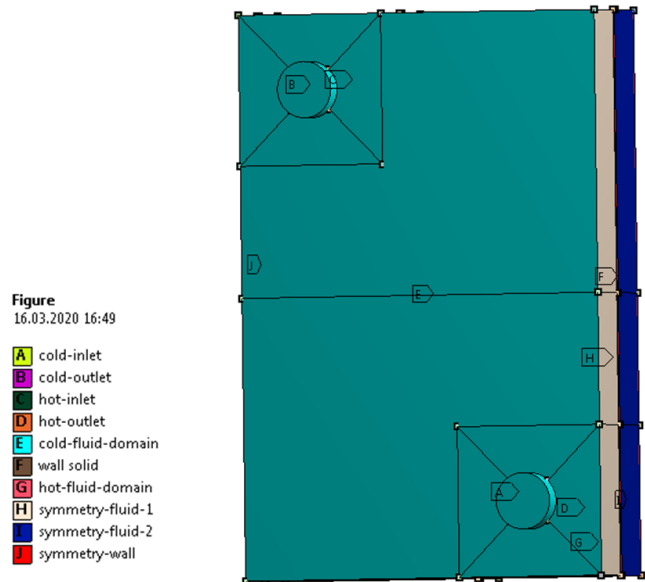


Рис. 2.17. Границы расчётной модели

Размер сеточного элемента 2,5 мм, максимальный размер 5 мм, соотношение размеров соседних элементов отличается не более чем в 1,2 раза. В зонах с высокой степенью кривизны сетка уточняется автоматически (функция Capture Curvature), минимальный размер элемента  $1,25e-0,002$  мм, угол между нормальными к соседним поверхностям  $18^\circ$ . На рис. 2.18 показан разрез секущими плоскостями для оценки качества сеточных элементов внутри модели.

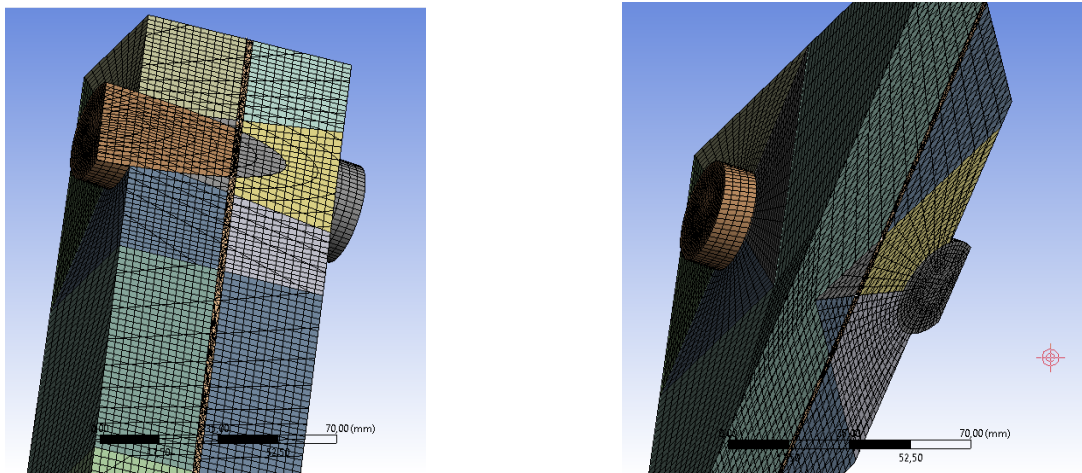


Рис. 2.18. Разрез секущими плоскостями для оценки качества сеточных элементов

Для оценки качества элементов сетки построены графики, рис. 2.19, 2.20. Среднее значение качества элемента (Element Quality) 0,74422 (Максимальное значение 1); качество ортогональности (Orthogonal Quality) 0,79633; скошенность сеточных элементов (Skewness) 0,2781. Таким образом, сетка имеет приемлемое качество.

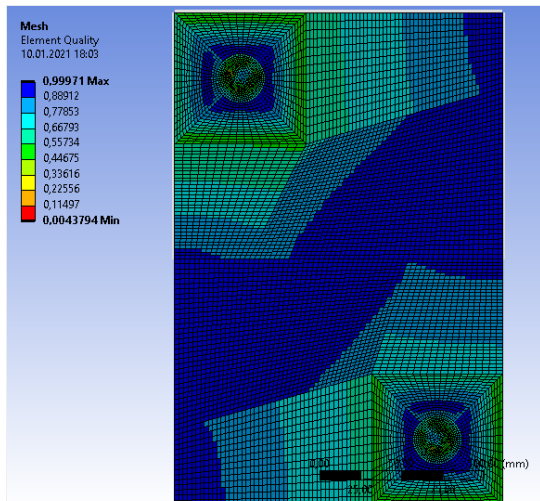


Рис. 2.19. Качество элементов

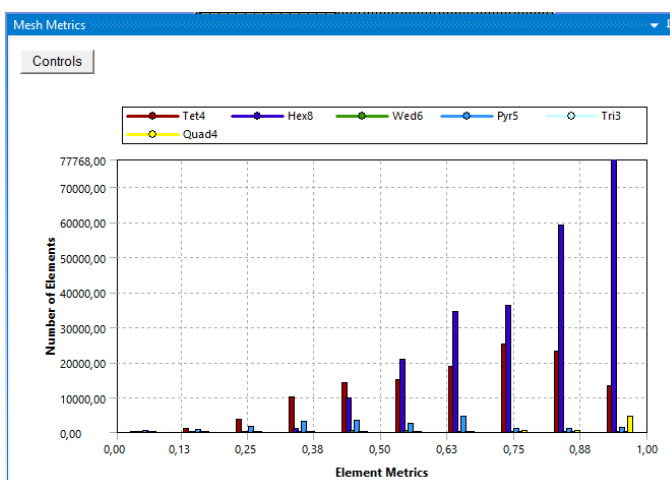


Рис. 2.20. Диаграмма качества элементов различной формы

Для расчёта задач гидро- и газовой динамики, в том числе моделирования течений жидкости и газа, тепловых задач, включающих теплопроводность, конвекцию, излучение, сопряженный теплообмен, в ANSYS применяются приложения CFX и Fluent. Решатели построены на основе метода конечных объёмов (МКО, FVM).

Для решения задачи выбрано приложение ANSYS Fluent, поскольку оно имеет специализированные инструменты для расчёта теплообменников.

Метод конечных объёмов (FVM) основан на интегральной формулировке законов сохранения. В ANSYS Fluent применен способ Cell-centered, в котором определяется сумма произведений значения величины в центре ячейки на объём этой ячейки.

$$\frac{\partial \vec{t}}{\partial \tau} + \text{div}(\vec{F}(\vec{t})) = \vec{Q};$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \int_G \vec{t} dV + \int_{\partial G} \vec{F}(\vec{t}) \vec{n} dS = \int_G \vec{Q} dV,$$

где  $G$  – расчётная область;  $dV$  – элементарный объём;  $dS$  – поверхность элементарного объёма;  $\vec{n}$  – вектор нормали к элементарной поверхности.

Модель и пластины теплообменника в ANSYS Fluent показаны на рис. 2.21, 2.22.



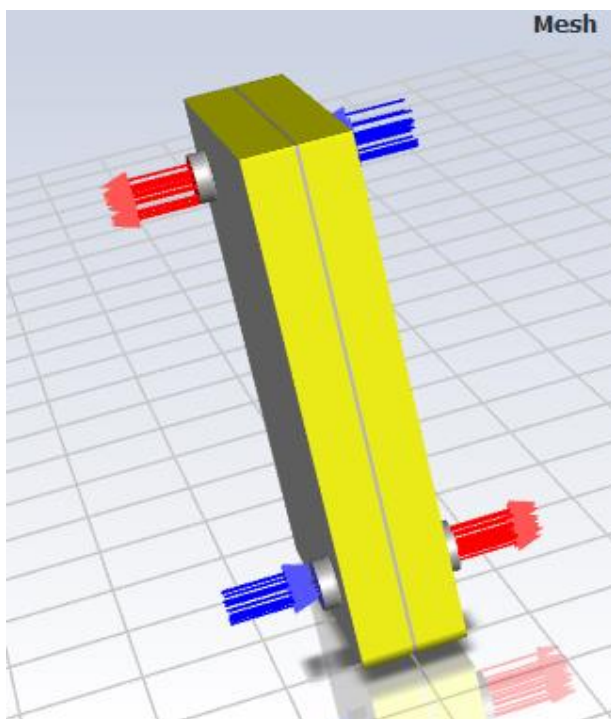


Рис. 2.21. Модель теплообменника

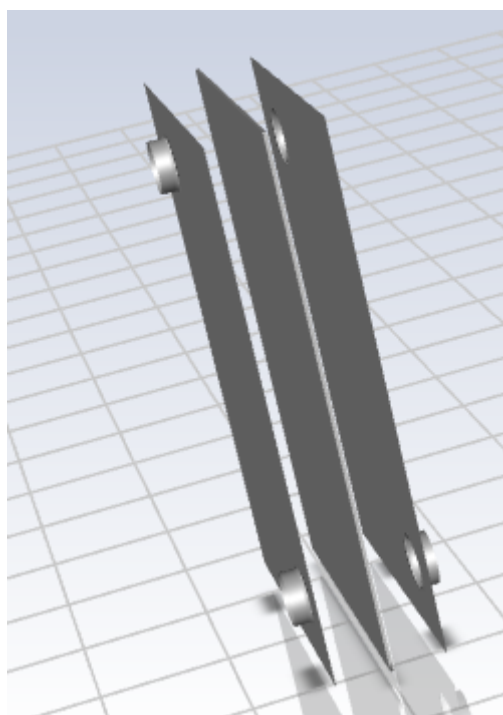


Рис. 2.22. Пластины теплообменника

Основной сложностью расчётов режимов работы теплообменных аппаратов является недостаточность исходных данных. Согласно справочной системе ПК ANSYS Fluent [456] для расчёта теплопередачи в теплообменных аппаратах в ПК ANSYS могут применяться два метода: метод простой эффективности (в этом случае эффективность теплообменника определяется напрямую из граничных условий), и метод числа единиц переноса NTU-эффективность ( $\epsilon_{ht}$ -NTU).

Метод простой эффективности может быть применён, если температуры жидкости на входе и выходе указаны или могут быть определены простым энергетическим балансом. Этот метод может быть применён для расчётов интенсификации теплообмена при заданных температурах и расходах первичного и вторичного теплоносителей. При этом расход первичной жидкости всегда должен быть меньше, чем вторичной жидкости.

В случаях, когда недостаточно информации для расчёта логарифмической разности температур (LMTD), то есть когда температуры теплоносителей на выходе недоступны, используется метод NTU-эффективность. Этот метод необходимо применять при расчёте переменных режимов теплообменников.

Согласно справочной системе [456], чтобы определить эффективность теплообменника, нужно найти максимально возможную теплопередачу, которая может быть гипотетически достигнута в противоточном теплообменнике бесконечной длины. Поэтому одна жидкость будет испытывать максимально возможную разницу температур, которая является разницей

температур между температурой на входе горячего потока и температурой на входе холодного потока, что соответствует классической теории теплообмена, из формулы (2.12):

$$\varepsilon_{ht} = \frac{Q}{W_{\min} D_t}$$

Метод основан на расчёте показателей теплоемкости (т.е. массового расхода, умноженного на удельную теплоемкость  $c_{\min}G$ ).

$$NTU = \frac{k_{ht}F}{W_{\min}} = \frac{k_{ht}F}{c_{\min}G}$$

Для расчёта противоточных теплообменников методом NTU в ПК ANSYS Fluent предназначена модель с двумя ячейками (Dual Cell Model), рис. 2.23.

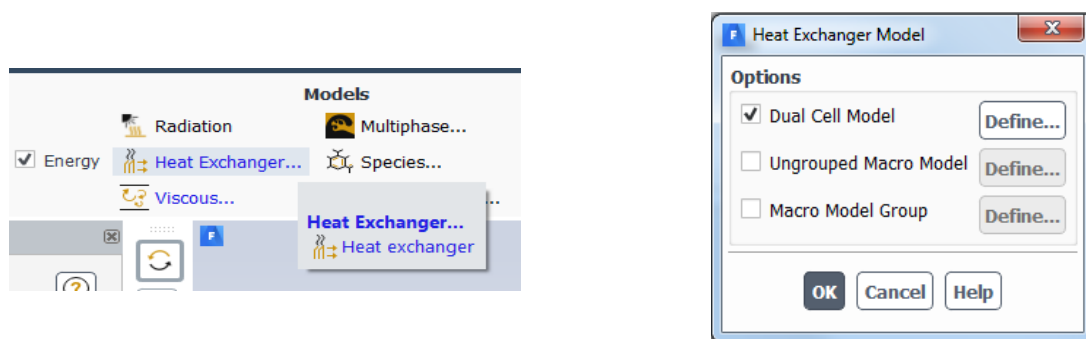


Рис. 2.23. Выбор модели теплообменника в ПК ANSYS Fluent

Далее необходимо определить характеристики модели теплообменника: выбрать схему движения теплоносителей, задать начальные температуры теплоносителей на входе и выбрать условия задания табличных данных: данные о теплопередаче или данные NTU, рис. 2.24, определить зоны первичного и вторичного теплоносителей, рис. 2.25

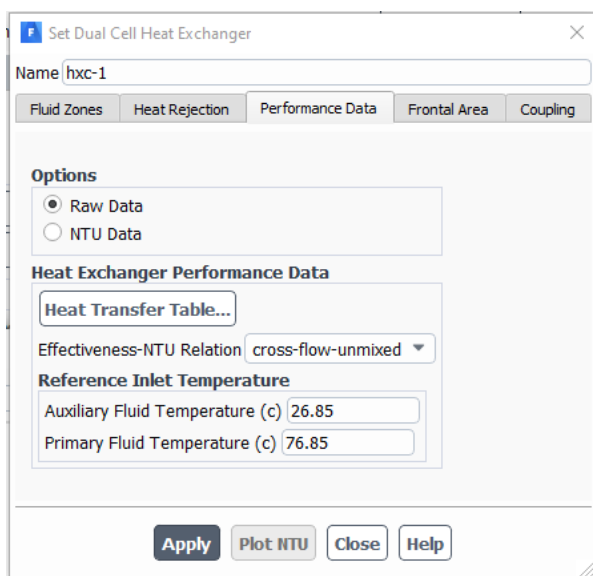


Рис. 2.24. Характеристики модели теплообменника

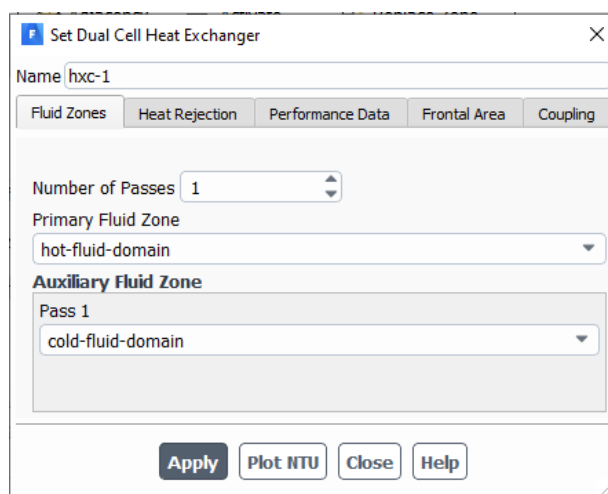


Рис. 2.25. Определение зон первичного и вторичного теплоносителей

Расчёты теплопередачи в модели с двумя ячейками основаны на методе NTU, независимо от того, предоставлены ли исходные данные по теплопередаче (рис. 2.26) или данные NTU [456].

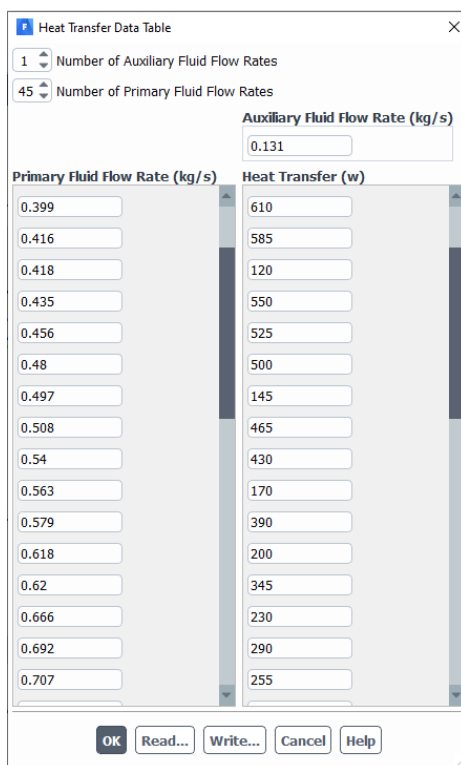


Рис. 2.26. Данные по расходам теплоносителей и тепловой мощности

В модели NTU ANSYS Fluent вычисляет эффективность, исходя из значения NTU, которое рассчитывается на основе предоставленных данных о теплопередаче в табличном формате. ANSYS Fluent автоматически преобразует эти данные в кривую зависимости массового расхода первичной жидкости от NTU (эта кривая является кусочно-линейной, т.к.  $NTU = \text{const}$  для каждого режима). Эта кривая используется ANSYS Fluent для расчёта NTU для ячеек на основе их размера и расхода первичной жидкости [456].

В модели NTU необходимо предоставить данные о производительности теплообменника, а ANSYS Fluent рассчитывает эффективность теплообменника на основе отношения минимальной теплоёмкости и числа единиц переноса теплоты NTU с использованием отношения [456]

$$\varepsilon_{ht} = 1 - \exp \left[ - \frac{W_{\max}}{W_{\min}} NTU^{0,22} \left( 1 - e^{-\frac{W_{\min}}{W_{\max}} NTU^{0,78}} \right) \right],$$

Уравнение решается итеративно с использованием метода Ньютона-Рафсона.

Для противотока значение NTU рассчитывается следующим образом [456]:

$$NTU = \frac{\varepsilon_{ht}}{1 - \varepsilon_{ht}} = \frac{1}{c_{\min} - 1} \ln \left[ \frac{1 - \varepsilon_{ht}}{1 - \varepsilon_{ht} c_{\min}} \right].$$

Данные о производительности теплообменника должны быть указаны для ряда расходов теплоносителей (Рис. 2.25), чтобы ANSYS Fluent мог вычислить число единиц переноса теплоты NTU в зависимости от расхода потока первичной жидкости для расхода потока вторичной жидкости. Это значение NTU масштабируется для каждой ячейки с использованием соотношения их объёмов и минимальной теплоёмкости [456].

Для каждой ячейки температура первичной жидкости на входе рассчитывается с использованием среднего массового значения температур входящей первичной жидкости на границах. При этом автоматически учитывается любой обратный поток первичной жидкости [456]. Отвод тепла рассчитывается для каждой ячейки и добавляется в качестве источника в уравнение энергии (2.4) для соответствующих потоков.

Потери давления моделируются как сток импульса в уравнении количества движения (2.5), а теплопередача моделируется как источник тепла в уравнении энергии (2.4). В модели с двумя ячейками (Dual Cell Model) потери давления используются для обоих потоков.

Коэффициенты потерь вычисляются с помощью аппроксимации кривой данных зависимости давления от расхода, которая задается для условий зоны ячейки. Однако в некоторых случаях данные для аппроксимации кривой недоступны. Коэффициенты могут быть автоматически вычислены (и обновлены) с использованием известного коэффициента потерь давления, как функции некоторых геометрических параметров, как показано ниже [456]:

$$\Delta p = \frac{1}{2} f \rho_m w_{\min}^2,$$

где  $\Delta p$  – потери давления потока;  $f$  – коэффициент потерь давления потока;  $\rho_m$  – средняя плотность первичного теплоносителя;  $w_{\min}$  – скорость первичного теплоносителя через минимальную площадь в теплообменнике.

Коэффициент потерь давления потока определяется из выражения

$$f = (K_{in} + 1 - \sigma^2) - (1 - \sigma^2 - K_{out}) \frac{v_e}{v_i} + 2 \left( \frac{v_{out}}{v_{in}} - 1 \right) + f_{fr} \frac{F}{F_{pl}} \frac{v_m}{v_{in}},$$

где  $\sigma$  – отношение площади канала теплообменника к площади пластины;  $K_{in}$ ,  $K_{out}$  – потери давления потока на входе в теплообменник и на выходе из теплообменника соответственно, эмпирические величины, полученные из экспериментальных данных;  $F$  – площадь канала для прохода первичного теплоносителя;  $F_{pl}$  – площадь пластины;  $f_{fr}$  – коэффициент трения пластины;  $v_{in}$ ,  $v_{out}$  – удельные объемы теплоносителей на входе и выходе из теплообменника, соответственно,  $v_m$  – средний удельный объем,  $v_m = 0,5(v_{in} + v_{out})$ .

Коэффициент трения пластины определяется так

$$f_{fr} = a Re_{\min}^b,$$

где  $a$  и  $b$  – эмпирические коэффициенты, определяемые в соответствии с [96, 358];  $Re_{\min}$  – число Рейнольдса для скорости потока в минимальном сечении.

В качестве начальных данных для входных переменных в серии расчётов использованы следующие характеристики (рис. 2.27): температура первичного теплоносителя  $t_{p1}$ ; температура вторичного теплоносителя  $t_{h1}$ ; скорость первичного теплоносителя  $w_p$ ; скорость вторичного теплоносителя  $w_h$ . Греющая и нагревающая среды – вода. Пластина – сталь, толщина стенки 0,5 мм (рис 2.28). Использован метод решения Coupled, и схемы второго порядка для уравнений давления и моментов. Тип решателя Pressure-Based, данный решатель рекомендован для несжимаемых и слабо сжимаемых течений, задача решается в стационарной постановке на установление.

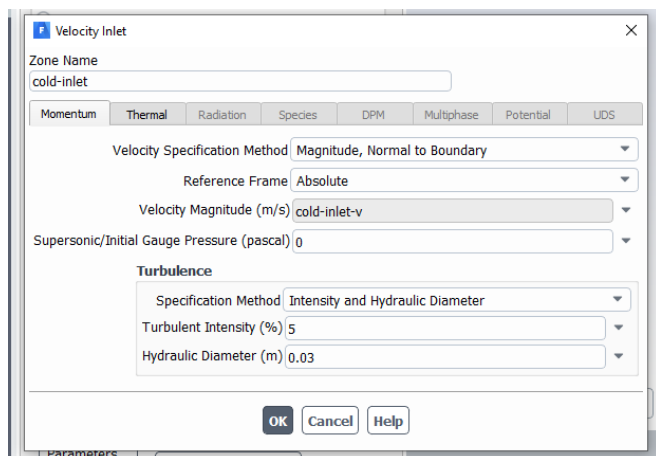


Рис. 2.27. Окно задания начальных данных на входе вторичного теплоносителя

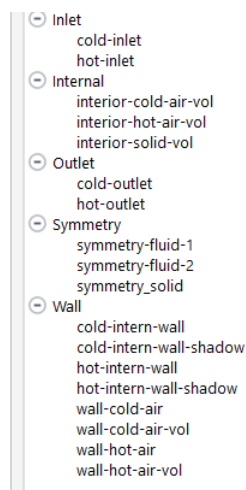
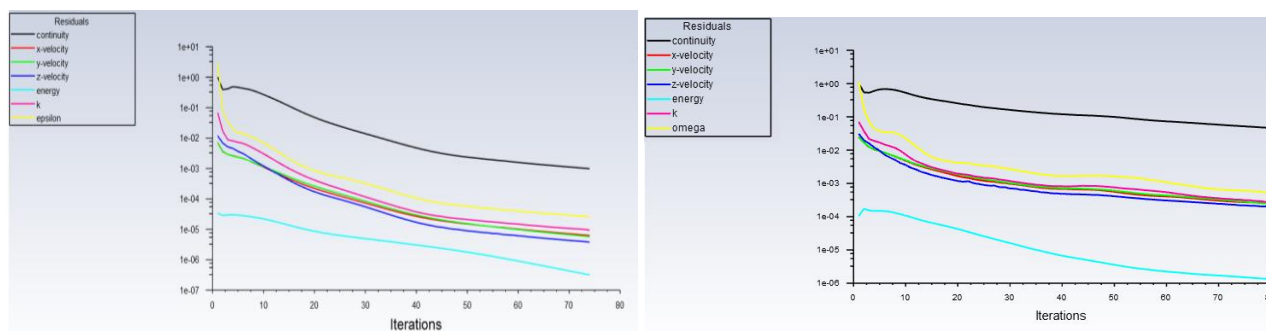


Рис. 2.28. Окно материалов

Для решения тепловых задач в ANSYS Fluent рекомендованы две основные модели турбулентности:  $k$ - $\epsilon$  Realizable и гибридная модель  $k$ - $\omega$  SST.

Разница результатов решения на текущем слое и на следующем (невязка) для сплошности потока, скорости по осям  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , параметров  $k$ ,  $\epsilon$ ,  $\omega$  задана 0,001; для энергии  $10^{-6}$ .

Модель  $k$ - $\epsilon$  Realizable показала лучшую сходимость, для решения задачи потребовалось около 75 итераций (рис. 2.29а, б). Модель  $k$ - $\omega$  SST требует построения более мелкой сетки, поскольку не требует пристеночных функций. Для решения задачи выбрана модель  $k$ - $\epsilon$  Realizable, в которой используется опция Enhanced Wall Treatment для разрешения вязкого подслоя, которая работает как пристеночная функция, рис. 2.30.



а) Модель  $k$ - $\epsilon$  Realizable

б) Модель  $k$ - $\omega$  SST

Рис. 2.29. График сходимости

В модели  $k$ - $\varepsilon$  Realizable транспортное уравнение для кинетической энергии турбулентности  $k$

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon, \quad (2.21)$$

где  $D$  – полная конвективная производная,  $\mu$  – ламинарная вязкость,  $S$  – источниковый член, учитывающий генерацию кинетической энергии турбулентности.

Транспортное уравнение для  $\varepsilon$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} \mu_t S^2 - \rho C_{2\varepsilon} \varepsilon), \quad (2.22)$$

$\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$  – эмпирические коэффициенты (рис. 2.30);  $C_\mu = 0,09$  – константа.

Турбулентная вязкость определяется из решения уравнений для  $k$  (2.21) и  $\varepsilon$  (2.22).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

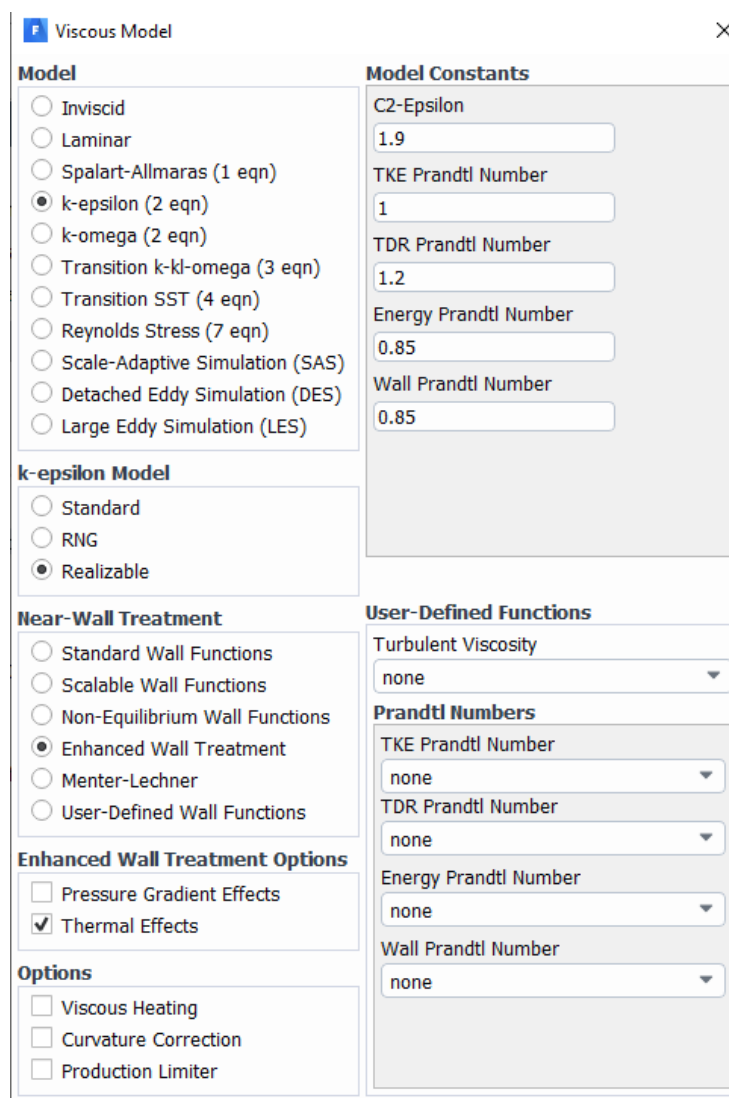
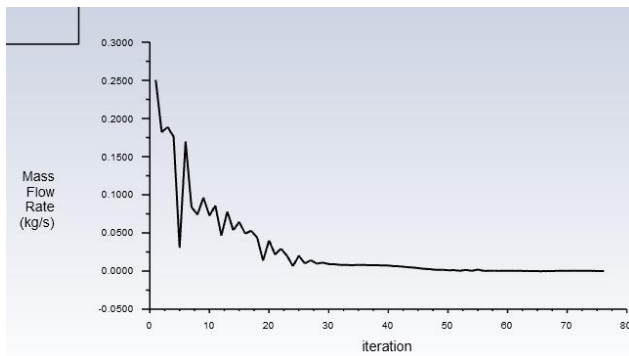
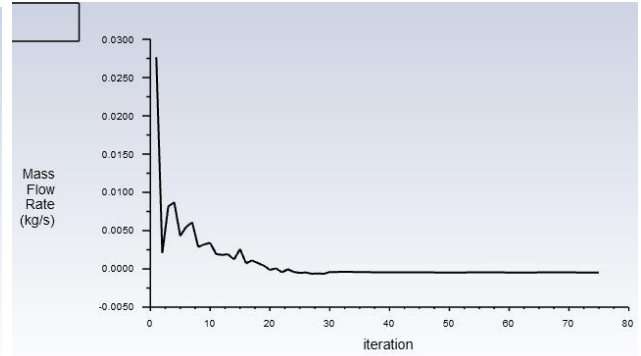


Рис. 2.30. Выбор модели вязкости

Сходимость контролировалась также по балансу массовых расходов на входе и выходе первичного и вторичного теплоносителей (рис. 2.31) и установлению стабильной температуры теплоносителей на выходе из теплообменника (рис. 2.32).

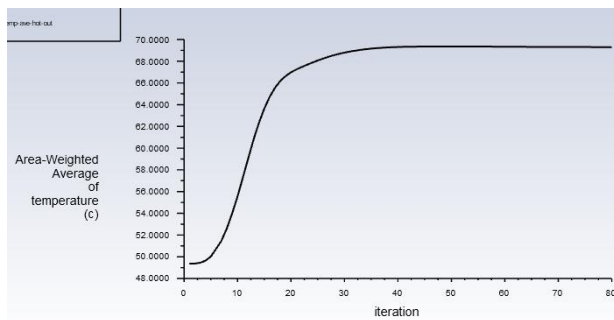


а) Первичный теплоноситель  
Разница -0,0005443668 кг/с

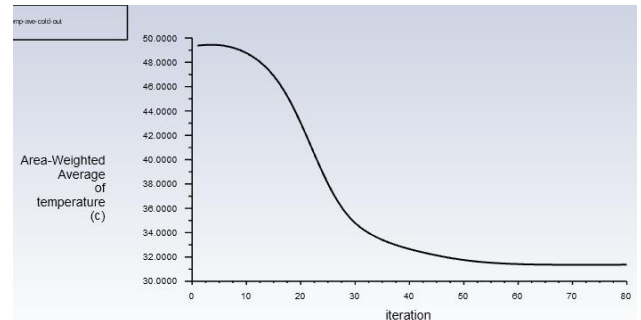


б) Вторичный теплоноситель  
Разница -5.936075e-05 кг/с

Рис. 2.31. Баланс массовых расходов



а) Первичный теплоноситель



б) Вторичный теплоноситель

Рис. 2.32. Температура теплоносителей на выходе

Результаты расчёта для одного из режимов работы показаны на рис. 2.33-2.36.

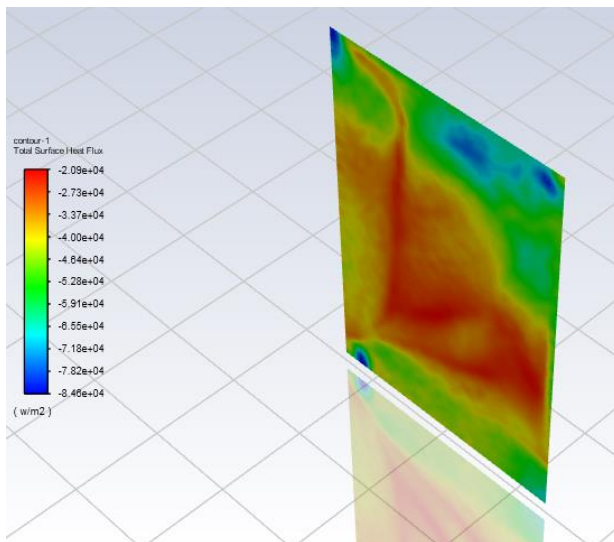


Рис. 2.33. Тепловой поток через пластину

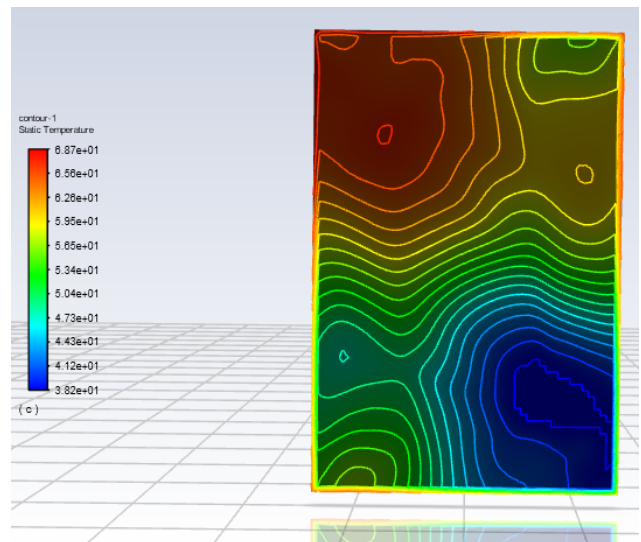


Рис. 2.34. Контур температур по площади пластины

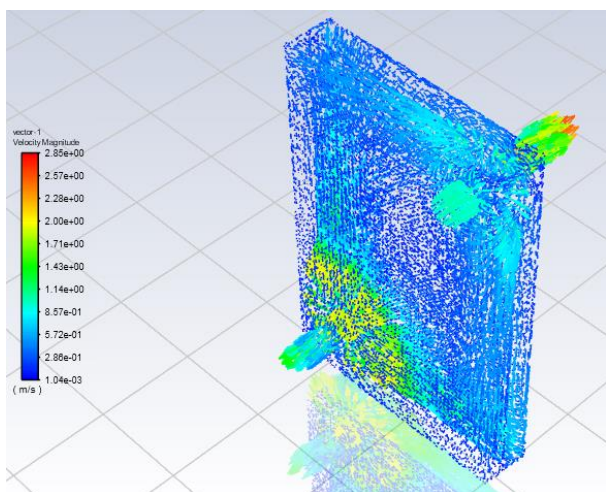


Рис. 2.35. Распределение скоростей теплоносителей в теплообменнике

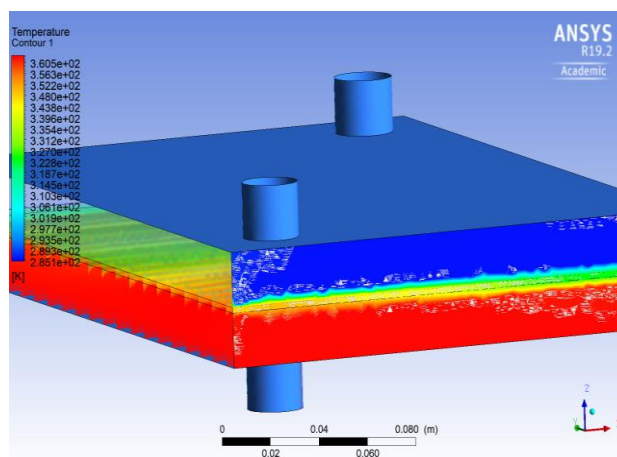


Рис. 2.36. Распределение температур теплоносителей в теплообменнике

Для расчёта переменных режимов входные параметры заданы переменными в таблице параметров, через которую их можно менять. Из переменных, использованных для создания модели, формируется модуль Parameter Set (рис. 2.9).

В эту же таблицу выводятся результаты расчётов: температура греющей и нагреваемой воды на выходе из теплообменника (рис. 2.37).

Table of Design Points								
	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Name	P8 - cold-inlet-v	P9 - cold-inlet-t	P10 - hot-inlet-t	P11 - hot-inlet-v	P12 - hot-outlet-t-top	P13 - cold-outlet-t-top	<input type="checkbox"/> Retain
2	Units	m s <sup>-1</sup>	C	C	m s <sup>-1</sup>	C	C	
3	DP 0 (Current)	0,185	54	70	0,058	59,059	57,261	<input checked="" type="checkbox"/>
4	DP 1	0,185	53,324	70	0,12	60,708	56,801	<input checked="" type="checkbox"/>
5	DP 2	0,185	51,618	70	0,297	62,732	55,383	<input checked="" type="checkbox"/>
6	DP 3	0,185	49,967	70	0,457	63,581	53,812	<input checked="" type="checkbox"/>
7	DP 4	0,185	48,369	70	0,592	64,415	52,585	<input checked="" type="checkbox"/>
8	DP 5	0,185	46,821	70	0,704	63,538	51,463	<input checked="" type="checkbox"/>
9	DP 6	0,185	45,318	70	0,797	63,828	50,43	<input checked="" type="checkbox"/>
10	DP 7	0,185	43,858	70	0,875	63,497	49,481	<input checked="" type="checkbox"/>
11	DP 8	0,185	42,435	70	0,942	63,204	48,637	<input type="checkbox"/>
12	DP 9	0,185	41,048	70	1	63,692	47,865	<input type="checkbox"/>
13	DP 10	0,185	38,848	71,015	0,979	64,734	46,208	<input type="checkbox"/>
14	DP 11	0,185	35,896	73,386	0,878	66,45	43,571	<input type="checkbox"/>
15	DP 12	0,185	33,34	75,748	0,819	68,573	41,419	<input type="checkbox"/>
16	DP 13	0,185	31,077	78,099	0,764	71,54	39,5	<input type="checkbox"/>
17	DP 14	0,185	29,041	80,441	0,719	73,042	37,753	<input type="checkbox"/>
18	DP 15	0,185	27,185	82,775	0,68	75,423	36,163	<input type="checkbox"/>
19	DP 16	0,185	25,477	85,1	0,646	77,656	34,706	<input type="checkbox"/>
20	DP 17	0,185	23,893	87,417	0,616	79,759	33,365	<input type="checkbox"/>
21	DP 18	0,185	22,414	89,726	0,589	81,785	32,12	<input type="checkbox"/>
22	DP 19	0,185	21,025	92,028	0,565	83,652	30,956	<input type="checkbox"/>
23	DP 20	0,185	19,715	94,323	0,523	85,308	29,763	<input type="checkbox"/>

Рис. 2.37. Окно Parameter Set и результаты расчёта

При изменении размеров или конфигурации теплообменника расчётную модель необходимо создавать заново, что требует больших временных затрат. Кроме того, основными недостатками такого расчёта являются:



а) невозможность задания произвольных входных данных, например, температуры первичного теплоносителя на входе в теплообменник, а вторичного – на выходе;

б) расчёт выполняется только при заданных температурах и расходах теплоносителей на входе (в реальных условиях один из расходов может быть не известен);

в) имеются ограничения на расходы теплоносителей для заданного типа теплообменника.

Поэтому полученные данные могут быть использованы только для верификации моделей расчёта переменных режимов теплообменников.

В случае применения системы связанных теплообменников возникают дополнительные сложности с заданием граничных и начальных условий вследствие их неопределённости и переменности.

## 2.5. Проверка адекватности предложенного расчетного метода

Проверка адекватности предложенного метода расчёта переменных режимов работы теплообменных аппаратов проводилась путём сравнения с результатами моделирования в ПК ANSYS Fluent, а также с экспериментальными данными.

**Сравнение с расчетом в ПК ANSYS Fluent.** Рассчитывались переменные режимы работы теплообменников, приведённые в параграфе 2.3:

1) постоянная температура первичного теплоносителя при увеличении тепловой мощности теплообменника (режим характерный для количественного способа регулирования для теплообменников отопления и второй ступени горячего водоснабжения), рис. 2.38;

2) температура первичного теплоносителя повышается при увеличении тепловой мощности теплообменника (режим, в котором работают теплообменники отопления при качественно-количественном способе регулирования), рис. 2.39;

3) температура первичного теплоносителя понижается при увеличении тепловой мощности теплообменника (этот режим характерен для теплообменника II ступени горячего водоснабжения при качественном и качественно-количественном способе регулирования), рис. 2.40.

4) температуры первичного и вторичного теплоносителей на входе постоянны при любой тепловой мощности теплообменника (этот режим работы характерен для одноступенчатого теплообменника горячего водоснабжения при параллельной схеме присоединения и количественном способе регулирования), рис. 2.41.

5) расходы первичного и вторичного теплоносителей постоянны при любой тепловой мощности теплообменника (этот режим характерен для теплообменника системы отопления при качественном способе регулирования), рис. 2.42.

На рисунках верхний индекс «А» – расчёт в ПК Ansys (точки); «М» – расчёт по предложенному методу (сплошная линия).

Как показали результаты выполненного моделирования (рис. 2.38–2.42) обе модели дают качественно одинаковую картину распределения температур теплоносителей в теплообменнике, что говорит о достаточно высокой точности предложенной модели расчёта.

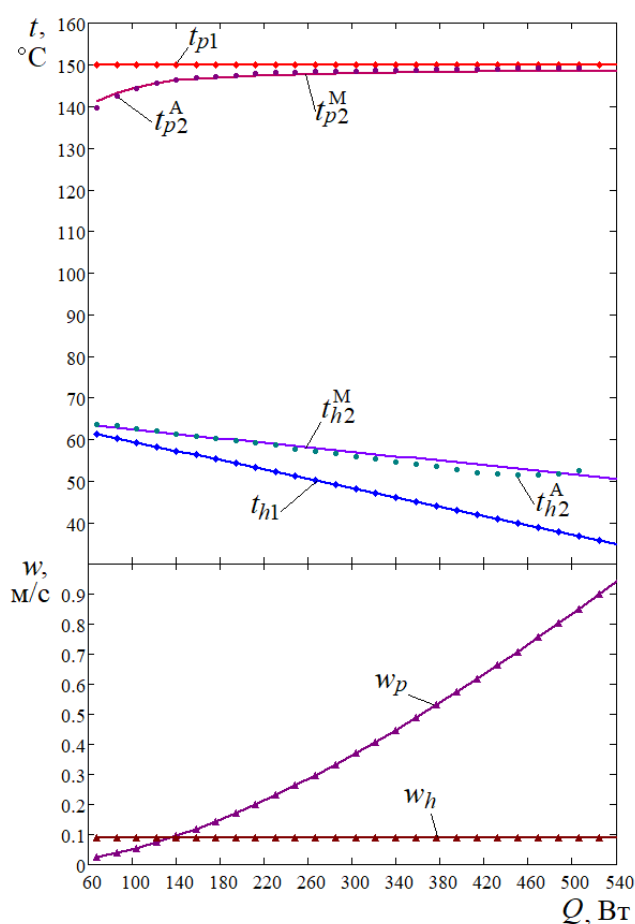


Рис. 2.38. Режимы работы теплообменника при постоянной температуре первичного теплоносителя с увеличением тепловой мощности теплообменника

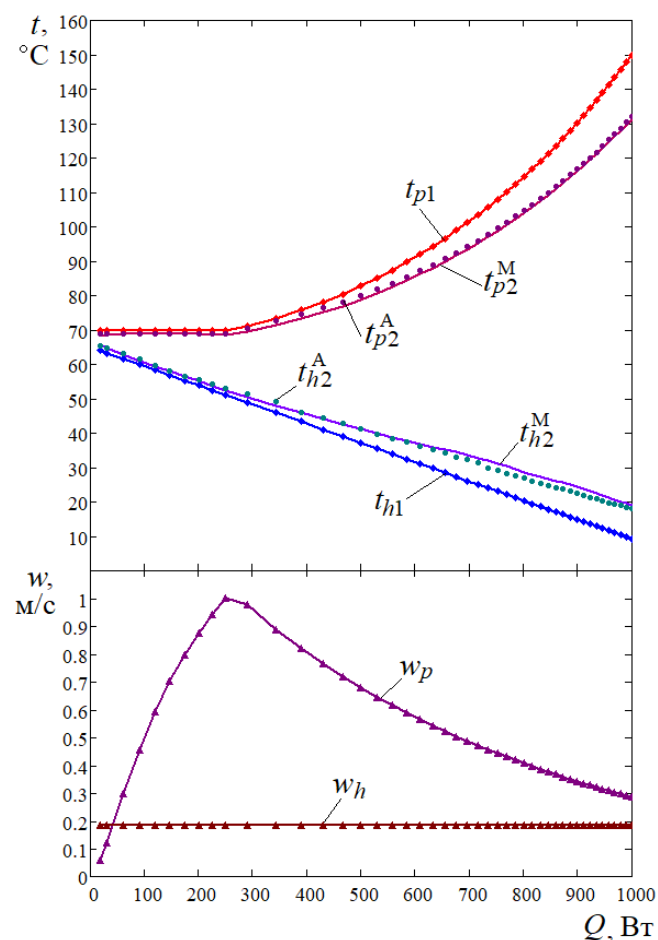


Рис. 2.39. Режимы работы теплообменника при повышающейся температуре первичного теплоносителя с увеличением тепловой мощности теплообменника

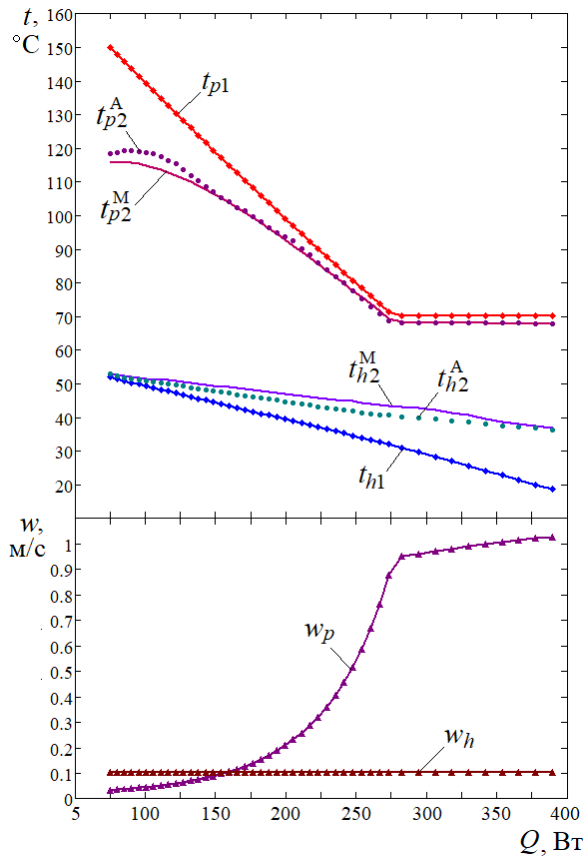


Рис. 2.40. Понижающаяся температура первичного теплоносителя с увеличением тепловой мощности теплообменника

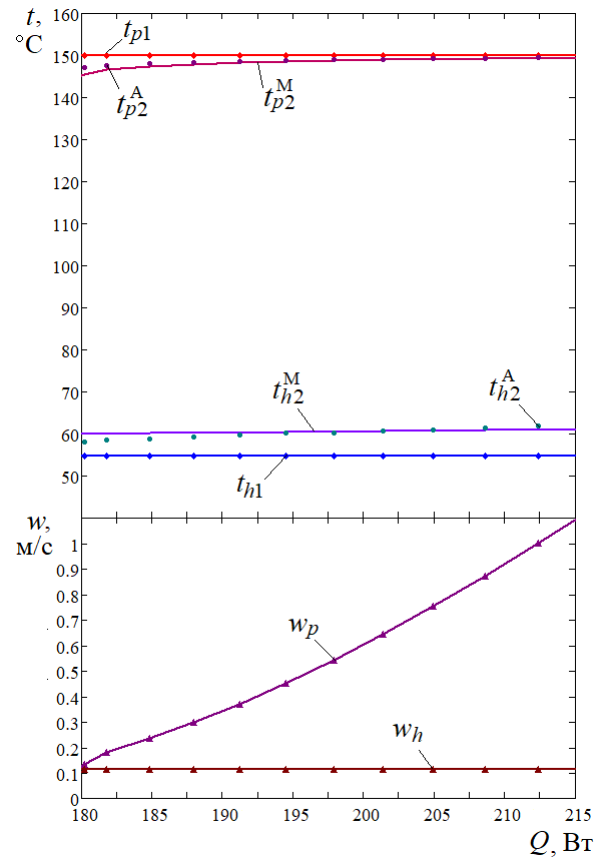


Рис. 2.41. Температуры первичного и вторичного теплоносителей на входе постоянны при любой тепловой мощности теплообменника

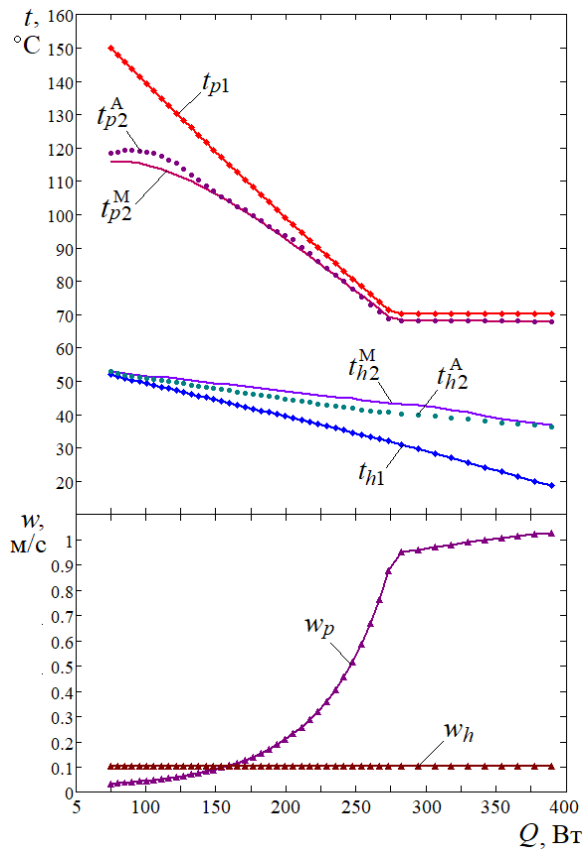


Рис. 2.40. Понижающаяся температура первичного теплоносителя с увеличением тепловой мощности теплообменника

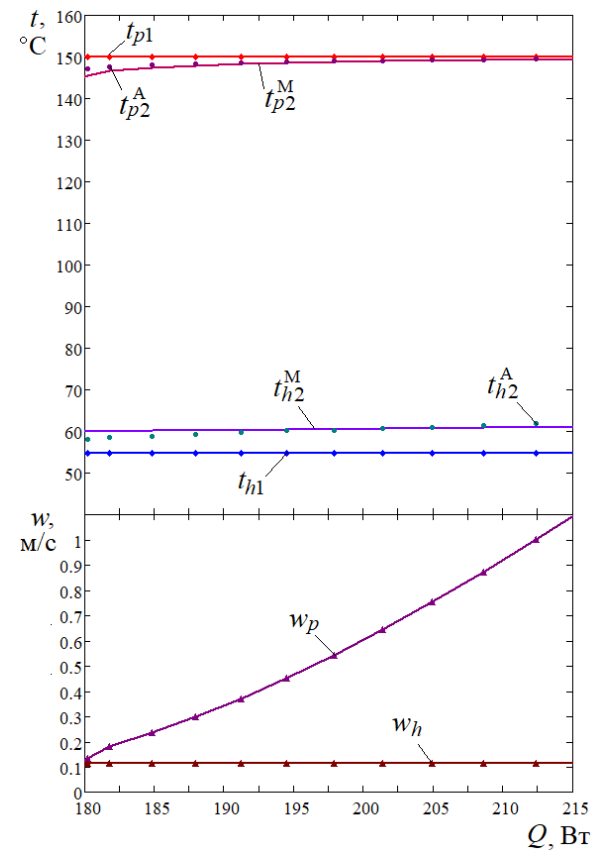


Рис. 2.41. Температуры первичного и вторичного теплоносителей на входе постоянны при любой тепловой мощности теплообменника

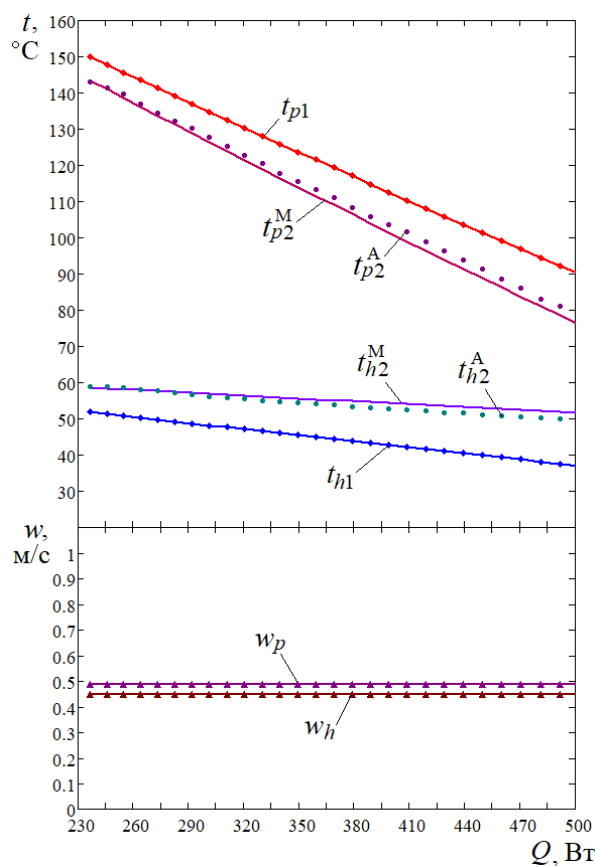


Рис. 2.42. Расходы первичного и вторичного теплоносителей постоянны при любой тепловой мощности теплообменника

**Сравнение с экспериментальными исследованиями переменных режимов работы теплообменников.** Существующие технологии подогрева добавочной питательной воды энергетических котлов и подпиточной воды теплосети перед водоподготовительным оборудованием ТЭЦ не всегда обеспечивают требуемую температуру нагрева. Поэтому для большинства ТЭЦ большое влияние на энергетическую эффективность оказывает организация подогрева потоков подпиточной воды [320].

Учёными УлГТУ М.Е. Орловым, А.В. Кузьминым, В.И. Шараповым [169, 320, 323] разработаны технологии использования основного конденсата отработавшего в турбине пара для подогрева исходной воды в дополнительных подогревателях, включённых в систему регенерации теплофикационных турбин [320, 323], рис. 2.43.

Для определения промышленной применимости предложенных в [320, 323] решений ими проводились экспериментальные исследования систем регенерации теплофикационных турбоустановок Ульяновской ТЭЦ-1 [169, 373].

По экспериментальным данным, предоставленным М.Е. Орловым, были рассчитаны режимы работы подогревателя исходной воды (рис. 2.43) и произведено сопоставление с данными эксперимента.

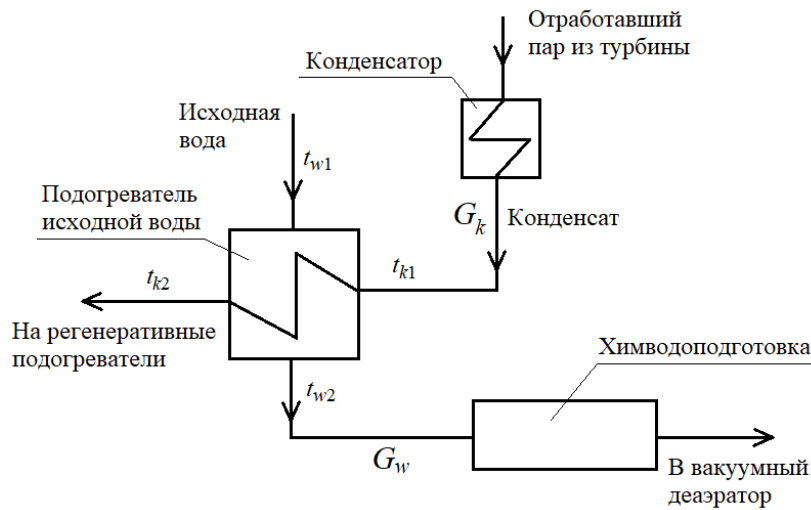


Рис. 2.43. Схема включения подогревателя исходной воды

По экспериментальным данным: расходу конденсата  $G_k^{exp}$ , температуре конденсата на входе в теплообменник  $t_{k1}^{exp}$ , расходу исходной воды  $G_w^{exp}$ , температуре исходной воды на входе в теплообменник  $t_{w1}^{exp}$  и на выходе из него  $t_{w2}^{exp}$  определялись: тепловая мощность теплообменника  $Q$ , температура конденсата на выходе из теплообменника  $t_{k2}^{cal}$ . Рассчитанный расход исходной воды  $G_w^{cal}$  сравнивался с экспериментальным расходом  $G_w^{exp}$ .

Температура исходной воды на входе в подогреватель принималась равной среднегодовой температуре  $t_{w1}^{exp} = 10^\circ\text{C}$ . Требуемая температура нагрева исходной воды в подогревателе принималась по техническим условиям работы ТЭЦ:  $t_{w2}^{exp} = 35^\circ\text{C}$ ,  $t_{w2}^{exp} = 40^\circ\text{C}$ ,  $t_{w2}^{exp} = 45^\circ\text{C}$ ,  $t_{w2}^{exp} = 50^\circ\text{C}$ . Соответственно, рассчитывались четыре режима работы подогревателя, рис. 2.44-2.47.

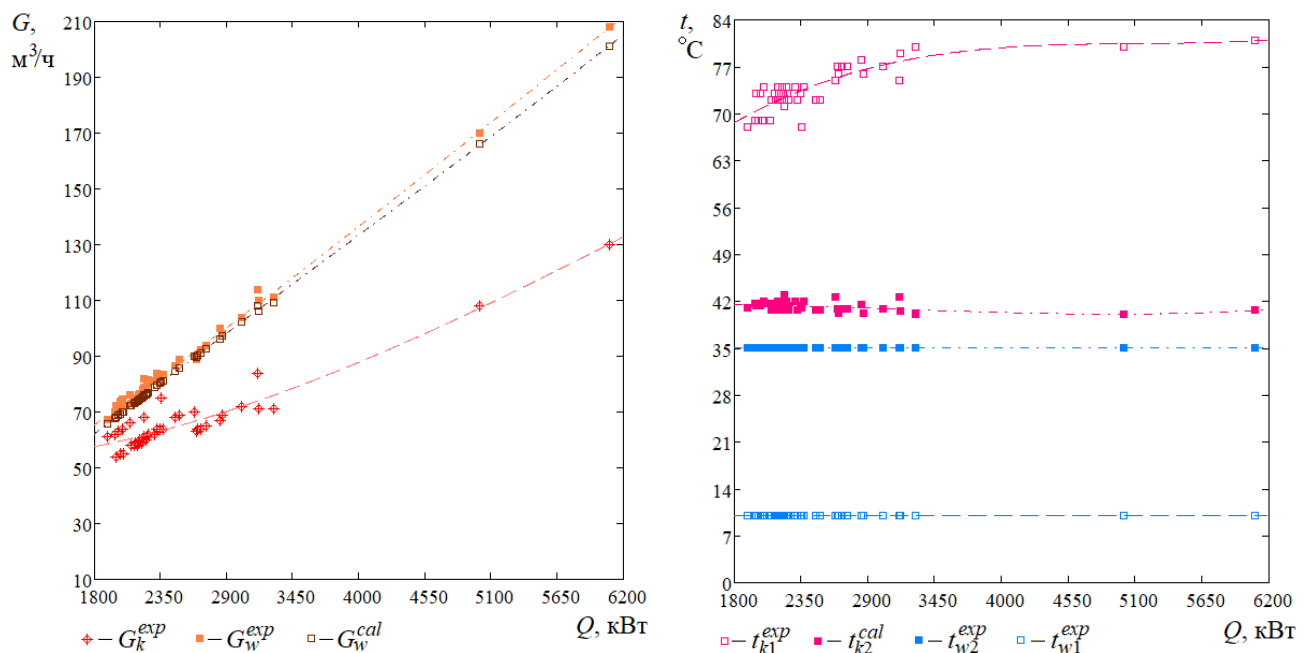


Рис. 2.44. Режим работы подогревателя исходной воды при  $t_{w2}^{exp} = 35^\circ\text{C}$

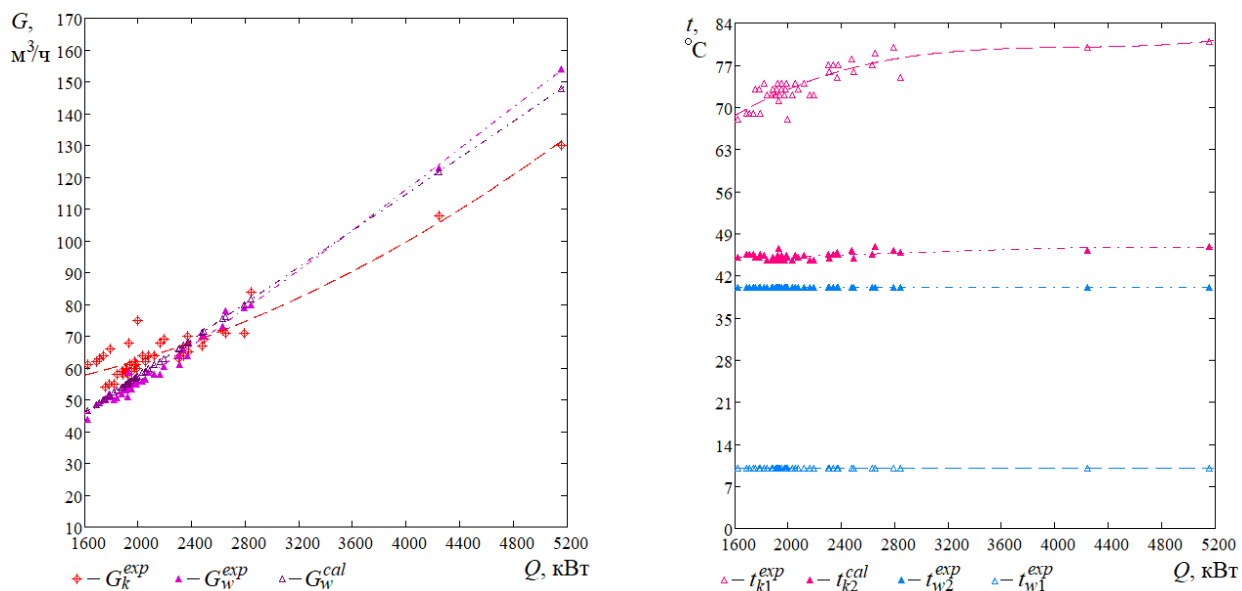


Рис. 2.45. Режим работы подогревателя исходной воды при  $t_{w2}^{exp} = 40^{\circ}\text{C}$

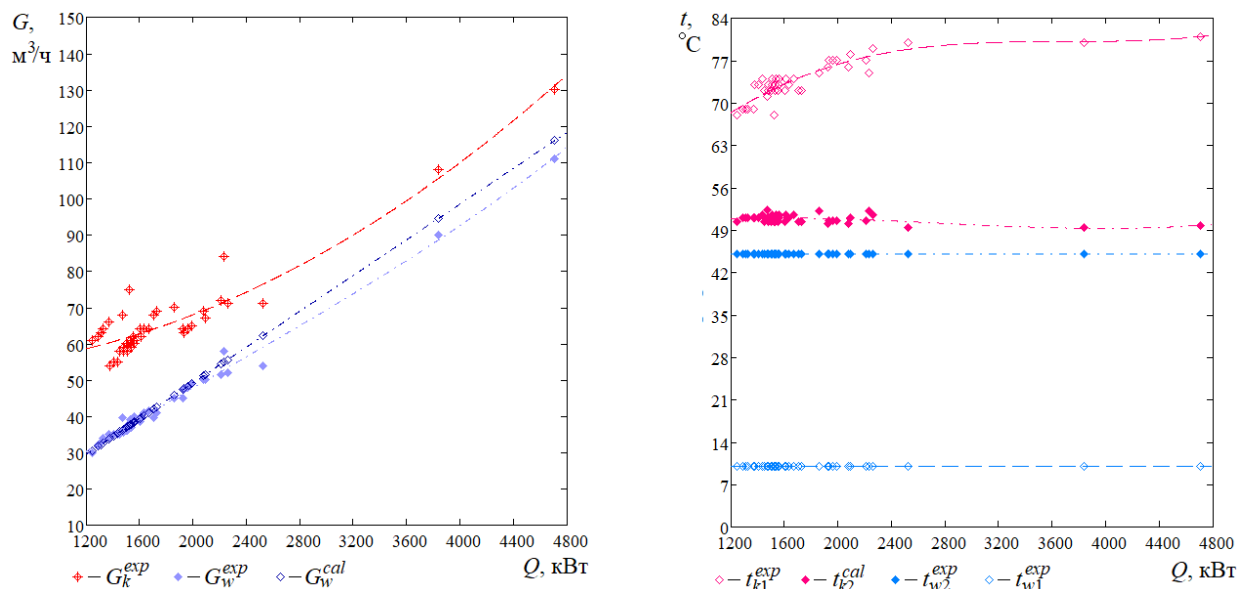


Рис. 2.46. Режим работы подогревателя исходной воды при  $t_{w2}^{exp} = 45^{\circ}\text{C}$

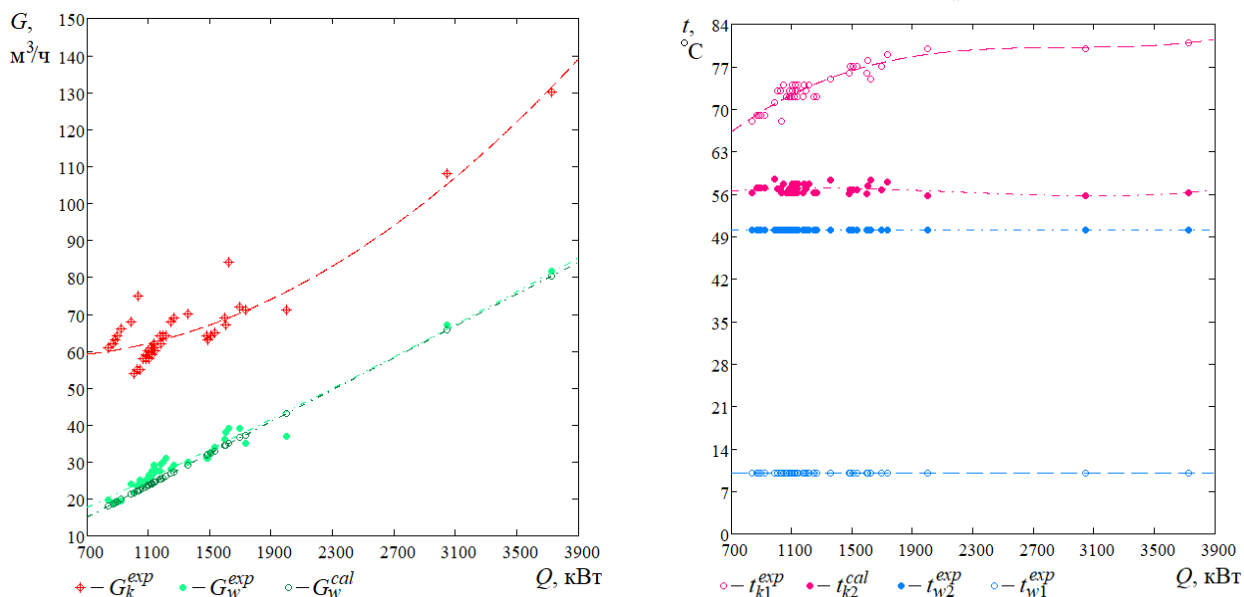


Рис. 2.47. Режим работы подогревателя исходной воды при  $t_{w2}^{exp} = 50^{\circ}\text{C}$

На основе рассчитанных режимов, были построены графики расходов исходной воды через подогреватель, установленный перед регенеративными подогревателями ТЭЦ в зависимости от температуры нагретой исходной воды на выходе из подогревателя, рис. 2.48. Расход конденсата показан на рис. 2.49.

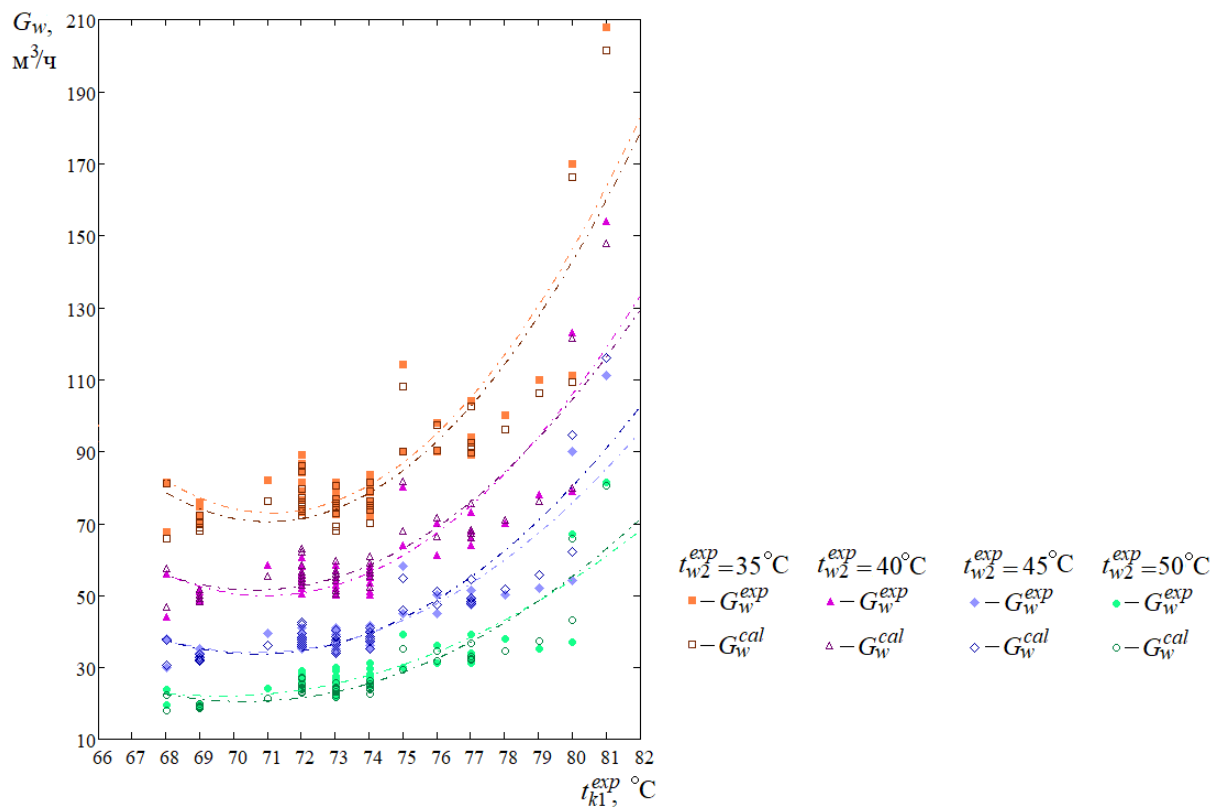


Рис. 2.48. Графики расходов исходной воды через подогреватель, установленный перед регенеративными подогревателями ТЭЦ в зависимости от температуры исходной воды на выходе из подогревателя

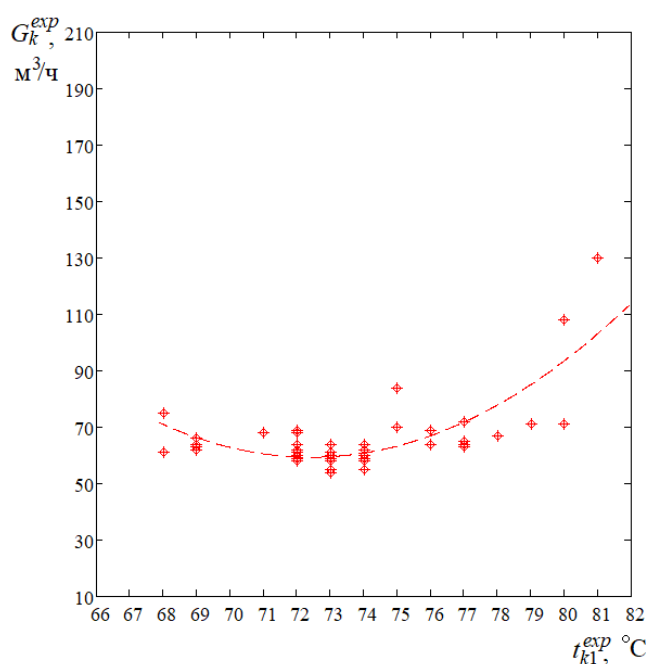


Рис. 2.49. График расхода основного конденсата

Величина ошибки рассчитанных и экспериментальных данных определялась по среднеквадратичному отклонению:

$$\sigma_G = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(G_{wi}^{exp} - G_{wi}^{cal})^2}{n}},$$

где  $n$  – количество данных.

При  $t_{w2}^{exp} = 35^\circ\text{C}$  (рис. 2.44, 2.48),  $\sigma_G = 3,987 \text{ м}^3/\text{ч}$  (1,981 %);

при  $t_{w2}^{exp} = 40^\circ\text{C}$  (рис. 2.45, 2.48),  $\sigma_G = 3,005 \text{ м}^3/\text{ч}$  (2,032 %);

при  $t_{w2}^{exp} = 45^\circ\text{C}$  (рис. 2.46, 2.48),  $\sigma_G = 2,214 \text{ м}^3/\text{ч}$  (1,909 %);

при  $t_{w2}^{exp} = 50^\circ\text{C}$  (рис. 2.47, 2.48),  $\sigma_G = 3,212 \text{ м}^3/\text{ч}$  (3,998 %).

Таким образом, можно считать, что результаты расчёта с использованием разработанного метода хорошо согласуется с экспериментальными данными и этот метод может применяться для расчёта переменных режимов работы теплообменных аппаратов.

## 2.6. Моделирование режимов работы связанных теплообменников

При расчёте переменных режимов работы связанных теплообменников, количество неизвестных значительно больше, чем при расчёте отдельного теплообменника. Так, на рис. 2.50 неизвестные в переменном режиме характеристики работы теплообменников выделены красным цветом.

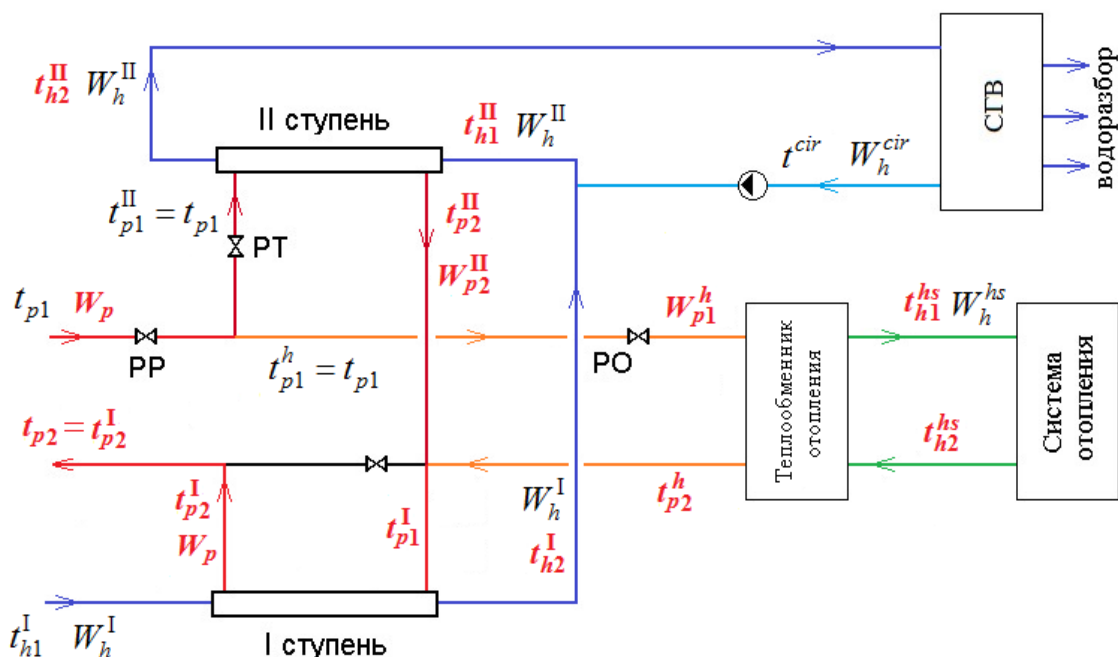


Рис. 2.50. Схема группы связанных теплообменников (двухступенчатая смешанная схема присоединения теплообменников СГВ с ограничением расхода сетевой воды)



Расчёт режимов работы связанных теплообменников включает в себя конструктивный расчёт и расчёт переменных режимов при меняющихся температурах и расходах теплоносителей. Ввиду большого количества неизвестных совместное решение уравнений теплового баланса (2.8) для трёх связанных теплообменников не представляется возможным. Поэтому расчёт ведётся методом последовательных приближений, где на первом этапе используются также приближённые формулы теории Е.Я. Соколова [289] и Н.М. Зингера [63] при несвязанной подаче теплоты, т.е. работа каждого из теплообменников рассматривается отдельно и принимается, что через теплообменник II ступени СГВ идёт только расход сетевой воды, подаваемой тепловой сетью на СГВ. На втором этапе также используются приближённые формулы [63, 289] для определения расходов сетевой воды и соответствующих температур теплоносителей при связанной работе теплообменников. Начиная с третьего этапа, обычно бывают известны все характеристики ТП, и производится их уточнение по экспоненциальным формулам теории тепломассообмена для противоточных водо-водяных теплообменников [89, 96, 127, 156, 289] до получения требуемой сходимости.

Для проведения расчётов в общем случае бывают заданы расчётные температуры: наружного воздуха для проектирования отопления  $t_{ext.o}$ ; внутреннего воздуха  $t_{int.c}$ ; расчётная температура воды в подающей магистрали тепловой сети  $t_{p1c}$ ; требуемые температуры воды в системе отопления  $t_{h1c}^{hs}$  и после системы отопления  $t_{h2c}^{hs}$ ; расчётная тепловая мощность системы отопления  $Q_{o\ max}$ ; максимальный часовой  $g_{hr}^h$  и средненедельный  $g_{Tm}^h$  расходы воды на СГВ, определяемые по СП 30.13330.2012 «Внутренний водопровод и канализация зданий» [440]; температура воды в холодном водопроводе  $t_{h1}^I$  и горячей воды  $t_{h2}^{II}$ ; суточный график неравномерности нагрузки СГВ; расчётные теплотери трубопроводами СГВ  $Q^{ht}$  (или коэффициент теплотерь  $K^t$ ); расчётная разность температур между сетевой и водопроводной водой на выходе из подогревателя I ступени  $\delta t_c^I$ , задаваемая для определения его площади; коэффициент тепловой аккумуляции отапливаемых зданий  $\beta$ .

**Установочные характеристики системы отопления.** Режимы работы ТП определяются принятым способом центрального регулирования на источнике теплоты, т.е. зависимостью  $t_{p1}(t_{ext})$  и средствами автоматизации местного регулирования в ТП (см. главу 4).

Для расчёта графиков центрального регулирования, т.е. определения зависимостей  $t_{p1}(t_{ext})$ ,  $t_{p2}(t_{ext})$  определяются

- температурный напор при смешении воды в смесительном устройстве ТП:

$$\Delta t_{oc} = \frac{t_{h1c}^{hs} + t_{h2c}^{hs}}{2} - t_{int.c}; \quad (2.23)$$

- расчётная разность температур сетевой воды:

$$\delta t_{oc} = t_{p1c} - t_{p2c}; \quad (2.24)$$

- расчётный перепад температур воды в системе отопления:

$$\theta_c = t_{h1c}^{hs} + t_{h2c}^{hs}. \quad (2.25)$$

Требуемые графики температур воды в тепловых сетях рассчитываются в зависимости от принятого способа центрального регулирования (см. главу 4).

Установочные характеристики системы отопления определяются способом присоединения к тепловой сети – через смесительное устройство (насос) при зависимой схеме или через отопительный теплообменник при независимой схеме по [63, 289].

При зависимом присоединении определяется требуемый относительный расход теплоты на отопление, кВт:

$$\bar{Q}_o^{req}(t_{ext}) = Q_o^{req} / Q_{omax} \left( t_{int}^{req} - t_{ext} \right) / \left( t_{int}^{req} - t_{ext.o} \right);$$

требуемый эквивалент расхода воды из подающей магистрали тепловой сети для системы отопления, кВт/К:

$$W_{p1}^{hs}(t_{ext}) = \frac{\bar{Q}_o^{req} Q_{omax}}{t_{p1c} - t_{p2c}};$$

режимный коэффициент системы отопления:

$$\omega(t_{ext}) = \frac{Q_{omax}}{\Delta t_{oc}} \cdot \frac{\left( \bar{Q}_o^{req} \right)^{0,2}}{W_{p1c}};$$

безразмерная тепловая характеристика системы отопления:

$$\varepsilon_o(t_{ext}) = \frac{1}{\frac{0,5 + u}{1 + u} + \frac{1}{\omega}},$$

где  $u$  – коэффициент смешения смесительного устройства в ТП:

$$u(t_{ext}) = \frac{t_{p1} - t_{h1}^{hs}}{t_{h1}^{hs} - t_{h2}^{hs}}. \quad (2.26)$$

При срезке температурного графика в тепловой сети, значительном снижении температуры наружного воздуха  $t_{ext}$  ниже расчётной для отопления  $t_{ext.c}$ , значительных теплопотерях в тепловых сетях, утечках сетевой воды или не поддержании источником тепла требуемого графика центрального регулирования, температура  $t_{p1}$  или расход воды  $G_p$  в теплосети могут не соответствовать требуемым.

Расход теплоты, поступающей в систему отопления:

$$Q_o(t_{ext}) = \frac{Q_{o\max}(t_{p1} - t_{int})}{t_{int}^{req} - t_{ext.o} + \frac{0,5 + u}{1 + u} \cdot \frac{\delta\tau_{oc}}{\varphi_o} + \Delta t_{oc} \left( \frac{Q_o}{Q_o^{req}} \right)^{0,2} \left( \frac{t_{int}^{req} - t_{ext}}{t_{int}^{req} - t_{ext.o}} \right)}. \quad (2.27)$$

В этом уравнении величина  $Q_o$  входит в левую и правую части. Поэтому, в первом приближении принимаем  $Q_o / Q_o^{req} = 1$ . Определив новое значение  $Q_o / Q_o^{req}$ , необходимо снова найти  $Q_o(t_{ext})$  по формуле (2.27). Расчёт повторяется до заданной точности.

Температура внутреннего воздуха  $t_{int}$  при установившемся режиме

$$t_{int} = t_{ext} + \frac{Q_o}{Q_o^{req}} (t_{int}^{req} - t_{ext}). \quad (2.28)$$

Относительный расход теплоты на отопление определится так

$$\bar{Q}_o(t_{ext}) = Q_o / Q_{o\max} (t_{int} - t_{ext}) / (t_{int} - t_{ext.o}).$$

При независимом присоединении системы отопления относительный расход воды на отопительный подогреватель можно определить по уравнению:

$$\frac{Q_o}{Q_o^{req}}(t_{ext}) = \frac{t_{p1} - t_{ext}}{t_{int}^{req} - t_{ext.o} + \frac{\varphi_o \cdot \delta t_{hc}}{\varphi_h \varepsilon_h} + \frac{1 - \varepsilon_o}{\varepsilon_o} \cdot \delta t_{oc}} \frac{t_{int}^{req} - t_{ext.c}}{t_{int}^{req} - t_{ext}}, \quad (2.29)$$

где  $\varphi_h$  – относительный расход сетевой воды из внешней сети через отопительный подогреватель;

$\varphi_o = W_{p1}^{hs.req} / W_{p1}^{hs.val}$  – относительный расход воды в отопительной сети;  $W_{p1}^{hs.val}$  – действительный эквивалент расхода в системе отопления, кВт/К;

$\delta t_{hc} = t_{p1c}^h - t_{p2c}^h$  – расчётный (установочный) перепад температур первичного теплоносителя (сетевой воды);

$\delta t_{oc} = t_{h2c}^{hs} - t_{h1c}^{hs}$  – расчётный (установочный) перепад температур воды в отопительной сети;

$\varepsilon_h, \varepsilon_o$  – безразмерные тепловые производительности отопительного подогревателя и отопительной системы;  $\varepsilon_h$  определяется по (2.13), (2.16).

Как правило, при независимом присоединении отопительных систем расход воды в отопительной сети остаётся постоянным, т.е.  $\varphi_o = 1$ .

Отношение  $Q_o / Q_o^{req}$  в первом приближении принимается равным 1. После этого при известном значении  $t_{p1}^h$  можно определить величину  $Q_o / Q_o^{req}$  по уравнению (2.29) и далее расчёт повторяется до увязки  $Q_o / Q_o^{req}$  с заданной точностью. Внутренняя температура в помещениях определяется по формуле (2.28).

Изменение температуры воды в обратной и подающей магистрали системы отопления в зависимости от  $t_{ext}$  при тепловой мощности системы отопления, отличающейся от требуемой, можно найти из уравнения теплового баланса системы отопления:

$$t_{h2}^{hs}(t_{ext}) = t_{p1}^h - Q_o / W_{p1}^{hs},$$

$$t_{h2}^{hs}(t_{ext}) = t_{h2c}^{hs} + \theta_c \bar{Q}_o.$$

Описанные формулы применимы только для расчёта режимов работы систем теплоснабжения в течение отопительного периода при максимальном водопотреблении в СГВ. При определении суточных режимов работы тепловых пунктов необходимо учитывать график водопотребления и тепловую аккумуляцию зданий (см. главы 4, 5).

**Установочные характеристики системы теплообменников СГВ** определяются при минимальной разнице температур в подающей и обратной магистралях теплосети. Положение этой точки зависит от принятого способа центрального регулирования тепловой нагрузки, расчётной наружной температуры для проектирования отопления  $t_{ext.o}$  и расчётной температуры воды в подающей магистрали теплосети  $t_{p1c}$ . Если температурный график имеет излом, то конструктивный расчёт теплообменников СГВ выполняется при температурах сетевой воды  $t_{p1f}$  и  $t_{p2f}$ , соответствующих точке излома, при температуре наружного воздуха  $t_{ext.f}$ , т.е. установочные условия для теплообменников СГВ и отопления соответствуют разным наружным температурам. Поэтому тепловая мощность теплообменников СГВ может как уменьшаться, так и увеличиваться по сравнению с установочным значением в течение отопительного периода.

Тепловой поток на СГВ с учётом теплопотерь, можно определить по СП 30.13330.2012 «Внутренний водопровод и канализация зданий», если известны тепловые потери тепла трубопроводами внутренних и квартальных систем горячего водоснабжения. При проектировании новой системы теплопотери не известны, поэтому для определения расчётного теплового потока на СГВ в этом случае используется коэффициент теплопотерь  $K^t$ , принимаемый по [442, 447].

Метод расчёта *двухступенчатой схемы с ограничением максимального расхода сетевой воды на ввод теплового пункта* основан на том положении, что в час максимального водопотребления при расчётной для подбора водоподогревателей температуре наружного воздуха возможно прекращение подачи воды на отопление, и вся сетевая вода поступает только в теплообменники горячего водоснабжения. Расчёт выполняется по методике, приведённой в [442, 447]. Расчёт площади теплообменников для *двухступенчатой схемы со стабилизацией расхода сетевой воды на отопление* производится по методике [442].

По известным температурам греющего и нагреваемого теплоносителя определяются среднелогарифмические напоры в теплообменниках СГВ I и II ступеней в установочном режиме по формуле (1.5). Затем находятся установочные значения параметров теплообменников СГВ I и II ступеней по формуле (1.9). Комплекс  $kF$  может быть определён по формуле (2.17) независимо от типа применяемых теплообменных аппаратов. При известном типе теплообменного аппарата, значения коэффициента теплопередачи и площади теплообменника могут быть определены при конструктивном расчёте, подробная методика подбора трубчатых и пластинчатых теплообменников приведена, например в [236] и реализована для любых схем тепловых пунктов в программных комплексах HeatSupply\_R3 [407] и HeatingPoint [408], приложение А.

**Анализ методик расчета установочных характеристик связанных теплообменников.** Существующие методики расчёта установочных характеристик работы тепловых пунктов основаны на определённых допущениях и позволяют только определить необходимые площади подогревателей для работы в наиболее сложных (расчётных) условиях. Однако, уравнения, входящие в эти методики не являются замкнутой системой, поэтому в реальных переменных режимах работы, могут возникать отклонения от принятых в установочном режиме условий.

Например, для двухступенчатой смешанной схемы теплообменников горячего водоснабжения с ограничением расхода сетевой воды, температура смешанной сетевой воды на входе в теплообменник СГВ I ступени  $t_{p1f}^I$ , определяемая по формуле

$$t_{p1f}^I = \frac{t_{p2f}^{II} W_{pc}^{hmax} + t_{p2f} W_{oc}}{W_{pc}^{hmax} + W_{oc}} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.30)$$

при любом соотношении тепловых нагрузок на горячее водоснабжение и отопление получается выше температуры обратной воды после системы отопления  $t_{p2f}$ , хотя по [442, 447] считается, что в точке излома температурного графика через подогреватель II ступени идёт весь расход воды из теплосети. Балансовое уравнение (2.30) по [442, 447] составлено из условия, что суммарный расход сетевой воды равен сумме максимальных расходов воды на отопление и горячее водоснабжение, но для схем с ограничением расхода он ограничен расходом воды, определяемым по формуле

$$W_{pc} = W_{oc} + 1,2W_{pc}^{hm},$$

где  $W_{pc}^{hm}$  – средний эквивалент расхода сетевой воды на горячее водоснабжение, кВт/°С.

При определении температуры на выходе из теплообменника I ступени по [442, 447]

$$t_{p2f}^I = t_{p1f} - \frac{Q_{hc}}{W_{pc}}$$

предполагается, что на входе в теплообменник температура сетевой воды соответствует температуре воды в подающей магистрали теплосети в точке излома, т.е. теплообменники I и II ступеней рассматриваются вместе, как один теплообменник. Это имеет смысл, если учесть, что в точке излома при максимальном водопотреблении работает только система горячего водоснабжения. Однако температура на выходе из теплообменника I ступени получается ниже температуры воды после системы отопления только при соотношении тепловых потоков  $\psi = Q_{hc}/Q_{omax} > 1$ . При меньшем соотношении  $\psi$ ,  $t_{p2f}^I$  получается выше  $t_{p2f}$ . Кроме того, температура воды после теплообменника СГВ II ступени  $t_{p2f}^{II}$ , определяемая по формуле

$$t_{p2f}^{II} = t_{p1f} - \frac{Q_{hc}^{II}}{W_{pc}}$$

при любом соотношении  $\psi$  значительно выше  $t_{p1f}^I$  и  $t_{p2f}$ , хотя через теплообменник II ступени проходит весь расход сетевой воды.

Поэтому в переменных режимах работы теплового пункта часто наблюдается завышенная температура воды на входе в теплообменник I ступени и на выходе из него.

Для схем со стабилизацией расхода и двухступенчатой с циркуляцией, расходы нагреваемой воды в I и II ступенях различны: в I ступени нагревается средний расход воды  $g_{Tm}^h$  (или  $1,2 g_{Tm}^h$ ), а во II – максимальный расход  $g_{hr}^h$ . При этом, тепловая нагрузка II ступени  $Q_{hc}^{II}$  рассчитывается как средняя (или с балансовым коэффициентом 1,2), что создаёт условия, в которых система отопления будет недополучать теплоту не только при максимальном, но и при среднем водопотреблении. Кроме того, в установочных условиях по формуле

$$t_{p2f}^{\text{II}} = t_{p1f} - \frac{Q_{hc}^{\text{II}}}{W_{p2c}^{\text{II}}}$$

вследствие перечисленных причин температура сетевой воды на выходе из теплообменника СГВ II ступени  $t_{p2f}^{\text{II}}$  значительно выше температуры воды в обратной магистрали системы отопления  $t_{p2f}^{hs}$  (или температуры воды на выходе из отопительного теплообменника  $t_{p2f}^h$  для независимой схемы). Разница температур составляет около 20°C. При этом во II ступени при  $t_{ext.f}$  используется суммарный расход на отопление и СГВ из сети. Поэтому, было бы правильнее при определении среднелогарифмического температурного напора в теплообменнике СГВ I ступени в установочных условиях применять  $t_{p2f}^{\text{II}}$  вместо  $t_{p2f}^{hs}$ . Однако, это же значение  $t_{p2f}^{\text{II}}$  должно входить и в формулы для определения расчётного эквивалента сетевой воды на горячее водоснабжение, но его можно определить только в конце расчёта.

Отмеченные ограничения усложняют построение модели ТП со связанной подачей теплоты и делают невозможным применение существующих методик расчёта [62-80, 283-285] последовательных и двухступенчатых смешанных без ограничения схем ТП, основанных на использовании постоянных параметров теплообменников в любых режимах работы.

**Метод расчета переменных режимов работы теплообменников со связанной подачей теплоты.** Анализ существующей методики конструктивного расчёта схем ТП со связанной подачей теплоты, принятой в [442, 447], показал, что выбор средств автоматизации для местного регулирования в ТП по характеристикам установочного режима не обеспечит качественного регулирования расходов теплоты и воды даже в проектных условиях. Как следствие, этот выбор не обеспечит комфортных условий в помещениях и приведёт к перерасходу тепловой энергии. Целью расчёта переменных режимов работы ТП является определение расчётных зависимостей изменения температур и расходов воды в любых переменных режимах работы ТП для осуществления программной настройки системы регуляторов.

Расчёт переменных режимов работы связанных теплообменников производится аналогично расчёту отдельного теплообменника, однако здесь количество неизвестных значительно больше. Расчёт производится методом последовательных приближений и выполняется относительно температуры наружного воздуха, в режиме максимального водопотребления в СГВ. Основные положения предложенного метода расчёта изложены в [200, 204-206, 226, 232, 234, 242, 381].

**Двухступенчатая смешанная схема присоединения подогревателей СГВ с ограничением расхода сетевой воды.** На первом этапе расчёта известны только площади теплообменников, остальные величины, входящие в уравнения теплового баланса (1.4) для всех теплообменников не определены. Поэтому для сокращения количества неизвестных прини-

мается несвязанная подача теплоты: считается, что теплообменники работают независимо и не влияют друг на друга. Тогда расчётная схема примет вид, показанный на рис. 2.51.

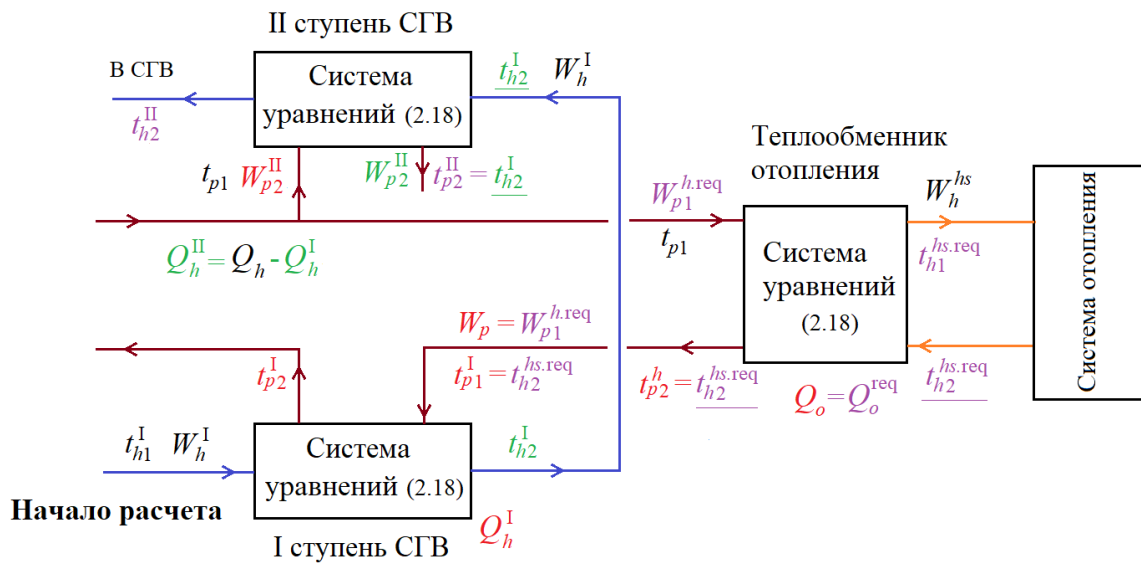


Рис. 2.51. Схема расчёта первого приближения

Расход сетевой воды в теплообменнике СГВ II ступени предварительно задать невозможно, т.к. он может изменяться от суммарного расхода воды из теплосети до нуля. Также и в отопительный теплообменник может поступать меньшее или большее значение сетевой воды по сравнению с требуемым при текущей наружной температуре, в зависимости от работы теплообменника СГВ II ступени. Поэтому расчёт начинается с теплообменника СГВ I ступени, где расход сетевой воды в любом режиме не может быть меньше расхода сетевой воды, требуемого для системы отопления  $W_{p1}^{h.req}$ . Максимальный расход сетевой воды в I ступени теплообменника СГВ будет  $W_p = W_{p2}^{II} + W_{p1}^{h.req}$  (см. рис. 2.50).

На первом этапе расход сетевой воды в теплообменнике СГВ I ступени принимается равным требуемому значению отопительного расхода сетевой воды при данной наружной температуре. Расходом сетевой воды, подаваемой системой теплоснабжения на обеспечение горячего водоснабжения, пренебрегаем, ввиду его неопределённости. Расход нагреваемой воды в I ступени теплообменника СГВ  $W_h^I$  всегда меньше расхода сетевой воды на отопление  $W_{p1}^{h.req}$ . Температура сетевой воды на входе в теплообменник в первом приближении также принимается равной требуемой температуре воды после системы отопления по температурному графику:  $t_{p1}^I = t_{h2}^{hs.req}$  (см. рис. 2.51). С учётом этих допущений, для теплообменника СГВ I ступени решается система уравнений (2.18).



После определения тепловой мощности теплообменника  $Q_h^{I(1)}(t_{ext})$  можно найти температуру нагреваемой воды после теплообменника СГВ I ступени:

$$t_{h2}^{I(1)}(t_{ext}) = t_{h1}^I + \frac{Q_h^{I(1)}}{W_h^I}. \quad (2.31)$$

Тепловая мощность подогревателя СГВ II ступени определяется через суммарную тепловую мощность теплообменников СГВ I и II ступеней:

$$Q_h^{II(1)}(t_{ext}) = Q_h - Q_h^{I(1)}. \quad (2.32)$$

В первом приближении при условии несвязанной подачи теплоты, эквивалент расхода сетевой воды через подогреватель СГВ II ступени, можно определить так:

$$W_{p2}^{II(1)}(t_{ext}) = \frac{Q_h^{II(1)}}{t_{p1}^{II} - t_{p2}^{II(1)}}, \quad (2.33)$$

где  $t_{p1}^{II} = t_{p1}$  (см. рис. 2.50);  $t_{p2}^{II(1)}$  – температура греющей воды на выходе из подогревателя СГВ II ступени. Ввиду того, что на первом этапе  $t_{p2}^{II(1)}$  неизвестна, принимается, что в подогревателе отсутствуют теплопотери и возможна полная передача тепла от греющей к нагреваемой среде, т.е.  $t_{p2}^{II(1)} = t_{h2}^{I(1)}$  как в теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплообмена.

Условие учёта в подогревателе СГВ I ступени только отопительного расхода в первом приближении несколько занижает тепловую мощность этого подогревателя, и соответственно, увеличивает мощность подогревателя СГВ II ступени. Однако принятое условие отсутствия потерь тепла в подогревателе снижает завышенный эквивалент расхода сетевой воды  $W_{p2}^{II(1)}$ , что уменьшает ошибку расчёта.

После получения величины  $W_{p2}^{II(1)}$  появляется возможность предварительно определить суммарный эквивалент расхода сетевой воды на отопление и СГВ, возвращаемой в тепловую сеть после подогревателя I ступени, т.е. водяной эквивалент расхода сетевой воды через подогреватель СГВ I ступени:

$$W_p^{(1)}(t_{ext}) = W_{p1}^{hs.req} + W_{p2}^{II(1)}. \quad (2.34)$$

Для определения температуры смешанной воды на входе в теплообменник СГВ I ступени, возвращаемой после систем отопления и горячего водоснабжения необходимо составить уравнение теплового баланса. При условии, что работа СГВ не влияет на работу систе-

мы отопления, расход и температура теплоносителя после системы отопления будут соответствовать требуемым значениям. Тогда температуру сетевой воды на входе в подогреватель I ступени, можно определить по формуле

$$t_{p1}^{I(1)}(t_{ext}) = \frac{W_{p1}^{h.req}}{W_p^{(1)}} t_{p2}^{h(1)} + \frac{W_{p2}^{II(1)}}{W_p^{(1)}} t_{p2}^{II(1)}.$$

На *втором этапе* учитывается влияние системы горячего водоснабжения на работу системы отопления (связанная подача теплоты). Перераспределение расходов воды между системами горячего водоснабжения и отопления увеличивает количество неизвестных, поэтому на втором этапе также используются приближённые формулы, позволяющие предварительно определить расходы и температуры сетевой воды. Расчётная схема имеет вид, показанный на рис. 2.52.

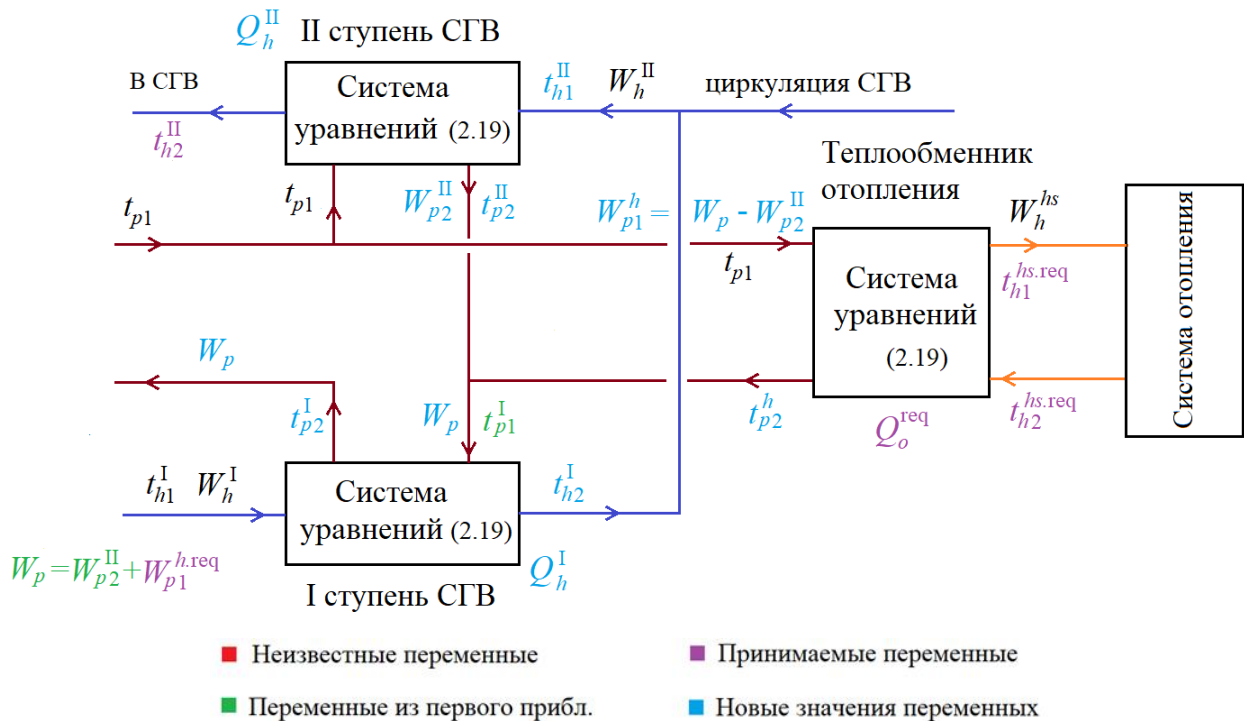


Рис. 2.52. Схема расчёта второго приближения

Предварительные расчёты, выполненные в первом приближении, не учитывали зависимость тепловой мощности системы отопления от изменения тепловой мощности теплообменника II ступени СГВ как в течение отопительного периода, так и в течение суток. В то же время в схеме ТП с ограничением расхода воды из теплосети площадь подогревателя СГВ II ступени и система автоматизации рассчитаны таким образом, что в точке излома температурного графика для нагрева воды на горячее водоснабжение используется весь расход сетевой воды  $W_p$  (суммарный на отопление и СГВ). При других наружных температурах через подогреватель II ступени, в случае максимального водопотребления в СГВ, проходит не

только расход греющей воды на СГВ, но и часть отопительного расхода, что сокращает расход воды из тепловой сети для системы отопления. Таким образом, на втором этапе расчёта необходимо найти не только расход воды, подаваемый тепловой сетью на СГВ, но также расход сетевой воды, поступающий во II ступень подогревателя и соответственно расход сетевой воды для системы отопления.

Во втором приближении для всех теплообменников решается система уравнений (2.19). Расчёт также начинается с теплообменника СГВ I ступени, для которого уточняется тепловая мощность с учётом определённого в первом приближении суммарного расхода сетевой воды  $Q_h^{I(2)}(t_{ext})$ . В данной схеме ТП в точке излома температурного графика величина  $W_{p2}^{II(2)}$  может достигать величины суммарного расхода  $W_p$ , а при других наружных температурах – превышать средний балансовый расход воды, подаваемой тепловой сетью на обеспечение тепловой мощности СГВ. Поэтому, во втором приближении невозможно найти суммарный эквивалент расхода сетевой воды простым сложением эквивалентов расходов сетевой воды в теплообменнике СГВ II ступени и в отопительном теплообменнике, поскольку расход воды из теплосети, на обеспечение тепловой мощности системы отопления  $W_{p1}^{h.req}$ , в определенных режимах работы может уменьшаться до нуля.

В то же время известно, что в подогреватель СГВ I ступени всегда поступает весь расход сетевой воды после систем отопления и горячего водоснабжения. Поэтому суммарный эквивалент расхода сетевой воды можно определить через теплообменник СГВ I ступени по приближённой формуле (2.15) [63, 289], учитывая, что в подогревателе СГВ I ступени суммарный эквивалент расхода на отопление и СГВ  $W_p$  всегда больше эквивалента нагреваемой воды  $W_h^I$ . Тогда эквивалент расхода воды, подаваемый тепловой сетью на обеспечение тепловой мощности СГВ можно найти как разницу между суммарным сетевым расходом воды в I ступени подогревателя СГВ и требуемым расходом сетевой воды на отопление:

$$W_{p2}^{(2)}(t_{ext}) = W_p^{(2)} - W_{p1}^{h.req}. \quad (2.35)$$

В действительности, расход воды для системы отопления из теплосети может быть не равен требуемому. Поэтому во втором приближении действительный эквивалент расхода сетевой воды, идущий на обеспечение тепловой мощности системы отопления

$$W_{p1}^{h(2)}(t_{ext}) = W_p^{(2)} - W_{p2}^{II(2)}.$$

Температура сетевой воды на выходе из подогревателя СГВ II ступени

$$t_{p2}^{II(2)}(t_{ext}) = t_{p1}^{II} - Q_h^{II(2)} / W_{p2}^{II(2)}. \quad (2.36)$$

Уравнение теплового баланса систем отопления и горячего водоснабжения для определения температуры сетевой воды на входе в подогреватель I ступени, будет иметь вид:

$$t_{p1}^{I(2)}(t_{ext}) = \frac{W_p^{(2)} - W_{p2}^{II(2)}}{W_p^{(2)}} t_{p2}^{h(2)} + \frac{W_{p2}^{II(2)}}{W_p^{(2)}} t_{p2}^{II(2)},$$

где температура воды в обратной магистрали после отопительного теплообменника  $t_{p2}^{h(2)}$  во втором приближении определена из условия поступления в систему отопления требуемой тепловой мощности, т.е. без учёта уменьшенного расхода сетевой воды.

Температура сетевой воды на выходе из подогревателя I ступени, возвращаемая в тепловую сеть:

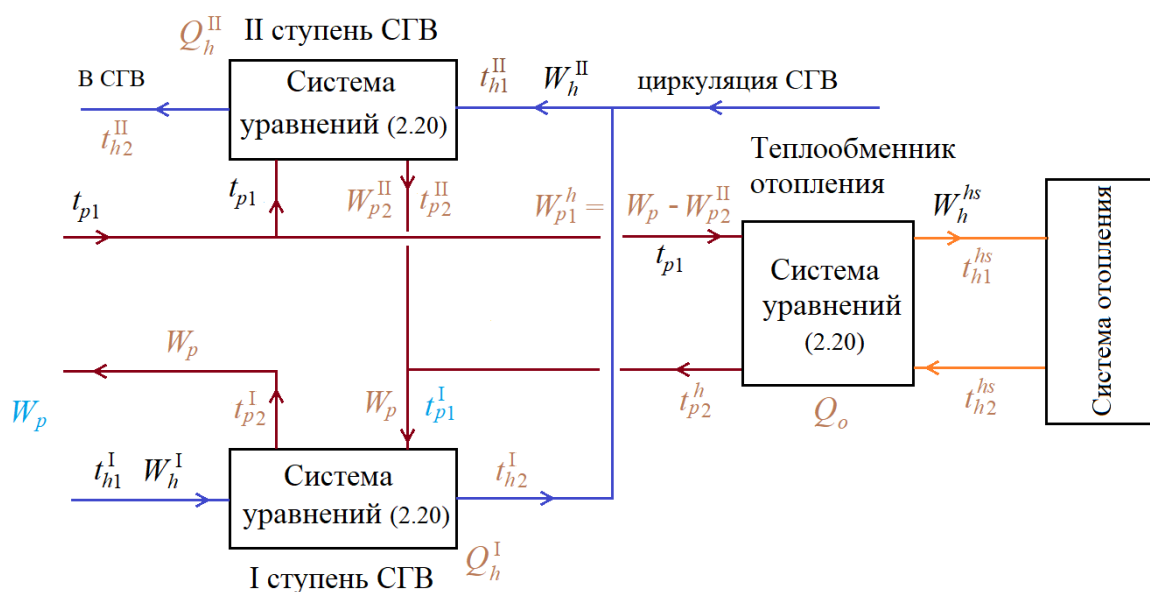
$$t_{p2}^{I(2)}(t_{ext}) = t_{p2}^{(2)}(t_{ext}) = t_{p1}^{I(2)} - \frac{Q_h^{I(2)}}{W_p^{(2)}}.$$

Температура нагреваемой воды после I ступени подогревателя СГВ  $t_{h2}^{I(2)}$  определяется аналогично (2.31). Температуру нагреваемой воды, поступающей в СГВ после теплообменника II ступени можно найти из соотношения:

$$t_{h2}^{II(2)}(t_{ext}) = t_{h2}^{I(2)} + \frac{W_{p2}^{II(2)}}{W_h^{II(2)}} (t_{p2}^{II(2)} - t_{p1}^{II(2)}). \quad (2.37)$$

После выполнения расчётов второго приближения предварительно определены все значения температур и расходов теплоносителей при связанной подаче теплоты, поэтому появляется возможность найти изменение коэффициентов теплопередачи теплообменников и воспользоваться более точными экспоненциальными формулами.

На *третьем этапе расчёта* учитывается влияние переменного водопотребления в СГВ на изменение тепловой мощности системы отопления. Схема расчёта показана на рис. 2.53.



■ Неизвестные переменные    ■ Переменные из второго прибр.    ■ Новые значения переменных

Рис. 2.53. Схема расчёта третьего приближения

На третьем этапе расчёта для всех теплообменников решается система уравнений (2.20). Расчёт температур и расходов сетевой воды выполняется аналогично второму этапу. Текущую тепловую мощность системы отопления можно найти по формуле (2.27) или (2.29) при расходе сетевой воды  $W_{p1}^{h(2)}$ . Для определения температуры воды в системе отопления  $t_{h1}^{hs}$  (или  $t_{p11}^{hs}$  для зависимой схемы) и после системы отопления  $t_{h2}^{hs}$  (или  $t_{p2}^{hs}$ ) необходимо найти температуру внутреннего воздуха  $t_{int}$ , которая установится за время водопотребления в СГВ, для чего можно использовать формулу Е.Я Соколова [289] или аналогичную формулу, предложенную А.А. Иониным [87] в разработанной им теории лимитированного тепло-снабжения. Тогда действительная температура внутреннего воздуха

$$t_{int}^{real}(z) = t_{ext} + \left[ \frac{Q_o}{Q_o^{req}} + \left( \frac{t_{int}^{cur} - t_{ext}}{t_{int}^{req} - t_{ext}} - \frac{Q_o}{Q_o^{req}} \right) e^{\frac{-z}{\beta}} \right] (t_{int}^{req} - t_{ext}), \quad (2.38)$$

где  $t_{int}^{cur}$  – текущая температура внутреннего воздуха за период времени течение времени  $z$ , ч;  $\beta$  – коэффициент тепловой аккумуляции здания, ч.

Таким образом, благодаря тепловой аккумуляции здания, по истечении времени  $z$ , тепловая мощность системы отопления будет отличаться от действительно получаемого количество теплоты из сети.

$$Q_o^{real}(t_{ext}) = Q_o^{req} \frac{t_{int}^{real} - t_{ext}}{t_{int}^{req} - t_{ext}}. \quad (2.39)$$

С учётом тепловой аккумуляции, температура воды в подающей и обратной магистрали системы отопления при качественном способе регулирования

$$t_{p11}^{hs}(t_{ext}) = t_{int}^{real} + \Delta t_{oc} \left( \frac{Q_o^{real}}{Q_{o\max}} \right)^{0,8} + 0,5\theta_c \frac{Q_o^{real}}{Q_{o\max}}, \quad (2.40)$$

$$t_{p2}^{hs}(t_{ext}) = t_{int}^{real} + \Delta t_{oc} \left( \frac{Q_o^{real}}{Q_{o\max}} \right)^{0,8} - 0,5\theta_c \frac{Q_o^{real}}{Q_{o\max}}. \quad (2.41)$$

Для уменьшения ошибки расчёта выполняются последующие приближения по методике, аналогичной третьему этапу расчёта до получения заданной сходимости.

**Сравнение результатов расчета с эксплуатационными данными.** Основными показателями работы системы теплоснабжения, являются расход воды в тепловых сетях  $G_p$  и температура воды, возвращаемой на источник теплоты  $t_{p2}$ . Проведём проверку предложенного расчётного метода по этим показателям.

Для исследования и сравнения расчётных и эксплуатационных режимов использованы исходные и эксплуатационные данные из [67] (г. Москва) для ЦТП, обслуживающего семь жилых зданий с общим числом жителей 1900 человек, соотношение  $Q_{hm}/Q_{\text{омак}}$   $\psi=0,3$  и для ЦТП-кл20/32 (г. Новосибирск) с  $\psi=0,63$  [388].

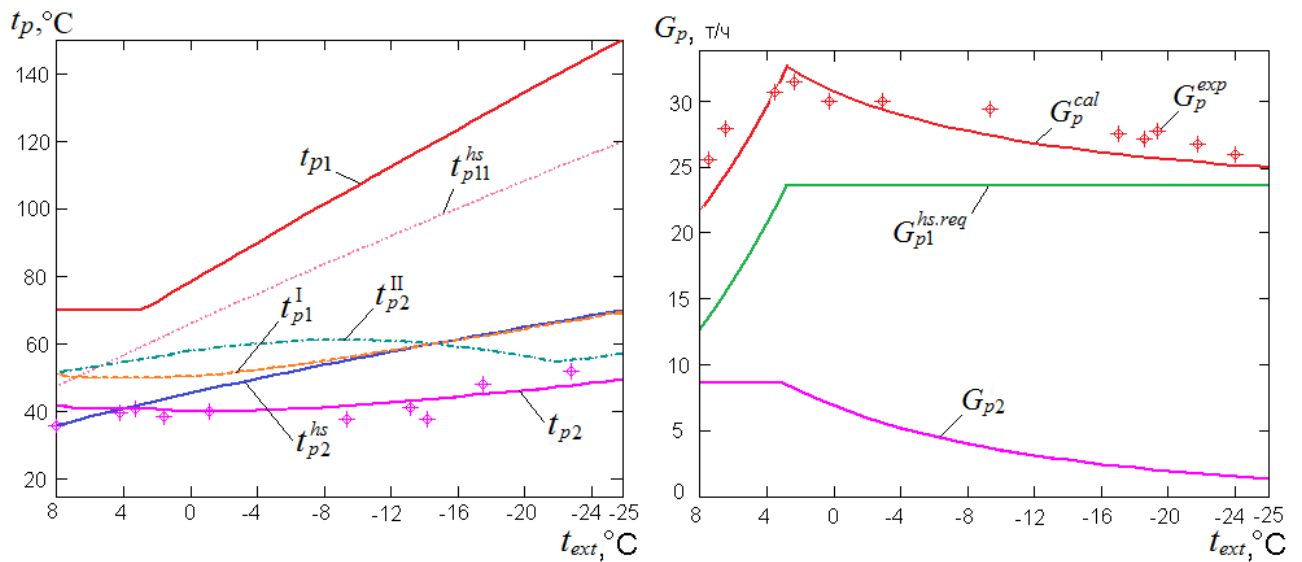
Установочные характеристики теплоносителей в ЦТП приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2

Установочные характеристики теплоносителей в ЦТП

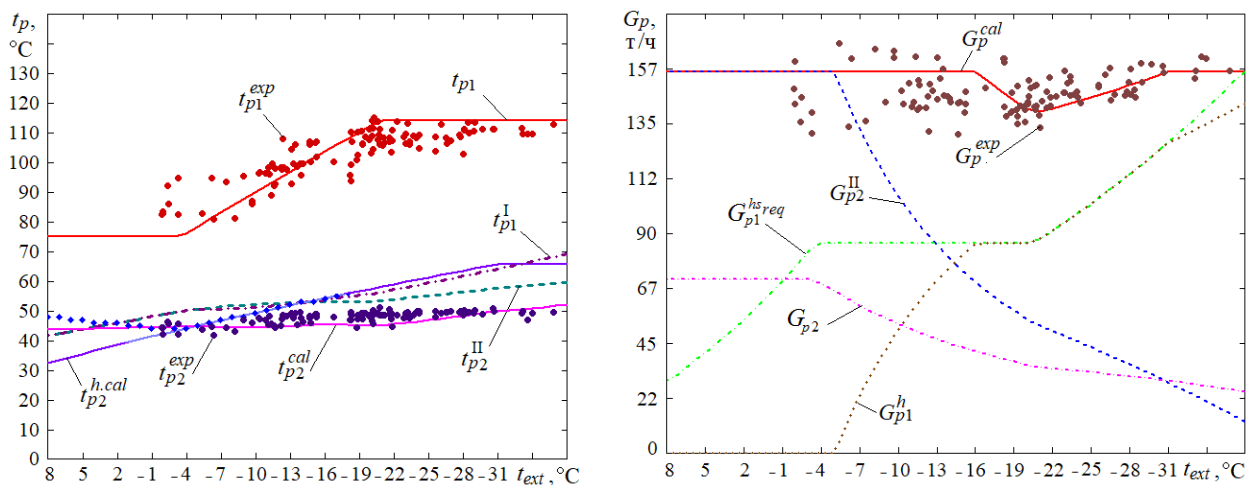
№ п/п	Наименование характеристики	г. Москва	г. Новосибирск
1	Расчётная температура наружного воздуха для проектирования отопления, $t_{ext.o}$ , °С	-25	-37
2	Расчётная температура внутреннего воздуха, $t_{int}^{req}$ , °С	18	18
3	Расчётная температура воды в подающей магистрали тепловой сети, $t_{plc}$ , °С	150	150
4	Срезка температурного графика $t_{upper}^{cut}$ , °С	–	114
5	Излом температурного графика $t_{lower}^{cut}$ , °С	70	75
5	Расчётная температура воды в подающей магистрали отопительной сети, $t_{p1lc}^{hs}$ , °С	120	105
7	Расчётная температура воды в обратной магистрали системы отопления, $t_{p2c}^{hs}$ , °С	70	70
8	Максимальный расход теплоты на отопление, $Q_{\text{омак}}$ , МВт	2,20	5,22
9	Средний расход теплоты на СГВ, $Q_h$ , МВт	0,67	3,30
10	Максимальный часовой расход водопроводной воды на СГВ, $g_{hr}^h$ , м <sup>3</sup> /ч	17,5	85,3
11	Расход водопроводной воды на СГВ в средние сутки, $g_{Tm}^h$ , м <sup>3</sup> /ч	8,0	35,0
12	Расход сетевой воды из теплосети обеспечение на СГВ, $G_{p2c}$ , т/ч	8,9	42,0
13	Температура воды в холодном водопроводе, $t_{h1}^I$ , °С;	5	5
14	Температура воды в СГВ: $t_{h2}^{II}$ , °С	55	60
15	Коэффициент теплопотерь, $K^I$	0,2	0,35
16	Расчётный недогрев водопроводной воды в подогревателе СГВ I ступени, $\delta t_c^I$ , °С	5	5

Результаты расчёта в сравнении с эксплуатационными данными представлены на рис. 2.54 и 2.55.



Точки  $t_{p2}^{exp}(t_{ext})$  и  $G_p^{exp}(t_{ext})$  – по эксплуатационным данным [67]

Рис. 2.54. Результаты расчёта режимов ЦТП, г. Москва.



Точки  $t_{p1}^{exp}(t_{ext})$ ,  $t_{p2}^{exp}(t_{ext})$  и  $G_p^{exp}(t_{ext})$  – по эксплуатационным данным [388];

$t_{p2}^{cal}(t_{ext})$  и  $G_p^{cal}(t_{ext})$  – расчёт по предложенному методу

Рис. 2.55. Результаты расчёта режимов ЦТП, г. Новосибирск

Среднеквадратичное отклонение  $\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - y_i)^2}{n}}$ , где  $x_i$  – эксплуатационные дан-

ные;  $y_i$  – расчёт;  $n$  – количество данных.

По температуре  $\sigma_t = 2,31^\circ\text{C}$  (4,48%), по расходу сетевой воды  $\sigma_G = 7,49$  т/ч (4,8%).

Расчётные данные хорошо согласуются с экспериментальными.

Сравнение кривых  $t_{p2}(t_{ext})$  и  $G_p(t_{ext})$  на рис. 2.54 и 2.55 с эксплуатационными данными показывает достаточно высокую точность предложенного метода расчёта. Некоторое от-

клонение эксплуатационных данных  $G_p(t_{ext})$  (рис. 2.54) от расчётных значений можно объяснить тем, что на вводе ЦТП установлен регулятор расхода РР прямого действия, поддерживавший только расход не более максимального суммарного расхода  $G_p(t_{ext}) \leq G_{pc}$ . При этом видно, что максимальный расход сетевой воды, рассчитанный по предложенному методу, соответствует максимальному эксплуатационному расходу. Значения эксплуатационных данных  $t_{p2}(t_{ext})$  хорошо согласуются с расчётными значениями в пределах погрешностей расчёта и эксплуатационных данных.

Характер зависимости  $t_{p2}^{II}(t_{ext})$  (выпуклая кривая) объясняется тем, что режим работы подогревателя СГВ II ступени зависит как от температуры, так и от расхода сетевой воды, проходящей через него. При снижении относительной отопительной нагрузки  $\bar{Q}_o$  увеличивается расход сетевой воды через подогреватель II ступени  $G_{p2}^{II}(t_{ext})$ , что приводит к повышению  $t_{p2}^{II}(t_{ext})$  несмотря на снижение температуры воды в подающей линии тепловой сети  $t_{p1}(t_{ext})$ . После точки излома температурного графика уменьшается расход сетевой воды через подогреватель II ступени и несколько снижается  $t_{p2}^{II}(t_{ext})$ . Температура смешанной воды на входе в подогреватель I ступени  $t_{p1}^I(t_{ext})$  зависит от соотношения температур и расходов смешивающихся потоков теплоносителя после подогревателя СГВ II ступени и после системы отопления. Когда  $G_{p1}^{hs}(t_{ext}) > G_{p2}^{II}(t_{ext})$ , величина  $t_{p1}^I(t_{ext})$  снижается при снижении  $\bar{Q}_o$ ; при  $G_{p1}^{hs}(t_{ext}) < G_{p2}^{II}(t_{ext})$ ,  $t_{p1}^I(t_{ext})$  возрастает. Аналогичный характер имеет зависимость температуры воды, возвращаемой в тепловую сеть после I ступени подогревателя СГВ  $t_{p2}(t_{ext})$ . Доля тепловой нагрузки СГВ, снимаемая с подогревателя II ступени, как правило, возрастает при снижении относительной отопительной нагрузки  $\bar{Q}_o$ , т.е. при снижении  $t_{p1}(t_{ext})$ . При этом уменьшается тепловая мощность подогревателя СГВ I ступени. Однако зависимость  $Q_{h1}^I(t_{ext})/Q_h(t_{ext}) = f(t_{ext}) = f(\bar{Q}_o)$  имеет не монотонный характер, а изменяется по некоторой вогнутой кривой. В области малых значений  $\bar{Q}_o$  (вблизи точки излома температурного графика), когда снижение  $\bar{Q}_o$  приводит к резкому увеличению расхода сетевой воды через подогреватель СГВ II ступени, повышается  $t_{p1}^I(t_{ext})$ , что несколько снижает тепловую нагрузку подогревателя СГВ II ступени и увеличивает нагрузку подогревателя СГВ I ступени. После точки излома уменьшается расход сетевой воды  $G_p(t_{ext})$ , что приводит к повышению тепловой мощности подогревателя СГВ II ступени и, соответственно, к снижению тепловой мощности подогревателя СГВ I ступени.



**Двухступенчатая последовательная схема присоединения подогревателей СГВ.** В этой схеме влияние изменения тепловой мощности теплообменника СГВ II ступени на систему отопления выражается в снижении температуры сетевой воды, поступающей на смешительное устройство (или в теплообменник) системы отопления при неизменном расходе воды из теплосети, равном суммарному расходу на отопление и горячее водоснабжение (рис. 1.35). При работе схемы по повышенному графику регулирования тепловой нагрузки, суммарный расход сетевой воды будет равен только расходу на отопление, который при качественном регулировании остаётся постоянным в течение всего отопительного периода. В этом случае метод расчёта последовательной схемы значительно упрощается, такие методики расчёта имеются, например в [289].

Принцип расчёта двухступенчатой последовательной схемы присоединения подогревателей СГВ, в основном, аналогичен расчёту двухступенчатой смешанной схемы присоединения подогревателей СГВ с ограничением расхода из тепловой сети, основное отличие состоит только в определении балансовых уравнений.

Часть суммарного расхода сетевой воды  $W_p$  (см. рис. 1.35) идёт в теплообменник СГВ II ступени, другая часть, смешиваясь с водой после теплообменника СГВ II ступени, поступает в теплообменник системы отопления, при этом расход остаётся равным  $W_p(t_{ext})$ , а температура сетевой воды  $t_{p1}^h(t_{ext})$  будет зависеть от изменения тепловой мощности теплообменника СГВ II ступени, как в течение отопительного периода, так и в течение суток. Расход сетевой воды в теплообменнике СГВ II ступени предварительно задать невозможно, т.к. он может изменяться от суммарного расхода воды из теплосети до нуля. Поэтому расчёт также начинается с теплообменника СГВ I ступени, где на первом этапе принимается, что расход сетевой воды равен только требуемому расходу сетевой воды на отопление  $W_p = W_{p1}^{h,req}$  без учёта расхода сетевой воды на обеспечение горячего водоснабжения.

Для теплообменника I ступени СГВ решается система уравнений (2.18), затем определяются температура нагреваемой воды после теплообменника СГВ I ступени  $t_{h2}^{I(1)}(t_{ext})$  по формуле (2.31) и тепловая мощность подогревателя СГВ II ступени  $Q_h^{II(1)}(t_{ext})$  по формуле (2.32). Эквивалент расхода сетевой воды через подогреватель СГВ II ступени  $W_{p2}^{II(1)}(t_{ext})$  определяется по формуле (2.33) при условии  $t_{p2}^{II(1)} = t_{h2}^{I(1)}$ . Суммарный расход сетевой воды  $W_p^{(1)}(t_{ext})$  можно найти по формуле (2.34).

Для определения температуры сетевой воды, поступающей в отопительный теплообменник, составляется балансовое уравнение

$$t_{p1}^{h(1)}(t_{ext}) = \frac{W_{p2}^{II(1)}}{W_p^{(1)}} t_{p2}^{II(1)} + \frac{W_p^{(1)} - W_{p2}^{II(1)}}{W_p^{(1)}} t_{p1}. \quad (2.42)$$

Температура сетевой воды после отопительного теплообменника

$$t_{p2}^{h(1)}(t_{ext}) = t_{p1}^{h(1)} - \frac{Q_o}{W_p^{(1)}}. \quad (2.43)$$

Температура обратной воды после теплообменника СГВ I ступени

$$t_{p2}^{(1)}(t_{ext}) = t_{p2}^{I(1)}(t_{ext}) = t_{p2}^{h(1)} - \frac{Q_h^{I(1)}}{W_p^{(1)}}. \quad (2.44)$$

Во *втором приближении* для всех теплообменников решается система уравнений (2.19). Уточняется тепловая мощность теплообменника СГВ I ступени  $Q_h^{I(2)}(t_{ext})$  с учётом определённого в первом приближении суммарного расхода сетевой воды  $W_p^{(1)}(t_{ext})$ . Определяется температура нагреваемой воды после подогревателя I ступени СГВ  $t_{h2}^{I(2)}(t_{ext})$  по формуле (2.31) и тепловая мощность подогревателя СГВ II ступени  $Q_h^{II(2)}(t_{ext})$  по формуле (2.32). Температура сетевой воды на выходе из подогревателя СГВ II ступени  $t_{p2}^{II(2)}(t_{ext})$  находится по формуле (2.36). Эквивалент расхода сетевой воды, подаваемый тепловой сетью на обеспечение тепловой мощности СГВ  $W_{p2}^{(2)}(t_{ext})$  определяется по формуле (2.35).

Далее уточняются температура сетевой воды, поступающей в отопительный теплообменник, температура сетевой воды после отопительного теплообменника и температура обратной воды после теплообменника СГВ I ступени по формулам, аналогичным расчёту первого приближения (2.42) – (2.44). Температуру нагреваемой воды, поступающей в СГВ после подогревателя II ступени  $t_{h2}^{II(2)}(t_{ext})$ , можно определить по формуле (2.37).

На *третьем этапе расчёта* учитывается, что водопотребление в СГВ меняет тепловую мощность теплообменников СГВ и вызывает изменение температуры сетевой воды, поступающей в систему отопления. Для всех теплообменников решается система уравнений (2.20). Текущую тепловую мощность системы отопления можно найти по формуле (2.27) или (2.29) при расходе сетевой воды  $W_{p1}^{h(2)}$ . Для определения температуры воды в системе отопления  $t_{h1}^{hs}$  (или  $t_{p11}^{hs}$  для зависимой схемы) и после системы отопления  $t_{h2}^{hs}$  (или  $t_{p2}^{hs}$ ) находится  $t_{int}$ , которая установится за время водопотребления в СГВ по формуле (2.38). Тепловая мощность системы отопления при изменении температуры сетевой воды  $Q_o^{real}(t_{ext})$  определяется по формуле (2.39), а температура воды в подающей и обратной магистралях системы отопления определяется из соотношений (2.40) и (2.41).

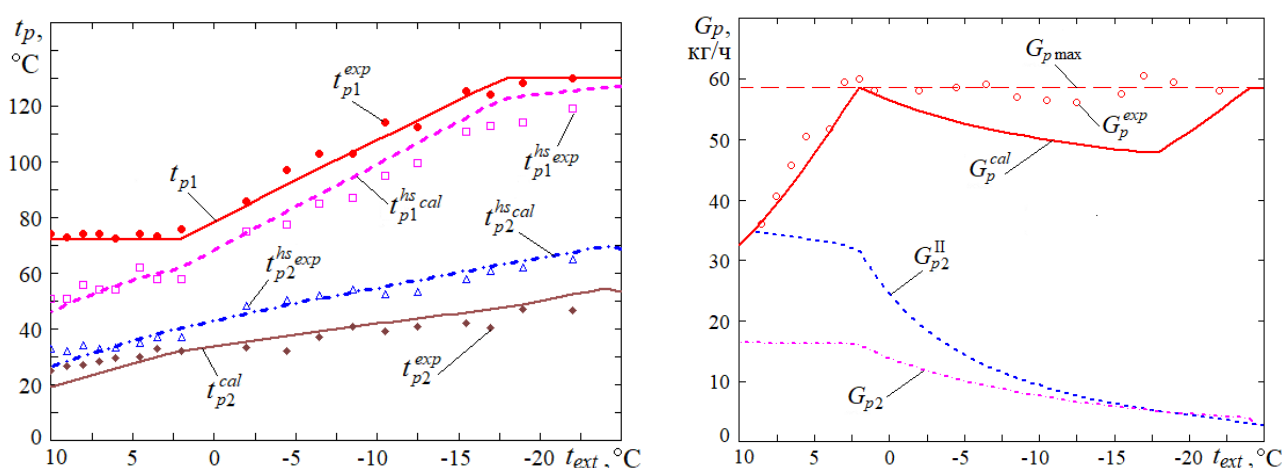
После того, как найдены эквиваленты расходов сетевой воды в теплообменниках СГВ I и II ступеней, уточняется эквивалент расхода сетевой воды, подаваемой тепловой сетью на

обеспечение тепловой мощности СГВ  $W_{p2}^{(3)}(t_{ext})$  по формуле (2.35), температуры сетевой воды, поступающей в отопительный теплообменник  $t_{p1}^{h(3)}(t_{ext})$  по формуле (2.42), сетевой воды после отопительного теплообменника  $t_{p2}^{h(3)}(t_{ext})$  по формуле (2.43), обратной воды после теплообменника СГВ I ступени  $t_{p2}^{(3)}(t_{ext})$  по формуле (2.44) и нагреваемой воды, поступающей в СГВ после подогревателя II ступени  $t_{h2}^{II(3)}(t_{ext})$ , по формуле (2.37).

Далее расчёты повторяются аналогичной третьему этапу до получения заданной сходимости.

Сравнение расчётных и эксплуатационных режимов работы проводилось для ЦТП, обслуживающего микрорайон с шестнадцатью 5-ти этажными зданиями, в которых проживает 3900 чел. Эксплуатационные данные приняты по [67]. Расчётная нагрузка на отопление  $Q_{\text{оmax}}=3,95$  МВт; средний расход теплоты на СГВ,  $Q_h=1,25$  МВт. Температура в подающей магистрали не превышала  $130^\circ\text{C}$  при расчётном графике центрального регулирования  $150/70^\circ\text{C}$ . При низких температурах наружного воздуха расход воды в системе теплоснабжения не снижался и находился в пределах максимального расхода воды на ЦТП. Результаты расчёта показаны на рис. 2.56.

Отклонение рассчитанных температур в тепловом пункте от эксплуатационных значений не превышает 15% с учётом не соответствия температур воды в теплосети температурному графику центрального регулирования и повышенному расходу воды в теплосети при низких наружных температурах.



Точки  $t_{p1}^{exp}(t_{ext})$ ,  $t_{p2}^{exp}(t_{ext})$ ,  $t_{p1}^{hs,exp}(t_{ext})$ ,  $t_{p2}^{hs,exp}(t_{ext})$ ,  $G_p^{exp}(t_{ext})$  – по эксплуатационным данным [67];  
 $t_{p1}^{hs,cal}(t_{ext})$ ,  $t_{p2}^{hs,cal}(t_{ext})$ ,  $t_{p2}^{cal}(t_{ext})$  и  $G_p^{cal}(t_{ext})$  – расчёт по предложенному методу

Рис. 2.56. Результаты расчёта режимов ЦТП, г. Москва

Метод расчёта режимов работы различных схем присоединения теплообменников реализован в разработанном программном обеспечении HeatingPoint, HeatSupply\_R3 [406, 407], описанном в приложении А.

## **Выводы по главе 2**

1. Рассмотрены методы решения задач теплового расчёта переменных режимов работы теплообменных аппаратов.
2. Предложен метод расчёта и проведено моделирование переменных режимов работы водо-водяного теплообменника.
3. Определена область применимости соотношений с постоянными параметрами при расчёте переменных режимов работы водо-водяного теплообменника. Определены условия работы теплообменного аппарата, при которых параметр теплообменника  $\Phi$  можно принимать постоянным.
4. Выполнено моделирование теплообменника в ПК ANSYS Fluent.
5. Проведена проверка адекватности разработанного метода расчёта переменных режимов работы теплообменных аппаратов путём сравнения результатов расчёта по разработанному методу с результатами расчётов в ПК ANSYS Fluent, а также с экспериментальными данными.
6. Предложен метод расчёта и выполнено моделирование режимов работы связанных теплообменников. Адекватность расчётного метода проверялась сравнением с эксплуатационными данными работы тепловых пунктов со связанной подачей теплоты.

### Глава 3. ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Современные теплотехнические системы должны обеспечивать одинаково комфортные условия независимо от внешних перепадов температур, связанных с сезонными и суточными изменениями погоды и другими обстоятельствами, в том числе технологическими. Эти системы должны устойчиво функционировать при существенно переменных режимах работы, что, в свою очередь, требует умения предсказывать, контролировать и управлять режимами их работы. Ясно, что решить эту проблему экспериментально практически невозможно из-за многообразия реализуемых на практике режимов работы. По этой причине моделирование тепловых процессов фактически, является единственным конструктивным методом, позволяющим решить указанную проблему.

В отечественной практике при расчёте переменных режимов водо-водяных теплообменников обычно используется теория Е.Я. Соколова [289], основанная на применении постоянного параметра теплообменника  $\Phi_0$ , определяемого по формуле (1.9) [42, 166, 261, 316, 324]. В параграфе 2.3, [251], однако, показано, что изменение параметра  $\Phi_0$  зависит от режима работы теплообменника, и его можно считать постоянным только в некотором диапазоне соотношений температур и расходов теплоносителей. В общем же случае выражение (1.9) не применимо для описания переменных режимов работы теплообменных аппаратов. Сложность расчёта заключается в том, что расходы или температуры теплоносителей на входе в теплообменник могут быть не известны или определяться работой других теплообменников. В параграфах 2.1, 2.2 приведен метод моделирования режимов работы одного теплообменника [251], а в параграфе 2.6 – системы связанных теплообменников численными методами. Для практических целей необходимо разработать универсальные соотношения, прямой расчёт по которым непосредственно решал бы поставленную задачу. Глава посвящена обработке данных численного моделирования, полученных во второй главе и созданию достаточно простых аналитических соотношений для выполнения инженерных расчётов.

В параграфах 3.1 и 3.2 получены новые формулы, описывающие изменение параметров теплообменников при неизвестных температурах или расходах теплоносителей на стадии проектирования. В параграфе 3.3 с использованием полученных формул предложен универсальный инженерный метод расчёта переменных режимов работы тепловых пунктов, а в параграфе 3.4 выведены уравнения, позволяющие находить температуру сетевой воды после каждого теплообменника для двухступенчатых схем тепловых пунктов и качественного способа регулирования тепловой нагрузки. Параграф 3.5 посвящён получению соотношений для прогнозирования температуры обратной воды в тепловой сети при переменном водопотреблении.

Основные положения главы опубликованы в работах [203, 212, 248, 250, 251, 255, 378, 386, 387, 389].

### 3.1. Влияние расходов теплоносителей на параметр теплообменника в переменных режимах работы

Использование постоянных комплексов типа (1.9) и (1.10) при расчёте переменных режимов работы теплообменных аппаратов неоднократно подвергалось критике, поскольку параметр теплообменника в общем случае существенно меняется. В параграфе 2.2 показано, что на параметр теплообменника  $\Phi$  могут влиять все величины, определяющие изменение коэффициента теплопередачи. Параметр  $\Phi$  незначительно отклоняется от установочного значения, лишь, если и температурный перепад, и расходы теплоносителей увеличиваются с увеличением тепловой мощности теплообменника. При этом расходы первичного и вторичного теплоносителей могут меняться почти неограниченно. В реальных же условиях обычно типичен другой режим работы, сопровождающийся увеличением температурного напора в теплообменнике при снижении его тепловой мощности. Это делает невозможным использование соотношений с постоянными параметрами даже для расчёта отдельного теплообменника.

На практике для определения переменных параметров теплообменников широко применяются формулы, полученные Н.М. Зингером [63] для трубчатых секционных и пластинчатых водо-водяных подогревателей. При турбулентном и переходном режимах течения воды в трубках удельный (отнесённый к метру длины трубок  $l$ , 1/м) параметр секционного водо-водяного подогревателя имеет, соответственно, вид

$$\Phi_{sp} = \frac{\Phi}{l} = \frac{C}{\left(\frac{f_{its}}{f_{ts}}\right)^{0,5} d_{int}^{0,2} \frac{w_{its}^{0,2}}{A_{ts}} \left[ \frac{A_{ts}}{A_{its}} \left(\frac{d_{eq}}{d_{int}}\right)^{0,2} \left(\frac{w_{ts}}{w_{its}}\right)^{0,5} \right] + \left(\frac{w_{its}}{w_{ts}}\right)^{0,3}}, \quad (3.1)$$

$$\Phi_{sp} = \frac{\Phi}{l} = \frac{C}{\left(\frac{f_{its}}{f_{ts}}\right)^{0,5} \left[ d_{eq}^{0,2} \frac{w_{its}^{0,2}}{A_{itsT}} \left(\frac{w_{ts}}{w_{its}}\right)^{0,5} \right] + \frac{v_{ts} \cdot 10^3}{B d_{int}} \left(\frac{w_{its}}{w_{ts}}\right)^{0,5}}, \quad (3.2)$$

где  $d_m$  и  $d_{int}$  – средний и внутренний диаметр трубок, мм;  $f_{its}$  и  $f_{ts}$  – площади межтрубного и трубного пространства, м<sup>2</sup>;  $d_{eq} = \frac{D_{int}^2 - n d_{out}^2}{D_{int} + n d_{out}}$  – эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м;  $D_{int}$  – внутренний диаметр корпуса подогревателя, м;  $d_{out}$  – наружный диаметр трубок, м;  $n$  – число трубок;  $w_{ts}$ ,  $w_{its}$  – скорости теплоносителей в трубках и межтрубном пространстве, м/с;  $v_{ts}$  – кинематическая вязкость воды в трубках, м<sup>2</sup>/с;  $A_{ts}$ ,  $A_{its}$  – коэффици-

енты, зависящие от средней температуры воды в трубках  $t_{ts}^m$  или в межтрубном пространстве

$$t_{its}^m : A = 1410 + 21t^m - 0,044(t^m)^2 ;$$

$$C = \frac{4\mu}{d_{int}(c_{its}c_{ts}\rho_{its}\rho_{ts})^{0,5}} ,$$

здесь  $c_{its}$ ,  $\rho_{its}$  и  $c_{ts}$ ,  $\rho_{ts}$  – соответственно теплоёмкость, Дж/(кг·К) и плотность, кг/м<sup>3</sup>, теплоносителя в межтрубном пространстве и в трубках;  $\mu = d_m/d_{int}$ .

Соответствующее выражение для удельного параметра пластинчатых водо-водяных подогревателей, отнесённого к числу ходов теплообменника, имеет вид

$$\Phi_{sp} = \frac{\Phi}{x} = \frac{P}{\left( \frac{B_1}{w_1^{0,73}} + B_3 + \frac{B_2}{w_2^{0,73}} \right) w_1^{0,5} w_2^{0,5}} , \quad (3.3)$$

где  $P = 2F'/f$ ,  $F'$  – теплопередающая поверхность одной пластины, м<sup>2</sup>;  $n$  – число пластин в аппарате;  $w_1$ ,  $w_2$  – скорости первичного и вторичного теплоносителей, м/с; коэффициент  $B_1$  для первичного теплоносителя определяется так

$$B_1 = \frac{d_{eq}^{0,27} v_1^{0,73} (\rho_1 \rho_2 c_1 c_2)^{0,5}}{A \lambda_1 Pr_1^{0,43}} ,$$

аналогично определяется коэффициент  $B_2$  для вторичного теплоносителя. Здесь  $d_{eq}$  – эквивалентный диаметр канала, м;  $v_1$ ,  $v_2$  – кинематическая вязкость первичного и вторичного теплоносителей, м<sup>2</sup>/с;  $c_1$ ,  $\rho_1$  и  $c_2$ ,  $\rho_2$  – соответственно теплоёмкость, Дж/(кг·К) и плотность, кг/м<sup>3</sup>, первичного и вторичного теплоносителей;  $A$  – постоянный коэффициент, зависящий от типа и площади пластин;  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  – теплопроводность теплоносителей, Вт/(м·К);  $Pr = \nu/a$  – число Прандтля;  $a_1$ ,  $a_2$  – температуропроводность первичного и вторичного теплоносителей, м<sup>2</sup>/с;

$$B_3 = \frac{\delta_{wall}}{\lambda_{wall}} (\rho_1 \rho_2 c_1 c_2)^{0,5} ;$$

$\delta_{wall}$ ,  $\lambda_{wall}$  – толщина, м и теплопроводность, Вт/(м·К) стенки пластины.

Формулы (3.1), (3.2), (3.3) используются многими авторами в расчётах и при переменных режимах работы (см., например, [261, 316]). Однако они также не свободны от недостатков. В этих формулах влияние температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи теплообменника учитывается только при конструктивном расчёте (в установочном режиме).

Это связано, в частности, с тем, что в переменных режимах работы температуры теплоносителей часто просто не известны, и их необходимо предварительно определить. Фактически поэтому формулы (3.1), (3.2), (3.3) нельзя использовать при переменных температурах теплоносителей. Важным обстоятельством является и то, что эти формулы привязаны к конкретным типам теплообменников и требуют знания их характеристик. При замене типа теплообменника (или даже его марки) необходим пересчёт режимов его работы. Это делает практически невозможным расчёт режимов работы группы разных теплообменников, что достаточно типично для многих теплотехнических систем.

Таким образом, до сих пор отсутствует какая-либо последовательная теория или даже полуэмпирические или эмпирические соотношения, позволяющие определять, не проводя громоздких расчётов, переменные параметры теплообменников. Вместе с тем это совершенно необходимо для построения адекватной системы автоматизации и регулирования тепловых потоков, что особенно важно в аварийных режимах эксплуатации. Выводу таких полуэмпирических соотношений и посвящен настоящий параграф. Верификация полученных соотношений проведена с помощью большой серии численного моделирования наиболее типичных и практически важных переменных режимов работы теплообменников. Основные режимы описаны в параграфе 1.4.

**Вывод соотношения, описывающего влияние расходов теплоносителей на переменный параметр теплообменника.** Для режима I (см. параграф 1.4,  $t_{p1} = \text{const}$ ,  $t_{h1} = \text{const}$ ) из формулы (1.9) следует, что параметр  $\Phi$  будет зависеть только от тепловой мощности  $Q$  и эквивалентов расходов теплоносителей  $W_p$ ,  $W_h$ , поскольку температурный напор в теплообменнике будет постоянным и равным установочному  $\Delta t = \Delta t_c$ , т.е.

$$\Phi(Q) = \frac{kF}{\sqrt{W_p W_h}} = \frac{Q}{\Delta t_c \sqrt{W_p W_h}}. \quad (3.4)$$

Таким образом, в данном случае, зная эквиваленты расходов теплоносителей, можно легко найти  $\Phi$  при изменении  $Q$ . Для остальных режимов эта зависимость не столь однозначная. Моделирование режимов работы теплообменника, выполненное в параграфе 2.1, [251], позволило получить формулу, описывающую с погрешностью не выше 15% изменение параметров теплообменника при средних значениях, и с большей погрешностью при малых и больших значениях  $Q$ . Эта формула имеет вид [248, 249, 382]

$$\Phi(Q) = \Phi_0 \frac{Q}{\Delta t_c \cdot \sqrt{W_p W_h}} \left( \frac{W_p}{W_h} - 1 \right) \frac{1}{J} \pm \Phi_0, \quad (3.5)$$



где знак « $\rightarrow$ » относится к режимам, в которых температура  $t_{h1}$  постоянна, а « $+$ » – для всех остальных режимов. Здесь  $J$  – постоянный коэффициент, зависящий от режима работы теплообменника.

При использовании формулы (3.5) ошибка увеличивается при работе теплообменников по переменным температурным графикам с участками постоянных температур, а также при большом изменении расходов теплоносителей и тепловой мощности. Это связано с использованием постоянного коэффициента  $J$ .

Как показал анализ возможных переменных режимов работы, параметр теплообменника в общем случае существенно меняется. Для режима I это изменение описывается формулой (3.4). Заменяя в формуле (3.5) параметр  $\Phi_0$  выражением  $Q_c / [\Delta t_c (W_{pc} W_{hc})^{0.5}]$ , получим формулу

$$\Phi(Q) = \frac{Q}{\Delta t_c \cdot (W_p W_h)^{0.5}} \left[ \left( \frac{W_p}{W_h} - 1 \right) \frac{\Phi_0}{J} \pm \frac{Q_c}{Q} \left( \frac{W_p W_h}{W_{pc} W_{hc}} \right)^{0.5} \right].$$

Кроме того, чтобы дополнительно учесть отклонение параметра  $\Phi$  при одновременном изменении температур  $t_{p1}$  и  $t_{h1}$ , добавим комплекс  $\sqrt{W_p W_h} / \sqrt{W_{pc} W_{hc}}$ , а вместо постоянного коэффициента  $J$  используем некоторую степень отношения эквивалентов расходов  $W_p / W_h$ . Конечно, характер изменения параметра теплообменника при вариации всех величин, определяющих его работу, чрезвычайно сложный. Поэтому, чтобы описать его эволюцию приходится ввести ряд констант, значения которых могут быть, затем определены либо экспериментально, либо систематическим численным моделированием режимов, указанных в предыдущем параграфе. В результате мы приходим к следующей формуле [248, 385]

$$\Phi(Q) = \frac{Q}{\Delta t_c (W_p W_h)^{0.5}} \left\{ A_W \left[ \left( \frac{W_p}{W_h} \right)^{B_W \cdot \frac{Q_c}{Q} + C_W} - (1 + D_W) \left( \frac{W_p W_h}{W_{pc} W_{hc}} \right)^{0.5 E_W} + \frac{Q_c}{Q} \left( \frac{W_p W_h}{W_{pc} W_{hc}} \right)^{0.5} \right] \right\}, \quad (3.6)$$

где  $A_W$  – коэффициент, определяющий знак « $+$ » или « $\rightarrow$ » в формуле (3.6). Коэффициент  $B_W$  определяет вид кривой  $\Phi(Q)$  на начальном участке, т.е. при малых значениях  $Q$ , чем он больше тем больше будет отклонение  $\Phi$  от  $\Phi_0$ . Коэффициент  $C_W$  задает величину и направление отклонения  $\Phi$  от  $\Phi_0$  при средних и больших  $Q$ , а  $D_W$  – смещение по вертикали кривой  $\Phi(Q)$ . Этот коэффициент применяется для режимов с  $t_{h1} = \text{const}$ . Наконец,  $E_W$  – коэффициент, позволяющий учесть нелинейность зависимости  $\Phi(Q)$ , в частности, при больших значениях  $Q$  в режимах с  $t_{p1} \neq \text{const}$  и  $t_{h1} \neq \text{const}$ .

Коэффициенты  $A_w, B_w, C_w, D_w, E_w$  были определены в результате систематического моделирования режимов I–X. Способ моделирования подробно изложен в параграфе 2.2, [248]. Расчёт проводился методом последовательных приближений, где на начальном этапе, для того чтобы уменьшить количество неизвестных в системе уравнений теплопередачи и теплового баланса, использовались приближённые формулы [63, 289]. Затем полученные данные итерационно уточнялись до получения заданной сходимости. Результаты моделирования некоторых из указанных выше режимов показали [248], что параметр теплообменника  $\Phi$  может существенно (на десятки процентов) отклоняться от установочного (постоянного) значения  $\Phi_0$ , определённого по формуле (1.9). На коэффициент теплопередачи теплообменника в переменном режиме влияют как расходы теплоносителей, так и их температуры. Вид кривой, описывающей переменный параметр  $\Phi$ , зависит от режима работы теплообменного аппарата, определяемого заданным изменением температур теплоносителей (температурным графиком). Поэтому, выражение в фигурных скобках в формуле (3.6) представляет собой отношение  $\Delta t_c / \Delta t$ .

В результате моделирования для всех указанных режимов были получены зависимости  $\Phi(Q)$ , которые затем аппроксимировались формулой (3.6). По результатам этой аппроксимации были установлены зависимости для коэффициентов  $A_w, B_w, C_w, D_w, E_w$ , определяемых в установочном режиме. Значения коэффициентов приведены в таблице 3.1 [248]. Анализ полученных зависимостей позволил выделить четыре группы режимов работы теплообменника, определяемые характером изменения температур теплоносителей на входе в теплообменный аппарат. В таблице 3.1 в первом столбце приведены коэффициенты, а в последующих – их значения. Также необходимо отметить, что использование формулы (3.6) возможно и при неизвестных температурах теплоносителей на входе в теплообменник в переменном режиме, поскольку коэффициенты в формуле определяются только по установочным данным, которые всегда задаются при выборе теплообменника. Важно только знать режим (I–X) работы теплообменного аппарата, причём участки срезов температурного графика достаточно точно описываются формулой (3.6) с коэффициентами, определёнными для основного режима. Это обстоятельство особенно важно при отклонении эксплуатационного температурного графика от принятого расчётного, а также при расчёте режимов работы связанных теплообменников, где количество неизвестных значительно больше, чем при расчёте отдельного теплообменника [248].

Коэффициенты в формуле (3.6)

Коэффиц.	Режим работы теплообменника			
	$t_{p1}=\text{const};$ $t_{h1}=\text{const}$	$t_{h1}=\text{const}$	$t_{p1}=\text{const}$	$t_{p1}\neq\text{const};$ $t_{h1}\neq\text{const}$
$A_w$	-1	-1	1	1
$B_w$	0,200	$0,015 - 0,0001(t_{pc1} - t_{hc1}) \geq 0$		$0,12 \frac{W_{hc}}{W_{pc}}$
$C_w$	$0,28 - 0,001(t_{pc1} - t_{hc1})$		$0,016 - 0,0001(t_{pc1} - t_{hc1}) +$ $+ 0,0015 \frac{W_{hc}}{W_{pc}} \geq 0$	$0,09 \frac{W_{hc}}{W_{pc}}$
$D_w$	$1,94 - 3,631 \frac{W_{hc}}{W_{pc}} +$ $+ 1,318 \left( \frac{W_{hc}}{W_{pc}} \right)^2$	$-1,371 + 0,017(t_{pc1} - t_{hc1}) -$ $- 5,453 \cdot 10^{-5} (t_{pc1} - t_{hc1})^2$	0	0
$E_w$	0	0	0	1

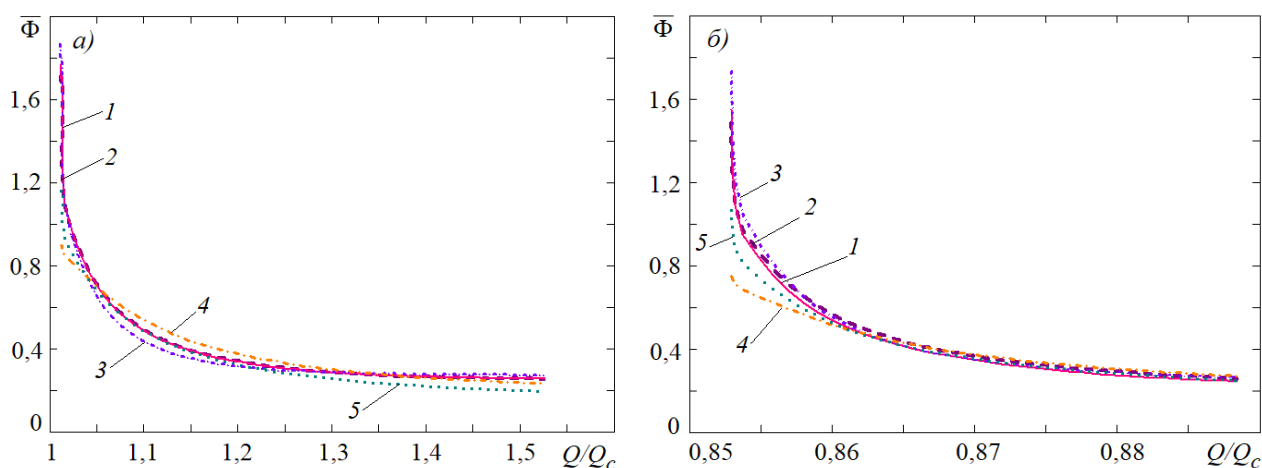
Подставив значения коэффициентов из табл. 3.1 в формулу (3.6) для режима I, нетрудно убедиться, что в этом случае она сводится к выражению (3.4). Однако в остальных случаях ситуация много сложнее, поскольку часть коэффициентов  $B_w$ ,  $C_w$ ,  $D_w$  для ряда режимов не являются константами. Они в общем случае зависят как от режима работы теплообменника, так и от установочных условий и их следует предварительно определить в установочном режиме. С практической точки зрения это существенно усложняет использование формулы (3.6) в инженерных расчётах. Если удовлетворительной в таких расчётах является точность 10–15%, то вместо коэффициентов из таблицы 3.1 можно использовать их средние значения. Эти значения приведены в таблице 3.2 [248, 385]. Они с указанной погрешностью описывают все рассмотренные переменные режимы работы теплообменников при разности температур теплоносителей в установочном режиме ( $t_{pc1} - t_{hc1}$ ) от 15 до 200°C и при любом изменении расходов теплоносителей.

Для проверки области применимости формул (3.1), (3.2), (3.3) и (3.6) были проведены расчёты переменных режимов работы большого числа теплообменников по предложенному методу расчёта, описанному в параграфе 2.2 [251]. Расчёт поверхности трубчатых и пластинчатых теплообменников проводился на основании так называемой «рациональной» скорости теплоносителей, определяемой допустимой потерей напора в теплообменном аппарате в ПК HeatingPoint, см. приложение А. Результаты расчётов для каждой группы тепловых режимов в соответствии с табл. 3.1, показаны на рис. 3.1–3.6 [248].

Средние значения коэффициентов  $B_w$ ,  $C_w$ ,  $D_w$  в формуле (3.6)

Коэффиц.	Режим работы теплообменника			
	$t_{h1}=\text{const}$	$t_{p1}=\text{const}$	$t_{p1}\neq\text{const};$ $t_{h1}\neq\text{const}$	$W_{p1}=\text{const};$ $W_{h1}=\text{const}$
$A_w$	-1	1	1	1
$B_w$	0,008	0,008	0,04	1
$C_w$	0,18	0,012	0,015	0
$D_w$	-0,2 для $(t_{pc1} - t_{hc1}) \geq 50$ °C -0,8 для $(t_{pc1} - t_{hc1}) < 50$ °C	0	0	0
$E_w$	0	0	1	0

На рис. 3.1 сравнивались значения удельных параметров теплообменников  $\bar{\Phi} = \Phi/\Phi_0$  при постоянных значениях температур теплоносителей на входе в теплообменный аппарат (режим I). Как и отмечалось выше, все формулы в этом случае хорошо работают в широком диапазоне температур теплоносителей. Рассматривались как случай с увеличением тепловой мощности теплообменника в переменном режиме  $Q > Q_c$  (рис. 3.1а), так и с уменьшением тепловой мощности  $Q < Q_c$  (рис. 3.1б). И в том, и в другом случае на изменение  $\Phi$  влияют только значения эквивалентов расходов первичного и вторичного теплоносителей. В то же время следует отметить, что параметр  $\Phi$  существенно отклоняется от постоянного значения.

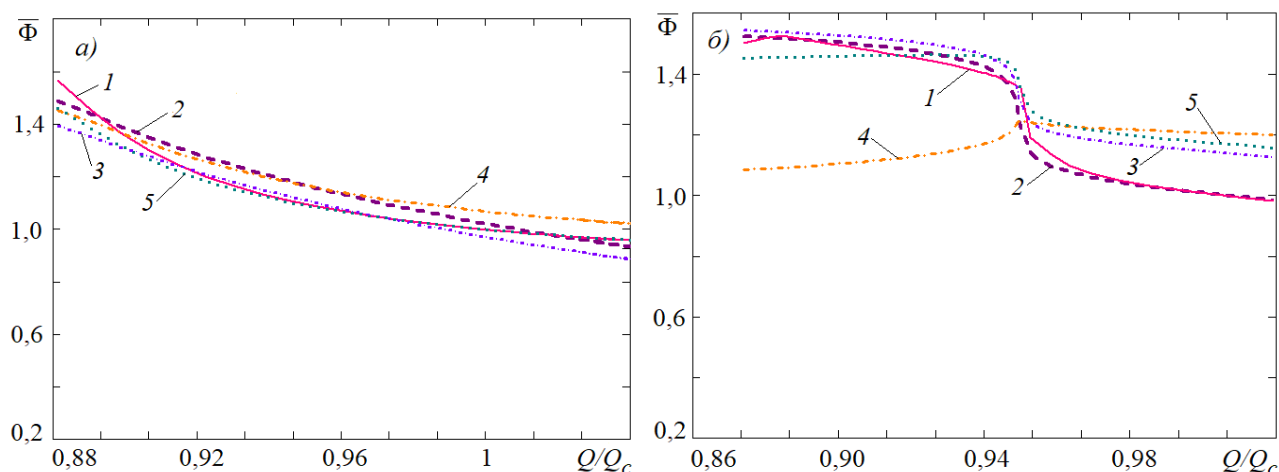


а)  $Q_c = 200$  кВт;  $t_{p1}=120$ °C;  $t_{h1}=55$ °C; б)  $Q_c = 630$  кВт;  $t_{p1}=80$ °C;  $t_{h1}=55$ °C.

1 – расчёт по предложенному методу [248]; 2 – по формуле (3.4); 3 – по формуле (3.6), коэффициенты по табл. 3.1; 4 – по формулам (3.1), (3.2); 5 – по формуле (3.3)

Рис. 3.1. Удельный параметр теплообменника при постоянных температурах теплоносителей

При постоянной температуре вторичного теплоносителя на входе в теплообменник (рис. 3.2) и небольшом изменении температуры первичного теплоносителя все соотношения также хорошо работают, поскольку режим близок к режиму I ( $t_p \approx \text{const}$ ,  $t_h = \text{const}$ ), см. рис. 3.2а. При этом, чем выше установочная тепловая мощность теплообменника и чем меньше величина нагрева воды, тем меньше будет изменение тепловой мощности в переменном режиме, т.е. теплообменник будет работать в условиях, близких к установочным. Однако при большом изменении температуры первичного теплоносителя влияние температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи увеличивается. В качестве примера на рис. 3.2б показана работа теплообменника по отопительно-бытовому графику 150-70°C, с изломом при 70°C, с постоянной температурой нагреваемой воды на входе в теплообменник 37°C. Применение соотношений (3.1), (3.2) в этом случае приводит к большим (на десятки процентов) ошибкам. С другой стороны, соотношение (3.3) для пластинчатых теплообменников описывает изменение параметра  $\Phi$  достаточно хорошо.

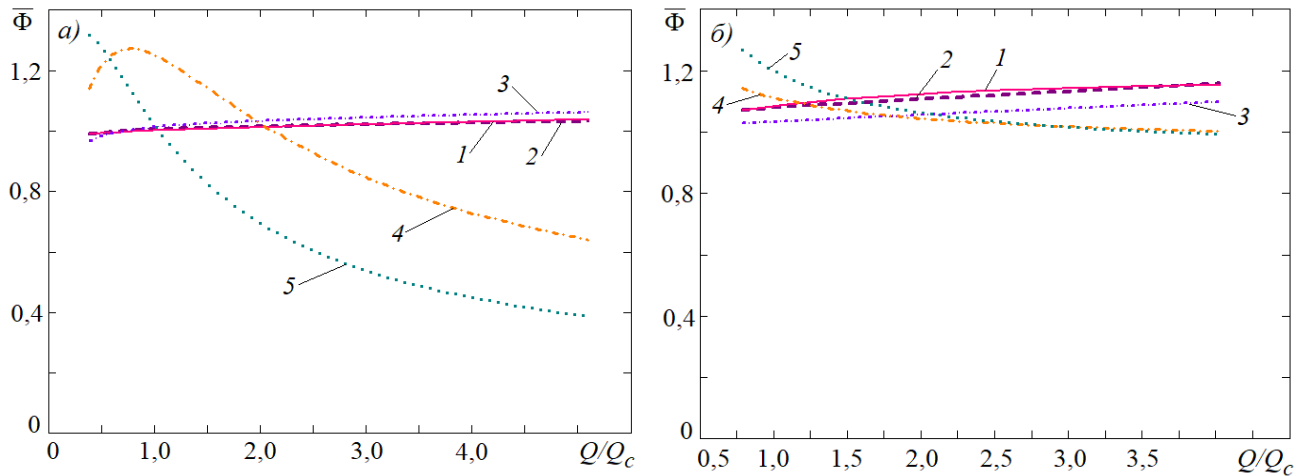


а)  $Q_c = 900$  кВт;  $t_{p1} = 80-70^\circ\text{C}$ ;  $t_{h1} = 55^\circ\text{C}$ ; б)  $Q_c = 600$  кВт;  $t_{p1} = 150-70^\circ\text{C}$ ;  $t_{h1} = 37^\circ\text{C}$ .

1 – расчёт по предложенному методу [248]; 2 – по формуле (3.6), коэффициенты по табл. 3.1;  
3 – по формуле (3.6), коэффициенты по табл. 3.2; 4 – по формулам (3.1), (3.2); 5 – по формуле (3.3)

Рис. 3.2. Удельный параметр теплообменника при постоянной температуре вторичного теплоносителя

При постоянной температуре первичного теплоносителя (рис. 3.3) наблюдается аналогичная картина. При большой разнице температур теплоносителей (рис. 3.3а) формулы (3.1), (3.2) и (3.3) качественно отличаются от точного расчётного значения [248]. С уменьшением разности температур теплоносителей эти ошибки уменьшаются (рис. 3.3б).

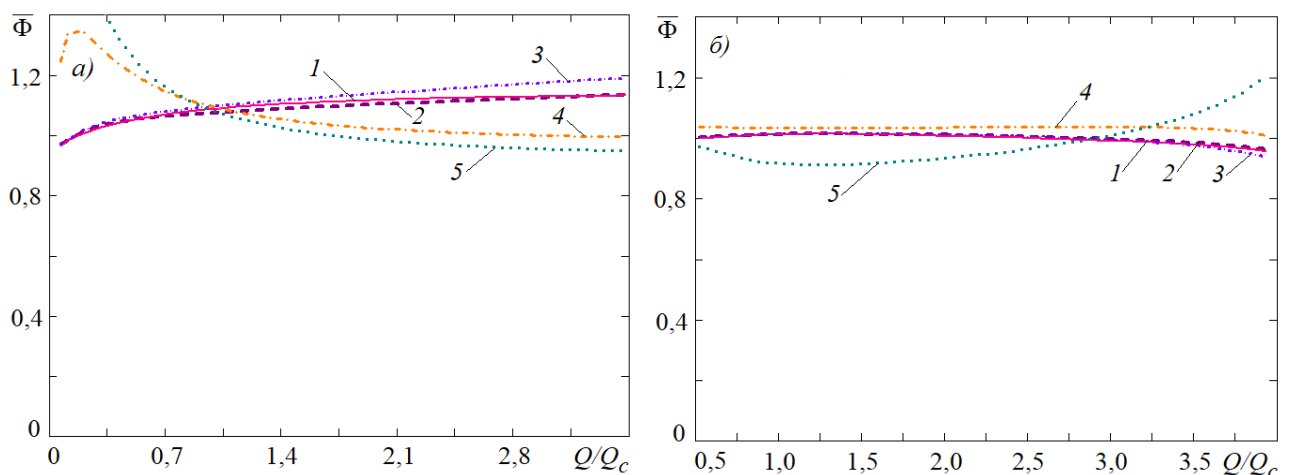


а)  $Q_c = 200$  кВт;  $t_{p1}=150^\circ\text{C}$ ;  $t_{h1}=30-60^\circ\text{C}$ ; б)  $Q_c = 1700$  кВт;  $t_{p1}=70^\circ\text{C}$ ;  $t_{h1}=30-60^\circ\text{C}$ .

Цифры – обозначения те же, что на рис. 3.2

Рис. 3.3. Относительный параметр теплообменника при постоянной температуре первичного теплоносителя

При увеличении температуры первичного теплоносителя с ростом тепловой мощности (рис. 3.4) соотношение (1.9) также выполняется достаточно хорошо. При одновременном уменьшении температуры вторичного теплоносителя на входе, общее изменение температур (в большую для первичного и в меньшую для вторичного) компенсирует влияние температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи, который зависит, в основном, от изменения расходов теплоносителей. Таким образом, соотношения (3.1), (3.2), (3.3) в этом случае могут с определённой погрешностью применяться для описания  $\Phi$  в этом режиме.

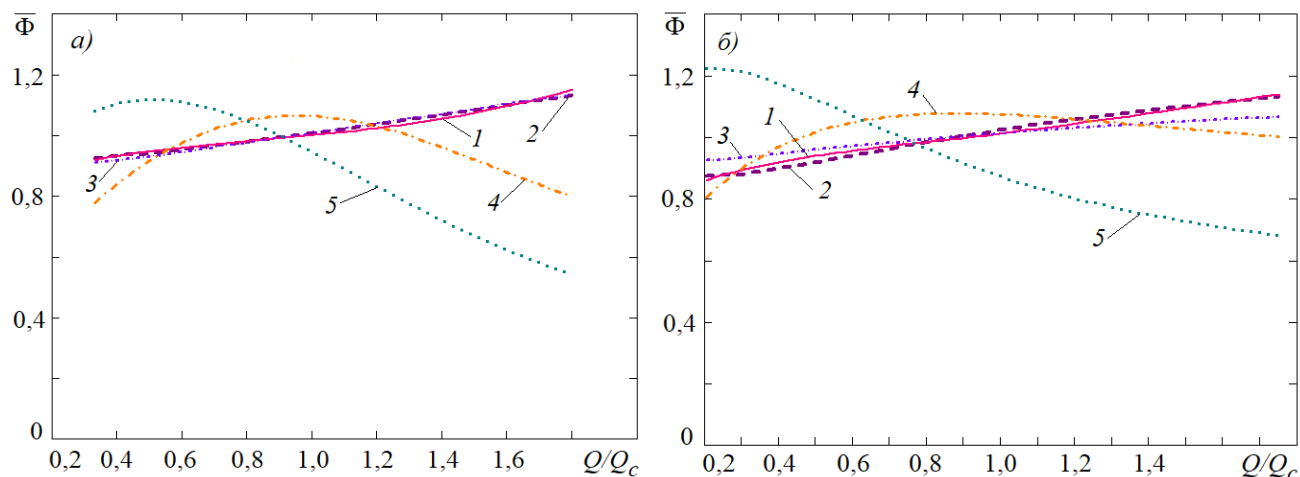


а)  $Q_c = 2700$  кВт;  $t_{p1}=70-150^\circ\text{C}$ ;  $t_{h1}=55-15^\circ\text{C}$ ; б)  $Q_c = 270$  кВт;  $t_{p1}=60-70^\circ\text{C}$ ;  $t_{h1}=50-15^\circ\text{C}$ .

Цифры – обозначения те же, что на рис. 3.2

Рис. 3.4. Относительный параметр теплообменника при увеличивающейся температуре первичного теплоносителя с ростом тепловой мощности теплообменника

Часто температура первичного теплоносителя увеличивается при уменьшении тепловой мощности теплообменника (см. рис. 3.5). Например, так работает подогреватель горячего водоснабжения второй ступени в тепловых пунктах систем теплоснабжения. В этом случае соотношения (3.1), (3.2) и особенно (3.3) работают плохо. При уменьшении разности температур теплоносителей погрешность применения соотношений (3.1) и (3.2) для трубчатых теплообменников уменьшается. Тем не менее все эти формулы не дают качественного описания зависимости  $\Phi$  от  $\Phi_0$  в этом режиме.

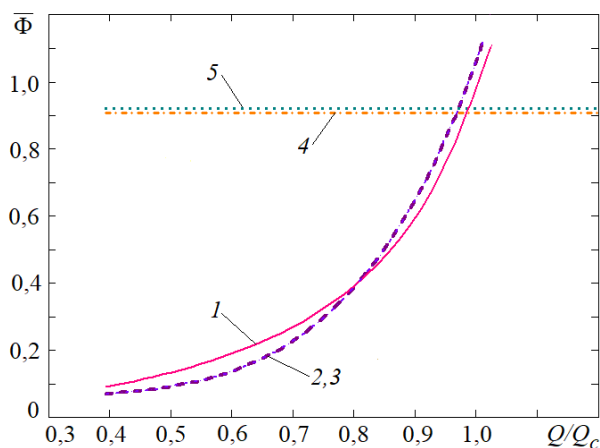


а)  $Q_c = 450$  кВт;  $t_{p1}=150-70^\circ\text{C}$ ;  $t_{h1}=60-20^\circ\text{C}$ ; б)  $Q_c = 1650$  кВт;  $t_{p1}=100-70^\circ\text{C}$ ;  $t_{h1}=55-20^\circ\text{C}$ .

Цифры –обозначения те же, что на рис. 3.2

Рис. 3.5. Относительный параметр теплообменника при уменьшающейся температуре первичного теплоносителя с ростом тепловой мощности теплообменника

Если расходы теплоносителей постоянны (рис. 3.6), режимы теплообменника невозможно описать формулами (3.1), (3.2), (3.3), поскольку они не отражают зависимости  $\Phi$  от тепловой мощности  $Q$ . В то же время, при изменении тепловой мощности и постоянных расходах теплоносителей параметр теплообменника будет меняться при изменении температур теплоносителей, которые вызовут значительное изменение коэффициента теплопередачи теплообменника.



$Q_c = 600$  кВт;  $t_{p1}=150-70^\circ\text{C}$ ;  $t_{h1}=60-20^\circ\text{C}$ . Цифры –обозначения те же, что на рис. 3.2

Рис. 3.6. Относительный параметр теплообменника при постоянных расходах теплоносителей

Применяемые в настоящее время соотношения [63] не во всех случаях адекватно описывают переменные режимы работы теплообменников. Кроме того, в целях энергосбережения часто применяются связанные группы теплообменников, работающие по различным температурным графикам, т.е. в разных режимах. Ошибка определения тепловой производительности в этом в этом случае может значительно возрасти.

Предложенная новая формула, описывающая влияние расходов теплоносителей на параметр теплообменника в переменных режимах работы, не связана с конкретным типом теплообменника. Формула (3.6) позволяет найти переменный параметр теплообменного аппарата без расчёта переменных режимов работы теплообменника, который часто можно выполнить только методом последовательных приближений. Для инженерных расчётов возможно применение средних коэффициентов в формуле, что может увеличить погрешность расчётов не более, чем на 10-15%. Данную формулу можно применять для прогнозирования режимов крупных систем, включающих большое количество теплообменников различных типов.

### **3.2. Влияние температур теплоносителей на параметр теплообменника в переменных режимах работы**

Следующими задачами расчёта переменных режимов работы связанных теплообменников являются

а) при известных температурах теплоносителей на входе в теплообменник и заданном изменении тепловой мощности необходимо найти температуры теплоносителей на выходе из теплообменника и расходы первичного и вторичного теплоносителей;

б) определить тепловую мощность теплообменника и расходы первичного и вторичного теплоносителей при известных температурах теплоносителей.

Решение этих задач возможно при помощи соотношений, описывающих влияние температур теплоносителей на параметр теплообменника в переменных режимах работы.

В настоящее время на практике широко применяются методики для определения влияния средних температур теплоносителей на параметр теплообменника [166, 261, 324], разработанные такими учёными, как Н.М. Зингер [63] и Н.Н.Чистяков и соавт. [319]. В этих методиках, однако, не учитывается влияние расходов теплоносителей, которые так же, как и в формуле (1.9) принимаются равными установочным значениям.

Н.М. Зингером [63] рассматривалось влияние конструктивных и режимных факторов теплообменников на параметр трубчатых и пластинчатых водоподогревателей. Причём в [63] отмечается, что теплофизические свойства воды в теплообменнике меняются мало, т.е. влия-



ние средних температур теплоносителей на параметр теплообменника незначительно и может быть описано довольно простыми зависимостями.

В частности, для трубчатых теплообменников при неизменных температурах и скоростях теплоносителей удельный параметр подогревателя  $\Phi_{sp} = \Phi/l$ , 1/м, где  $l$  – общая длина трубок, определяется только соотношением площадей межтрубного пространства  $f_{its}$  и трубок  $f_{ts}$ . Таким образом, удельный переменный параметр водо-водяных секционных подогревателей предлагается определять по приближённой формуле

$$\Phi_{sp} = 0,14\varphi(f_{its}/f_{ts})^{-0,6}(1 + 0,003t_{its}^m)(1 + 0,008t_{ts}^m), \quad (3.7)$$

где  $\varphi$  – коэффициент, учитывающий влияние загрязнения поверхности нагрева подогревателя, принимается в среднем 0,75-0,85;  $t_{its}^m$ ,  $t_{ts}^m$  – средние температуры теплоносителей в межтрубном пространстве и в трубках.

Для пластинчатых теплообменников в [63] определяется удельный параметр теплообменника  $\Phi_{sp} = \Phi/x$ , где  $x$  – число ходов. Влияние средних температур теплообменивающихся сред на параметр теплообменника для подогревателей с пластинами 0,3 и 0,6 м<sup>2</sup>, при скоростях теплоносителей 0,3-0,8 м/с и средних температурах теплоносителей на входе в аппарат 25-125°С определяется по формуле

$$\Phi_{sp} = 0,75 + 0,005t^m, \quad (3.8)$$

где средняя температура воды в водонагревателе определяется как полусумма средних температур греющей и нагреваемой воды.

В работе Н.Н. Чистякова [319] приведены расчётные формулы для определения параметра подогревателя в зависимости от температур теплообменивающихся сред в переменных режимах работы для двухступенчатой схемы присоединения подогревателей горячего водоснабжения в тепловом пункте. Для подогревателя I ступени

$$\Phi^I = \Phi_0(0,615 + 0,385t_s), \quad (3.9)$$

а для подогревателя II ступени

$$\Phi^{II} = \Phi_0(0,565 + 0,435t_s). \quad (3.10)$$

В переменном режиме работы средняя температура теплоносителей  $t_s$  определяется в зависимости от температуры наружного воздуха  $t_{ext}$  (т.е. от тепловой мощности  $Q$ ).

Для подогревателя I ступени

$$t_s = (30 - t_{ext})/30;$$

для подогревателя II ступени

$$t_s = (60 - t_{ext})/60.$$

Здесь предполагается, что средняя температура теплоносителей зависит от температуры наружного воздуха. Однако температура сетевой (греющей) воды может меняться не только по отопительному графику, но и оставаться постоянной (при срезках или количественном регулировании), а температура водопроводной (нагреваемой) воды постоянна на входе в подогреватель нижней ступени при любой  $t_{ex}$ .

Таким образом, имеющиеся соотношения привязаны к определённым типам теплообменника (конструктивным характеристикам) (3.7), (3.8), или к схеме их работы (3.9), (3.10), не описывают изменение параметров в любых переменных режимах (например, при постоянных температурах теплоносителей), что требует их доработки и уточнения.

**Вывод соотношения для определения влияния температур теплоносителей на переменный параметр теплообменника.** Для определения вида и характера кривой, описывающей изменение параметра теплообменника, проводилось моделирование противоточного водо-водяного теплообменного аппарата в широких диапазонах изменения температур и расходов теплоносителей, по методу, изложенному в параграфе 2.2, [251]. Полученные численные данные аппроксимировались некоторыми зависимостями. В качестве исходного пункта построения общей формулы, описывающей эти зависимости, использовалась модифицированная формула (3.4), в которой все параметры не привязывались к установочным значениям:  $\Phi = kF/\sqrt{W_p W_h}$ .

Для того чтобы найти переменный параметр теплообменника при известных температурах теплоносителей на входе в теплообменный аппарат  $t_{p1}$  и  $t_{h1}$ , необходимо переписать формулу (3.4) в следующем виде

$$\Phi = \frac{Q}{(t_{p1} - t_{h1})(W_{pc} W_{hc})^{0.5}} \left( \frac{W_{pc} W_{hc}}{W_p W_h} \right)^{0.5} \frac{t_{p1} - t_{h1}}{\Delta t}. \quad (3.11)$$

Сравнивая (3.11) с формулой (1.13) нетрудно заметить, что произведение первых двух множителей в формуле (3.11) определяют эффективность теплообменника  $\varepsilon$ . С другой стороны, входящие в (3.11) неизвестные в переменных режимах расходы теплоносителей определяются режимом работы теплообменного аппарата (см. параграф 1.4, [248]) и могут быть учтены некоторыми постоянными коэффициентами. Средняя же температура потоков  $\Delta t$  определяется отношением большей  $\delta t_{\max}$  и меньшей  $\delta t_{\min}$  разностями температур теплоносителей на

концах аппарата. Поэтому последний множитель также может быть представлен в виде некоторой степенной функции от этого отношения. В результате формулу (3.11) можно свести к следующей [250, 389]

$$\Phi = \frac{Q}{(t_{p1} - t_{h1})(W_{pc} W_{hc})^{0,5}} \left[ A_t - B_t \left( \frac{\delta t_{\max}}{\delta t_{\min}} \right)^{C_t} \right] + D_t. \quad (3.12)$$

Входящие сюда коэффициенты  $A_t$ ,  $B_t$ ,  $C_t$ ,  $D_t$  – некоторые константы, которые, в частности, зависят от установочных значений температур и расходов теплоносителей. Эти коэффициенты зависят также от режима работы теплообменного аппарата (температурного графика):  $A_t$  определяет величину отклонения  $\Phi$  от  $\Phi_0$  при изменении тепловой мощности теплообменника,  $B_t$  – величину влияния большей и меньшей разности температур на концах теплообменника на  $\Phi$ ,  $C_t$  определяет, какая из величин  $\delta t_{\max}$  или  $\delta t_{\min}$  оказывает большее влияние на  $\Phi$ , т.е. направление кривой  $\Phi$ ;  $D_t$  определяет смещение по вертикали кривой  $\Phi$  в том же режиме работы при изменении установочных условий.

Эти коэффициенты были получены в результате систематического моделирования большого числа теплообменников в различных режимах работы по методу, приведённому в параграфе 2.2, [251]. В табл. 3.3 приведены формулы, по которым можно найти эти коэффициенты по установочным значениям температур и расходов теплоносителей для теплообменников отопления и горячего водоснабжения при одноступенчатых и двухступенчатых схемах тепловых пунктов и различных графиках центрального регулирования [250].

В режимах с постоянными температурами теплоносителей изменение параметра  $\Phi$  определяется только влиянием расходов теплоносителей, т.е. тепловой мощностью теплообменника, расчёт ведётся по формуле (3.12). Для режимов с постоянной температурой вторичного теплоносителя  $t_{h1} = \text{const}$ , расчёт выполняется при установочной тепловой мощности  $Q_c$  и формула (3.12) преобразуется в (3.12a), поскольку в этих режимах тепловая мощность теплообменника изменяется незначительно [250, 251]

$$\Phi = \frac{Q_c}{(t_{p1} - t_{h1})(W_{pc} W_{hc})^{0,5}} \left[ A_t - B_t \left( \frac{\delta t_{\max}}{\delta t_{\min}} \right)^{C_t} \right] + D_t. \quad (3.12a)$$

Для режимов, в которых температура вторичного теплоносителя не постоянна  $t_{h1} \neq \text{const}$ , формула (3.12) принимает вид

$$\Phi = \frac{Q}{(t_{p1} - t_{h1})(W_{pc} W_{hc})^{0,5}} A_t + D_t. \quad (3.12б)$$

## Коэффициенты в формуле (3.12)

Коэф.	Режим работы теплообменника
$W_p = \text{const}; W_h = \text{const}$	
(Одноступенчатый теплообменник СГВ при качественном и качественно-количественном регулировании)	
$A_t$	$2,286 + 0,007(t_{pc1} - t_{hc1})$
$B_t, C_t$	$B_t = 0; C_t = 0$
$D_t$	-0,11
$t_{p1} = \text{const}; t_{h1} = \text{const}$ (Одноступенчатый теплообменник СГВ при количественном регулировании)	
$A_t$	1
$B_t$	-1
$C_t$	$[0,0068(t_{pc1} - t_{hc1}) - 0,91] \frac{W_{hc}}{W_{pc}} - 0,71$
$D_t$	$[0,9045 + 0,001(t_{pc1} - t_{hc1})] + [0,004 + 0,0001(t_{pc1} - t_{hc1})] \frac{W_{hc}}{W_{pc}}$
$t_{p1} = \text{const}$ (II ступень теплообменника СГВ при количественном регулировании)	
$A_T$	$0,38 - 0,0036(t_{pc1} - t_{hc1})$
$B_t, C_t$	$B_t = 0; C_t = 0$
$D_t$	$[0,243 - 0,0022(t_{pc1} - t_{hc1})] \left( 2 + \frac{W_{hc}}{W_{pc}} \right)$
$t_{h1} = \text{const}, t_{p1}$ увеличивается с увеличением $Q$ (I ступень теплообменника СГВ)	
$A_t$	2,6
$B_t$	$1,26 + 0,02(t_{pc1} - t_{hc1})$
$C_t$	-1
$D_t$	1,6
$t_{h1} = \text{const}, t_{p1}$ уменьшается с увеличением $Q$	
(Одноступенчатый теплообменник СГВ при качественном или качественно-количественном регулировании)	
$A_t$	$4,6 - \left( 0,9 - \frac{W_{hc}}{W_{pc}} \right) [0,607 + 0,101(t_{pc1} - t_{hc1})]$
$B_t$	1
$C_t$	-0,5
$D_t$	$2,1 - 1,56 \frac{W_{hc}}{W_{pc}}$
$t_{h1} \neq \text{const}, t_{p1}$ увеличивается с увеличением $Q$	
(Отопительный теплообменник при качественном или качественно-количественном регулировании)	
$A_t$	0,2
$B_t, C_t$	$B_t = 0; C_t = 0$
$D_t$	$0,112 + 0,679 \frac{W_{hc}}{W_{pc}}$
$t_{h1} \neq \text{const}, t_{p1}$ уменьшается с увеличением $Q$	
(II ступень теплообменника СГВ при качественном и качественно-количественном регулировании)	
$A_t$	0,165
$B_t, C_t$	$B_t = 0; C_t = 0$
$D_t$	$0,096 + 0,18 \frac{W_{hc}}{W_{pc}}$

В системах теплоснабжения обычно диапазон температур первичного теплоносителя меняется в интервале  $70\div 150^\circ\text{C}$ , вторичного –  $30\div 60^\circ\text{C}$ . Это соответствует рабочим диапазонам температур теплоносителей в подогревателе горячего водоснабжения II ступени в тепловом пункте. В этом параграфе с использованием разработанного метода (см. параграф 2.2, [251]), определены переменные параметры  $\Phi$  в различных режимах работы при изменении температур первичного и вторичного теплоносителей в указанных выше пределах. Одновременно была изучена применимость соотношений (3.7)–(3.10) и формулы (3.12).

На рис. 3.7 представлены результаты расчёта режимов теплообменника при постоянных эквивалентах расходов греющего и нагреваемого теплоносителей.

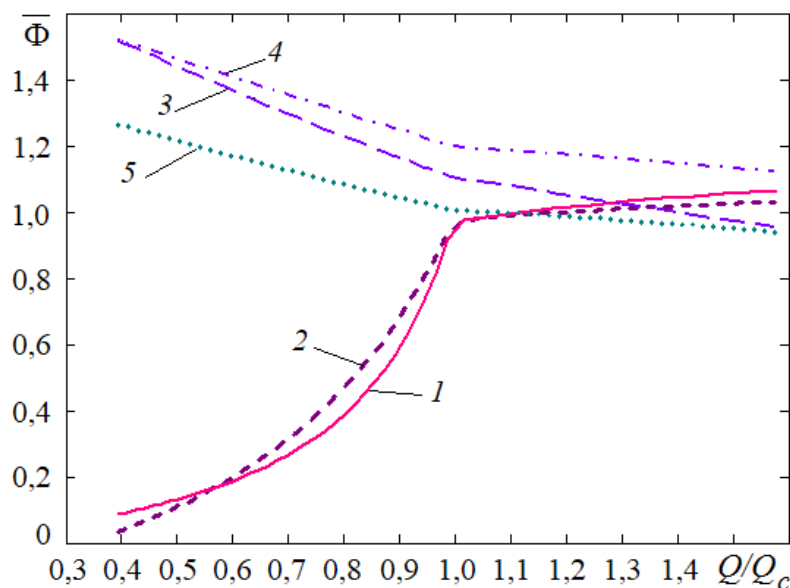


Рис. 3.7. Зависимость относительного переменного параметра теплообменника от изменения относительной тепловой мощности при  $W_{h1}=\text{const}$ ,  $W_{p1}=\text{const}$

Температура сетевой воды менялась по отопительно-бытовому графику  $150/70^\circ\text{C}$  (левая часть графика), со срезкой при  $70^\circ\text{C}$  (правая часть графика). Здесь и на всех последующих рисунках линия 1 соответствует результатам моделирования по методу, приведенному в параграфе 2.2, [251], 2 – по формуле (3.12), 3 – по формуле (3.7) для трубчатых теплообменников по [63], 4 – по формуле (3.8) для пластинчатых теплообменников по [63], 5 – по формуле (3.10) для подогревателя II ступени [319]. Установочная тепловая мощность теплообменника  $Q_c=600$  кВт. В данном случае формула (3.12) сводится к (3.12б), так что кривая 2 построена по формуле (3.12б). Кроме того, из формулы (3.4) тогда следует, что  $\Phi = kF / \sqrt{W_{pc} W_{hc}} = Q / (\Delta t \sqrt{W_{pc} W_{hc}}) \sim Q / \Delta t$ , т.е. изменение параметра  $\Phi$  представляет собой некоторую степенную функцию, что и показали результаты моделирования (кривая 1 в левой части графика). Формула (3.12б) качественно дает те же результаты, что и численное моделирование, и хорошо согласуется с ним количественно. В правой части температуры тепло-

носителей постоянны и  $\Phi \sim Q$ . В соотношениях (3.7) и (3.8) изменение параметра  $\Phi$  пропорционально изменению средних температур теплоносителей, т.е. при их уменьшении параметр  $\Phi$  тоже будет уменьшаться. Это означает, что данные соотношения качественно неправильно описывают изменение  $\Phi$ , что и демонстрирует рис. 3.7. В формуле (3.10) предполагается, что изменение температур теплоносителей обратно пропорционально изменению температуры наружного воздуха. Тепловая мощность теплообменника горячего водоснабжения увеличивается при повышении наружной температуры, при этом средняя разность температур в теплообменнике будет уменьшаться, соответственно и параметр  $\Phi$  по формуле (3.10) будет уменьшаться с ростом  $Q$ , т.е. эта формула также качественно неверно описывает изменение параметра  $\Phi$ .

Режим при постоянных температурах теплоносителей ( $t_{h1}=55^\circ\text{C}$ ,  $t_{p1}=150^\circ\text{C}$ ,  $Q_c=180$  кВт) показан на рис. 3.8. В этом случае  $\Phi = kF/\sqrt{W_p W_h} = Q/(\Delta t_c \sqrt{W_p W_h}) \sim Q/\sqrt{W_p W_h}$ . Здесь снова формула (3.12) (кривая 2) и качественно, и количественно хорошо согласуется с данными моделирования (кривая 1). С другой стороны, соотношения (3.7), (3.8) и (3.10) в этом случае снова неприменимы. Причем в (3.7) и (3.8) в этом режиме средняя температура теплоносителей постоянна  $t^m = \text{const}$  и, следовательно, параметр  $\Phi$  при изменении  $Q$  вообще не меняется.

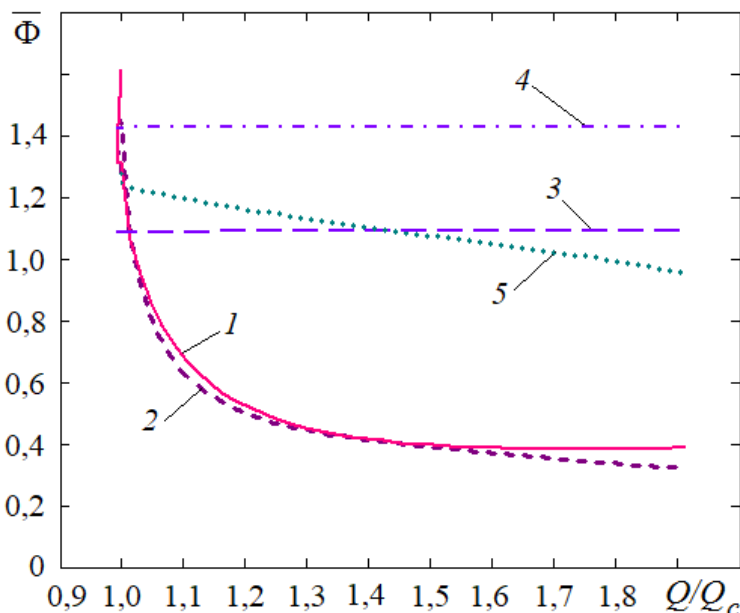


Рис. 3.8. Зависимость относительного переменного параметра теплообменника от относительной тепловой мощности при  $t_{h1}=\text{const}$ ,  $t_{p1}=\text{const}$

При постоянной температуре первичного теплоносителя ( $t_{h1}=65-15^\circ\text{C}$ ,  $t_{p1}=70^\circ\text{C}$ ,  $Q_c=400$  кВт, рис. 3.9) расход первичного теплоносителя с ростом тепловой мощности увеличивается. Это приводит к увеличению коэффициента теплопередачи, в результате функция

$\Phi(Q)$  растёт достаточно плавно. Напротив, в формулах (3.7), (3.8) и (3.10) учитывается только влияние средних температур теплоносителей. Поэтому при понижающейся с ростом тепловой мощности средней температуре теплоносителей (как в подогревателе СГВ II ступени) функции  $\Phi(Q)$  практически линейно будут снижаться. Таким образом, все три указанных соотношения качественно неправильно описывают поведение параметра теплообменника.

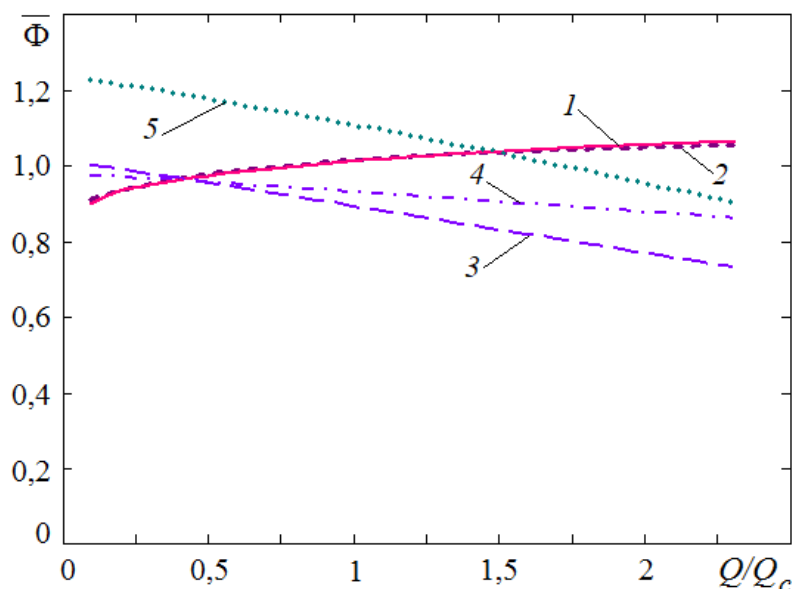


Рис. 3.9. Зависимость относительного переменного параметра теплообменника от изменения относительной тепловой мощности при  $t_{p1}=\text{const}$

Для режима с постоянной температурой вторичного теплоносителя и повышающейся при увеличении тепловой мощности температурой первичного ( $t_{h1}=35^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{p1}=70-130^{\circ}\text{C}$ ,  $Q_c=650$  кВт, рис. 3.10) характерно уменьшение расхода первичного теплоносителя с ростом его температуры и коэффициента теплопередачи (см. рис. 2.3*в*). В результате параметр теплообменника также будет монотонно снижаться. Формула (3.12*а*) качественно хорошо описывает данные моделирования. Заметные (порядка 20%) количественные отклонения от данных моделирования наблюдаются лишь при малых относительных мощностях теплообменника. Это связано с особенностью работы теплообменника II ступени горячего водоснабжения. При повышении температуры воды в теплосети (первичного теплоносителя), снижается его тепловая мощность вследствие повышения температуры вторичного теплоносителя на входе, который нагревается в теплообменнике I ступени и его догрев во II ступени незначителен. Формулы же (3.7), (3.8) и (3.10) не учитывают совместное влияние температур и расходов теплообмениваемых сред и первые две качественно неправильно описывают поведение параметра теплообменника  $\Phi$ . Количественные расхождения всех трех формул могут составлять сотни процентов.

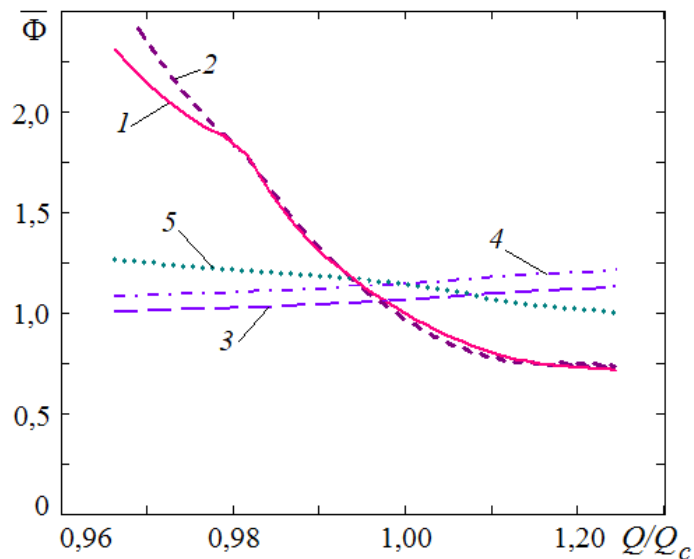


Рис. 3.10. Зависимость относительного переменного параметра теплообменника от изменения относительной тепловой мощности при  $t_{h1}=\text{const}$ ,  $t_{p1}$  повышается с увеличением  $Q$

При постоянной температуре вторичного теплоносителя и понижающейся при увеличении тепловой мощности температуре первичного ( $t_{h1}=35^\circ\text{C}$ ,  $t_{p1}=150-100^\circ\text{C}$ ,  $Q_c=2070$  кВт, рис. 3.11) формула (3.12) практически точно описывает данные моделирования. В этом случае влияние на параметр теплообменника одновременного увеличения  $Q$  и расхода первичного теплоносителя взаимно компенсируются. Поэтому хотя формулы (3.7), (3.8) качественно неправильно описывают зависимость  $\Phi(Q)$ , они могут использоваться, поскольку количественно с точностью 10–30% описывают данные моделирования, наибольшие отклонения наблюдаются при больших и малых значениях  $Q/Q_c$ . Формула же (3.10) и в этом случае не применима, она качественно неправильно описывает поведение функции  $\Phi(Q)$ , а количественно расхождения могут варьироваться от 60 до 220%.

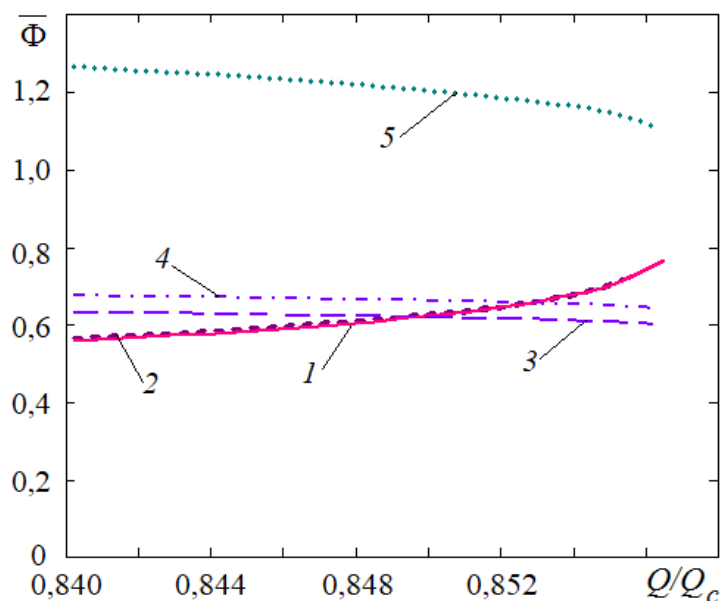


Рис. 3.11. . Зависимость относительного переменного параметра теплообменника от изменения относительной тепловой мощности при  $t_{h1}=\text{const}$ ,  $t_{p1}$  понижается с увеличением  $Q$



При одновременно понижении температуры вторичного теплоносителя и повышении при увеличении тепловой мощности температуры первичного теплоносителя ( $t_{h1}=65-10^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{p1}=70-150^{\circ}\text{C}$ ,  $Q_c=270$  кВт) функция  $\Phi(Q)$  меняется слабо. Данные, полученные по формуле (3.12б) практически совпадают с данными моделирования (см. рис. 3.12). Формулы же (3.7), (3.8), (3.10) качественно неправильно описывают изменение  $\Phi(Q)$ . Вместе с тем ошибки количественного определения зависимости  $\Phi$  от  $Q$  не превышают 20% для формул (3.7) и (3.8). Несколько хуже получаются результаты при использовании формулы (3.10).

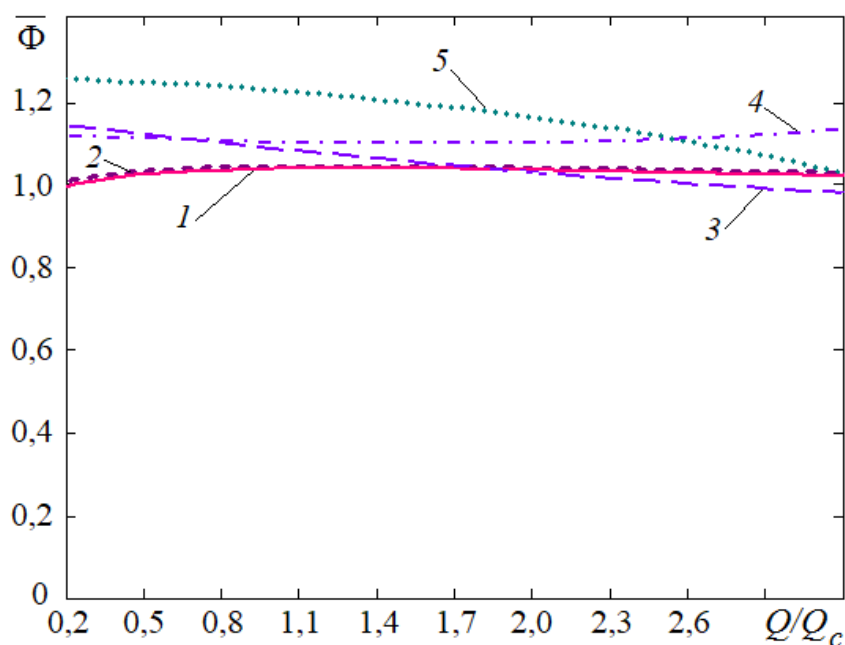


Рис. 3.12. Зависимость относительного переменного параметра теплообменника от изменения относительной тепловой мощности при  $t_{h1}$  понижается,  $t_{p1}$  повышается с увеличением  $Q$

На рис. 3.13 представлены данные, полученные при одновременном понижении температуры вторичного и первичного теплоносителей с увеличением тепловой мощности ( $t_{h1}=55-20^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{p1}=150-70^{\circ}\text{C}$ ,  $Q_c=450$  кВт). Одновременное увеличение  $Q$  при некотором снижении  $\Delta t$ , вызывает увеличение  $\Phi$ . Формула (3.12) хорошо описывает эту зависимость. Напротив формулы (3.7), (3.8) и (3.10) снова качественно неправильно предсказывают изменение параметра  $\Phi$  в переменных режимах, поскольку при расчёте по этим формулам, уменьшение средних температур теплоносителей вызывает уменьшение  $\Phi$ , относительные ошибки могут достигать 40–50%.

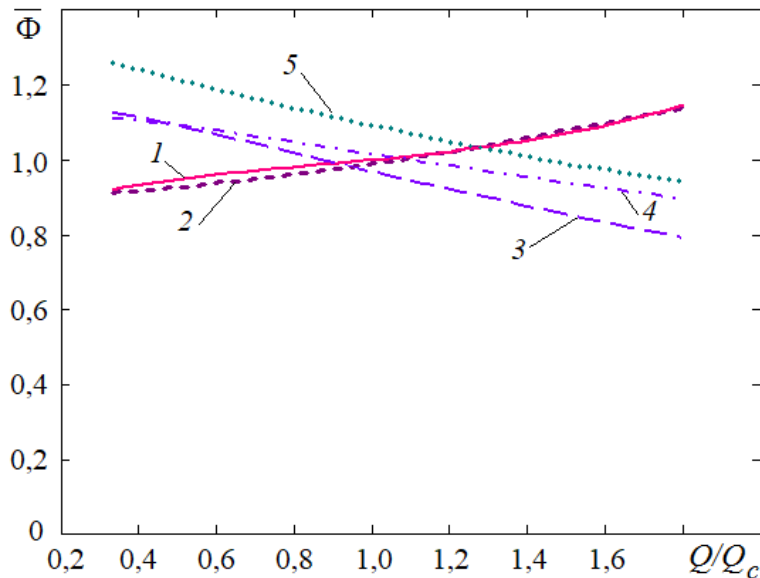


Рис. 3.13. Зависимость относительного переменного параметра теплообменника от изменения относительной тепловой мощности при  $t_{h1}$  понижается,  $t_{p1}$  понижается с увеличением  $Q$

Соотношения, описывающие влияние средних температур теплоносителей на параметр теплообменника, предложенные в [63] привязаны к конкретному типу теплообменника и зависят от его конструктивных характеристик. Их можно использовать только для предварительных оценочных расчётов в установочном режиме. Формулы, предложенные в [319] были разработаны для двухступенчатой схемы присоединения теплообменников горячего водоснабжения в тепловом пункте. Кроме того, как показало проведённое исследование, зависимости (3.7)-(3.10) не могут быть применимы для описания любого переменного режима работы теплообменника, поскольку не учитывают совместного влияния расходов и температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи.

Предложенная формула (3.12) позволяет описать любые режимы работы теплообменника, в том числе режим при постоянных температурах теплоносителей, поскольку учитывает также влияние изменения расходов теплоносителей и тепловой мощности на параметр теплообменника. Соотношение (3.12) не привязано к конкретному типу или схеме включения теплообменника, поэтому может использоваться для расчёта и прогнозирования режимов крупных систем, состоящих из нескольких связанных теплообменников.

### 3.3. Инженерный метод расчета переменных режимов работы теплового пункта

Предложенный в главе 2 метод численного моделирования переменных режимов работы тепловых пунктов реализован при помощи последовательных приближений, расчёты по которому возможны, в основном, только с применением ЭВМ. Для решения инженерных

задач необходим более простой метод расчёта, позволяющий напрямую определять температуры и расходы теплоносителей в переменных режимах работы. Эту задачу можно решить, используя полученные соотношения для переменных параметров теплообменников (3.6), (3.12). Построению такого метода и посвящён настоящий параграф.

**Двухступенчатая последовательная схема присоединения теплообменников СГВ.** Расчёты проводились для ЦТП, обслуживающего 7 жилых зданий в г. Москва, с общим числом жителей 1900 чел. Расчётная тепловая мощность отопления 2,2 МВт, фактическая средненедельная тепловая мощность подогревателей СГВ 0,55 МВт. Схема присоединения подогревателей – двухступенчатая последовательная, с независимым присоединением системы отопления (рис. 1.35). Расчётный температурный график квартальной отопительной сети 120/70°C при расходе воды 38 т/ч. Эксплуатационные данные приняты по [67].

Температуру нагреваемой водопроводной воды, предварительно нагретой в подогревателе горячего водоснабжения первой ступени, можно найти по формуле

$$t_{h2}^I = Q_h^I / W_h^I,$$

где  $Q_h^I$ , Вт – тепловая мощность подогревателя первой ступени, можно определить, например, по формуле (3.20), а  $W_h^I$  – эквивалент расхода нагреваемой водопроводной воды, Дж/К.

Далее, зная общую тепловую мощность горячего водоснабжения, можно найти тепловую мощность подогревателя второй ступени:

$$Q_h^{II} = Q_h - Q_h^I.$$

Температуру нагреваемой воды на входе в подогреватель второй ступени можно найти из балансового уравнения:

$$t_{h1}^{II} = (t_{h2}^I W_h^I + t^{cir} W^{cir}) / W_h^{II},$$

где  $t^{cir}$  – температура циркуляционной воды (можно принять 40°C);  $W^{cir}$  – эквивалент расхода циркуляционной воды, Дж/К, определяется как разница расчётных расходов нагреваемой воды в первой и второй ступенях подогревателя:  $W^{cir} = W_h^{II} - W_h^I$ .

Для того чтобы найти эквивалент расхода сетевой воды во второй ступени подогревателя горячего водоснабжения  $W_p^{II}$ , необходимо знать температуру сетевой воды на выходе из подогревателя,  $t_{p2}^{II}$ , однако, она пока тоже не определена. Поэтому воспользуемся общей формулой для определения переменного безразмерного параметра теплообменника второй ступени  $\Phi^{II}$  (3.12) для случая неизвестных расходов, но известных температурах теплоносителей на входе в теплообменник, где  $\Phi = \Phi^{II}$ ,  $t_{p1}$  – температура воды в тепловой сети;

$t_{h1} = t_{h1}^{\text{II}}$ ;  $W_{hc} = W_{hc}^{\text{II}}$  – расчётный эквивалент расхода нагреваемой воды во второй ступени подогревателя; значения коэффициентов для подогревателя второй ступени:  $A_t = 0,165$ ,  $B_t = C_t = 0$ ;  $D_t = 0,096 + 0,18 \frac{W_{hc}^{\text{II}}}{W_{pc}}$ , принимаются по табл. 3.3.

С использованием переменного параметра  $\Phi^{\text{II}}$  можно найти эффективность теплообменника:

$$\varepsilon = \left\{ 1 - \exp \left[ -\Phi \left( \frac{W_p}{W_h} \right)^{0.5} \left( 1 - \frac{W_h}{W_p} \right) \right] \right\} \cdot \left\{ 1 - \frac{W_h}{W_p} \exp \left[ -\Phi \left( \frac{W_p}{W_h} \right)^{0.5} \left( 1 - \frac{W_h}{W_p} \right) \right] \right\}^{-1}, \quad (3.13)$$

где  $\varepsilon = \varepsilon^{\text{II}}$ ;  $\Phi = \Phi^{\text{II}}$ ;  $W_p = W_p^{\text{II}}$ , принимается предварительно  $W_p^{\text{II}} = Q_h^{\text{II}} / (t_{p1} - t_{h1}^{\text{II}})$ ;  $W_h = W_h^{\text{II}}$ .

Тогда температура сетевой воды на выходе из подогревателя второй ступени:

$$t_{p2}^{\text{II}} = Q_h^{\text{II}} \left( \frac{1}{\varepsilon^{\text{II}} W_h^{\text{II}}} - \frac{1}{W_p^{\text{II}}} \right) + t_{h1}^{\text{II}}.$$

Теперь можно уточнить эквивалент расхода сетевой воды в подогревателе:

$$W_p^{\text{II}} = W_h^{\text{II}} \left( \frac{\Phi^{\text{II}} \Delta t^{\text{II}}}{t_{p1} - t_{p2}^{\text{II}}} \right)^2,$$

где  $\Delta t^{\text{II}}$  – температурный напор в подогревателе второй ступени.

Температуру сетевой воды на входе в теплообменник отопления можно найти из балансового уравнения:

$$t_{p1}^h = \frac{t_{p2}^{\text{II}} W_p^{\text{II}} + t_{p1} (W_{pc} - W_p^{\text{II}})}{W_{pc}},$$

приняв предварительно суммарный эквивалент расхода в тепловой сети равным расчётному расходу,  $W_p = W_{pc}$ . Поскольку в действительности расход сетевой воды может быть не равен расчётному расходу, температуру сетевой воды на выходе из подогревателя  $t_{p2}^h$  необходимо определить через переменный параметр теплообменника отопления по (3.6), при условии известных температур теплоносителей, где  $\Phi = \Phi^h$ ,  $Q = Q_o$ ,  $Q_c = Q_{oc}$  – текущая и расчётная тепловая мощность отопления, Вт;  $\Delta t_c = \Delta t_c^h$  – расчётный температурный напор в теплообменнике отопления;  $W_{p1}^h = W_{pc} - W_p^{\text{II}}$ ;  $W_h^{hs}$  – эквивалент расхода воды в системе отопления; постоянные коэффициенты для отопительного теплообменника по табл. 3.2:  $A_w = 1$ ,  $B_w = 0,04$ ;  $C_w = 0,015$ ;  $D_w = 0$ ;  $E_w = 1$ .

Теперь можно найти температурный напор в теплообменнике отопления:

$$\Delta t^h = Q_o / \left( \Phi^h \sqrt{W_{p1}^h W_h^{hs}} \right),$$

а затем определить температуру сетевой воды после теплообменника отопления:

$$t_{p2}^h = t_{p1} - (\Phi^h \Delta t^h)^2 / Q_o.$$

Эту же температуру сетевая вода имеет на входе в теплообменник горячего водоснабжения первой ступени:  $t_{p1}^1 = t_{p2}^h$ , см. рис. 1.35.

Однако, пока точно не известен расход воды в теплосети, поэтому, чтобы найти температуру сетевой воды после теплообменника горячего водоснабжения первой ступени, необходимо снова воспользоваться формулой для определения переменного параметра теплообменника при неизвестных температурах теплоносителей (3.6), где  $\Phi = \Phi^1$ ,  $Q = Q_h^1$ , – тепловая мощность теплообменника первой ступени;  $\Delta t_c = \Delta t_c^1$  – расчётный температурный напор в теплообменнике первой ступени;  $W_p = W_{pc}$  – суммарный эквивалент расхода воды в теплосети;  $W_h = W_h^1$  – эквивалент расхода нагреваемой воды в подогревателе первой ступени; постоянные коэффициенты для теплообменника горячего водоснабжения первой ступени по табл. 3.2:  $A_w = -1$ ,  $B_w = 0,08$ ;  $C_w = 0,018$ ;  $D_w = 1,2$ ;  $E_w = 1$ .

Теперь можно найти температуру сетевой воды после подогревателя горячего водоснабжения первой ступени

$$t_{p2} = Q_h^1 \left( \frac{1}{\varepsilon^1 W_h^1} - \frac{1}{W_p} \right) + t_{h1}^1,$$

где  $t_{h1}^1$  – температура воды в холодном водопроводе, принимается 5°C;  $\varepsilon^1$  – эффективность теплообменника первой ступени, определяется по (3.13), где  $\varepsilon = \varepsilon^1$ ;  $\Phi = \Phi^1$ ;  $W_p = W_{pc}$ ;  $W_h = W_h^1$ .

Теперь можно найти температурный напор в подогревателе первой ступени:

$$\Delta t^1 = Q_h^1 \left[ \Phi^1 (W_p W_h^1)^{0.5} \right]^{-1}.$$

С другой стороны, зная температуры теплоносителей, можно найти переменный параметр теплообменника при известных температурах, но неизвестных расходах по (3.12), где  $\Phi = \Phi^1$ ;  $Q = Q_{hc}^1$  – расчётная тепловая мощность подогревателя горячего водоснабжения первой ступени;  $t_{p1} = t_{p1}^1$ ,  $t_{h1} = t_{h1}^1$  – температуры сетевой и нагреваемой воды на входе в по-

догреватель, соответственно;  $W_{pc} = W_{spc}$ ,  $W_{hc} = W_{hc}^I$  – расчётные эквиваленты расходов сетевой и нагреваемой воды; постоянные коэффициенты принимаются по табл. 3.3:  $A_1 = 2,6$ ;  $B_1 = 1,26 + 0,02(t_{p1c}^I - t_{h1c}^I)$ ,  $t_{p1c}^I$ ,  $t_{h1c}^I$  – расчётные (установочные) температуры сетевой и нагреваемой воды на входе в подогреватель, соответственно;  $C_1 = -1$ ,  $D_1 = 1,6$ , после чего можно уточнить эквивалент суммарного расхода воды в теплосети:

$$W_p = W_h^I \left( \frac{\Phi^I \Delta t^I}{t_{p1}^I - t_{p2}^I} \right)^2.$$

Результаты расчёта режимов работы ЦТП в сравнении с эксплуатационными данными [67] показаны на рис. 3.15, [212] обозначения – см. рис. 1.35. Расчитанная температура обратной воды  $t_{p2}^{cal}(t_{ext})$  сравнивались с эксплуатационной температурой  $t_{p2}^{exp}(t_{ext})$  (рис. 3.15б).

Коэффициент корреляции определялся по уравнению

$$r = \frac{(n \sum x_i y_i - \sum x_i \sum y_i)}{\left\{ [n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2] [n \sum y_i^2 - (\sum y_i)^2] \right\}^{0.5}},$$

где  $n$  – объём выборки;  $x_i$  – значения эксплуатационных величин;  $y_i$  – значения рассчитанных величин. Коэффициент корреляции по температуре обратной воды  $r_t = 0,985$ . Расчитанный расход сетевой воды  $G_p^{cal} = 3,6W_p / (cp)$ , т/ч, сравнивался с эксплуатационным расходом  $G_p^{exp}$  (рис. 3.15б). Коэффициент корреляции по расходу сетевой воды  $r_G = 0,977$ .

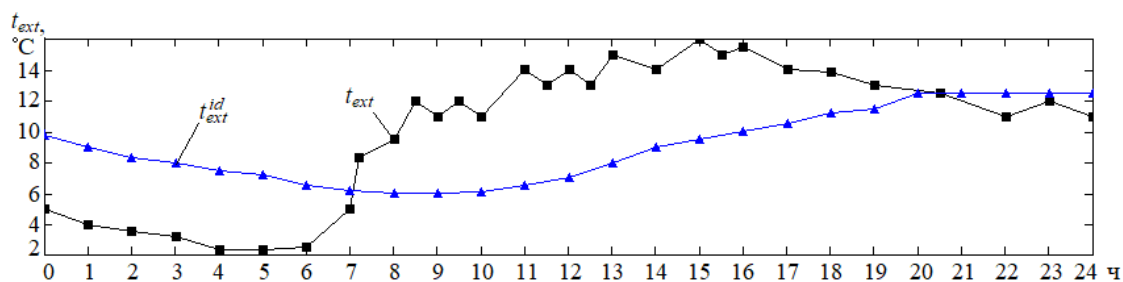


Рис. 3.15а. Температура наружного воздуха: текущая  $t_{ext}$  и по инерционному датчику  $t_{ext}^{id}$

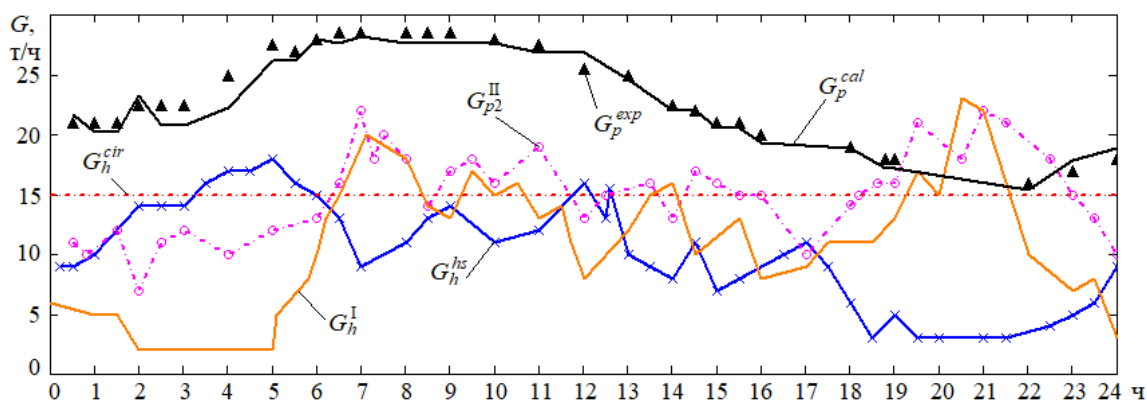


Рис. 3.15б. Расходы сетевой и водопроводной воды в ЦТП

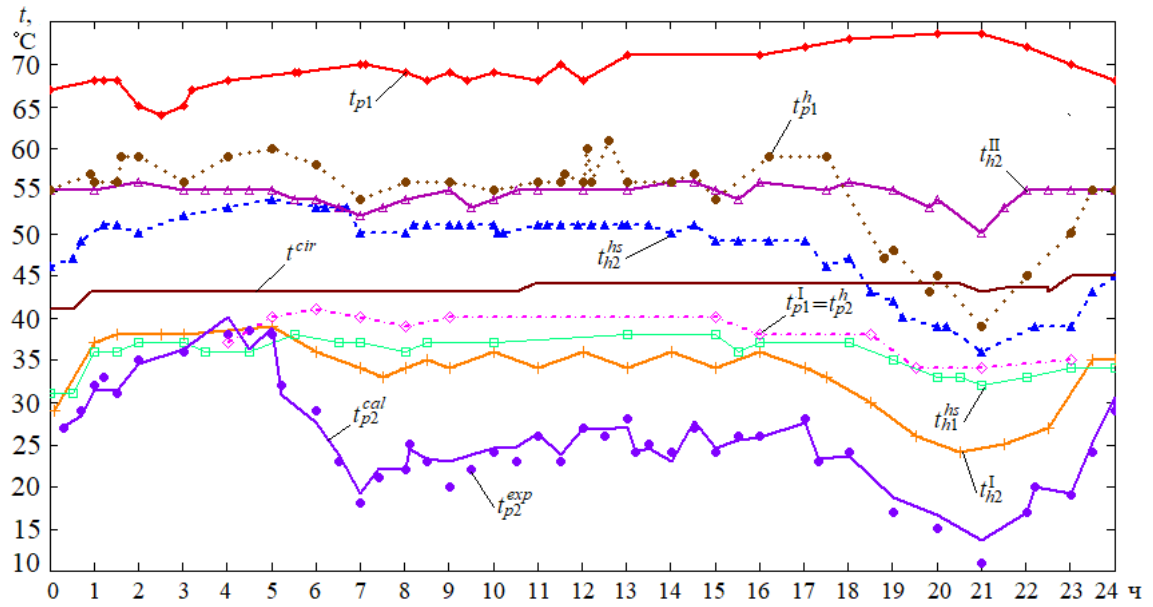


Рис. 3.15в. Температуры сетевой и водопроводной воды в ЦТП

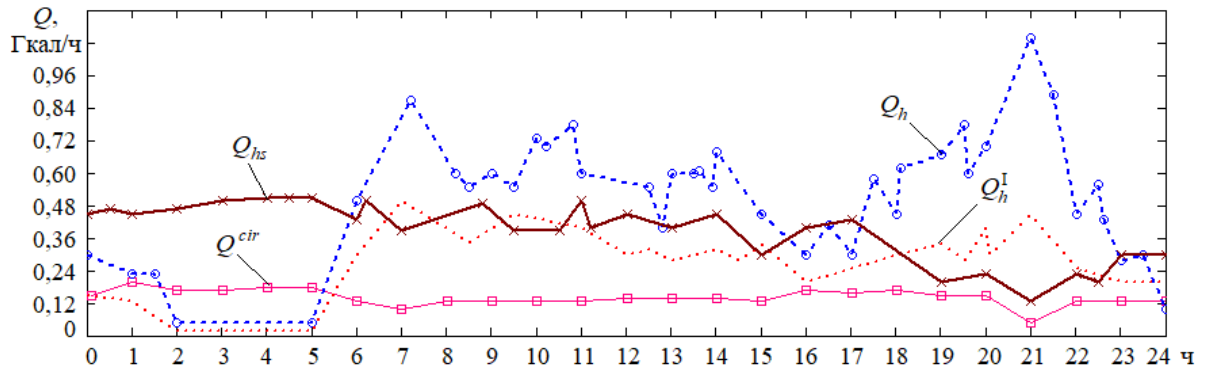


Рис. 3.15г. Тепловые потоки в ЦТП

**Двухступенчатая смешанная схема присоединения теплообменников СГВ с ограничением расхода сетевой воды.** Расчёт этой схемы (см. рис. 1.34) отличается только балансовыми уравнениями при смешении потоков. Система уравнений будет иметь вид:

$$\begin{aligned}
 t_{h2}^I &= Q_h^I / W_h^I, \quad Q_h^II = Q_h - Q_h^I, \quad W^{cir} = W_h^II - W_h^I, \quad t_{h1}^II = \frac{t_{h2}^I W_h^I + t^{cir} W^{cir}}{W_h^II}, \\
 A_t &= 0,165, \quad D_t = 0,096 + 0,18 \frac{W_{hc}}{W_{pc}}, \quad \Phi^II = \frac{Q_h^II}{(t_{p1} - t_{h1}^II)(W_{pc} W_{hc})^{0,5}} A_t + D_t, \quad W_p^II = \frac{Q_h^II}{t_{p1} - t_{h1}^II}, \\
 \varepsilon^II &= \left\{ 1 - \exp \left[ -\Phi^II \left( \frac{W_p^II}{W_h^II} \right)^{0,5} \left( 1 - \frac{W_h^II}{W_p^II} \right) \right] \right\} / \left\{ 1 - \frac{W_h^II}{W_p^II} \exp \left[ -\Phi^II \left( \frac{W_p^II}{W_h^II} \right)^{0,5} \left( 1 - \frac{W_h^II}{W_p^II} \right) \right] \right\}, \quad (3.14) \\
 t_{p2}^II &= Q_h^II \left( \frac{1}{\varepsilon^II W_h^II} - \frac{1}{W_p^II} \right) + t_{h1}^II, \quad W_p^II = W_h^II \left( \frac{\Phi^II \Delta t^II}{t_{p1} - t_{p2}^II} \right)^2, \quad W_{p1}^h = W_{pc} - W_p^II,
 \end{aligned}$$

$$\Phi^h = \frac{Q_o}{\Delta t_c^h \sqrt{W_{p1}^h W_h^{hs}}} \left\{ \left[ \left( \frac{W_{p1}^h}{W_h^{hs}} \right)^{0,04 \frac{Q_{oc}}{Q_o} + 0,015} - 1 \right] \left( \frac{W_{p1}^h W_h^{hs}}{W_{p1c}^h W_{hc}^{hs}} \right)^{0,5} + \frac{Q_{oc}}{Q_o} \left( \frac{W_{p1}^h W_h^{hs}}{W_{p1c}^h W_{hc}^{hs}} \right)^{0,5} \right\},$$

$$\Delta t^h = \frac{Q_o}{\Phi^h (W_{p1}^h W_h^{hs})^{0,5}}, \quad t_{p2}^h = t_{p1}^h - \frac{(\Phi^h \Delta t^h)^2}{Q_o}, \quad W_p = \max(W_p^h, W_{p1}^h), \quad t_{p1}^h = \frac{t_{p2}^h W_p^h + t_{p1}^h W_{p1}^h}{W_p},$$

$$\Phi^I = \frac{Q_h^I}{\Delta t_c^I (W_p W_h^I)^{0,5}} \left\{ 1,2 - \left( \frac{W_p}{W_h^I} \right)^{0,08 \frac{Q_{oc}}{Q_o} + 0,018} + \frac{Q_{oc}}{Q_o} \left( \frac{W_p W_h^I}{W_{pc} W_{hc}^I} \right)^{0,5} \right\}, \quad t_{p2}^I = Q_h^I \left( \frac{1}{\varepsilon^I W_h^I} - \frac{1}{W_p} \right) + t_{h1}^I,$$

$$\varepsilon^I = \left\{ 1 - \exp \left[ -\Phi^I \left( \frac{W_p}{W_h^I} \right)^{0,5} \left( 1 - \frac{W_h^I}{W_p} \right) \right] \right\} / \left\{ 1 - \frac{W_h^I}{W_p} \exp \left[ -\Phi^I \left( \frac{W_p}{W_h^I} \right)^{0,5} \left( 1 - \frac{W_h^I}{W_p} \right) \right] \right\},$$

$$\Phi^I = \frac{Q_{hc}^I}{(t_{p1}^I - t_{h2}^I) (W_{pc} W_{hc}^I)^{0,5}} \left[ A_t - B_t \left( \frac{\delta t_{\max}}{\delta t_{\min}} \right)^{C_t} \right] + D_t, \quad A_t = 2,6 \quad B_t = 1,26 + 0,02(t_{pc1} - t_{hc1}),$$

$$\Delta t^I = \frac{Q_h^I}{\Phi^I (W_p W_h^I)^{0,5}}, \quad C_t = -1, \quad D_t = 1,6, \quad W_p = W_h^I \left( \frac{\Phi^I \Delta t^I}{t_{p1}^I - t_{p2}^I} \right)^2.$$

Для проверки предложенного инженерного метода расчёта использовались эксплуатационные данные ЦТПкл20/32 в Калининском районе г. Новосибирска. Теплоснабжение ЦТП осуществляется от ТЭЦ-4 г. Новосибирска; температурный график показан на рис. 1.6. Схема присоединения теплообменников СГВ – двухступенчатая смешанная с ограничением расхода сетевой воды (рис. 1.34). Расчётные тепловые нагрузки: на отопление и вентиляцию  $Q_{ovmax}=5,22$  МВт; на горячее водоснабжение  $Q_h=3,30$  МВт.

Режимы работы ЦТП и результаты инженерного метода расчёта (3.14) при текущей наружной температуре (рис. 3.16) по данным [457], показаны на рис. 3.17, 3.18 [222, 386].

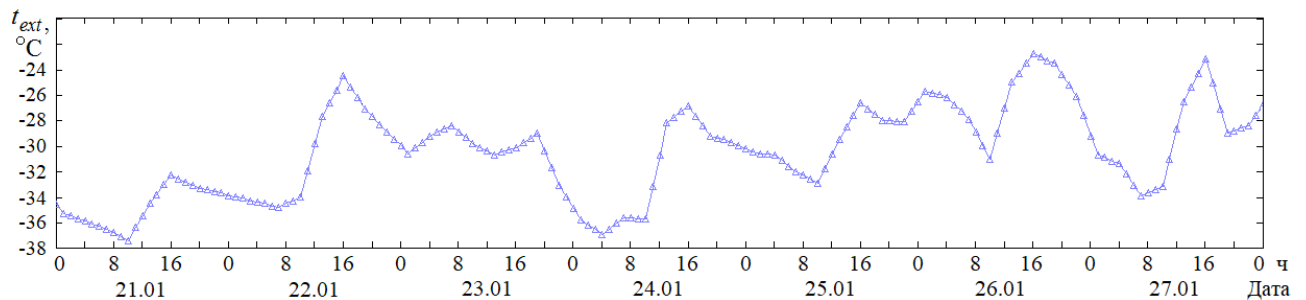


Рис. 3.16. Температура наружного воздуха 21-27 января 2018 г. по данным [457]

Температуры сетевой воды в подающей  $t_{p1}^{gr}$  и обратной  $t_{p2}^{h,gr}$  магистралях по графику регулирования, эксплуатационные температуры воды в подающей  $t_{p1}^{exp}$  и обратной  $t_{p2}^{exp}$  магистралях, а также рассчитанная температура обратной воды  $t_{p2}^{cal}$ , показаны на рис. 3.17.



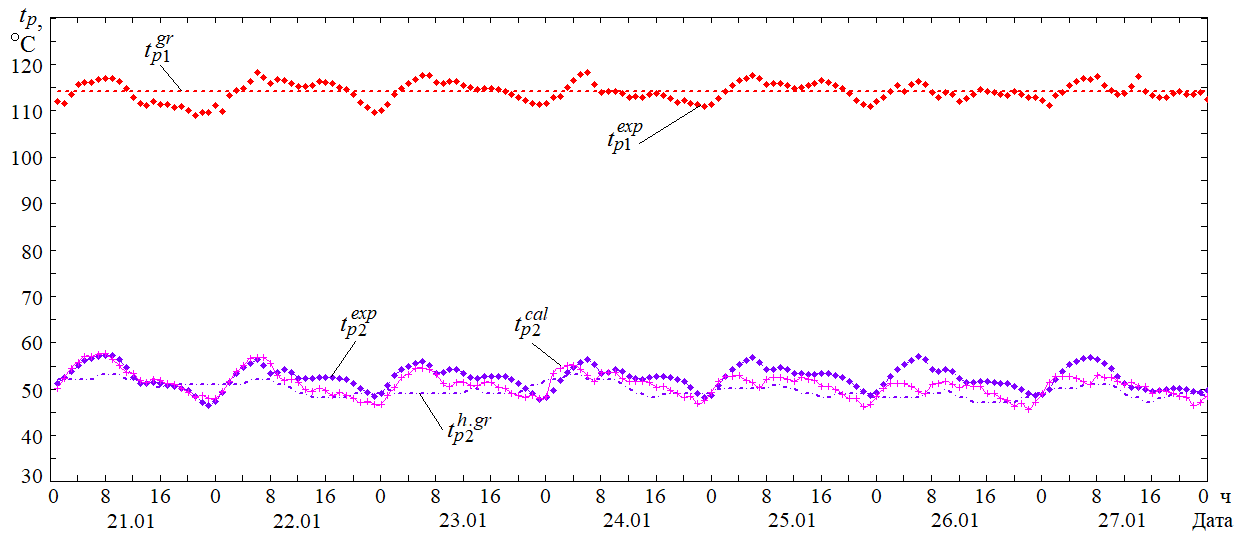


Рис. 3.17. Температуры сетевой воды ЦТП 21-27 января 2018 г.

Эксплуатационные расходы сетевой воды в подающей  $G_{p1}^{exp}$  и обратной  $G_{p2}^{exp}$  магистралях и расчётный расход сетевой воды  $G_{p1}^{cal}$ , показаны на рис. 3.18., [386].

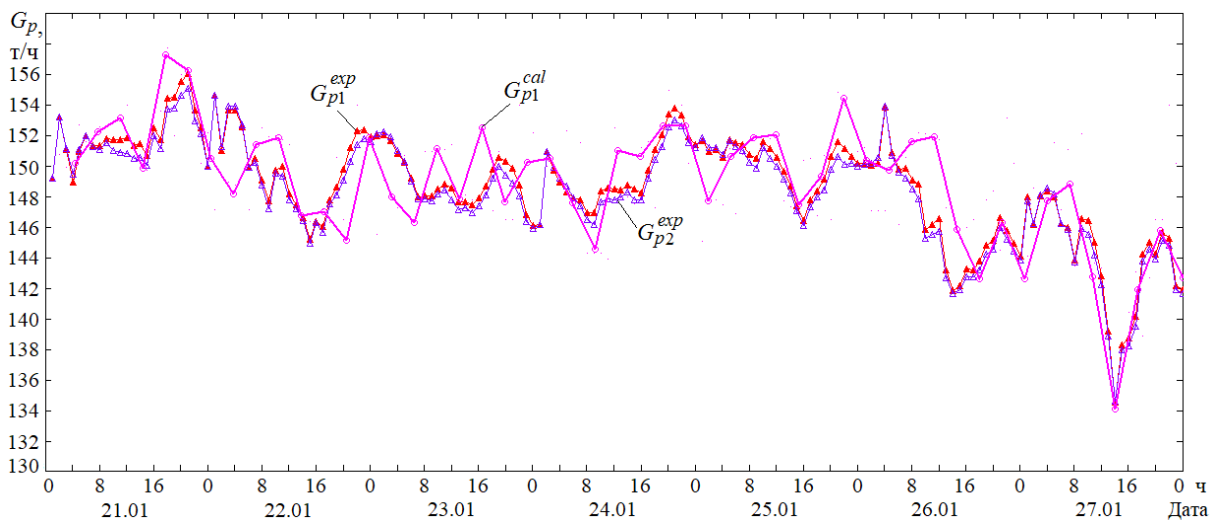


Рис. 3.18. Расходы воды в ЦТП 21-27 января 2018 г.

Коэффициенты корреляции составили: по температуре обратной воды  $r_t=0,735$ ; по расходу сетевой воды  $r_G=0,806$ . Анализ результатов показал, что корреляционная связь между переменными средняя и сильная, что говорит о достаточной точности полученных соотношений для каждой схемы присоединения теплообменников СГВ. Расчёт по разработанному методу, с использованием переменных параметров теплообменников производится значительно проще и быстрее, чем методом последовательных приближений, что позволяет настроить систему регулирования и скорректировать нерациональные режимы работы ТП [222, 385, 386].

### **3.4. Уравнения температурных графиков сетевой воды для двухступенчатых схем тепловых пунктов при качественном способе регулирования тепловой нагрузки**

Регулирование тепловых потоков и расходов сетевой воды в системе теплоснабжения осуществляется при помощи температурных графиков [348, 376]. Для того, чтобы на стадии проектирования иметь возможность выявить неэффективные режимы совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения и уточнить площади и производительности теплообменников, необходим расчёт температур воды после каждой ступени теплообменников и возвращаемой в тепловую сеть.

Зависимость параметров систем теплоснабжения от температурного графика регулирования в последние годы неоднократно исследовалась [29, 98, 165, 177, 200, 275]. Но статьи [29, 275] посвящены определению температуры воды в подающей магистрали теплосети, соответствующей оптимальному соотношению тепловых потерь и материальной характеристики теплосети; температура воды, возвращаемой в тепловую сеть, не определялась. В работе [177] определяется дополнительный расход сетевой воды при снижении температуры воды в подающей магистрали теплосети и температура обратной воды после системы отопления, но здесь не учитывается влияние нагрузки горячего водоснабжения на температуру обратной воды в теплосети. Интересным представляется подход к моделированию теплогидравлических режимов ТП, основанный на концепции объектно-ориентированного моделирования методами теории гидравлических цепей, предложенный в [165]. Однако в [165] приводится расчёт одноступенчатой параллельной схемы присоединения теплообменника в ТП, т.е. не учитывается связанная подача тепла в системы отопления и горячего водоснабжения. В работе [98] предложены зависимости для определения температуры наружного воздуха и температуры обратной воды только в одной характерной точке – в точке излома температурного графика. Прямое определение параметров систем теплоснабжения в зависимости от температурного графика регулирования окажется возможным, если получить достаточно простые уравнения для построения температурных графиков обратной воды во всем диапазоне наружных температур отопительного периода. Построение таких уравнений и является целью настоящего параграфа. В тоже время, следует отметить, что такие расчёты не будут универсальными, в отличие от инженерного метода, предложенного в параграфе 3.3. Для каждого способа центрального и местного регулирования необходимо получение отдельной системы уравнений. В настоящем параграфе задача решена для двухступенчатых схем тепловых пунктов со смешанной и последовательной схемами при качественном способе регулирования тепловой нагрузки.

Уравнения температурных графиков теплообменников можно вывести в результате обработки данных моделирования, используя те же закономерности, которые применяются при выводе уравнений температурных графиков системы теплоснабжения по нагрузке отопления.

**Уравнения температурных графиков системы отопления.** Регулирование нагрузки отопления заключается в изменении теплоотдачи отопительных приборов  $Q_o$  в зависимости от температуры наружного воздуха  $t_{ext}$ . Поэтому при качественном способе регулирования по нагрузке отопления, принятом в большинстве систем теплоснабжения в РФ, температура сетевой воды в подающей магистрали теплосети  $t_{p1}$  рассчитывается в зависимости от требуемой теплоотдачи отопления при текущей наружной температуре.

Уравнение регулирования выводится из условия пропорциональности коэффициента теплопередачи отопительных приборов, Вт/(м<sup>2</sup>·К), температурному напору в приборе [178, 289]

$$k = m\Delta t_o^n,$$

где  $m$  и  $n$  – некоторые эмпирические коэффициенты, зависящие от типа отопительных приборов;  $\Delta t_o = (t_{h1}^{hs} + t_{h2}^{hs})/2 - t_{int}$  – температурный напор при смешении воды в смесительном устройстве теплового пункта,  $t_{h1}^{hs}$  и  $t_{h2}^{hs}$  – температуры воды в подающей и обратной магистралях системы отопления;  $t_{int}$  – температура внутреннего воздуха.

Тогда относительный коэффициент теплопередачи в зависимости от температуры наружного воздуха определяется так

$$\bar{k} = k/k_c = (\Delta t_o/\Delta t_{oc})^n. \quad (3.15)$$

Здесь и везде ниже индексом “ $c$ ” обозначены параметры расчётного режима.

С другой стороны, тепловая мощность системы отопления, Вт, равна [178] ( $F$  – площадь отопительных приборов, м<sup>2</sup>)

$$Q = kF\Delta t_o = m\Delta t_o^{n+1}F$$

и можно определить относительную тепловую мощность

$$\bar{Q}_o = Q_o/Q_{oc} = (\Delta t_o/\Delta t_{oc})^{n+1}. \quad (3.16)$$

Сравнивая (3.15) и (3.16), находим

$$\bar{k} = \bar{Q}_o^{n/n+1}.$$

Используя это, и принимая для отопительных приборов – чугунных радиаторов  $n = 0,25$  в [289] получена формула для определения температуры воды в подающей магистрали теплосети

$$t_{p1}(t_{ext}) = t_{int} + \Delta t_{oc} (\bar{Q}_o)^{1/(n+1)} + (\delta t_c - 0,5\theta_c) \bar{Q}_o,$$

$$t_{p1}(t_{ext}) = t_{int} + \Delta t_{oc} (\bar{Q}_o)^{0,8} + (\delta t_c - 0,5\theta_c) \bar{Q}_o \geq t_{p1f} \quad (3.17)$$

Для обратной магистрали системы отопления в [289] предложена следующая формула

$$t_{h2}^{hs}(t_{ext}) = t_{int} + \Delta t_{oc} (\bar{Q}_o)^{0,8} - 0,5\theta_c \bar{Q}_o, \quad (3.18)$$

где  $\bar{Q}_o = Q_o / Q_{o\max} = (t_{int} - t_{ext}) / (t_{int} - t_{ext.c})$  – требуемый относительный расход тепла на отопление;  $t_{ext.c}$  – расчётная температура наружного воздуха для проектирования отопления;

$\delta t_{oc} = t_{p1c} - t_{p2c}$  – расчётная разность температур сетевой воды;  $\theta_c = t_{h1c}^{hs} - t_{h2c}^{hs}$  – расчётный перепад температур воды в системе отопления;  $t_{p1f}$  – температура воды в подающей магистрали теплосети в точке излома температурного графика.

Аналогичные зависимости применяются при расчёте температурных графиков в Китае [404, 405].

В двухступенчатых схемах присоединения теплообменников горячего водоснабжения в тепловых пунктах (ТП), обратная вода после системы отопления смешивается с водой после подогревателя горячего водоснабжения второй ступени и поступает в первую ступень подогревателя, а затем – в тепловую сеть. Таким образом, температура обратной воды, возвращаемой в тепловую сеть, будет зависеть от наружной температуры, схемы присоединения теплообменников горячего водоснабжения, суточного водопотребления в системе горячего водоснабжения (СГВ). Поэтому, определить её расчётным путём по простой формуле, подобной формулам (3.17) и (3.18) достаточно сложно [275].

В то же время температура обратной сетевой воды является важным показателем энергоэффективности системы теплоснабжения, поскольку показывает степень использования располагаемой тепловой мощности. Завышение температуры обратной сетевой воды часто наблюдается при эксплуатации систем централизованного теплоснабжения, особенно в переходный период отопительного сезона [101, 209, 259]. Это снижает выработку электрической энергии, повышает затраты топлива на производство тепловой энергии и снижает общий КПД источника теплоты [101, 259], т.е. увеличивает потери эксергии теплоносителя [154, 279].

**Уравнения температурных графиков работы теплообменников в тепловом пункте.** Ввиду практической невозможности проведения экспериментальных исследований при различных характеристиках работы тепловых пунктов, результаты численного моделирования, полученные по расчётному методу, описанному в параграфе 2.6, [200], применялись для построения уравнений температурных графиков.

В результате систематического моделирования режимов работы тепловых пунктов было выявлено, что температура обратной воды в теплосети  $t_{p2}$  зависит от текущей наружной температуры  $t_{ext}$ , расчётной температуры воды в тепловой сети  $t_{plc}$ , температуры воды в тепловой сети, соответствующей точке излома температурного графика  $t_{lower}^{cut}$  и температуры срезки температурного графика  $t_{upper}^{cut}$ , соотношения расчётной тепловой мощности на горячее водоснабжение и отопление, величины теплопотерь в циркуляционной линии горячего водоснабжения.

Результаты проведённого расчётного исследования позволили установить основные закономерности изменения температур и расходов сетевой воды в тепловом пункте и получить аналитические зависимости для их определения без расчёта переменных режимов.

Расчёты и моделирование выполнялись для двухступенчатых схем присоединения теплообменников горячего водоснабжения со связанной подачей теплоты: двухступенчатой смешанной с ограничением расхода воды из тепловой сети (рис. 1.34) и последовательной (рис. 1.35).

Полученные расчётные зависимости [255, 378] справедливы для следующих диапазонов изменения основных характеристик работы теплового пункта:

- расчётная температура воды в подающей магистрали тепловой сети  $t_{plc} = 150 \div 100^\circ\text{C}$ ;
- температура верхней срезки  $t_{upper}^{cut} = t_{plc} \div 100^\circ\text{C}$ ;
- температура нижней срезки (излома температурного графика для нагрева воды на горячее водоснабжение)  $t_{lower}^{cut} = 70 \div 80^\circ\text{C}$ ;
- соотношение расчётной тепловой мощности на горячее водоснабжение и отопление  $\psi = Q_h / Q_{o_{max}} = 0,2 \div 1$ ;
- коэффициент теплопотерь в циркуляционной линии СГВ  $K_t = 0,2 \div 0,35$  в формуле для определения тепловой мощности системы горячего водоснабжения.

**Двухступенчатая смешанная схема присоединения подогревателей СГВ с ограничением расхода сетевой воды.** При выводе уравнения регулирования система отопления заменяется эквивалентным отопительным прибором, в котором первичным теплоносителем является сетевая вода, а вторичным – воздух помещений с температурой  $t_{int}$ . Рассуждая подобным образом, можно получить уравнение температурного графика и для теплообменников горячего водоснабжения.

Изменение коэффициента теплопередачи и тепловой мощности теплообменника СГВ первой ступени подчиняется зависимостям, аналогичным (3.15) и (3.16), что позволяет получить уравнение температуры обратной воды в виде, подобном уравнению (3.18), с учётом температур первичного теплоносителя (сетевой воды) и вторичного теплоносителя (водопроводной воды) на входе и выходе из теплообменника (см. рис. 1.34). Однако, вследствие большого количества расчётных характеристик работы теплового пункта, необходимо ввести дополнительные постоянные коэффициенты:  $A_{ps}$ ,  $B_{ps}$ ,  $C_{ps}$ . Таким образом, уравнение температуры воды в обратной магистрали теплосети может быть записано следующим образом:

$$t_{p2}(\bar{Q}_o) = t_{p2}^I(\bar{Q}_o) = t_{h1c}^I + \Delta t_c^I \left[ \frac{Q_h^I(\bar{Q}_o)}{Q_{hc}^I} \right]^{-A_{ps}} + B_{ps} (t_{p2c}^{hs} - t_{2c}) \left[ \frac{Q_h^I(\bar{Q}_o)}{Q_{hc}^I} \right]^{C_{ps}}, \quad (3.19)$$

где коэффициенты  $A_{ps}$ ,  $B_{ps}$ ,  $C_{ps}$  определялись в результате моделирования режимов работы тепловых пунктов по предложенному методу (параграф 2.6) при изменении всех расчётных характеристик, перечисленных выше.

Коэффициент  $A_{ps}$  зависит от  $t_{p1c}$ ,  $t_{lower}^{cut}$  и  $\psi$ ; коэффициент  $B_{ps}$  зависит от  $t_{p1c}$ ,  $\psi$  и  $K_t$ ; коэффициент  $C_{ps}$  зависит от  $t_{lower}^{cut}$ ,  $\psi$  и  $K_t$ . Для их определения получены следующие формулы:

$$A_{ps} = \left[ (1,65 - 0,01t_{p1c}) + (1 - \psi)(0,5 + 0,004t_{p1c}) \right] + (t_{lower}^{cut} - 70) \frac{0,35 + (1 - \psi)(0,008t_{p1c} - 0,583)}{5},$$

$$B_{ps} = \left[ (5 - 0,028t_{p1c}) + (1 - \psi)(19,3 - 0,1t_{p1c}) \right] + (K_t - 0,2) \frac{1,1 - 0,006t_{p1c} + (1 - \psi)(0,013t_{p1c} - 2)}{0,15},$$

$$C_{ps} = (4,05 - 0,25\psi - 0,04t_{lower}^{cut}) - (K_t - 0,2) \frac{0,5(1 - \psi) + (t_{lower}^{cut} - 70)(0,08\psi - 0,024)}{0,15}.$$

В уравнение (3.19) входит относительная тепловая мощность теплообменника СГВ первой ступени, которую необходимо найти.

Изменение тепловой мощности подогревателя СГВ первой ступени в зависимости от наружной температуры (или от  $\bar{Q}_o$ ) определяется, в основном, принятым температурным графиком центрального регулирования. При качественном способе центрального регулирования, тепловая мощность теплообменника будет меняться в зависимости от наружной температуры, линейно. Однако наличие срезок температурного графика меняет углы наклона графика тепловой мощности в каждом температурном диапазоне. Кроме того, тепловая мощность теплообменника первой ступени также будет зависеть от всех расчётных характеристик теплового пункта, определяемых постоянными коэффициентами.

С учётом срезок температурного графика, тепловую мощность теплообменника можно определить по формуле

$$Q_h^I(\bar{Q}_o) = Q_{hc}^I D_{ps} \left( \frac{2t_{p1}^{req}(\bar{Q}_o) - t_{p1}(\bar{Q}_o)}{E_{ps}} \right)^{F_{ps}}, \quad (3.20)$$

где  $t_{p1}^{req}(\bar{Q}_o)$  – требуемая температура воды в подающей магистрали тепловой сети по отопительному графику (без излома графика для обеспечения тепловой мощности СГВ в переходный период отопительного сезона и без срезки при низких наружных температурах);  $t_{p1}(\bar{Q}_o)$  – температура воды в подающей магистрали тепловой сети по графику со срезками.

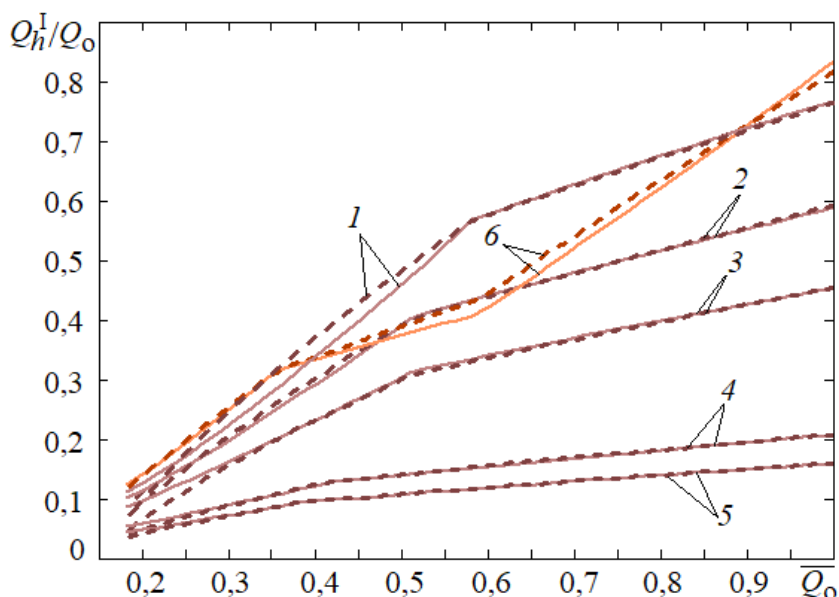
Постоянные коэффициенты  $D_{ps}$ ,  $E_{ps}$ ,  $F_{ps}$  определялись в результате моделирования режимов работы тепловых пунктов во всех диапазонах изменения расчётных характеристик. Моделирование показало, что коэффициент  $D_{ps}$  определяет угол наклона графика и зависит от  $t_{p1c}$ ,  $K_t$  и  $\psi$ ; коэффициент  $E_{ps}$  зависит только от  $t_{p1c}$ , т.е. учитывает изменение тепловой мощности теплообменника при изменении расчётной температуры в теплосети; коэффициент  $F_{ps}$  учитывает срезки графика и зависит от  $t_{upper}^{cut}$  и  $t_{lower}^{cut}$ . Для графиков без верхней срезки  $t_{upper}^{cut} = t_{p1c}$ . Для определения этих коэффициентов получены следующие формулы:

$$D_{ps} = \left[ 1,05 - (\psi - 0,2) \frac{0,003t_{p1c} - 0,15}{0,8} \right] + (0,35 - K_t) \frac{0,02 + 0,0125(\psi - 0,2)}{0,15}, \quad (3.21)$$

$$E_{ps} = 45 + 0,2t_{p1c}, \quad (3.22)$$

$$F_{ps} = 0,77 + 0,08 \frac{t_{p1c} - t_{upper}^{cut}}{t_{p1c} - 100} - (t_{lower}^{cut} - 70) \left( 0,007 - 0,005 \frac{t_{p1c} - t_{upper}^{cut}}{t_{p1c} - 100} \right). \quad (3.23)$$

На рис. 3.19 показаны результаты расчёта тепловой мощности теплообменника СГВ I ступени по формуле (3.20) в сравнении с расчётом по предложенному методу, предложенному в параграфе 2.6 для нескольких вариантов расчётных характеристик работы теплового пункта, показанных на рис. 3.20-3.25. Как видно из рис. 3.19, наибольшее отклонение наблюдается при больших отношениях  $\psi$  и низких  $\overline{Q}_o$ , т.е. при высоких температурах наружного воздуха и тем больше, чем ниже расчётная температура воды в подающей магистрали теплосети. Отклонение связано с тем, что увеличивается область работы системы теплоснабжения с постоянной температурой воды (не по отопительному графику). Однако даже для варианта I с  $\psi=1,0$  и  $t_{p1c}=100^\circ\text{C}$  это отклонение не превышает 8%, что является допустимым для инженерных расчётов.



Сплошные линии – расчёт по методу из параграфа 2.6, штриховые – по формуле (3.20).

Варианты расчёта:

1 – см. рис. 3.20; 2 – см. рис. 3.21; 3 – см. рис. 3.22; 4 – см. рис. 3.23;

5 – см. рис. 3.24; 6 – см. рис. 3.25

Рис. 3.19. Относительная тепловая мощность теплообменника I ступени

Температуру сетевой воды на входе в теплообменник I ступени можно найти, используя следующее выражение:

$$t_{p1}^I(\overline{Q}_o) = 0,5t_{h2c}^I + \Delta t_c^I \left[ \frac{Q_h^I(\overline{Q}_o)}{Q_{hc}^I} \right]^{-G_{ps}} + H_{ps} (t_{p2c}^{hs} - t_{2c}) \left[ \frac{Q_h^I(\overline{Q}_o)}{Q_{hc}^I} \right]^{I_{ps}}, \quad (3.24)$$



где  $G_{ps}$ ,  $H_{ps}$ ,  $I_{ps}$  – постоянные коэффициенты. Коэффициент  $G_{ps}$  зависит от  $t_{p1c}$ ,  $t_{lower}^{cut}$  и  $\psi$ ; коэффициент  $H_{ps}$  зависит от  $t_{p1c}$ ,  $\psi$  и  $K_t$ ; коэффициент  $I_{ps}$  зависит от  $t_{lower}^{cut}$  и  $\psi$ . Определить их можно по следующим формулам:

$$G_{ps} = \left[ (1,65 - 0,01t_{p1c}) + (1 - \psi)(0,25 + 0,01t_{p1c}) \right] + (t_{lower}^{cut} - 70) \frac{0,25 + 0,002t_{p1c} + (1 - \psi)(0,01t_{p1c} + 1,42)}{5},$$

$$H_{ps} = \left[ (2,32 - 0,007t_{p1c}) + (1 - \psi)(6,1 - 0,03t_{p1c}) \right] + (K_t - 0,2) \frac{0,52 - 0,002t_{p1c} + (1 - \psi)0,03t_{p1c}}{0,15},$$

$$I_{ps} = 9,45 - 0,1t_{lower}^{cut} + (1 - \psi)(5,13 - 0,063t_{lower}^{cut}).$$

Для определения температуры сетевой воды на выходе из теплообменника СГВ II ступени было получено следующее выражение:

$$t_{p2}^{II}(\bar{Q}_o) = 65 - \Delta t_c^{II} \left[ \frac{Q_h^{II}(\bar{Q}_o)}{Q_{hc}^{II}} \right]^{L_{ps}} + M_{ps} (t_{lower}^{cut} - \Delta t_c^{II}) \left[ \frac{Q_h^{II}(\bar{Q}_o)}{Q_{hc}^{II}} \right]^{N_{ps}}, \quad (3.25)$$

где тепловая мощность теплообменника II ступени определяется как разность расчётной тепловой мощности СГВ и тепловой мощности теплообменника I ступени, определённой по формуле (3.20):

$$Q_h^{II}(\bar{Q}_o) = Q_{hc} - Q_h^I(\bar{Q}_o); \quad (3.26)$$

$L_{ps}$ ,  $M_{ps}$ ,  $N_{ps}$  – постоянные коэффициенты. Коэффициент  $L_{ps}$  зависит от  $\psi$  и  $K_t$ ; коэффициент  $M_{ps}$  зависит от  $t_{p1c}$ ,  $t_{lower}^{cut}$  и  $\psi$ ; коэффициент  $N_{ps}$  зависит от  $\psi$  и  $K_t$ . Для их определения получены следующие формулы:

$$L_{ps} = 1,55 - 0,25\psi - (K_t - 0,2)(0,33\psi + 1,67). \quad (3.27)$$

$$M_{ps} = \left[ (1,38 - 0,008t_{p1c}) - (1 - \psi)(0,32 + 0,003t_{p1c}) \right] + (K_t - 0,2) \frac{1,48 - 0,007t_{p1c} - (1 - \psi)(0,37 - 0,009t_{p1c})}{0,15}, \quad (3.28)$$

$$N_{ps} = 1,33 - 1,13\psi - (K_t - 0,2)(6,67\psi - 2). \quad (3.29)$$

На рис. 3.20-3.25 показаны результаты расчётов температур сетевой воды по методу из параграфа 2.6 (сплошные линии) и по формулам (3.19), (3.24) и (3.25) (штриховые и штрихпунктирные линии) для тепловых пунктов с различными расчётными характеристиками.

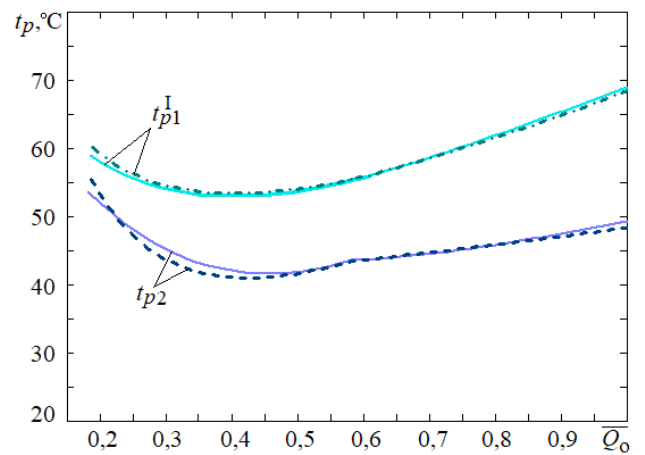
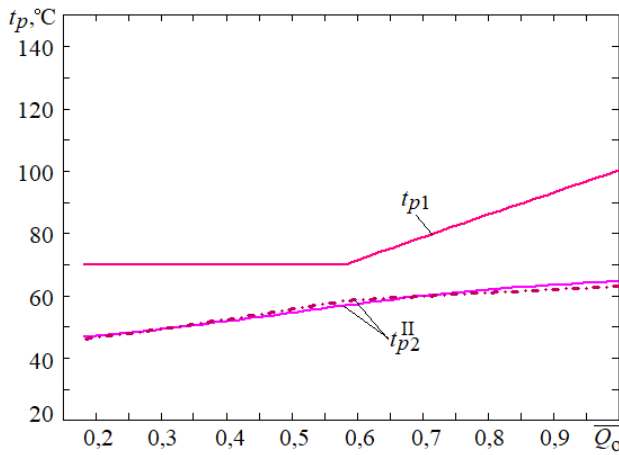


Рис. 3.20. Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:  
 $t_{p1c}=100^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{lower}^{cut} = 70^{\circ}\text{C}$ ;  $\psi=1,0$ ;  $K_t = 0,2$

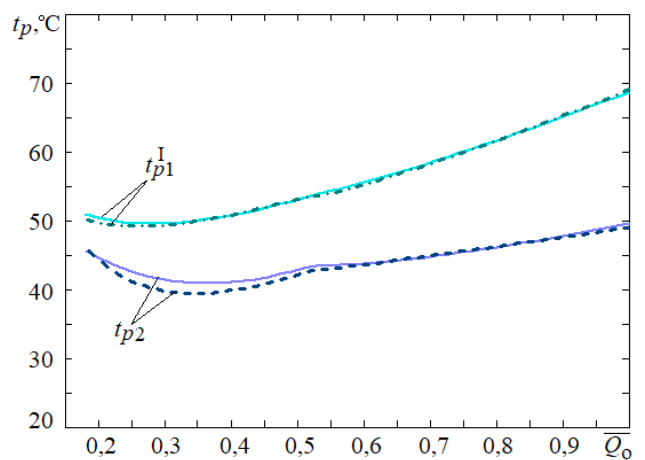
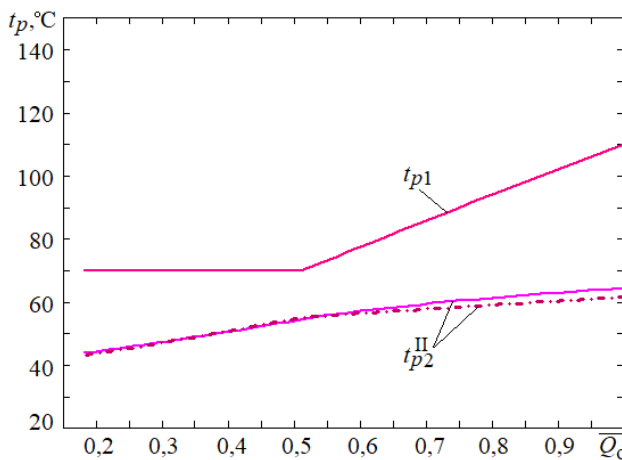


Рис. 3.21. Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:  
 $t_{p1c}=110^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{lower}^{cut} = 70^{\circ}\text{C}$ ;  $\psi=0,8$ ;  $K_t = 0,35$

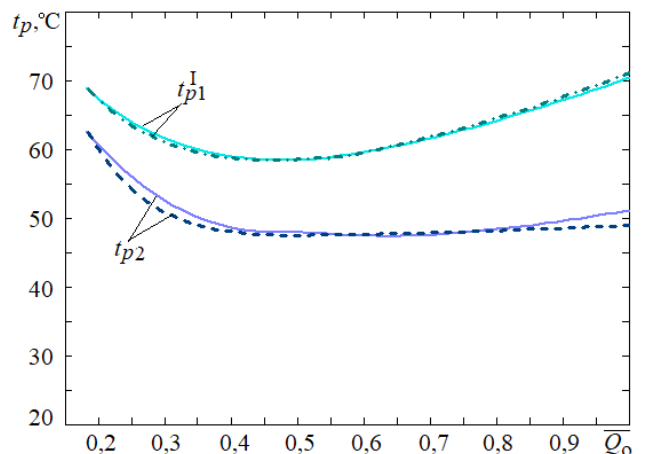
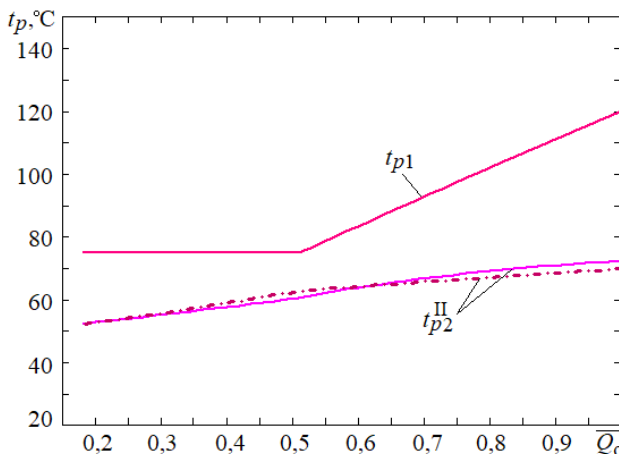


Рис. 3.22. Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:  
 $t_{p1c}=120^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{lower}^{cut} = 75^{\circ}\text{C}$ ;  $\psi=0,6$ ;  $K_t = 0,35$

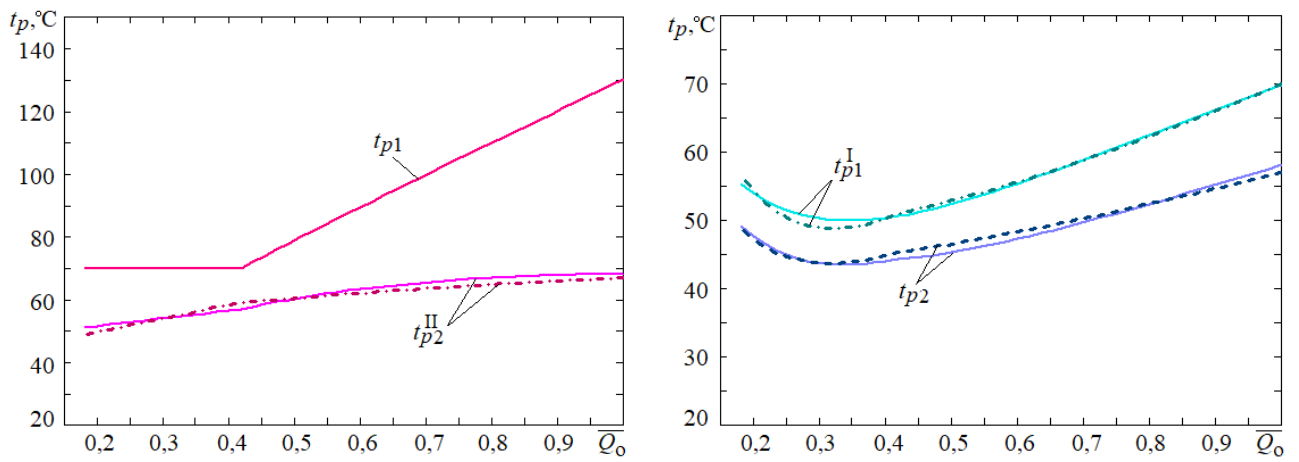


Рис. 3.23. Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:

$$t_{p1c}=130^{\circ}\text{C}; t_{lower}^{cut} = 70^{\circ}\text{C}; \psi=0,4; K_t = 0,2$$

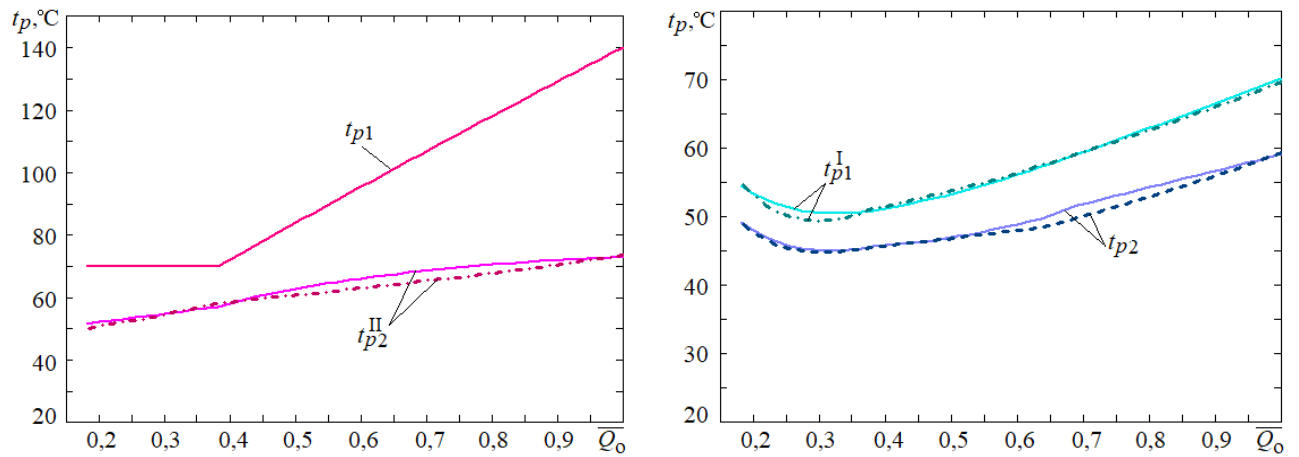


Рис. 3.24. Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:

$$t_{p1c}=140^{\circ}\text{C}; t_{lower}^{cut} = 70^{\circ}\text{C}; \psi=0,2; K_t = 0,35$$

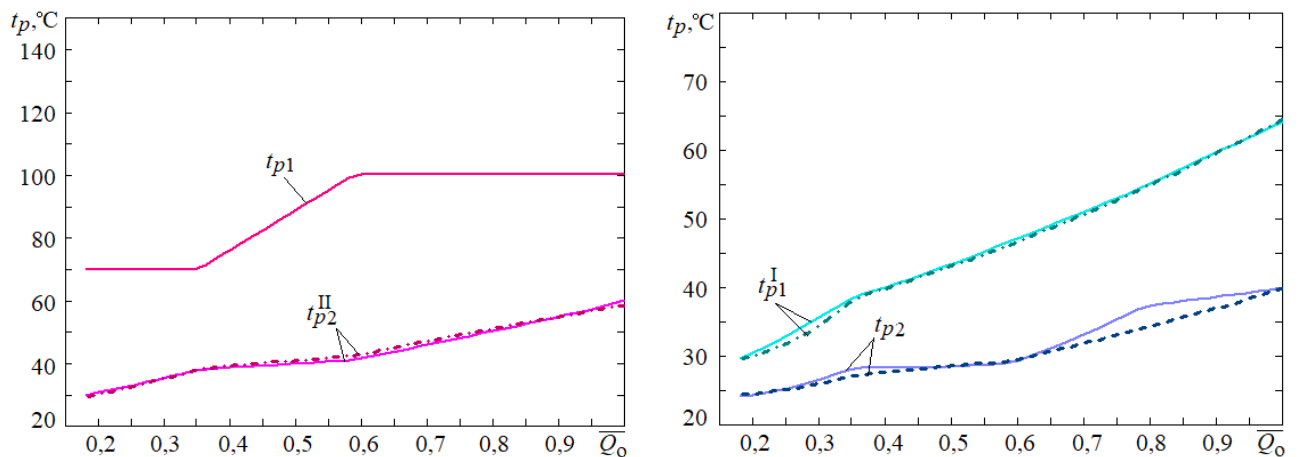


Рис. 3.25. Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:

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

По известным температурам сетевой воды и тепловой мощности теплообменников можно найти расходы сетевой воды по формуле (1.1).

**Двухступенчатая последовательная схема присоединения подогревателей СГВ.** В двухступенчатой последовательной схеме (рис. 1.35) тепловая мощность теплообменников СГВ будет такой же, как и в двухступенчатой смешанной схеме с ограничением расхода. Поэтому тепловая мощность подогревателя СГВ I ступени  $Q_h^I(\overline{Q_o})$  определяется по формуле (3.20) с коэффициентами по формулам (3.21)-(3.23), тепловая мощность подогревателя СГВ II ступени  $Q_h^{II}(\overline{Q_o})$  определяется в режиме максимального водопотребления как разность расчётной суммарной тепловой мощности теплообменников СГВ  $Q_{hc}$  и тепловой мощности теплообменника I ступени, по формуле (3.26). Таким образом, температура сетевой воды после теплообменника II ступени СГВ  $t_{p2}^{II}(\overline{Q_o})$  будет такой же, как и в смешанной схеме с ограничением расхода, и определить её можно по формуле (3.25) с коэффициентами по формулам (3.27)-(3.29).

Для определения температуры сетевой воды, возвращаемой в обратную магистраль тепловой сети после подогревателя СГВ I ступени, получена формула, аналогичная (3.19), но с другими коэффициентами

$$t_{p2}(\overline{Q_o}) = t_{p2}^I(\overline{Q_o}) = t_{h1c}^I + \Delta t_c^I \left[ \frac{Q_h^I(\overline{Q_o})}{Q_{hc}^I} \right]^{A_{ss}} + B_{ss} (t_{p2c}^{hs} - t_{2c}) \left[ \frac{Q_h^I(\overline{Q_o})}{Q_{hc}^I} \right]^{C_{ss}}, \quad (3.30)$$

коэффициент  $A_{ss}$  является показателем степени в условии пропорциональности тепловой мощности теплообменника горячего водоснабжения первой ступени температурному напору в теплообменнике. Коэффициент  $B_{ss}$  учитывает расчётную температуру в тепловой сети  $t_{p1c}$ , соотношение тепловых потоков на горячее водоснабжение и отопление  $\psi$  и коэффициент теплотеря в циркуляционной линии СГВ  $K_t$ . Коэффициент  $C_{ss}$  учитывает изменение расхода первичного теплоносителя в теплообменнике при изменении наружной температуры и тоже зависит от  $t_{p1c}$ ,  $\psi$  и  $K_t$ , а также от температуры точки излома температурного графика  $t_{lower}^{cut}$ .

Анализ результатов моделирования показал, что коэффициент  $A_{ss}$  принимает постоянное значение при любых характеристиках работы ТП:  $A_{ss} = 1.3$ .

Для определения коэффициентов  $B_{ss}$  и  $C_{ss}$  были получены следующие формулы:

$$B_{ss} = \left[ (3,8 - 0,02 t_{p1c}) + (1 - \psi)(12,875 - 0,066 t_{p1c}) \right] + \\ + (K_t - 0,2) \frac{0,8 - 0,004 t_{p1c} + (1 - \psi)(2 - 0,015 t_{p1c})}{0,15};$$

коэффициент  $C_{ss}$  зависит от  $t_{p1c}$ ,  $t_{lower}^{cut}$ ,  $\psi$  и  $K_t$ :

$$C_{ss} = 1,65 - 0,009t_{p1c} + (1 - \psi)(0,004t_{p1c} - 0,238) +$$

$$+ (K_t - 0,2) \frac{0,001t_{p1c} + (1 - \psi)(0,006t_{p1c} - 1,012)}{0,15} -$$

$$- (t_{lower}^{cut} - 70) \left[ 0,25 - 0,0016t_{p1c} + \frac{(1 - \psi)(0,01t_{p1c} - 1,525)}{0,75} \right]$$

На рис. 3.26-3.31 показаны результаты расчёта температур сетевой воды в ТП с двухступенчатой последовательной схемой с различными расчётными характеристиками в режиме максимального водопотребления по методу из параграфа 2.6 (сплошные линии) и по формуле (3.30) (штриховые линии).

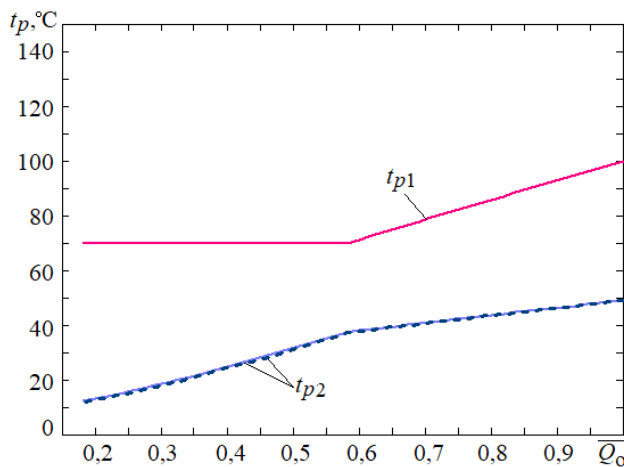


Рис. 3.26. Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:  
 $t_{p1c}=100^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{lower}^{cut} = 70^{\circ}\text{C}$ ;  $\psi=1,0$ ;  $K_t = 0,2$

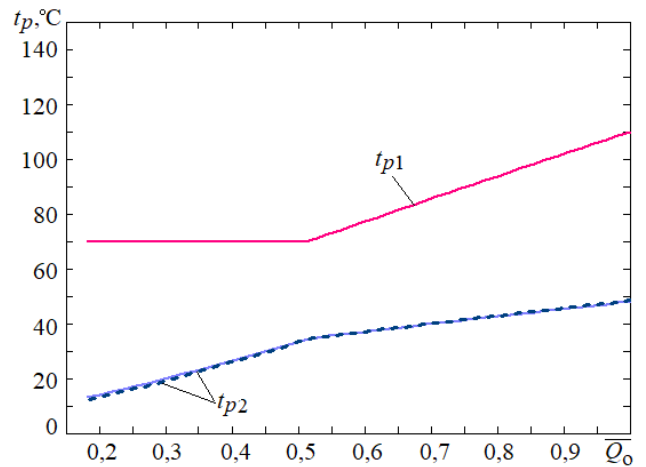


Рис. 3.27. Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:  
 $t_{p1c}=110^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{lower}^{cut} = 70^{\circ}\text{C}$ ;  $\psi=0,8$ ;  $K_t = 0,35$

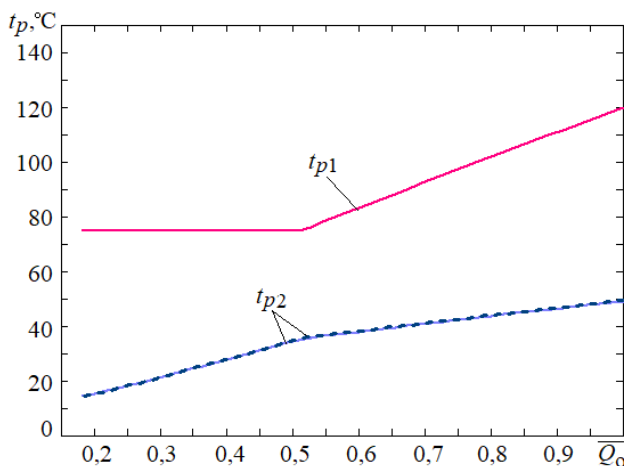


Рис. 3.28. Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:  
 $t_{p1c}=120^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{lower}^{cut} = 75^{\circ}\text{C}$ ;  $\psi=0,6$ ;  $K_t = 0,35$

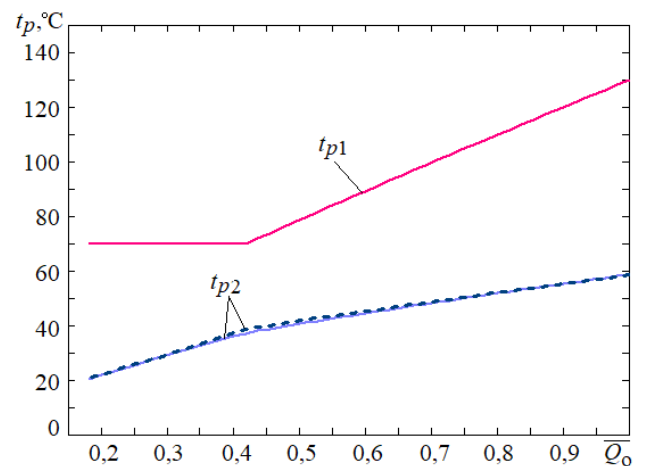


Рис. 3.29. Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:  
 $t_{p1c}=130^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{lower}^{cut} = 70^{\circ}\text{C}$ ;  $\psi=0,4$ ;  $K_t = 0,2$

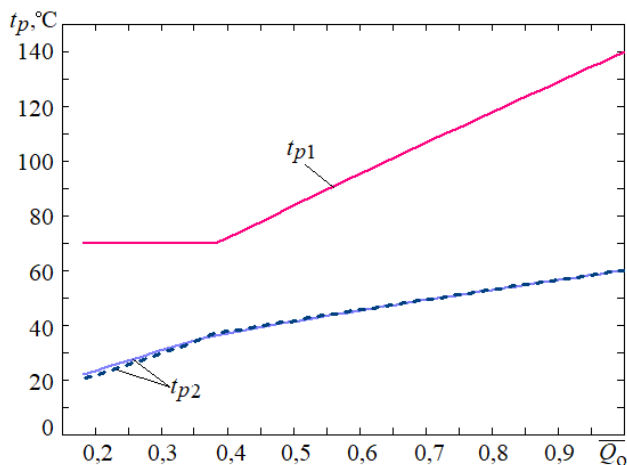


Рис. 3.30. Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:

$$t_{p1c}=140^{\circ}\text{C}; t_{lower}^{cut} = 70^{\circ}\text{C}; \psi=0,2; K_t = 0,35$$

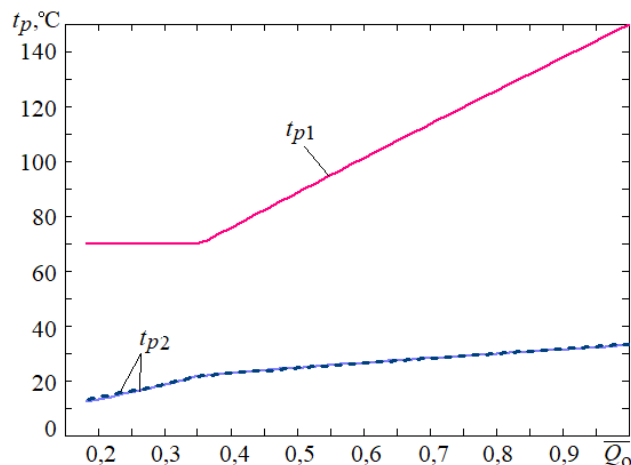


Рис. 3.31. Температуры сетевой воды для расчётных характеристик теплового пункта:

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

### 3.5. Прогнозирование температуры обратной сетевой воды

С помощью формул (3.19), (3.30), описывающих температуру сетевой воды в условиях максимального водопотребления в СГВ в зависимости от наружной температуры, можно прогнозировать температуру обратной сетевой воды также при суточном изменении водопотребления в СГВ. Для получения аналитических зависимостей прогнозирования температуры обратной сетевой воды использовались данные метеостанции [457], рис. 3.32 и эксплуатационные данные о работе Первомайского вывода ТЭЦ-5 г. Новосибирска в декабре 2018 г., рис. 3.33, 3.34, где завышение температуры обратной сетевой воды может составлять от 1,5 до 10% [317]. Рассматривались два диапазона наружных температур: 1 – низкие температуры, 2 – умеренные температуры, рис. 3.32. Температурный график работы ТЭЦ в отопительном сезоне показан на рис. 1.7. Тепловые пункты потребителей присоединены по двухступенчатой смешанной схеме с ограничением расхода. При работе системы теплоснабжения, температура обратной воды будет зависеть от температуры воды после системы отопления  $t_{h2}^{hs}(t_{ext})$ , определяемой по формуле (3.31), [289], при отсутствии водопотребления в СГВ до  $t_{p2}^{max}(t_{ext})$ , определяемой по формуле (3.19) в режиме максимального водопотребления.

$$t_{h2}^{hs}(t_{ext}) = t_{int} + \Delta t_{oc} \left( \bar{Q}_o \right)^{0,8} - 0,5\theta_c \bar{Q}_o, \quad (3.31)$$

где  $\Delta t_{oc}$  определяется по формуле (2.23), а  $\theta_c$  – по формуле (2.25).

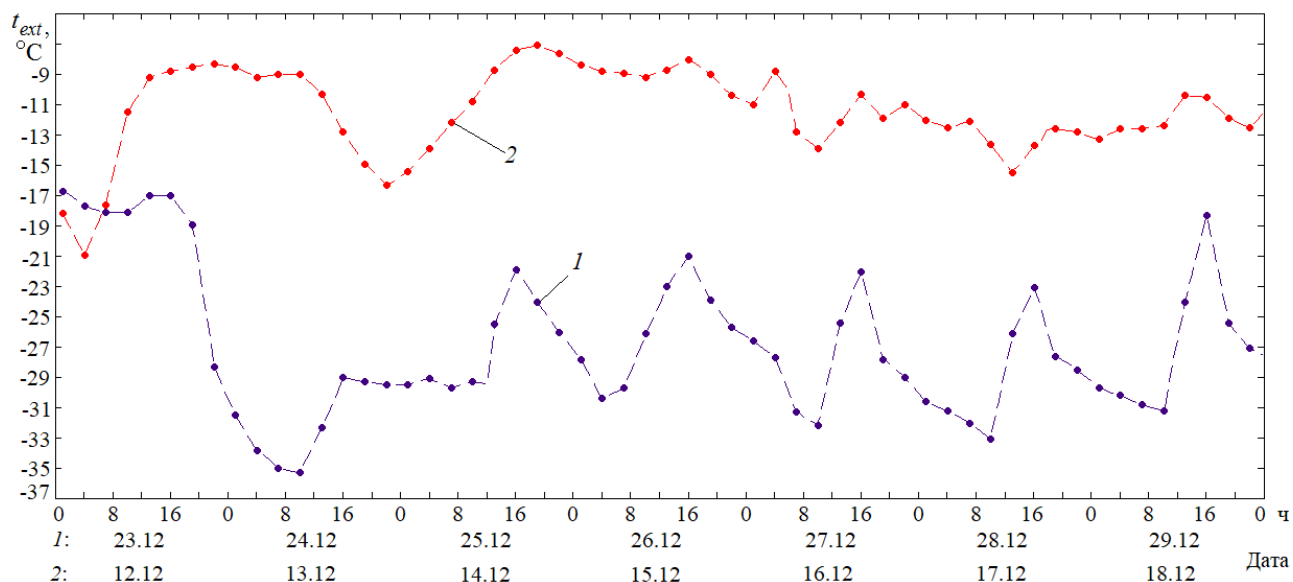
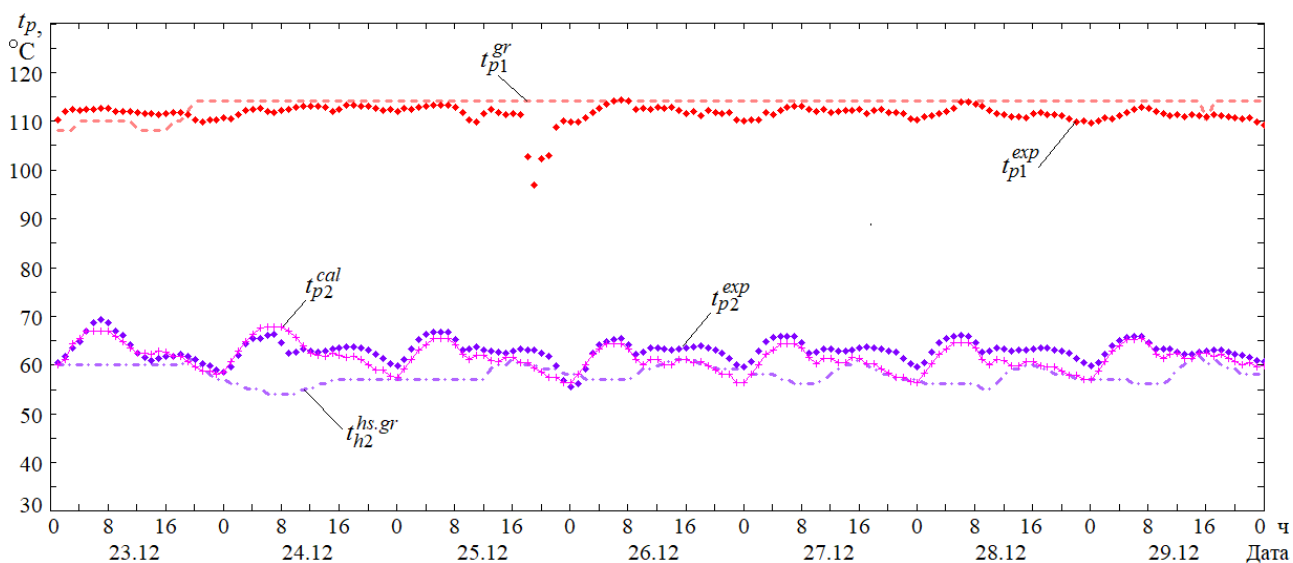


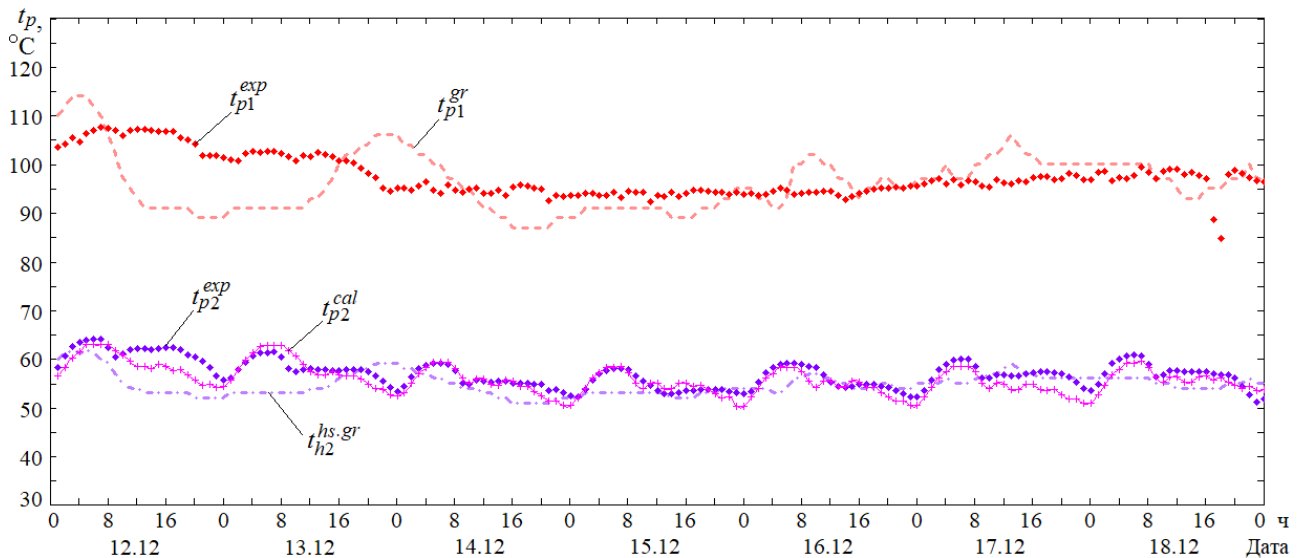
Рис. 3.32. Температура наружного воздуха в декабре 2018 г. по данным [457]

1 – 23-29 декабря 2018 г., 2 – 12-18 декабря 2018 г.



$t_{p1}^{gr}$  – температура воды в подающей магистрали по графику центрального регулирования;  $t_{p1}^{exp}$  – то же, эксплуатационная;  $t_{h2}^{hs}$  – температура воды в обратной магистрали системы отопления по отопительному графику;  $t_{p2}^{exp}$  – эксплуатационная температура в обратной магистрали тепловой сети;  $t_{p2}^{cal}$  – рассчитанная температура в обратной магистрали тепловой сети

Рис. 3.33. Режимы работы ТЭЦ 23-29 декабря 2018 г.



Обозначения – те же, что на рис. 3.33

Рис. 3.34. Режимы работы ТЭЦ 12-18 декабря 2018 г.

В двухступенчатой смешанной схеме ТП с ограничением расхода, гидравлическое сопротивление теплообменника II ступени меньше, чем системы отопления, поэтому в режиме максимального водопотребления в СГВ  $t_{p2}(t_{ext})$  выше  $t_{h2}^{hs}(t_{ext})$ . Изменение  $t_{p2}(t_{ext})$  в течение суток в зависимости от водопотребления в СГВ определяется при помощи коэффициента часовой неравномерности водопотребления  $k_h$ . Анализ эксплуатационных данных по температуре обратной воды показал, что для систем теплоснабжения от различных ТЭЦ этот коэффициент является достаточно стабильным (на рис. 3.33 и 3.34 четко прослеживаются максимумы и минимумы  $t_{p2}^{exp}$  в одно и то же время суток) и может быть описан одной и той же зависимостью. Так, для жилых районов, обслуживаемых ТЭЦ-4 и ТЭЦ-5 г. Новосибирска коэффициент часовой неравномерности водопотребления может быть аппроксимирован следующими зависимостями [255]:

- для рабочих дней

$$k_h(z) = 0,141 + 0,121z - 9,939 \cdot 10^{-3} \cdot z^2 + 2,195 \cdot 10^{-4} \cdot z^3;$$

- для выходных дней

$$k_h(z) = 0,122 + 0,127z - 0,01 \cdot z^2 + 2,185 \cdot 10^{-4} \cdot z^3,$$

где  $z$  – время суток, ч.

Температура обратной сетевой воды в зависимости от наружной температуры и переменного водопотребления в СГВ может быть найдена по формуле

$$t_{p2}^{cal}(t_{ext}, z) = t_{h2}^{hs}(t_{ext}) + k_h(z) [t_{p2}^{max}(t_{ext}) - t_{h2}^{hs}(t_{ext})]. \quad (3.32)$$



Как видно на рис. 3.33, 3.34 в периоды времени, когда температура воды в подающей магистрали тепловой сети соответствовала графику центрального регулирования  $t_{p1}^{exp}(t_{ext}) \approx t_{p1}^{gr}(t_{ext})$ , при незначительном водопотреблении в СГВ или его отсутствии в ночное время, температура воды в обратной магистрали практически равна температуре воды после системы отопления  $t_{p2}^{exp}(t_{ext}) \approx t_{h2}^{hs}(t_{ext})$ . Однако в периоды отклонения  $t_{p1}^{exp}(t_{ext})$  от  $t_{p1}^{gr}(t_{ext})$  температура обратной воды в теплосети также отклоняется. Поэтому, формулу (3.32) необходимо дополнить коэффициентом  $k_t$ , учитывающим отклонение температуры воды после системы отопления  $t_{h2}^{hs}(t_{ext})$  от требуемой по отопительному графику  $t_{h2}^{hs.gr}(t_{ext})$  при отклонении температуры воды в подающей магистрали тепловой сети.

Температура воды после системы отопления зависит от температуры наружного воздуха, способов местного количественного регулирования в ТП и тепловой мощности системы горячего водоснабжения, а также от тепловой аккумуляции зданий. Так, при применении насосов смешения, при срезке температурного графика, возможно увеличить расход воды из теплосети для системы отопления. В переходный период отопительного сезона, при постоянной температуре воды в теплосети выше, чем требуется по отопительному графику, наоборот, имеется возможность снизить расход воды из теплосети в систему отопления. Чем больше тепловая мощность СГВ, тем больше резерв тепловой мощности, которую можно направить в систему отопления при срезках температурного графика и в режиме максимального водопотребления в СГВ. Поэтому, температуру в обратной магистрали системы отопления не проводя детального расчёта определить достаточно сложно. Тем не менее, можно допустить, что отношение углов наклона графиков температур воды в подающей и обратной магистралях является постоянной величиной, рис. 3.35.

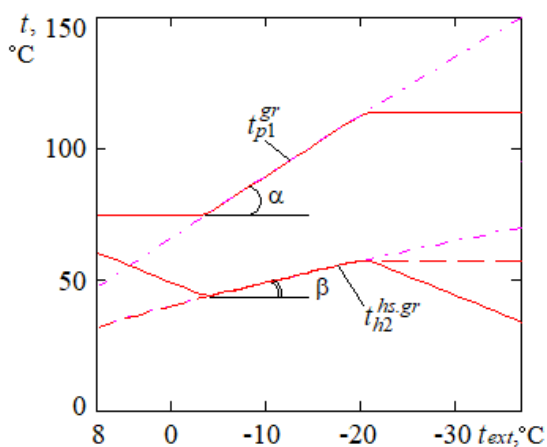


Рис. 3.35. Углы наклона графиков температур воды

Как видно на рис. 3.33, 3.34 можно считать, что линии  $t_{h2}^{hs.gr}(t_{ext})$  повторяют  $t_{p1}^{gr}(t_{ext})$  с некоторым коэффициентом. Тогда коэффициент отклонения температур воды можно найти из выражения

$$k_t(t_{p1}) = \frac{tg\alpha}{tg\beta} = \frac{t_{p1c} - t_{p1f}}{t_{h2c}^{hs} - t_{h2f}^{hs}},$$

где  $t_{p1c}$ ,  $t_{h2c}^{hs}$  – расчётные температуры в подающей магистрали тепловой сети и в обратной магистрали системы отопления;  $t_{p1f}$ ,  $t_{h2f}^{hs}$  – температуры в подающей магистрали тепловой сети и в обратной магистрали системы отопления в точке излома температурного графика.

Текущую температуру в обратной магистрали системы отопления в этом случае можно определить по формуле

$$t_{h2}^{hs}(t_{ext}) = t_{h2}^{hs.gr}(t_{ext}) + \frac{t_{p1}^{gr} - t_{p1}}{k_t(t_{p1})}. \quad (3.33)$$

Таким образом, чтобы найти текущую температуру обратной воды, необходимо (3.33) подставить в (3.32). Результаты расчётов достаточно хорошо согласуются с эксплуатационными данными. В рассматриваемый период времени максимальное отклонение составило 8%. Наибольшее отклонение наблюдается при резком изменении температуры наружного воздуха, и связано с тепловой аккумуляцией помещений [255].

### Выводы по главе 3

1. Существующие теории расчёта переменных режимов теплообменных аппаратов, основанные на применении постоянных параметров теплообменников в переменных режимах работы имеют ограниченное применение и не могут использоваться при разработке новых способов центрального и местного регулирования систем теплоснабжения, схем тепловых пунктов со связанной подачей теплоты, поскольку не учитывают влияние температур теплоносителей на коэффициент теплопередачи в теплообменнике. Существующие соотношения, определяющие изменение параметра теплообменника, привязаны к конкретному типу теплообменника и зависят от его конструктивных характеристик.

2. Получено соотношение, описывающее влияние переменных расходов теплоносителей на параметр теплообменника в различных режимах его работы. Использование этого соотношения возможно при неизвестных температурах теплоносителей на входе в теплообменник в переменном режиме, поскольку коэффициенты в формуле определяются только по

установочным данным, которые всегда задаются при выборе теплообменника и не привязаны к конкретному виду теплообменного аппарата.

3. Получено соотношение, описывающее влияние температур теплоносителей на параметр теплообменника при известных температурах первичного и вторичного теплоносителя на входе в теплообменник в различных режимах его работы. Это соотношение может применяться при неизвестных расходах теплоносителей в переменных режимах работы. Получены зависимости для определения коэффициентов в формуле для различных графиков регулирования, для теплообменников отопления, I и II ступеней СГВ.

4. Расчёт переменных режимов связанных теплообменников является достаточно трудоёмким и может быть выполнен только на ЭВМ; результатами расчёта являются численные зависимости переменных температур и расходов теплоносителей, что затрудняет построение системы регулирования. Установлены основные закономерности изменения температур и расходов сетевой воды в тепловом пункте и получены аналитические зависимости для их определения без расчёта переменных режимов. Полученные формулы справедливы для отопительно-бытового графика центрального регулирования, в том числе, со срезкой, в режиме максимального водопотребления в системе горячего водоснабжения.

5. Проведён анализ эксплуатационных режимов системы теплоснабжения и выявлены закономерности, позволяющие при помощи полученных формул прогнозировать температуру обратной сетевой воды в зависимости от температуры наружного воздуха и переменного суточного водопотребления в СГВ.

6. Предложенный в данной главе инженерный метод расчёта режимов работы тепловых пунктов систем теплоснабжения со связанной подачей теплоты достаточно прост. Фактически его можно использовать в онлайн-режиме при оперативном управлении тепловыми сетями. Работоспособность метода продемонстрирована на реальных эксплуатационных данных. Данные моделирования с достаточно высокой точностью согласуются с натурными. Таким образом, предложенный метод позволяет настроить систему регулирования и скорректировать нерациональные режимы работы тепловых пунктов.

7. Более точно учесть режимы работы тепловых пунктов и системы теплоснабжения в целом возможно при проведении полного расчёта по методу, предложенному в параграфе 2.6, с учётом особенностей схем тепловых пунктов и их работы в различные периоды отопительного сезона, графиков центрального регулирования, способов местного количественного регулирования (глава 4), тепловой аккумуляции наружных ограждений (глава 5) при использовании разработанных программных комплексов HeatSupply, HeatingPoint (приложение А).

## **Глава 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ЦЕНТРАЛЬНОГО И МЕСТНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ**

Тепловая мощность систем отопления и вентиляции меняется в зависимости от температуры наружного воздуха; количество теплоты, необходимое для нагрева воды в системе горячего водоснабжения переменнo в течение суток и не зависит от изменения наружной температуры, но тепловая мощность теплообменников горячего водоснабжения второй ступени изменяется в течение отопительного периода в зависимости от принятого способа центрального регулирования. Поскольку в каждом режиме работы происходит перераспределение тепловой мощности между связанными теплообменниками систем отопления и горячего водоснабжения, необходимо понять, будут ли обеспечиваться комфортные условия в помещениях и требуемая температура горячей воды в различных режимах совместной работы этих систем. Современные системы теплоснабжения проектируются и рассчитываются по формулам Е.Я Соколова [289] и достаточно хорошо работают при определённых условиях: при качественном или комбинированном способе регулирования и высокой расчётной температуре воды в подающей магистрали тепловой сети. При других способах центрального регулирования схемы тепловых пунктов со связанной подачей теплоты не применялись; нет таких данных и в зарубежной литературе. Поэтому режимы совместной работы связанных систем отопления и горячего водоснабжения не исследовались, и применение схем тепловых пунктов, в которых потенциально имеется возможность рационально перераспределять тепловую энергию между теплообменниками систем горячего водоснабжения и отопления в переменных режимах работы, может привести не к повышению, а, наоборот, к снижению качества теплоснабжения. При отказе же от связанной подачи теплоты значительно возрастут расходы сетевой воды [63, 66, 67, 74-76, 78, 79, 285]. В то же время, понятно, что возврат к высокотемпературному теплоснабжению становится практически невозможен, т.к. длительная работа систем по графикам со срезками привела к деградации технического уровня теплоисточников, регрессу технологий подготовки подпиточной воды, к снижению надёжности тепловых сетей вследствие ухудшения компенсирующей способности теплопроводов [31, 121, 150, 173, 175, 176, 261, 324]. Поэтому данная проблема становится особенно актуальной при переводе действующих источников теплоты и систем теплоснабжения на другие способы центрального регулирования тепловой нагрузки: количественное и качественно-количественное регулирование, особенно при низкотемпературном теплоснабжении.

Исследованию переменных режимов работы систем теплоснабжения в современных условиях, возможности перехода на другие температурные графики регулирования, коррекции неблагоприятных режимов работы и посвящена данная глава. Содержание главы отражено в работах [97, 200-202, 209, 214, 215, 222, 223, 226, 229, 232, 233, 238-240, 242, 247, 379, 381].

## 4.1. Переменные режимы работы систем теплоснабжения при комбинированном способе отпуска теплоты

В настоящее время в Российских системах централизованного теплоснабжения повсеместно применяется график комбинированного отпуска теплоты (отопительно-бытовой график), который представляет собой график центрального качественного регулирования, температура сетевой воды в котором изменяется в соответствии с необходимой тепловой мощностью системы отопления при текущей наружной температуре. Однако температура воды в подающей магистрали теплосети не опускается ниже определённой величины, необходимой для нагрева воды в теплообменниках горячего водоснабжения. Таким образом, в переходный период отопительного сезона при относительно высоких наружных температурах, температура воды в теплосети остаётся постоянной, поэтому, необходимо местное количественное регулирование тепловой нагрузки в тепловых пунктах. Расход сетевой воды на отопление будет постоянным при низких наружных температурах, до точки излома отопительного графика; на обеспечение горячего водоснабжения – переменным, в зависимости от температуры воды в подающей магистрали теплосети и величины водопотребления в системе горячего водоснабжения. Суммарный расход сетевой воды, также не будет постоянным и может отличаться от максимального на величину расхода сетевой воды на горячее водоснабжение, но его отклонение, тем не менее, может обеспечить достаточно устойчивый гидравлический режим работы системы теплоснабжения.

Требуемые графики зависимости температур воды в тепловых сетях от  $t_{ext}$  рассчитываются по формулам качественного регулирования отопительной нагрузки [289].

Требуемая температура воды в подающей магистрали тепловой сети:

$$t_{p1}^{req}(t_{ext}) = t_{int} + \Delta t_{oc} \left( \bar{Q}_o^{req} \right)^{0,8} + (\delta t_c - 0,5\theta_c) \bar{Q}_o^{req} \geq t_{p1f}; \quad (4.1)$$

в подающей магистрали системы отопления:

$$t_{h1}^{hs.req}(t_{ext}) = t_{int} + \Delta t_{oc} \left( \bar{Q}_o^{req} \right)^{0,8} + 0,5\theta_c \bar{Q}_o^{req};$$

в обратной магистрали системы отопления:

$$t_{h2}^{hs.req}(t_{ext}) = t_{int} + \Delta t_{oc} \left( \bar{Q}_o^{req} \right)^{0,8} - 0,5\theta_c \bar{Q}_o^{req}. \quad (4.2)$$

Наличие срезок температурного графика дополнительно усложняет режимы совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения, поскольку в этом случае не поддерживается качественный способ центрального регулирования тепловой нагрузки, что требует увеличения расходов сетевой воды, применения средств автоматизации и управления, для рациональной работы которых, необходимы температурные графики их работы в оптимальном режиме.

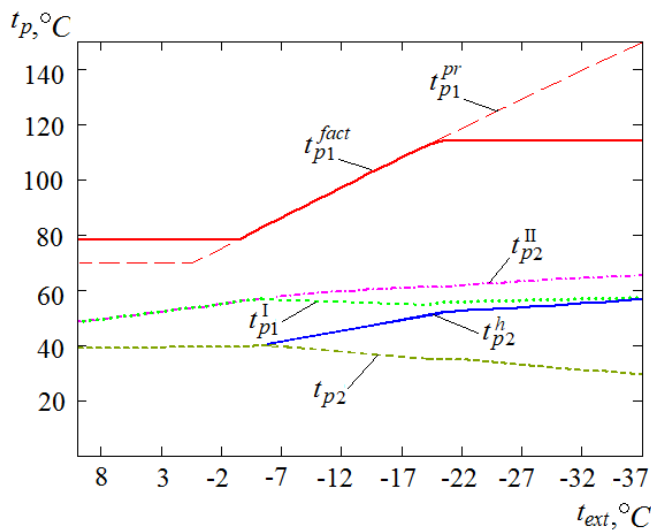
**Особенности совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения при срезках температурного графика.** Наличие срезок, т.е. недогрева сетевой воды до нормативных значений, требуемых по графику центрального регулирования, вызывает ряд проблем, связанных с энергетической эффективностью систем централизованного теплоснабжения, то есть с возможностью обеспечить нормируемую температуру внутреннего воздуха в помещениях и температуру воды в системе горячего водоснабжения (СГВ).

Второй важной проблемой является поднятие точки излома температурного графика (см. главу 1, параграф 1.1). Так, в г. Новосибирске в отопительном сезоне 2016-2017 гг. проектный и фактический график от ТЭЦ был принят 150/70°C, но применялись две балансовые срезки: верхняя на 118°C (ТЭЦ-2, ТЭЦ-3) и на 114°C (ТЭЦ-4, ТЭЦ-5) и нижняя срезка (излом температурного графика) на 78°C для нужд системы горячего водоснабжения. Таким образом, для соответствия новым санитарным нормам, нижняя срезка температурного графика была поднята на 8°C.

В существующих схемах тепловых пунктов жилого сектора применяется двухступенчатая смешанная схема присоединения теплообменников системы горячего водоснабжения с ограничением максимального расхода сетевой воды на ввод теплового пункта (рис. 1.34), т.е. так называемая связанная подача теплоты, ограниченная располагаемой тепловой мощностью системы теплоснабжения. Поэтому, увеличение температуры воды в системе горячего водоснабжения неизбежно вызовет изменения работы связанной с ней системы отопления.

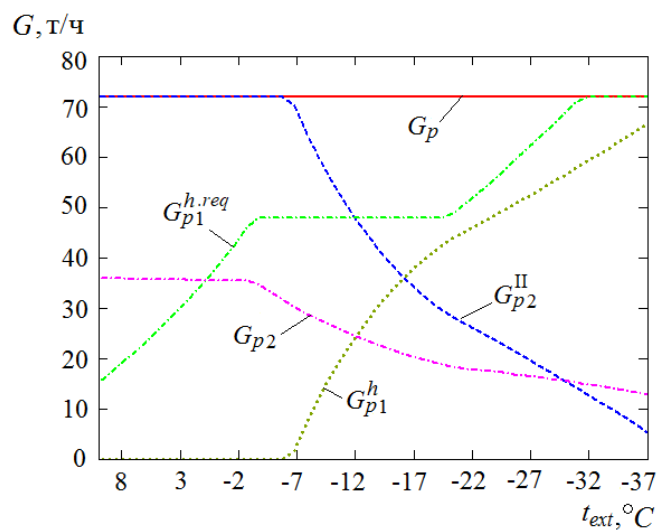
Особенностью двухступенчатой смешанной схемы является то, что сначала обеспечивается теплотой система горячего водоснабжения, где во второй ступени теплообменника СГВ в расчётном режиме (в точке излома температурного графика) используется весь расход сетевой воды из теплосети, который затем поступает в первую ступень теплообменника СГВ, минуя систему отопления. Таким образом, сокращается площадь теплообменника СГВ II ступени и снижается суммарный расход сетевой воды, но, при максимальном водопотреблении в СГВ система отопления недополучает необходимое количество теплоты. Восстановление тепловой мощности системы отопления возможно при минимальном водопотреблении или его отсутствии, когда в систему отопления поступает дополнительное количество теплоты теплоносителя. Снизить колебания температуры внутреннего воздуха, вызванные суточной неравномерностью водопотребления, возможно за счёт тепловой аккумуляции ограждений зданий.

По предложенному в параграфе 2.6 методу были сделаны расчёты режимов работы ЦТП-ц41 по ул. Орджоникидзе в г. Новосибирске [220, 242]. Расчётная тепловая мощность отопления составляет  $Q_{\text{max}}=4,459$  МВт, средняя тепловая мощность на горячее водоснабжение  $Q_{\text{hm}}=2,659$  МВт. Результаты расчётов представлены на рис. 4.1-4.3.



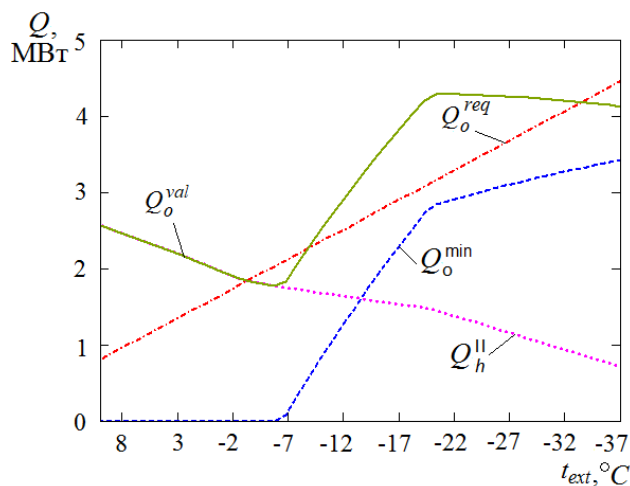
$t_{p1}^{pr}$  – проектная температура в подающей магистрали теплосети;  $t_{p1}^{fact}$  – фактическая температура в подающей магистрали теплосети с учётом срезов температурного графика.

Рис. 4.1. Температура сетевой воды в течение отопительного периода при максимальном водопотреблении в СГВ



$G_p$  – суммарный в тепловой сети;  $G_{p2}$  – на обеспечение нагрузки горячего водоснабжения;  $G_{p2}^{II}$  – на II ступень подогревателя СГВ;  $G_{p1}^{h.req}$  – требуемый расход для системы отопления из теплосети;  $G_{p1}^h$  – расход воды из теплосети, поступающий в систему отопления при максимальном водопотреблении в СГВ

Рис. 4.2. Расходы сетевой воды в течение отопительного периода при максимальном водопотреблении в СГВ



$Q_o^{val}$  – располагаемая тепловая мощность системы отопления;  $Q_o^{req}$  – требуемая тепловая мощность системы отопления для обеспечения  $t_{int}=18^{\circ}\text{C}$ ;  $Q_o^{min}$  – минимальная тепловая мощность системы отопления при максимальном водопотреблении в СГВ;  $Q_h^{II}$  – тепловая мощность теплообменника II ступени СГВ при максимальном водопотреблении

Рис. 4.3. Тепловая мощность ЦТП в течение отопительного периода

Применение срезки температурного графика и поднятие точки излома резко сокращает область центрального качественного регулирования тепловой нагрузки (рис. 4.1). Поскольку при качественном регулировании расходы воды в теплосети самые большие из всех

способов регулирования, а также вследствие необходимости постоянной работы смесительных насосов в тепловом пункте из-за суточной неравномерности водопотребления, возникает вопрос о целесообразности применения графика центрального качественного регулирования на источнике теплоты.

Кроме того, поднятие нижней срезки сдвигает точку излома температурного графика в область более низких температур наружного воздуха (рис. 4.1). Таким образом, при более низких температурах наружного воздуха возникают режимы совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения, при которых система отопления в случае водопотребления в СГВ выше среднего полностью отключается от тепловой сети ( $G_{p1}^h < G_{p1}^{h.req}$  в течение большей части отопительного периода, рис. 4.2). Циркуляция воды в системе отопления поддерживается работой смесительных насосов, подмешивающих воду из обратной магистрали.

На рис. 4.3 показана тепловая мощность ЦТП в течение отопительного периода, где  $Q_o^{req}$  – требуемая тепловая мощность системы отопления, при которой температура внутреннего воздуха отапливаемых зданий будет соответствовать  $18^{\circ}\text{C}$  в соответствии с [445]. При максимальном водопотреблении в СГВ тепловая мощность системы отопления  $Q_o^{\min}$  минимальна, и меньше требуемой в течение всего отопительного периода.  $Q_h^{\text{II}}$  – тепловая мощность подогревателя СГВ II ступени. Эту тепловую мощность (или её часть) можно направить в систему отопления при водопотреблении ниже среднего. В то же время можно видеть, что существуют неблагоприятные режимы совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения, когда даже при отсутствии водопотребления в СГВ суммарная (располагаемая) тепловая мощность систем отопления и горячего водоснабжения  $Q_o^{val}$  не обеспечит температуру внутреннего воздуха даже на уровне  $18^{\circ}\text{C}$ . Это температурный диапазон низких наружных температур от  $-34^{\circ}\text{C}$  и ниже, а также в пределах точки излома температурного графика от  $-5^{\circ}\text{C}$  до  $-10^{\circ}\text{C}$ . Средняя температура наружного воздуха для г. Новосибирска за отопительный период составляет  $-8,1^{\circ}\text{C}$ . Таким образом, на протяжении большей части отопительного периода даже в периоды ночных «натопов» температура внутреннего воздуха может не расти, а наоборот, понижаться.

Благоприятные температурные режимы могут наблюдаться в интервале средних зимних наружных температур от  $-18^{\circ}\text{C}$  до  $-26^{\circ}\text{C}$  и относительно высоких выше  $+3^{\circ}\text{C}$ , когда тепловая мощность II ступени СГВ превышает тепловую мощность системы отопления.

Для того чтобы оценить степень влияния верхней и нижней срезов температурного графика на тепловой режим помещений был произведён расчёт режимов ЦТП Л55/9 в Ленинском районе г. Новосибирска в отопительном сезоне 2011-2012 гг. [197, 239, 240]. Согласно графику температур сетевой воды для потребителей жилищно-коммунального секто-



ра, подключенных к тепловым сетям ОАО «НГТЭ» (наст. АО «СИБЭКО») на границе балансовой принадлежности от ТЭЦ-2,3 на отопительный сезон 2011-2012 гг. были приняты срезы температурного графика: верхняя на 112°C, нижняя на 66°C. Расчётная температура для проектирования отопления составляла  $t_{ext.o} = -39^\circ\text{C}$ , в точке излома температурного графика (для проектирования теплообменников горячего водоснабжения)  $t_{ext.f} = -2^\circ\text{C}$ . Отопительная нагрузка рассчитана из условия расчётной внутренней температуры  $t_{int}^{req} = 16^\circ\text{C}$ . Результаты расчётов показаны на рис. 4.8.

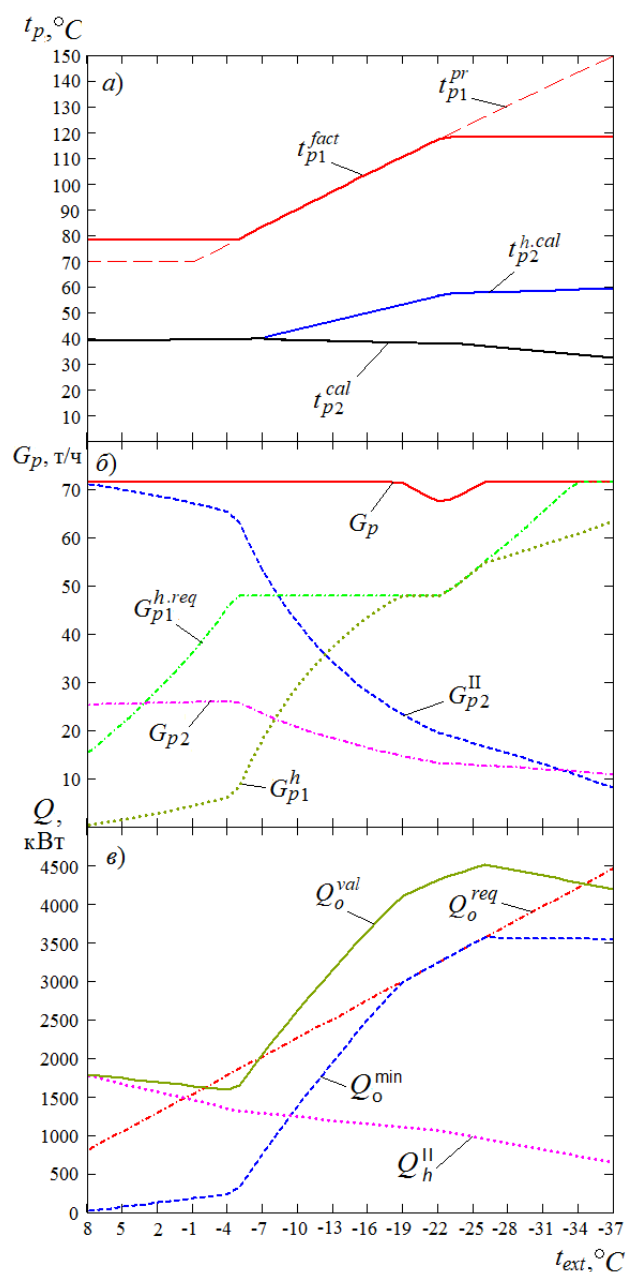
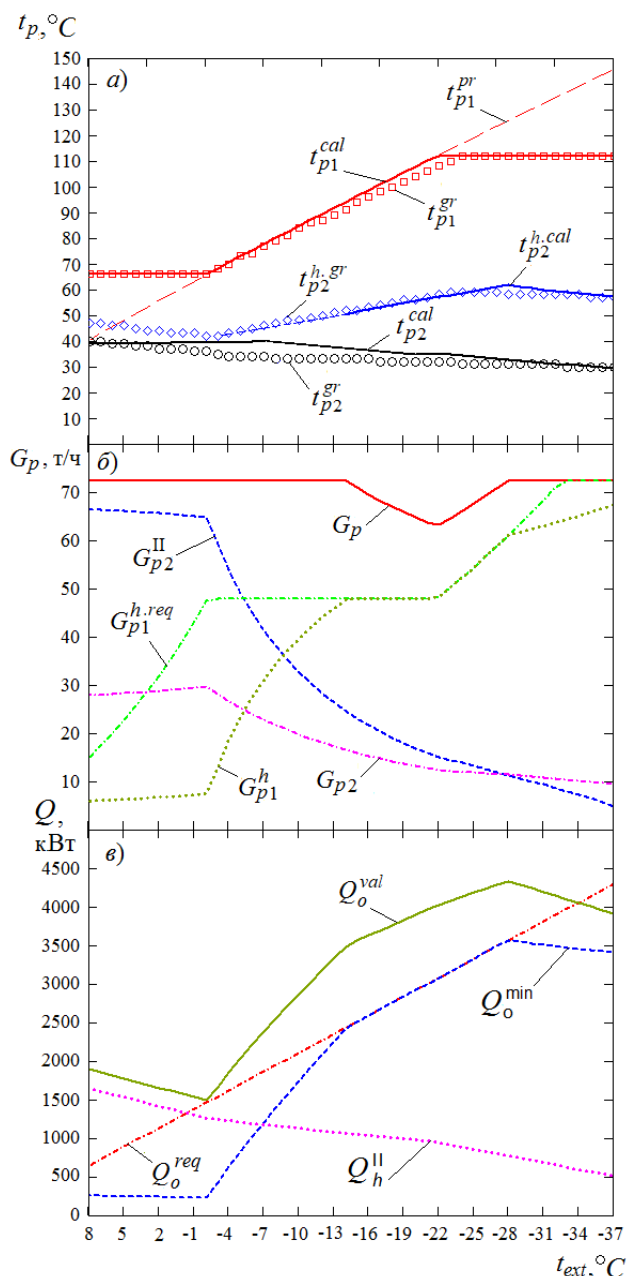


Рис. 4.4. Режимы работы ЦТП в 2011-2012 гг. Рис. 4.5. Режимы работы ЦТП в 2014-2015 гг.

а) Температуры сетевой воды:  $t_{p1}^{pr}$ ,  $t_{p1}^{gr}$ ,  $t_{p1}^{cal}$  – проектная, по графику ТЭЦ-3 и по расчёту, соответственно;  $t_{p2}^{h.gr}$ ,  $t_{p2}^{h.cal}$  – после системы отопления по графику и по расчёту;  $t_{p2}^{gr}$ ,  $t_{p2}^{cal}$  – обратной воды, возвращаемой в тепловую сеть по графику и по расчёту; б) Расходы сетевой воды; в) Тепловая мощность системы теплоснабжения. Остальные обозначения те же, что на рис. 4.1-4.3

На отопительный сезон 2014-2015 гг. для повышения качества отопления верхняя срезка температурного графика была поднята до 118°C, расчётная температура внутреннего воздуха  $t_{int}^{req}=18^\circ\text{C}$  согласно [445]. В то же время поднята нижняя срезка температурного графика до 78°C с целью обеспечения температуры горячей воды у водоразборных приборов не ниже 60°C. Расчётная температура для проектирования отопления  $t_{ext.o}=-37^\circ\text{C}$ , в точке излома температурного графика  $t_{ext.f}=-5^\circ\text{C}$ , Результаты расчётов показаны на рис. 4.5.

Сравнение результатов расчёта показало следующее:

1) Поднятие нижней срезки с 66°C до 78°C сдвинуло точку излома температурного графика в область более низких температур наружного воздуха (рис. 4.4а, 4.5а), когда теплотери зданий ещё достаточно велики.

2) Поскольку именно в точке излома наблюдаются максимальные расходы сетевой воды на горячее водоснабжение (рис. 4.4б, 4.5б), с поднятием нижней срезки, при более низких температурах наружного воздуха возникают режимы совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения, при которых в систему отопления в случае водопотребления в СГВ выше среднего поступает расход сетевой воды меньше требуемого ( $G_{p1}^h < G_{p1}^{h.req}$ ). Циркуляция воды в системе отопления поддерживается работой смесительных насосов, подмешивающих воду из обратной магистрали.

3) Тепловая мощность системы теплоснабжения в течение отопительного периода показана на рис. 4.4в, 4.5в. Как видно из рис. 4.4в, в диапазоне температур наружного воздуха от -14°C до -28°C работа системы горячего водоснабжения не оказывает влияния на систему отопления ( $Q_o^{\min} = Q_o^{req}$ ). При поднятии же нижней срезки, эта область сокращается: от -19°C до -26°C, рис. 4.5в. Кроме того, как показали результаты расчётов на рис. 4.5в, возникают неблагоприятные режимы совместной работы систем отопления и СГВ, когда даже при отсутствии водопотребления в СГВ суммарная (располагаемая) тепловая мощность систем отопления и горячего водоснабжения  $Q_o^{val}$  не обеспечит температуру внутреннего воздуха даже на уровне 18°C. Это температурный диапазон от -35°C и ниже, а также от -2 °C до -7°C.

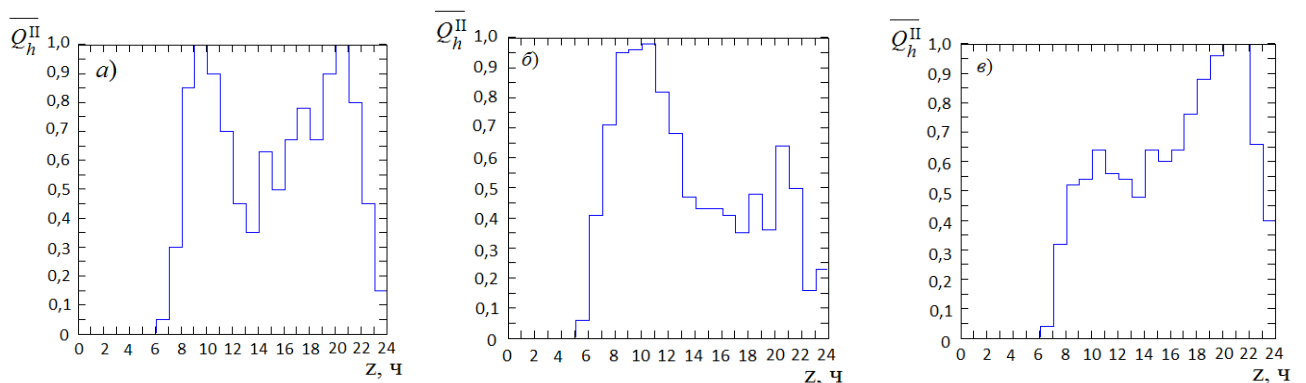
4) Поднятие нижней срезки температурного графика повлияло не только на диапазон наружных температур вблизи точки излома температурного графика, но на режимы работы теплосети в течение всего отопительного периода, поскольку увеличение тепловой мощности системы горячего водоснабжения вызвало соответствующее снижение тепловой мощности системы отопления. Восстановление тепловой мощности системы отопления связано с показателем теплоустойчивости (коэффициентом тепловой аккумуляции)  $\beta$ , ч, здания.

Коэффициенты тепловой аккумуляции  $\beta$  для зданий определялись по [102]. Исследованию тепловой аккумуляции помещений с наружными ограждениями различных типов посвящена глава 5.

$$\beta = \frac{k_i \sum \delta_i c_i \rho_i F_i / 2}{3600 \sum k_j F_j + L(c\rho)_{inf}}, \quad (4.3)$$

где  $k_i$  – безразмерный коэффициент, принимается по [102], для угловых жилых помещений с радиаторными и конвекторными системами отопления  $k_i=0,92$ ;  $\delta_i$  – толщина  $i$ -го слоя материала, м;  $\rho_i$  – плотность  $i$ -го слоя материала, кг/м<sup>3</sup>;  $c_i$  – теплоёмкость  $i$ -го слоя материала, Дж/(кг·К);  $F_i$  – площадь  $i$ -го слоя материала, м<sup>2</sup>;  $L$  – расход инфильтрационного (вентиляционного) воздуха, м<sup>3</sup>/ч, для рассматриваемых зданий  $L = 2300$  м<sup>3</sup>/ч;  $\rho_{inf}$  – плотность инфильтрующегося воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $c_{inf}$  – теплоёмкость инфильтрующегося воздуха, кДж/(кг·К);  $k_j, F_j$  – коэффициент теплопередачи и площадь конструкции.

Действительная температура внутреннего воздуха  $t_{int}^{real}$  при изменяющейся тепловой нагрузке и текущей температуре наружного воздуха  $t_{ext}$  за каждый час  $z$ , определялась по формуле Е.Я Соколова (2.38). В этой формуле действительная температура внутреннего воздуха будет функцией от тепловой мощности системы отопления, поэтому тепловая мощность системы отопления  $Q_o$  определялась по разнице располагаемой суммарной тепловой мощности (рис. 4.3) и мощности подогревателя СГВ II ступени (рис. 4.6). Возмущающими факторами являются: неравномерность суточного графика водопотребления в СГВ (рис. 4.6) и изменение температуры наружного воздуха (рис. 4.7).



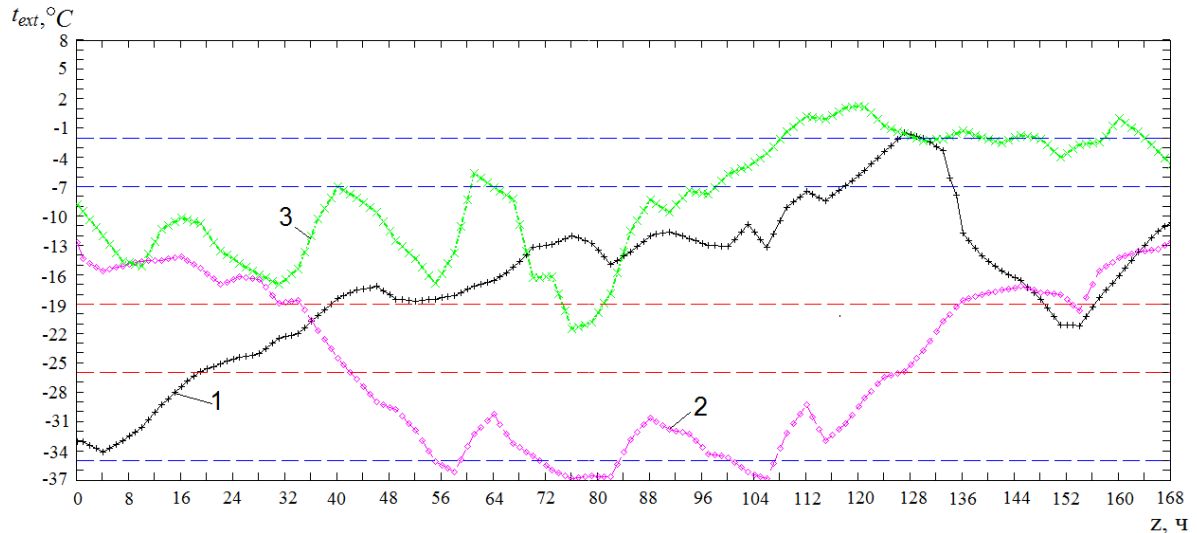
а), б) в рабочие дни; в) в выходные и праздничные дни

Рис. 4.6. Суточные графики относительной тепловой мощности теплообменника II ступени СГВ в зависимости от водопотребления

Действительная тепловая мощность системы отопления определялась по графикам, рис. 4.3, 4.6, с учётом дополнительной тепловой мощности, которую можно направить в систему отопления при водопотреблении в СГВ, отличном от максимального:

$$Q_o = Q_o^{\min} + Q_h^{\text{II}}(1 - \overline{Q_h^{\text{II}}}) \quad \text{или} \quad Q_o = Q_o^{\text{val}} - Q_h^{\text{II}} \overline{Q_h^{\text{II}}} . \quad (4.4)$$

Сравнение режимов работы ЦТП проводилось для различных интервалов температур наружного воздуха в г. Новосибирске, рис. 4.7, по данным ВМО [457] и при переменном водопотреблении (рис. 4.6) было определено изменение температуры внутреннего воздуха отапливаемых зданий за периоды времени в 1 неделю (168 ч) по формуле (2.38), рис. 4.8.



1 – 29.11.2014-05.12.2014; 2 – 22.01.2015-28.01.2015; 3 – 06.03.2015-12.03.2015

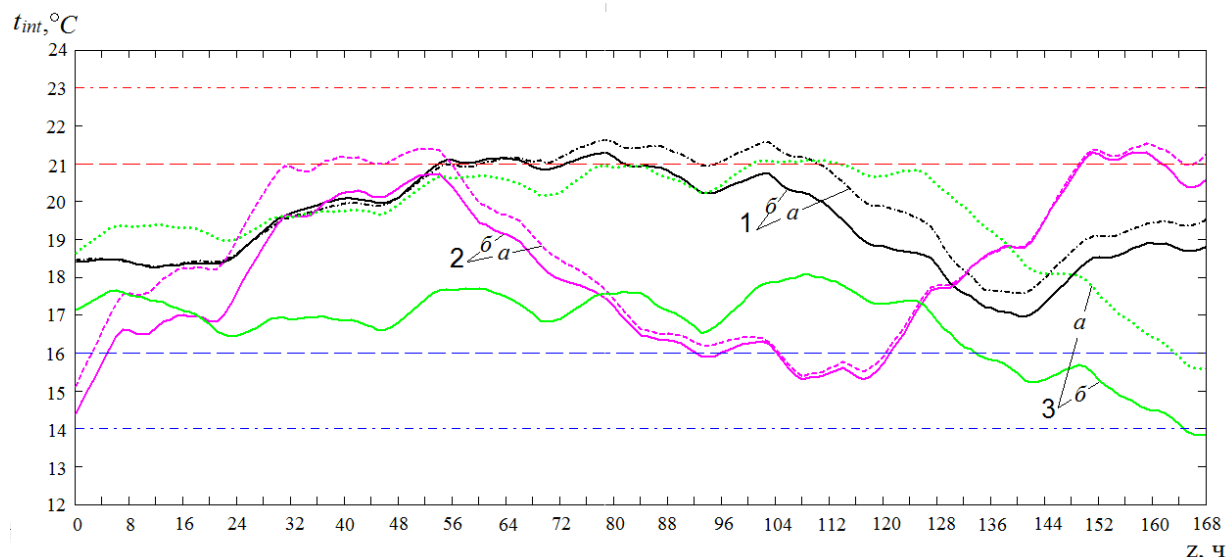
Рис. 4.7. Температура наружного воздуха

Рассматривались диапазоны температур наружного воздуха в интервале средних зимних температур (рис. 4.7, кривая 1), при резком похолодании (рис. 4.7, кривая 2), в области точки излома температурного графика (рис. 4.7, кривая 3).

Результаты расчёта температуры внутреннего воздуха (рис. 4.8) показали, что практически во всех диапазонах наружных температур, температура внутреннего воздуха помещений ниже в случае б, т.е. при поднятии температуры излома графика. Таким образом, поднятие срезки температурного графика оказало меньший эффект на температуру внутреннего воздуха, чем поднятие температуры излома. Температура внутреннего воздуха в случае б редко поднималась даже до +21°C – нижнего диапазона оптимальных температур внутреннего воздуха по ГОСТ 30494-2011. Большую же часть времени температура внутреннего воздуха была ниже оптимальных значений. Особенно заметно снижение температуры внутреннего воздуха в диапазоне наружных температур вблизи точки излома (рис. 4.8, кривая 3-б значительно ниже кривой 3-а), когда наблюдается дефицит располагаемой тепловой мощности системы отопления (рис. 4.5в).

Таким образом, поднятие точки излома температурного графика нельзя признать энергоэффективным режимом эксплуатации системы теплоснабжения, поскольку не обеспечивается соблюдение требований по обеспечению оптимального температурного режима

помещений. Более эффективными мерами можно считать устранение таких недостатков эксплуатации систем горячего водоснабжения, как отсутствие циркуляционных линий СГВ, износ и отсутствие тепловой изоляции трубопроводов, износ оборудования ЦТП, несоблюдение технологии забора воды и подачи её населению, а также периодическое проведение термической дезинфекции воды.



*a* – по графику 112/66°C; *б* – по графику 118/78°C

Рис. 4.8. Температура внутреннего воздуха помещений

По результатам расчётов можно сделать вывод, что повышение температуры излома оказало более заметное влияние на температурный режим отапливаемых помещений, чем верхняя срезка, поскольку:

1. При низких наружных температурах нагрузка СГВ в основном обеспечивается тепловой обратной магистралью и не оказывает существенного влияния на тепловую мощность системы отопления.
2. При низких наружных температурах расходы воды в теплосети минимальны (при центральном качественном регулировании), что позволяет увеличить расход сетевой воды до расчётных значений и повысить тем самым тепловую мощность системы отопления.

Увеличение температуры нагреваемой воды увеличивает тепловую мощность теплообменника СГВ II ступени, что при ограниченной располагаемой тепловой мощности системы теплоснабжения снижает тепловую мощность системы отопления в течение всего отопительного периода.

Далее подробно исследованы причины и пути коррекции нарушений теплоснабжения в этих двух неблагоприятных режимах совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения: в пределах точки излома температурного графика и при низких наружных температурах.

**Особенности совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения в пределах точки излома температурного графика.** Существующие системы автоматизации тепловых пунктов настраиваются таким образом, что регулирование нагрузки горячего водоснабжения производится только по температуре горячей воды  $t_h$ . Это может вызывать нарушения работы системы отопления и завышенную температуру обратной воды в тепловой сети  $t_{p2}$ , (рис. 4.9а) особенно при наружных температурах соответствующих точке излома температурного графика.

Располагаемая тепловая мощность, используемая в ТП, ограничивается двумя параметрами: температурой сетевой воды  $t_{p1}$ , задаваемой источником теплоты согласно графику центрального регулирования тепловой нагрузки  $t_{p1}(t_{ext})$  и величиной расхода сетевой воды на ввод  $G_p$ , который необходимо предварительно рассчитывать. При этом регулируется подача тепла для двух взаимосвязанных потребителей: в систему отопления (с параметрами  $t_{p1}$ ,  $G_{p1}^{h.req}$ , что определяет  $t_{int}$ ) и в систему горячего водоснабжения ( $t_h$ ,  $G_h$ ).

В некоторых режимах работы эта взаимосвязь неблагоприятна для системы отопления, поскольку расход воды из теплосети, предназначенный для системы отопления  $G_{p1}^h$  может уменьшиться даже до нуля (см. рис. 4.11д). В то же время прекращение или большое сокращение подачи тепла на отопление недопустимо [11]. При наружных температурах, соответствующих точке излома, часто наблюдается нерациональный расход тепловой энергии из теплосети, поскольку именно в точке излома при максимальном водопотреблении большая часть расхода воды из теплосети идёт в подогреватель СГВ II ступени, а в систему отопления поступает минимальное количество сетевой воды. Кроме того, во II ступени теплообменника СГВ вода остывает меньше, чем после системы отопления, что связано с особенностями методики расчёта по [442, 447] и вызывает завышение температуры обратной сетевой воды.

Устранить указанную проблему возможно, если в схему автоматического регулирования ТП включить программируемый регулятор температуры вместо типового РТ (рис. 1.34). Основные положения опубликованы в работах [209, 214, 226, 232].

*Типовые* эксплуатационные режимы ЦТП при максимальном водопотреблении в СГВ рассчитывались для ЦТП с характеристиками, приведёнными в табл. 2.2., г. Москва. На рис. 4.9 представлены полученные по предложенному методу, описанному в параграфе 2.6, результаты расчёта режимов ЦТП в диапазоне температур от  $t_{ext.o}$  до  $t_{ext} = +8$  °С в условиях максимального водопотребления  $G_{hmax}$  в сравнении с эксплуатационными данными [67]. На рис. 4.9б показано распределение расхода воды из тепловой сети между системами отопления и СГВ. Как видно, в 1-м диапазоне  $t_{ext}$  (при высоких наружных температурах и постоянной температуре воды в теплосети  $t_{p1} = 70$ °С) при максимальном водопотреблении на СГВ в подогревателе II ступени используется расход сетевой воды  $G_{p2}^{II}$ , значительно

превышающий средний расход  $G_{p2}$ , подаваемый тепловой сетью на обеспечение нагрузки СГВ, а в систему отопления поступает уменьшенное количество сетевой воды. При требуемом расходе  $G_{p1}^{hs.req}$ , действительный расход сетевой воды  $G_{p1}^{hs} = G_p - G_{p2}^{II}$ , поступающей в систему отопления, уменьшается почти до нуля. Кроме того,  $G_{p1}^{hs} < G_{p1}^{hs.req}$  также в некотором интервале температур значительно ниже точки излома температурного графика  $t_{ext.f}$ . Поэтому, при длительном водопотреблении температура внутреннего воздуха  $t_{int}$  в отапливаемых зданиях может уменьшиться значительно ниже допустимой.

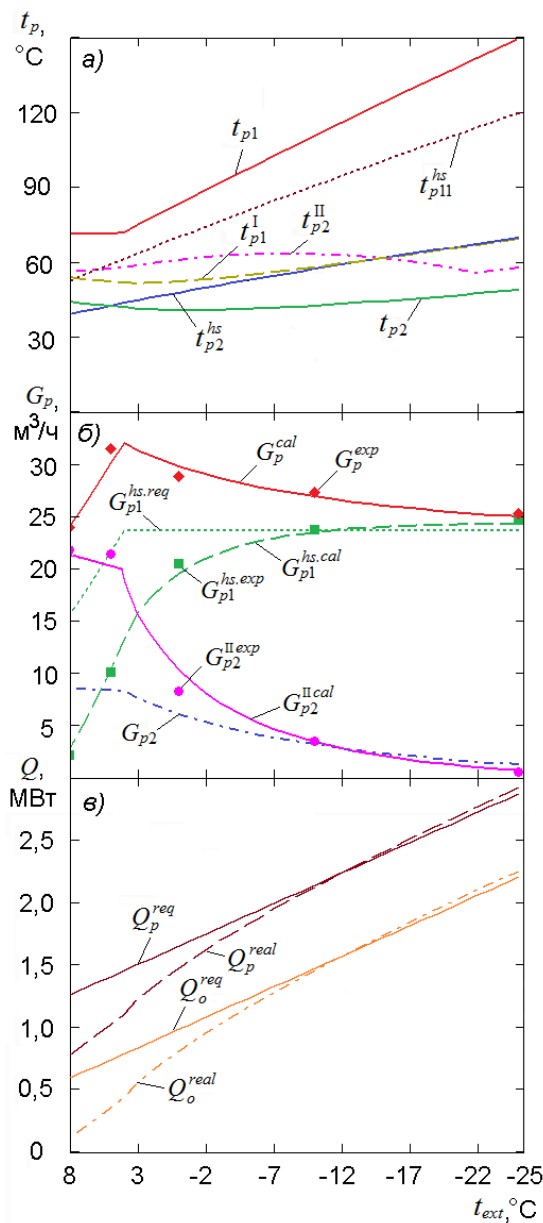


Рис. 4.9. Режимы работы теплового пункта при традиционном способе регулирования.

Эксплуатационные данные приняты по [67]

На рис. 4.9в показана тепловая мощность системы теплоснабжения:  $Q_p^{req}$  – располагаемая (требуемая) мощность источника теплоты для системы теплоснабжения;  $Q_p^{real}$  – дей-

ствительное количество тепла, используемое на системы отопления и горячего водоснабжения;  $Q_o^{req}$  и  $Q_o^{real}$  – требуемое и действительное количество тепла, поступающее из тепловой сети в систему отопления. Из рис. 4.9в можно видеть, что располагаемая тепловая мощность в ЦТП используется не полностью:  $Q_o^{real} < Q_o^{req}$  вследствие уменьшения подачи теплоты в систему отопления, т.е. появления дефицита  $\Delta Q_o = Q_o^{req} - Q_o^{real}$  вследствие неоптимальности регулирования. То же самое можно заметить на рис. 4.11: в часы, когда система отопления не получает тепло из сети  $Q_p = 0$ ,  $G_p = 0$ , также  $Q_o^{real} < Q_o^{req}$ . Тепловая нагрузка подогревателей СГВ в рассмотренном случае меньше, чем системы отопления, поэтому в сеть возвращается вода с завышенной температурой ( $t_{p2}$  в 1-м диапазоне  $t_{ext}$  может быть даже выше, чем была бы после системы отопления  $t_{p2}^{hs}$ , как видно на рис. 4.9а).

В работе [319] также отмечается нерациональность работы типовой двухступенчатой схемы с ограничением  $G_p$  при  $t_{ext} \geq t_{ext,f}$ , когда резко сокращается расход воды во внутриквартальных сетях отопления и при этом возрастает температура обратной воды  $t_{p2}$  из ЦТП, нередко превышая даже температуру обратной воды  $t_{p2}^{hs}$  из системы отопления. Эта проблема характерна для эксплуатационных режимов большинства систем теплоснабжения, так, например, в г. Новосибирске при высоких наружных температурах часто наблюдается завышение температуры обратной воды (см. рис. 3.34, 4.17).

На рис. 4.10 показаны результаты расчёта в сравнении с эксплуатационными данными [67] зависимости расхода сетевой воды на систему отопления  $G_{p1}^{hs}$  при изменении расхода сетевой воды  $G_{p2}^{II}$  через подогреватель II ступени при высоких  $t_{ext}$ .

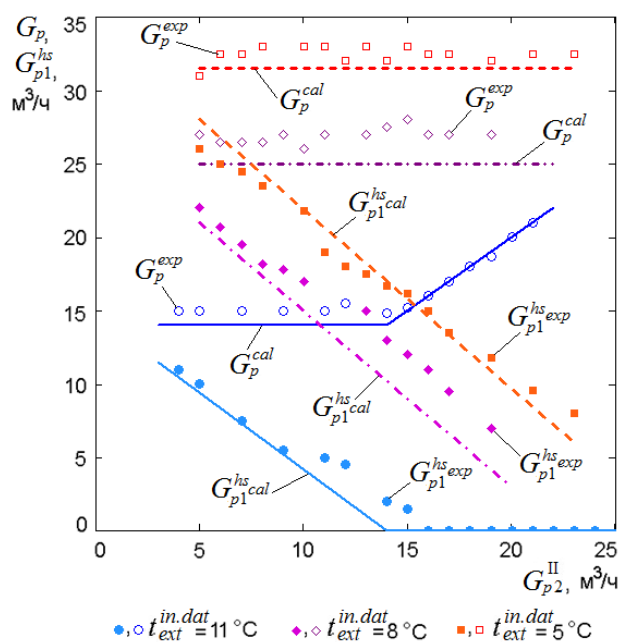


Рис. 4.10. Зависимость расхода сетевой воды на ЦТП  $G_p$  и систему отопления  $G_{p1}^{hs}$  от расхода на II ступень подогревателя СГВ. Индекс «cal» – расчёт; «exp» – эксплуатационные данные



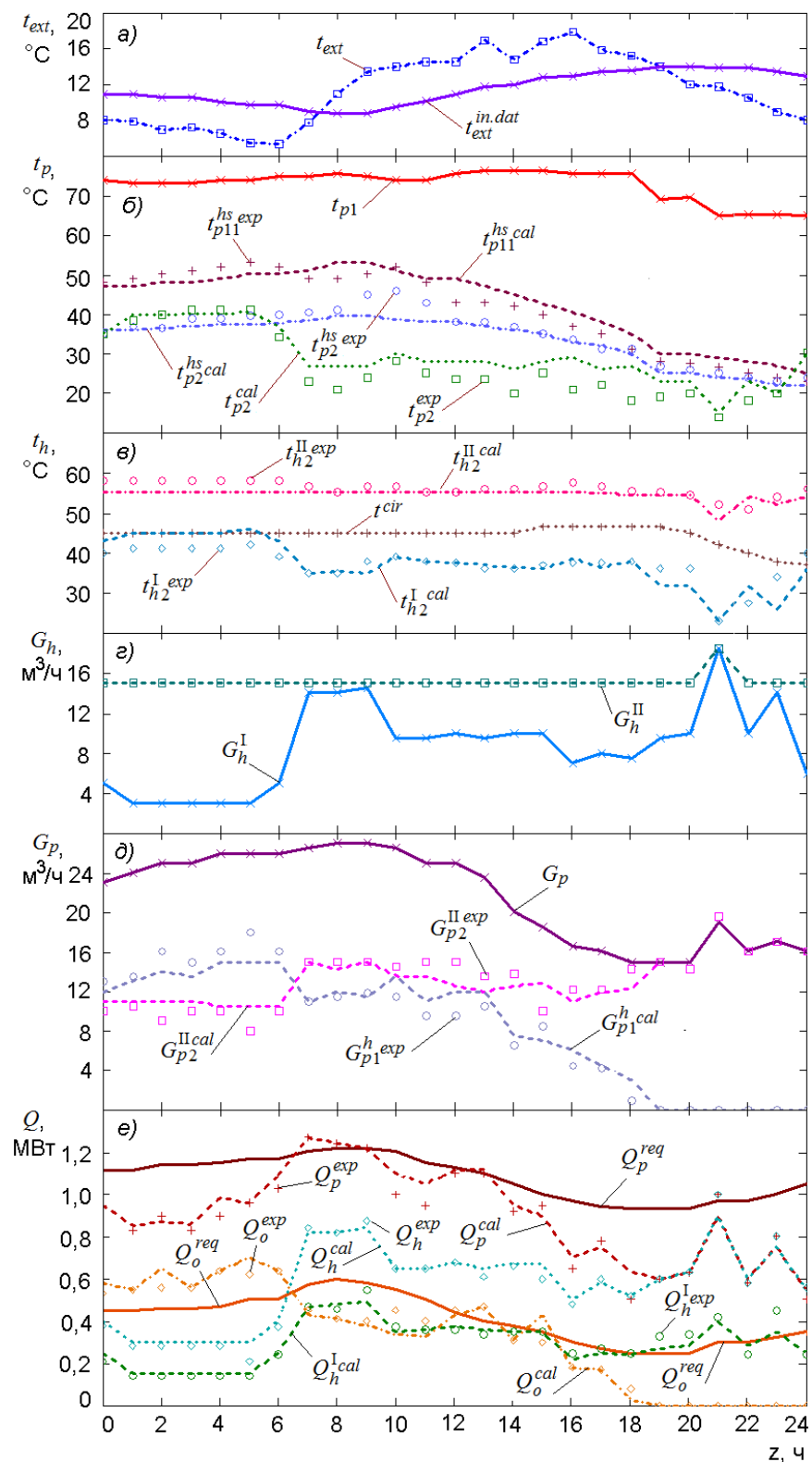
В условиях эксплуатации  $G_p$  несколько выше расчётных значений. Видно, что при увеличении водопотребления в СГВ  $G_{p1}^{hs}$  значительно сокращается. При повышении наружной температуры требуется дополнительное увеличение расхода сетевой воды  $G_p$ , используемой для нагрева воды на СГВ, при этом в систему отопления вода из теплосети не поступает.

Для расчёта переменных суточных режимов ЦТП использовались временные зависимости текущих значений из [67]: наружной температуры по инерционному датчику  $t_{ext}^{in.dat}(z)$ ; температуры воды в подающей магистрали  $t_{p1}(z)$ ; расхода воды в тепловой сети  $G_p(z)$ ; величины водопотребления  $G_h^I(z)$ ; температуры циркуляционной воды  $t^{cir}(z)$ .

Результаты расчёта режимов работы ЦТП при переменном водопотреблении в течение суток при средней  $t_{ext}^{in.dat} = 11,5^\circ\text{C}$  приведены на рис. 4.11: а)  $t_{ext}$  – текущая температура наружного воздуха;  $t_{ext}^{in.dat}$  – температура наружной среды, измеренная инерционным датчиком; б)  $t_p$  – температуры сетевой воды; в)  $t_h^I, t_h^{II}, t^{cir}$  – температуры нагреваемой воды в I, II ступенях подогревателей СГВ и в циркуляционном трубопроводе; г)  $G_h^I, G_h^{II}$  – расходы нагреваемой воды в I и II ступенях подогревателей СГВ; д)  $G_p$  – расходы сетевой воды; е)  $Q_h^I$  – тепловая мощность I ступени подогревателя;  $Q_h$  – суммарная тепловая мощность СГВ;  $Q_o$  – действительная и  $Q_o^{req}$  – требуемая тепловая мощность системы отопления;  $Q_p$  – действительная и  $Q_p^{req}$  – допустимая тепловая мощность тепловой сети.

Расчитанные значения (рис. 4.11) по методу, описанному в параграфе 2.6, хорошо согласуются с эксплуатационными данными [67]. Некоторые расхождения можно объяснить следующими причинами: регулирование по температуре наружного воздуха  $t_{ext}^{in.dat}$ , измеряемой инерционным датчиком, что, как видно на рис. 4.11а, вызывает некоторое несоответствие тепловой мощности системы отопления текущей наружной температуре; теплотери во II ступени подогревателя СГВ учитываются в разработанном методе в соответствии с [442, 447] за счёт увеличения  $G_{p2}^{II}$ ; в условиях эксплуатации [67] теплотери вызывают увеличение температуры нагреваемой воды  $t_h$ ; загрязнение подогревателей, особенно кожухотрубных, установленных в рассматриваемом ЦТП, снижает их тепловую мощность, что приводит к снижению  $t_{p2}$  (рис. 4.11б). В рассматриваемом методе загрязнение подогревателей учитывается коэффициентом при проектировании их требуемой площади. Устанавливаемые в настоящее время пластинчатые подогреватели легко очищаются от накипи и загрязнений, что уменьшает погрешность расчёта; в ходе расчёта местное регулирование осуществляется поддержанием требуемых значений температуры воды в системе отопления  $t_{p1}^{hs}$  и температуры внутреннего воздуха  $t_{int}$ ; в условиях эксплуатации регулирование производится только по наружной температуре  $t_{ext}$ , без поддержания  $t_{p1}^{hs}$ , что вызывает отклонение температур воды в системе отопления.

Сравнение рассчитанных данных, полученных по предложенному методу, показало хорошую сходимость с эксплуатационными данными [67], рис. 4.9-4.11, погрешность расчётов не превышает 10-15%. Это позволяет использовать разработанный метод расчёта как основу для поиска путей более рационального использования тепловой энергии.



Индекс «cal» – рассчитанные значения; «exp» – эксплуатационные данные

Рис. 4.11. Суточный режим работы ЦТП при средней  $t_{ext}^{in.dat} = 11,5^{\circ}\text{C}$

**Метод расчета рациональных режимов.** Расчёт рациональных режимов работы основан на полном использовании располагаемой тепловой мощности в режиме максимального водопотребления в СГВ [214, 232].

Необходимый эквивалент расхода сетевой воды на ввод ТП, не превышающий максимального расчётного, для обеспечения требуемой тепловой мощности системы отопления, можно определить, используя график тепловых потоков на рис. 4.9б:

$$W_p(\overline{Q_o}) = \frac{Q_o^{real} + \Delta Q_o}{t_{p1} - t_{p2}^{hs}} + W_{p2} \leq W_{pmax}, \quad (4.5)$$

где  $W_{p2}$  – эквивалент расхода на СГВ из тепловой сети;  $W_{pmax}$  – расчётный эквивалент расхода сетевой воды, принимающий максимальное значение в точке излома температурного графика. Однако при регулировании расхода сетевой воды на СГВ в подогревателе II ступени только по температуре горячей воды  $t_h$ , почти весь расход сетевой воды будет использоваться на теплообменник горячего водоснабжения (вследствие постоянства  $t_{p1}$  при наибольшем  $W_{p2}^{II}$  в этот период). Тепловая мощность источника теплоты и в этом случае будет использована не полностью в течение большей части отопительного сезона.

По результатам проведённых расчётов можно сделать вывод, что для рационального использования тепловой энергии в данной схеме требуется система регулирования с программным управлением отпуска тепла системам горячего водоснабжения и отопления. Для задания программы регулирования необходимо определить требуемый эквивалент расхода сетевой воды, проходящей через подогреватель II ступени  $W_{p2}^{II,req}$ , и требуемую температуру воды, возвращаемой в тепловую сеть  $t_{p2}^{req}$ , при которой тепловая мощность системы теплоснабжения будет использована полностью и, следовательно, тепловой режим системы отопления не будет зависеть от работы системы горячего водоснабжения. При этом, однако, необходимо учитывать условие, что согласно [442, 447], подогреватель II ступени был рассчитан на пропуск всего расхода сетевой воды  $W_{pmax}$  в точке излома и, следовательно, имеет уменьшенную площадь.

Примем во внимание, что в подогревателе II ступени использовался большой расход сетевой воды  $W_{p2}^{II}$  при небольшом перепаде температур сетевой воды  $t_{p1}^{II} - t_{p2}^{II}$  (см. рис. 1.34). Поэтому задачами программы системы автоматического регулирования являются: а) уменьшение расхода сетевой воды через подогреватель II ступени  $W_{p2}^{II,req}$ , за счёт увеличения перепада температур в подогревателе  $t_{p1}^{II} - t_{p2}^{II,req}$ , и б) использование расхода  $W_p - W_{p2}^{II,req}$  для системы отопления.

Определим температуру воды после подогревателя СГВ I ступени  $t_{p2}^{req}$ , которую необходимо возвращать в тепловую сеть из условия, что в системе будет использован весь требуемый расход теплоты  $Q_p^{req}$ :

$$t_{p2}^{req}(\overline{Q_o}) = t_{p1} - \frac{Q_p^{req}}{W_p}. \quad (4.6)$$

Поскольку тепловая мощность I ступени подогревателя  $Q_h^I$  и расход сетевой воды через подогреватель такие же, как и при традиционном способе регулирования, можно найти требуемую температуру смешанной воды на входе в подогреватель I ступени:

$$W_p(\overline{Q_o}) = \frac{Q_h^I}{t_{p1}^{I.req} - t_{p2}^{I.req}} \Rightarrow t_{p1}^{I.req}(\overline{Q_o}) = t_{p2}^{I.req} + \frac{Q_h^I}{W_p}. \quad (4.7)$$

Для определения требуемого эквивалента расхода сетевой воды в подогревателе II ступени  $W_{p2}^{II.req}$  и требуемой температуры сетевой воды  $t_{p2}^{II.req}$  на выходе из подогревателя II ступени составим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} W_{p2}^{II.req}(\overline{Q_o}) &= \frac{Q_h^{II}}{t_{p1} - t_{p2}^{II.req}} \\ t_{p1}^{I.req}(\overline{Q_o}) &= \frac{W_p - W_{p2}^{II.req}}{W_p} t_{p2}^{h.req} + \frac{W_{p2}^{II.req}}{W_p} t_{p2}^{II.req} \end{aligned} \right\}. \quad (4.8)$$

Из решения системы (4.8) получим выражение (4.9) для определения  $t_{p2}^{II.req}$ :

$$t_{p2}^{II.req}(\overline{Q_o}) = \frac{(t_{p1}^{I.req} - t_{p2}^{h.req}) \frac{W_p}{Q_h^{II}} t_{p1} + t_{p2}^{h.req}}{1 + (t_{p1}^{I.req} - t_{p2}^{h.req}) \frac{W_p}{Q_h^{II}}}, \quad (4.9)$$

после чего величина  $W_{p2}^{II.req}$  находится подстановкой в первое уравнение системы (4.8).

Результаты расчёта по формулам (4.5-4.9) представлены на рис. 4.12 для всего отопительного периода. Можно заметить, что  $Q_o^{real} = Q_o^{req}$ ,  $Q_p^{real} = Q_p^{req}$ . Расход сетевой воды для систем отопления  $G_{p1}^{hs}$  также равен требуемому  $G_{p1}^{hs.req}$ .

При таком способе регулирования в течение всего отопительного периода осуществляется нормальная (несвязанная) подача тепла в системы отопления и горячего водоснабжения.

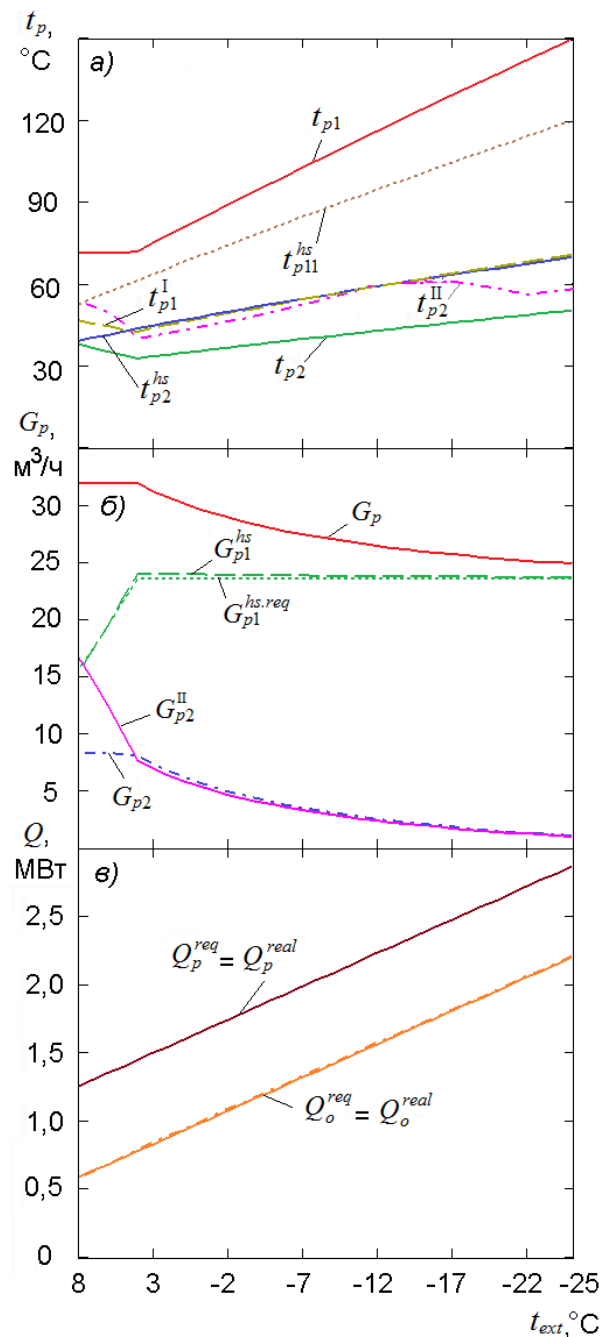


Рис. 4.12. Режимы работы ТП при программном регулировании тепловых потоков и расходов сетевой воды для систем отопления и горячего водоснабжения

**Режимы для настройки регулятора температуры воды на СГВ.** Регулирование режимов работы ТП на основе предложенного метода необходимо производить по расходу сетевой воды в подогревателе СГВ II ступени  $G_{p2}^{\text{II}}$ , поскольку именно этот расход определяет совместную работу систем горячего водоснабжения и отопления. Температура воды в подающей магистрали тепловой сети зависит от работы источника теплоты, теплопотерь в тепловых сетях и утечек сетевой воды, поэтому на входе в тепловой пункт она может не соответствовать требуемой температуре  $t_{p1}^{\text{req}} = f(t_{\text{ext}})$ ,

определяемой по закону качественного регулирования нагрузки отопления, т.е. может быть, что действительная температура  $t_{p1}^{real} \neq t_{p1}^{req}$ . Произвольность  $t_{p1}^{req}$  вызывает неопределённость значений температур в различных трубопроводах теплового пункта. Однако,  $G_{p2}^{II} \neq f(t_{ext})$ , т.е.  $G_{p2}^{II} \neq f(t_{p1}^{II}, t_{p2}^{II})$ . Значение  $G_{p2}^{II}$  зависит от температурных напоров сетевой  $\Delta t_p^{II} = t_{p1}^{II} - t_{p2}^{II}$  и нагреваемой  $\Delta t_h^{II} = t_{h2}^{II} - t_{h1}^{II}$  воды в подогревателе II ступени. Типовой регулятор температуры (РТ) воды на СГВ изменяет расход сетевой воды через подогреватель  $G_{p2}^{II}$  по сигналу  $t_h = t_{h2}^{II}$  – температуры нагреваемой воды на выходе из подогревателя (точка *a* на рис. 1.34) и рассчитывается на пропуск суммарного расхода на отопление и СГВ  $G_p$  при максимальном водопотреблении в диапазоне наружных температур от точки излома и выше. Однако, поскольку  $\Delta t_p^{II} = t_{p1}^{II} - t_{p2}^{II} \neq f(t_h)$ , регулирование должно производиться по температурному перепаду  $\Delta t_p^{II}$ . Кроме того, по сигналам температур  $t_{p1}^{real}$  (точка *b* на рис. 1.34),  $t_{p2}^{II}$  (точка *в* на рис. 1.34) и  $t_{h2}^{II}$  (точка *a* на рис. 1.34) должен ограничиваться расход сетевой воды с температурой  $t_{p1}^{real}$  через регулятор РТ до расхода  $G_{p2}^{II, req}$ , определённого по разработанному методу.

Гидравлическое сопротивление РТ необходимо автоматически изменять при всех нагрузках СГВ и температурах  $t_{p1}$ . В данной схеме ТП (рис. 1.34) в точке 1 сетевая вода делится на два потока: через подогреватель СГВ II ступени и через систему отопления. В точке 2 оба потока встречаются и направляются в подогреватель СГВ I ступени, а затем – в тепловую сеть. Запишем в общем виде уравнение потерь напора  $\Delta H$ , м, для обоих потоков, пренебрегая потерями в трубопроводах ЦТП:

$$\Delta H_{PP} + \Delta H_{РТ} + \Delta H_h^{II} + \Delta H_h^I = \Delta H_{PP} + \Delta H_{PO} + \Delta H_{CO} + \Delta H_h^I.$$

После сокращения подобных членов и принимая общее сопротивление отопительного регулятора и системы отопления  $\Delta H_{PO} + \Delta H_{CO} = \Delta H_o$ , получим:

$$\Delta H_{РТ} + \Delta H_h^{II} = \Delta H_o.$$

Поскольку  $\Delta H = SG^2$ , где  $S$  – характеристика сопротивления,  $\text{м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6$ , можно записать:

$$S_{РТ} G_{p2}^{II\ 2} + S_h^{II} G_{p2}^{II\ 2} = S_o G_{p1}^{hs\ 2},$$

$$\text{где } G_{p1}^{hs} = G_p - G_{p2}^{II}.$$

Зная зависимости  $G_{p2}^{\text{II}}(t_{\text{ext}}, z)$  и  $G_p(t_{\text{ext}}, z)$ , можно определить требуемое минимальное гидравлическое сопротивление программируемого регулятора температуры РТ:

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

Тогда необходимый перепад давлений на клапане программируемого РТ, МПа, можно определить по формуле:

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

Предложенный метод позволяет находить температуры и расходы сетевой и нагреваемой воды не только в «расчётных» (установочных) условиях, но и при любом переменном режиме работы ТП, в том числе, в условиях, не соответствующих проектным, и при аварийных ситуациях. Рациональное регулирование теплового режима установок с двухступенчатой смешанной схемой подогревателей СГВ с ограничением расхода может сделать эту схему более эффективной, поскольку в этом случае может осуществляться нормальная (несвязанная) подача теплоты в системы отопления и СГВ.

**Особенности совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения при экстремально низких температурах наружного воздуха.** При эксплуатации крупных систем централизованного теплоснабжения нередко наблюдаются нарушения нормальных режимов работы тепловых сетей [214]. Надёжность прохождения зимних нагрузок непосредственно зависит от технического состояния оборудования, износ которого на источниках теплоты и в тепловых сетях приближается по данным [427] к уровню 60%.

Помимо аварийного состояния оборудования существует дефицит тепловой энергии, который для СЦТ Новосибирска, например, составляет около 20% [50, 335], причем главная доля недостатка тепла приходится на жилой сектор. СЦТ Новосибирска изначально была рассчитана на график регулирования тепла 170-70°C со срезкой на 150°C, однако с учётом дефицита топлива, выработкой ресурса топлива максимальная температура нагрева теплоносителя в 1990-2000 гг. не поднималась выше 85-90°C [184], в настоящее время график центрального регулирования принят 160-70°C со срезкой на 130°C. Срезку температурного графика можно рассматривать как частный случай не соответствия температуры теплоносителя  $t_{p1}$  в подающей магистрали тепловых сетей требуемой по графику центрального регулирования. Потребители тепла, подключенные к теплофикационным системам, используют температурный потенциал сетевой воды не полностью. Перепад температур в системах централизованного теплоснабжения, как правило, меньше расчётного на 15 – 20% [422]. При этом от-

мечается, что на диапазоне наружных температур от  $-12$  до  $-22^{\circ}\text{C}$  при выдерживании расчётных расходов у потребителей температура внутри помещений может снизиться до  $14^{\circ}\text{C}$ , у конечных потребителей до  $10^{\circ}\text{C}$ . При дальнейшем понижении температуры наружного воздуха температура внутри помещений будет значительно ниже  $10^{\circ}\text{C}$  [50, 184].

Степень разработанности и масштабы применения отдельных показателей безопасности при проектировании и эксплуатации жилых зданий и их систем теплоснабжения недостаточны. В настоящее время в качестве критерия безопасности функционирующей системы теплоснабжения города принимается её способность обеспечить температуру воздуха внутри отапливаемых жилых помещений  $t_{int}=18...22^{\circ}\text{C}$ . Температура внутреннего воздуха в жилых помещениях ниже указанных значений в каких-либо ситуациях не предусматривается государственными нормативными документами [188]. Исследования механизма терморегуляции [189] показывают, что границей опасности для человека является температура  $t_{int}$  на уровне  $14^{\circ}\text{C}$ , поскольку при такой температуре ещё обеспечивается равновесие между теплогенерацией человека и его теплообменом с окружающей средой. В [103, 104] отмечается, что понижение температуры воздуха до  $10...12^{\circ}\text{C}$  становится крайне неблагоприятным для человека и является показателем критического теплового состояния здания, так как в этом случае создаются ещё и аварийные условия работы инженерного оборудования. Дальнейшее понижение температуры в жилых помещениях вплоть до  $0^{\circ}\text{C}$  характеризует катастрофическое тепловое состояние здания, при котором невозможна работа инженерных систем тепло- и водоснабжения [10].

Таким образом, нарушения теплоснабжения при низких температурах наружного воздуха являются особенно опасными и могут привести даже к аварийным ситуациям. Поэтому необходимо исследование особенностей работы местных теплопотребляющих систем в этих условиях, чтобы снизить вероятность отклонений и отказов в их работе.

Снижение тепловой мощности системы отопления вызывают, кроме перечисленных причин, особенности схем автоматизации и принципы регулирования параметров теплоносителей в ТП.

1) Отопительный регулятор РО (рис. 1.34) настраивается на поддержание расхода воды из тепловой сети не более максимального расчётного  $G_{p1}^{hs,max}$ , обеспечивающего расчётную внутреннюю температуру  $t_{int}^{req}$  при расчётной наружной температуре для проектирования отопления  $t_{ext.o}$ . При снижении текущей наружной температуры  $t_{ext}$  ниже  $t_{ext.o}$ , а также при верхней срезке температурного графика или отклонении температуры в теплосети  $t_{p1}$  от требуемой  $t_{p1}^{req}$  это приводит к недостаточной подаче тепла в систему отопления и к снижению температуры внутреннего воздуха  $t_{int}$ .



2) Существующие схемы автоматизации тепловых пунктов (ТП) проектируются таким образом, что вода из теплосети сначала используется для обеспечения нагрузки горячего водоснабжения во II ступени подогревателя, где часто расходуется часть отопительного теплового потенциала, и только затем поступает в систему отопления. Это связано с большой неравномерностью водопотребления в системе горячего водоснабжения.

Указанные особенности работы ТП в условиях низких наружных температур подтверждаются расчётом по предложенному в параграфе 2.6, методу [214], что можно видеть на рис. 4.12-4.14.

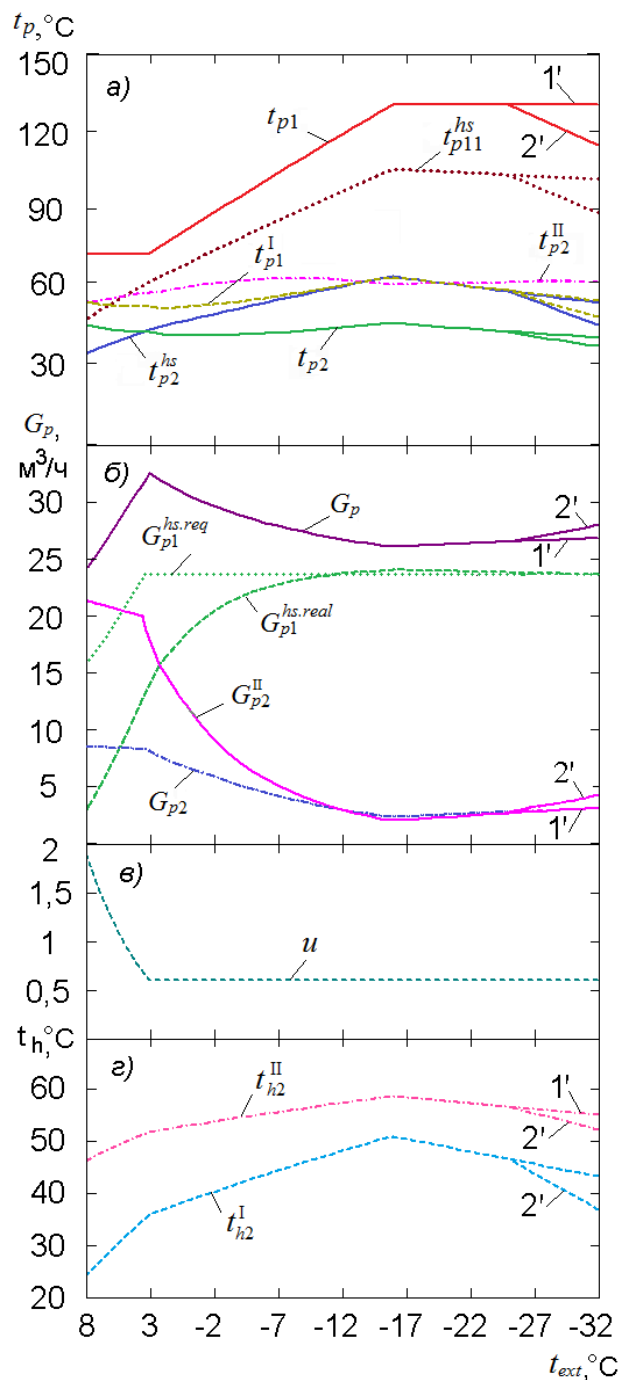


Рис. 4.12. Режимы работы ЦТП при традиционном способе регулирования  
Расчётные характеристики ЦТП приняты по табл. 2.2, г. Москва

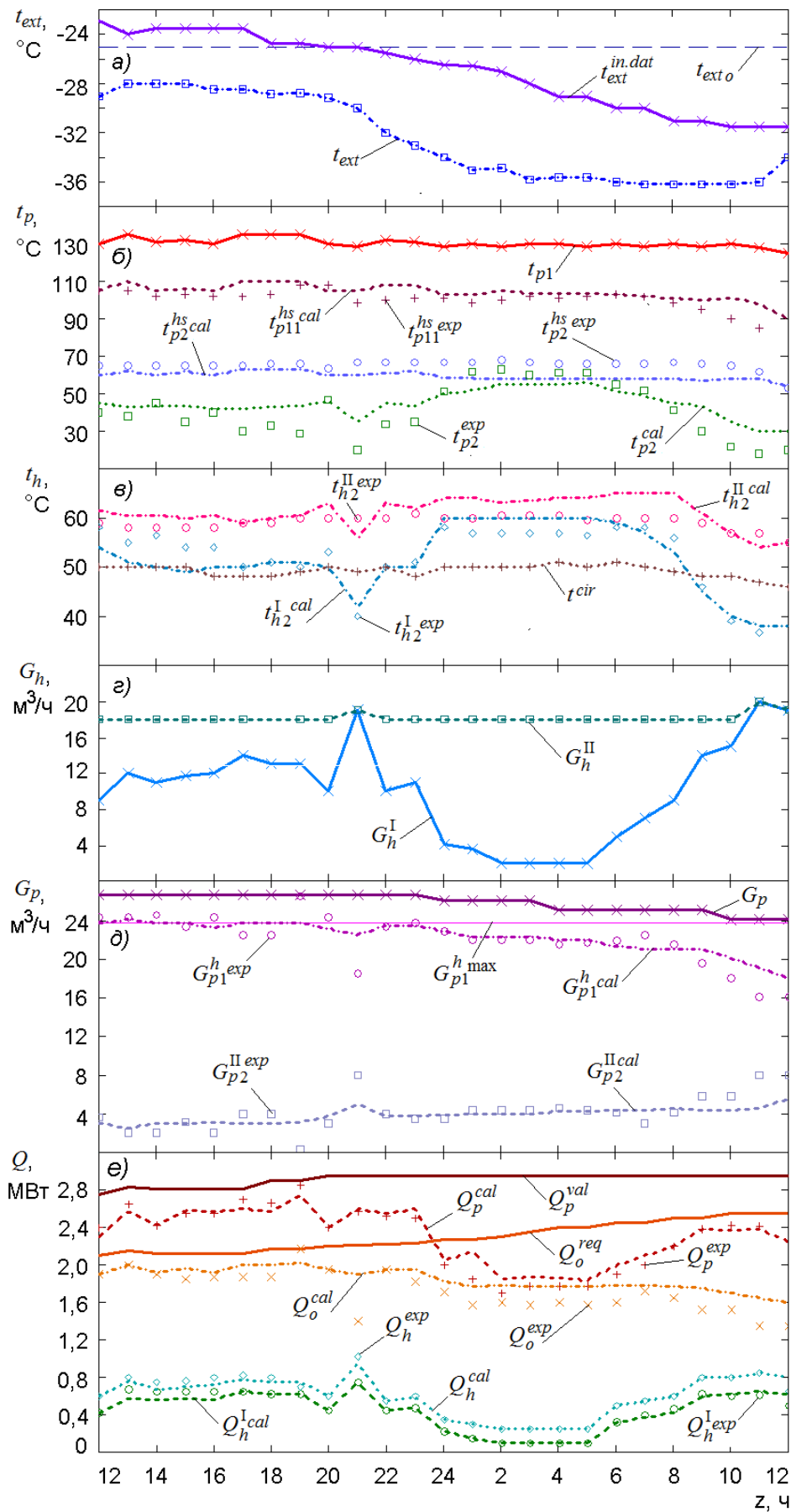


Рис. 4.13. Суточный режим работы ЦТП при средней  $t_{ext}^{in.dat} = -27^{\circ}\text{C}$ . Эксплуатационные данные приняты по [67], индекс «cal» – рассчитанные значения; «exp» – эксплуатационные данные

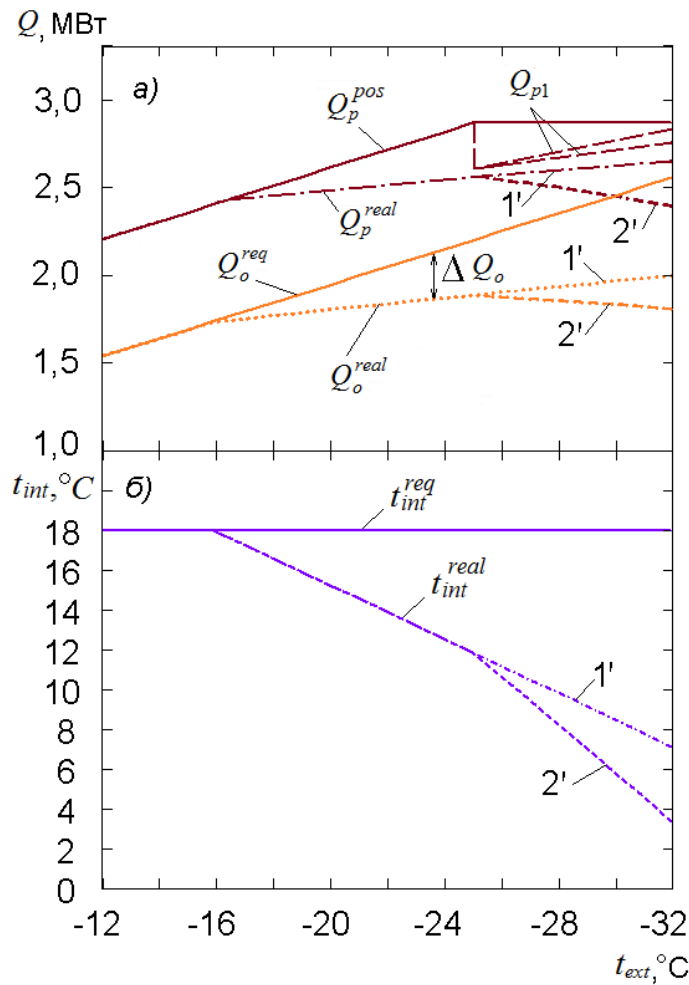


Рис. 4.14. Тепловая мощность системы теплоснабжения и температура внутреннего воздуха в зависимости от  $t_{p1}$  и  $G_p$

При расчётном графике температур 150-70 $^{\circ}\text{C}$ , температура  $t_{p1}$  в теплосети находилась в пределах 130 $^{\circ}\text{C}$  ( $t_{p1}-1'$  на рис. 4.12а,  $t_{p1}$  на рис. 4.13б). На рис. 4.12а рассчитан случай (линия  $t_{p1}-2'$ ) дополнительного снижения  $t_{p1}$  за счёт роста теплопотерь в системах транспортировки тепла к потребителю, вероятности смерзания твёрдого топлива на ТЭЦ и котельных и возможности их работы не на полную мощность. Регулятор перед системой отопления поддерживал постоянный расчётный расход воды из теплосети  $G_{p1}^{hs} = G_{p1}^{hs.max}$  (рис. 4.12б, 4.13д) или даже меньше расчётного максимального  $G_{p1}^{hs.max}$  при значительном водопотреблении в СГВ как видно на рис. 4.12з, 4.13д. Причем, как видно из рис. 4.12б, чем ниже  $t_{p1}$ , тем больший расход сетевой воды  $G_{p2}^{II}$  требуется на подогреватель СГВ II ступени. Это происходит из-за того, что пониженная температура воды после системы отопления  $t_{p2}^{hs}$  (рис. 4.12а), снижает тепловую мощность подогревателя I ступени и соответственно, требуется увеличение тепловой мощности подогревателя СГВ II ступени, что заметно на рис. 4.12з по температуре нагреваемой воды после I  $t_{h2}^I$  и II  $t_{h2}^{II}$  ступеней подогревателей [214, 226].

Местное регулирование подачи тепла в систему отопления осуществлялось поддержанием постоянного расхода воды, циркулирующего в системе отопления  $G_{p1}^{hs}$ . Для обеспечения этого системой местного регулирования (регулятор перед системой отопления и смесительный насос, рис. 1.34) поддерживался постоянный коэффициент смешения  $u$  во 2-м диапазоне наружных температур (при  $t_{ext}$  ниже наружной температуры, соответствующей точке излома температурного графика  $t_{ext,f}$ ) при постоянном расходе воды из теплосети на отопление  $G_{p1}^{hs} = G_{p1}^{hs,max}$ , рис. 4.12в.

Как видно на рис. 4.14а, от точки верхней срезки начинается снижение тепловой мощности системы отопления  $Q_o^{real}$  по сравнению с требуемой  $Q_o^{req}$ , даже при  $t_{ext}$  выше  $t_{ext,o}$ , что отмечается также в [103]. На рис. 4.13е можно видеть, что тепловая мощность системы отопления  $Q_o$  была всегда значительно ниже  $Q_o^{req}$  при  $G_{p1}^{hs} \leq G_{p1}^{hs,max}$ . Это вызывает значительное снижение  $t_{int}$  (рис. 4.14б). Как видно из рис. 4.13е, 4.14а, тепловая мощность системы теплоснабжения используется не полностью, т.е. потребляемое количество тепла на системы отопления и горячего водоснабжения  $Q_p$  меньше располагаемой (допустимой) тепловой мощности, которую могут обеспечить тепловые сети  $Q_p^{pos}$ , за счёт появления дефицита тепла для системы отопления  $\Delta Q_o$ .

Для устранения дефицита тепла системы отопления при низких наружных температурах, необходимо выполнить следующий расчёт.

Допустимая тепловая мощность соответствует сумме расчётной нагрузки отопления  $Q_{o,max}$ , определяемой при  $t_{ext,o}$ , и средней нагрузки на СГВ  $Q_{hm}$ . Таким образом, при  $t_{ext}$  ниже  $t_{ext,o}$ ,  $Q_p^{pos}$  является постоянной величиной, меньше требуемой для нормальной совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения. Поскольку снижение  $t_{int}$  недопустимо, определим располагаемую нагрузку системы горячего водоснабжения (рис. 4.14а) [214, 226]:

$$Q_h^{val} = Q_p^{val} - Q_o^{req}.$$

Видно, что при  $t_{ext} < t_{ext,o}$ ,  $Q_h^{val} < Q_h$ , где  $Q_h$  – суммарная тепловая мощность подогревателей СГВ I и II ступеней.  $Q_h = Q_h^I + Q_h^{II}$ . Как отмечалось выше, вода из теплосети сначала поступает в подогреватель СГВ II ступени, поэтому целесообразно сократить расход тепла на СГВ за счёт отключения подогревателя СГВ II ступени. Тогда суммарная тепловая мощность ТП,  $Q_{p1}$  (рис. 4.14а), составит:

$$\left. \begin{aligned} Q_{p1} &= Q_o^{req} + Q_h \text{ при } t_{ext} \geq t_{ext,o}, \\ Q_{p1} &= Q_o^{req} + Q_h^I \text{ при } t_{ext} < t_{ext,o} \end{aligned} \right\}.$$

При этом, как можно видеть из рис. 4.14а, возможна нормальная подача тепла в системы отопления и горячего водоснабжения даже при  $t_{p1} \neq t_{p1}^{req}$  по отопительному графику, и пока температура не опустится ниже  $t_{ext.o}$ , не требуется отключения подогревателя СГВ II ступени.

Суммарный расход сетевой воды на ТП,  $G_p(t_{ext}, t_{p1})$ , рис. 4.15б, определяется из следующих выражений:

$$\left. \begin{aligned} G_p &= G_{p1}^{hs.real} + G_{p2}^{II} \text{ при } t_{ext} > t_{ext.o}, \\ G_p &= G_{p1}^{hs.max} + \Delta G_{p1}^{hs} + G_{p2}^{II} \text{ при } t_{ext} \geq t_{ext.o} \text{ и } t_{p1} < t_{p1}^{req}, \\ G_p &= (G_{p1}^{hs.max} + \Delta G_{p1}^{hs}) \leq G_p^{max} \text{ при } t_{ext} < t_{ext.o} \text{ и } t_{p1} < t_{p1}^{req} \end{aligned} \right\},$$

где  $\Delta G_{p1}^{hs}$  – дополнительный расход воды из теплосети для системы отопления для устранения  $\Delta Q_o$ .

Температура воды после системы отопления определится по формуле

$$t_{p2}^{hs}(t_{ext}) = t_{p1} - \frac{3,6Q_o^{req}}{c\rho(G_{p1}^{hs.max} + \Delta G_{p1}^{hs})};$$

температура воды в подающей магистрали системы отопления

$$t_{p11}^{hs}(t_{ext}) = t_{p2}^{hs}(t_{ext}) + \frac{3,6Q_o^{req}}{c\rho G_o^{req}},$$

где  $G_o^{req} = \frac{3,6Q_{o,max}}{c\rho(t_{p11}^{hs.req} - t_{p2}^{hs.req})}$ , м<sup>3</sup>/ч – расход воды, циркулирующей в системе отопления, который для поддержания гидравлической устойчивости системы отопления должен оставаться постоянным (расчётным) в течение всего отопительного периода. При увеличивающемся расходе воды из теплосети на систему отопления  $G_{p1}^{hs}$ , постоянный расход воды в системе отопления  $G_o^{req}$  поддерживается за счёт уменьшения коэффициента смешения  $u$  (рис. 4.15в).

В работе [103] утверждается, что отключение только II ступени подогревателя СГВ нецелесообразно, поскольку температура воды в СГВ снижается до 10-25°C и не может быть использована для горячего водоснабжения, а также из-за того, что функционирование I ступени подогревателя СГВ приводит к дополнительному охлаждению сетевой воды, возвращаемой на источник теплоты, что вызывает необходимость увеличения расхода топлива. Как показало проведенное исследование, отключение подогревателя I ступени не целесообразно, поскольку не увеличивает тепловой мощности системы отопления, но нарушает комфортные условия потребителей.

а) Как видно из рис. 4.15б, при достижении  $G_p^{\max}$  регулятор расхода РР на вводе ТП (рис. 1.34) не допускает дальнейшего увеличения расхода сетевой воды на ввод ТП. Значит,  $Q_p$  не может превысить определённого значения, соответствующего  $G_p^{\max}$ . При очень низких  $t_{ext}$  или аварийном прекращении подачи тепла (значительное снижение  $t_{p1}$ ) некоторый дефицит подачи тепла в систему отопления может всё-таки возникнуть, но  $Q_o + Q_h^I$  не превысит  $Q_p^{pos}$ , поскольку  $Q_o$  увеличиваться не будет, а  $Q_h^I$  будет снижаться вследствие снижения  $t_{p2}^{hs}$  и уменьшения температурного напора в подогревателе. В аварийных условиях работы вода в I ступени теплообменника СГВ будет нагреваться незначительно, поэтому подогреватель в этом случае можно отключить.

б) Температура нагреваемой воды после подогревателя I ступени  $t_{h2}^I$  составляет около 40°C (рис. 4.15г) при максимальном водопотреблении, что подтверждается эксплуатационными данными, рис. 4.13в. Воду с такой температурой можно использовать для СГВ.

в) Температура воды, возвращаемой в тепловую сеть  $t_{p2}$ , снижается в значительно меньшей степени, чем  $t_{p1}$  (рис. 4.15а).

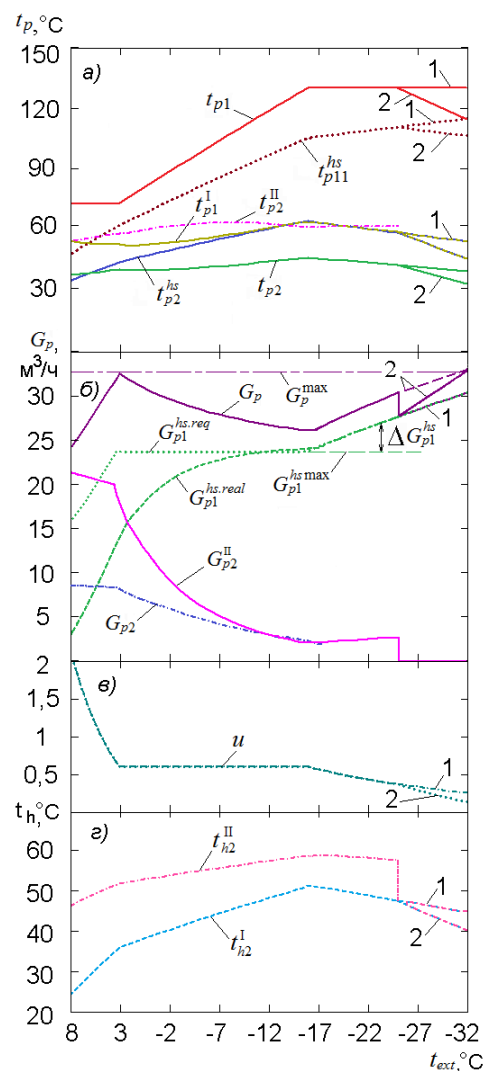


Рис. 4.15. Режимы работы ЦТП при увеличении  $G_{p1}^{hs}$  и отключении подогревателя СГВ II ступени

Некоторые рекомендации для местного регулирования подачи тепла в систему отопления.

1) Отключение подогревателя СГВ II ступени при  $t_{ext} < t_{ext.o}$  возможно осуществить в схемах ТП, в которых регулятор расхода РР и отопительный регулятор РО имеют общий регулирующий клапан, который сокращает расход сетевой воды в систему отопления или полностью отключает её, при прохождении пика нагрузки на СГВ. Регулятор РО имеет датчики  $t_{p1}$ ,  $t_{p2}^{hs}$ ,  $t_{ext}$ . Программируемый регулятор должен быть устроен так, чтобы при  $t_{ext} < t_{ext.o}$  срабатывало устройство обратной связи, отключающее подогреватель СГВ II ступени.

2) Для устранения дефицита тепла для системы отопления, необходимо, чтобы сопротивление отопительного регулятора РО допускало увеличение расхода сетевой воды в систему отопления до  $G_{p1}^{hs,max}$ , начиная от точки верхней срезки температурного графика. В этом случае требуется местное регулирование системы отопления поддержанием графика разности температур теплоносителя в подающем и обратном трубопроводе отопительных сетей  $\Delta t_p(t_{ext}) = t_{p1} - t_{p2}^{hs}$ , которая имеет линейный характер

$$\Delta t_p(t_{ext}) = t_{p1} - t_{p2}^{hs} = \frac{3,6\Delta Q_o}{c\rho\Delta G_o} = \frac{3,6 Q_o^{req}}{c\rho G_o^{req}}.$$

Главным преимуществом этого способа является то, что не требуется вычислять дополнительный расход сетевой воды для системы отопления  $\Delta G_o$ ; системе регулирования достаточно поддерживать линейный график  $\Delta t_p(t_{ext})$ , при любой  $t_{ext}$ , чтобы обеспечить  $Q_o^{req}$ .

3) Начиная от  $t_{ext}$ , соответствующей точке срезки температурного графика и ниже, необходима работа смесительных насосов для поддержания постоянного перепада давлений в подающей и обратной магистралях отопительных сетей (расхода) за счёт уменьшения коэффициента смешения.

Отмеченные особенности совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения особенно важно учитывать при **исследовании возможности перехода на низкотемпературные графики при центральном качественном регулировании.**

В СЦТ Новосибирска в 2013-2019 гг. был принят температурный график центрального регулирования 150/70°C, с верхней срезкой на 114-118°C и температурой излома 75-78°C. При применении верхней срезки, расчётной остаётся температура воды в подающей магистрали теплосети, соответствующая исходному высокотемпературному графику ( $t_{p1c}=150^\circ\text{C}$ ). По температурному перепаду 150/70°C определяется расчётный расход воды в теплосети (на нужды отопления и вентиляции), гидравлические режимы работы в течение отопительного периода, температура наружного воздуха, соответствующая точке излома температурного

графика (нижней срезке). Максимальный (расчётный) расход сетевой воды соответствует точке излома температурного графика. Положение точки излома  $t_{ext,f}$  определяется расчётной температурой для проектирования отопления  $t_{ext,o}$  и расчётной температурой в теплосети  $t_{pl,c}$ . В отопительном сезоне 2017-2018 гг.  $t_{ext,f} = -4^{\circ}\text{C}$  (Калининский вывод ТЭЦ-4 г. Новосибирска, рис. 1.6). При этой температуре наиболее существенно влияние системы горячего водоснабжения на систему отопления [240, 260, 262], поскольку в период максимального водопотребления система отопления может не получать необходимого количества теплоты.

Срезка соответствует диапазону низких температур наружного воздуха, когда нагрузка горячего водоснабжения в большей степени обеспечивается за счёт теплоты обратной сетевой воды, поэтому имеется возможность компенсировать снижение температуры воды в теплосети увеличением расхода, не превышая при этом расчётного значения.

Наличие срезов сокращает область качественного регулирования тепловой нагрузки, в то же время, оборудование и технологии работы источников тепла, тепловые сети и местные системы теплоснабжения рассчитаны, в основном на качественный способ регулирования; переход на другие способы регулирования требует больших затрат времени и средств. Поэтому рекомендуется [14-16, 183] постепенный переход на температурный график 115/70 $^{\circ}\text{C}$  без срезки при качественном регулировании. При этом остаётся невыясненным вопрос, возможно ли использовать классические формулы теории Е.Я Соколова [289] в условиях низкотемпературного теплоснабжения, т.к. необходимо определить, как будут перераспределяться между системами тепловые потоки и достаточно ли будет теплового потенциала системы теплоснабжения при связанной подаче теплоты.

Такое исследование проводилось для Калининского вывода ТЭЦ-4 г. Новосибирска, с тепловой нагрузкой на отопление  $Q_{o,max}=93,3707$  МВт; на вентиляцию  $Q_{v,max}=10,0242$  МВт; на горячее водоснабжение  $Q_h=65,9667$  МВт. Для построения модели прогнозирования режимов работы теплосети использовались данные метеостанции [457] в интервале времени с 9 по 25 января 2018 г., включающим как потепление, так и резкое похолодание (см. рис. 4.16) и эксплуатационные данные о работе системы теплоснабжения, рис. 4.17. Результаты исследования опубликованы в работах [200, 247].

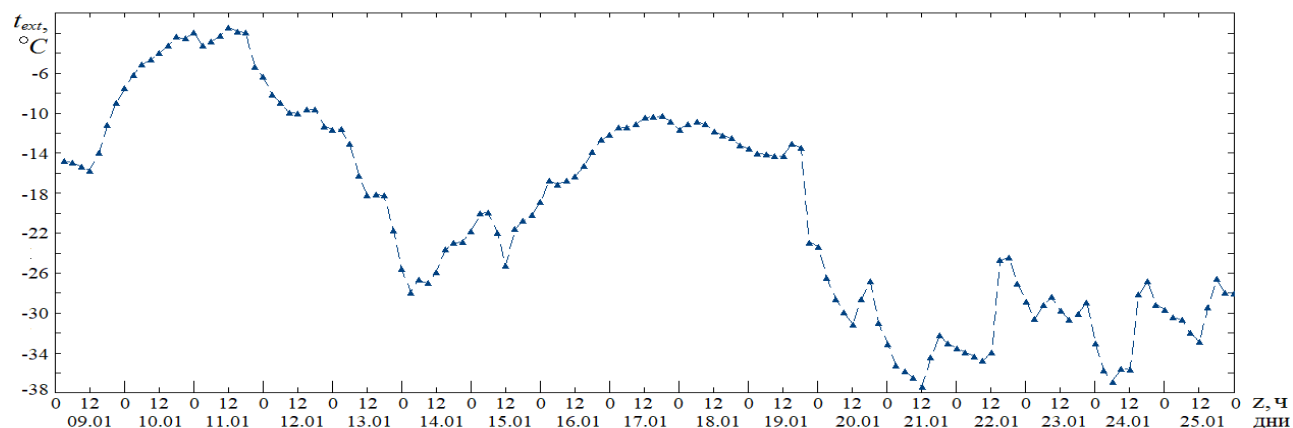


Рис. 4.16. Температура наружного воздуха 9-25 января 2018 г. [457]



Возможность перехода на низкотемпературный график качественного регулирования с температурой 114/70°C при полной замене оборудования и трубопроводов исследовалась для ЦТП-кл20/32 в Калининском районе, с таким же соотношением тепловых нагрузок, что и в районе в целом. Расчётные тепловые нагрузки: на отопление и вентиляцию  $Q_{ovmax}=5,22$  МВт; на горячее водоснабжение  $Q_h=3,30$  МВт. Температурный режим помещений рассчитывался с учётом коэффициента тепловой аккумуляции зданий  $\beta=87,8$  ч (здания с кирпичными стенами, утеплитель – плиты минераловатные) [244].

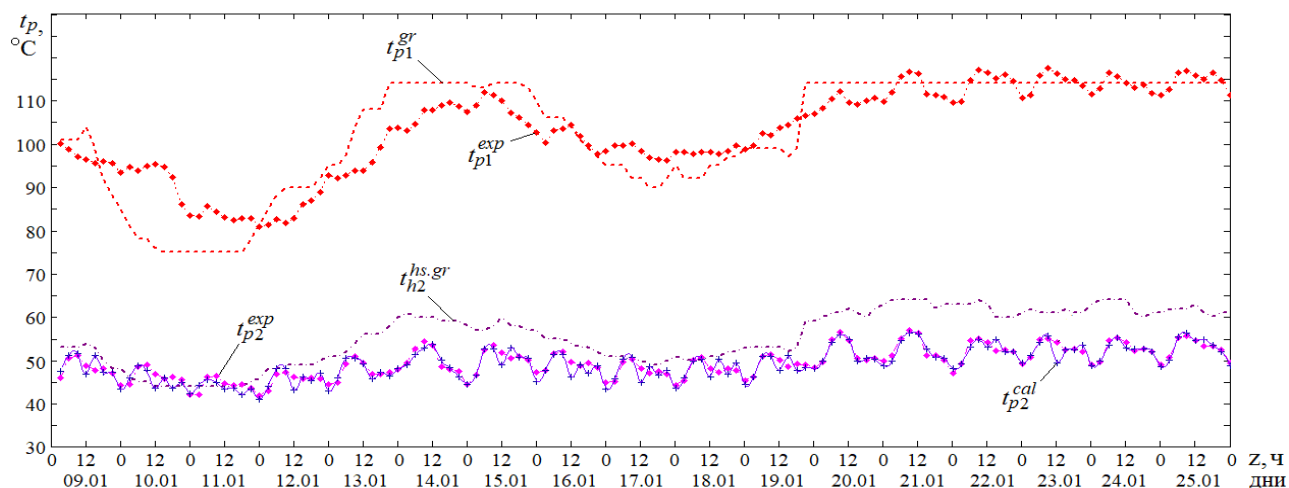
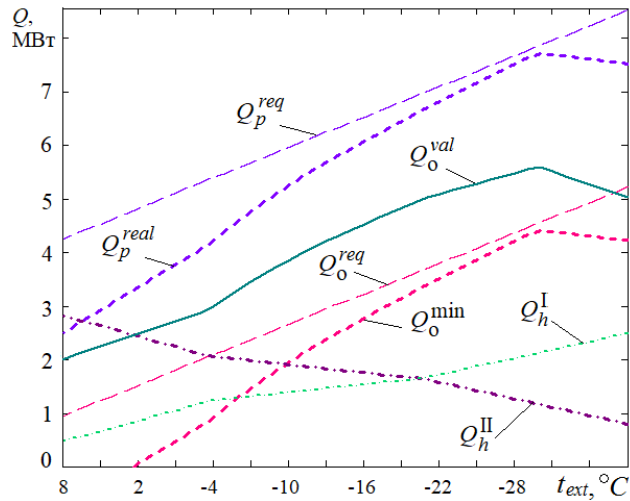


Рис. 4.17. Температура воды в подающей и обратной магистрали ТЭЦ в период 9-25 января 2018 г. [200]

При эксплуатации тепловых сетей часто наблюдаются нерациональные режимы их работы. Например, на рис. 4.17 видно, что при наружных температурах, близких к точке излома  $-6\div-2^{\circ}\text{C}$  10-11 января 2018 г. (см. рис. 4.16) температура воды, возвращаемой в тепловую сеть  $t_{p2}^{exp}$  была выше чем температура воды после системы отопления  $t_{h2}^{hs.gr}$ .

При связанной подаче теплоты, тепловые потоки перераспределяются между системами отопления и горячего водоснабжения. Тепловая мощность системы отопления может меняться от  $Q_o^{min}$  при максимальном водопотреблении в СГВ до  $Q_o^{val}$  при отсутствии водопотребления (см. рис. 4.18). Также можно заметить, что используемая тепловая мощность  $Q_p^{real}$  меньше располагаемой тепловой мощности  $Q_p^{req}$ , что показывает нерациональное использование тепловой энергии (завышение температуры обратной воды) и требует необходимости корректировки режимов работы системы теплоснабжения.

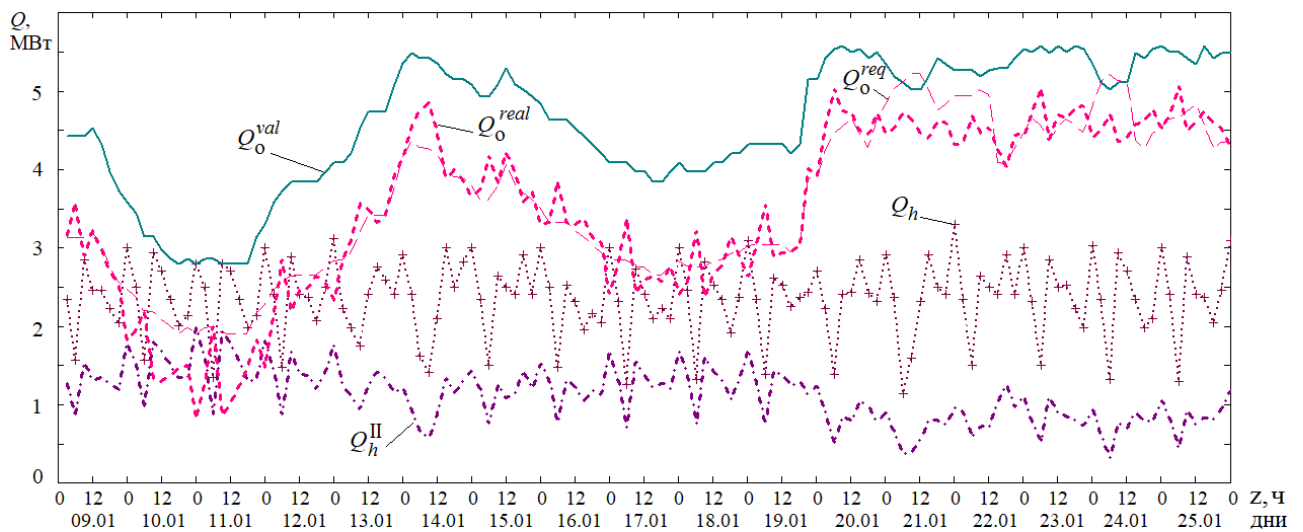
Эксплуатационные характеристики работы системы горячего водоснабжения ЦТП в период 9-25 января 2018 г. на основании регистрируемых параметров в узлах учёта тепловой энергии и теплоносителя, показаны на рис. 4.19. Регулирование температуры горячей воды осуществлялось регулятором температуры (РТ на рис. 1.34) по датчику температуры на подающем трубопроводе СГВ. Управление производилось контроллером ECL Comfort 110 фирмы Danfoss.



$Q_p^{req}$  – суммарный требуемый на отопление и СГВ;  $Q_p^{real}$  – суммарный действительный на отопление и СГВ;  $Q_o^{req}$  – требуемый для системы отопления для поддержания  $t_{int} = 18^\circ\text{C}$ ;  $Q_o^{min}$  – в системе отопления при максимальном водопотреблении в СГВ;  $Q_h^I$  – на СГВ I ступени при максимальном водопотреблении,  $Q_o^{val}$  – располагаемый для системы отопления при отсутствии водопотребления в СГВ

Рис. 4.18. Тепловые потоки ЦТП при максимальном водопотреблении в СГВ

На основании графика (рис. 4.19) определено распределение тепловых потоков, поступающих в системы отопления и горячего водоснабжения. При наружных температурах в окрестностях точки излома (10-11 января) и при наружных температурах, близких к расчётным значениям (21-24 января), количество тепла, поступающее в систему отопления  $Q_o^{real} < Q_o^{req}$ , т.е. работа системы отопления в этот период не сможет обеспечить даже  $t_{int}=18^\circ\text{C}$ . При этом температура обратной воды 10-11 января выше требуемой (см. рис. 4.17) [200, 379].



$Q_o^{real}$  – в системе отопления при переменном водопотреблении в СГВ;  $Q_h$  – в СГВ (эксплуатационные данные);  $Q_h^II$  – на СГВ II ступени при переменном водопотреблении. Остальные обозначения см. рис. 4.31

Рис. 4.19. Тепловые потоки ЦТП 9-25 января 2018 г. [200]

Температурный режим помещений рассчитывался с учётом коэффициента тепловой аккумуляции зданий  $\beta=87,8$  ч (здания с кирпичными стенами, утеплитель – плиты минераловатные) [244]. Текущая температура внутреннего воздуха  $t_{int}^{real}$  за время  $z$ , ч, определялась при тепловой мощности системы отопления  $Q_o^{real}$  по рис. 4.32, по формуле Е.Я Соколова (аналогичная зависимость была получена А.А. Иониным [87]), (2.38).

Для осуществления возможности перехода к низкотемпературному теплоснабжению моделировались режимы работы теплосети с расчётной температурой воды в подающей магистрали  $114^\circ\text{C}$ . Моделирование режимов работы ЦТП производилось из условия полной замены оборудования и трубопроводов на соответствие расчётным параметрам в теплосети  $114/70^\circ\text{C}$ .

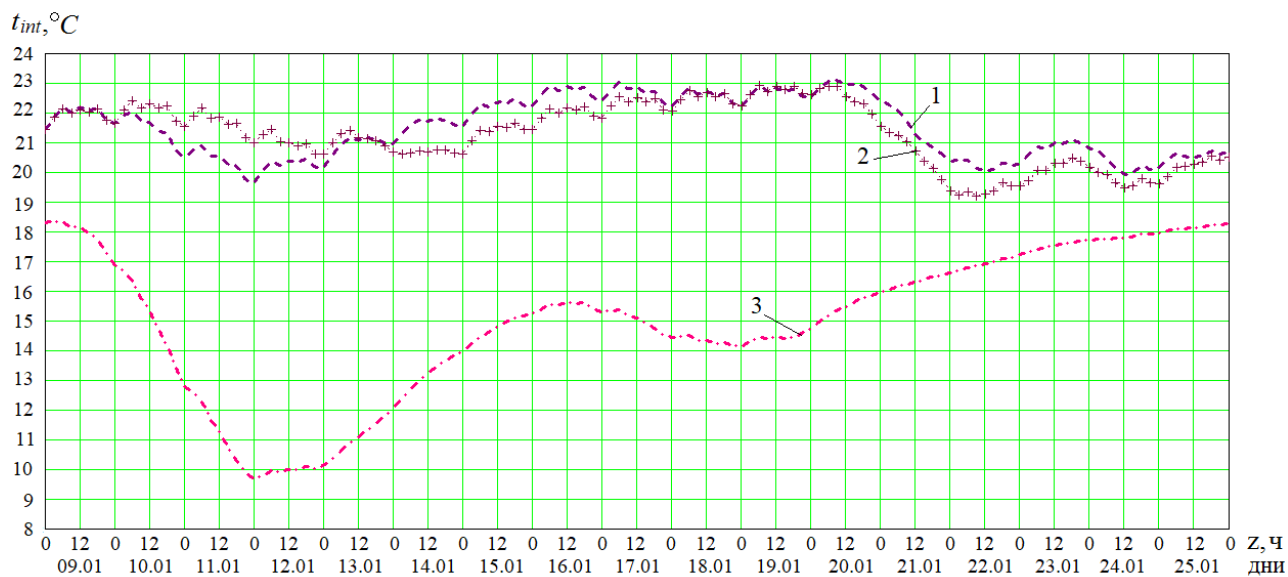
Расчёты проводились для трёх вариантов [200, 247, 379]:

1 – по графику  $150/70^\circ\text{C}$  со срезкой на  $114^\circ\text{C}$  при температуре воды в подающей магистрали теплосети  $t_{p1}^{gr}$ , принятой по графику ТЭЦ (см. рис. 4.17); суммарный расход сетевой воды на ЦТП  $97,1$  т/ч, в том числе на отопление  $57,1$  т/ч.

2 – по графику  $150/70^\circ\text{C}$  со срезкой на  $114^\circ\text{C}$  при эксплуатационной температуре воды в подающей магистрали теплосети  $t_{p1}^{exp}$ , (см. рис. 4.17), расходы сетевой воды такие же, как в варианте 1;

3 – по графику центрального качественного регулирования  $114/70^\circ\text{C}$  без срезки, расход сетевой воды на ЦТП  $121,3$  т/ч, в том числе на отопление  $102,2$  т/ч.

Результаты расчёта показаны на рис. 4.20.



Цифры – номера вариантов

Рис. 4.20. Температура внутреннего воздуха 9-25 января 2018 г.

В случае 3 несмотря на увеличение площадей теплообменников и диаметров трубопроводов, снижение расчётной температуры до 114°C вызовет помимо увеличения расхода воды в теплосети, сдвиг точки излома температурного графика, которая будет соответствовать наружной температуре  $t_{ext,f} = -12^{\circ}\text{C}$ . Исследование, проведённое в [240] показало, что поднятие температуры излома графика оказывает большее влияние на внутреннюю температуру помещений, чем поднятие температуры срезки. То есть система отопления будет недополучать необходимое количество теплоты в период максимального водопотребления при более низкой наружной температуре [201, 381].

Расчёт показал недопустимое снижение внутренней температуры помещений (в отдельные часы до 10°C) для графика 114/70°C без срезки. Температура внутреннего воздуха, определённая по эксплуатационной температуре в подающей магистрали теплосети  $t_{pl}^{exp}$  (вариант 2) немного выше расчётного значения, т.к. в теплосети поддерживалась температура выше требуемой по графику регулирования. В случае варианта 3, температура внутреннего воздуха всегда ниже требуемой, особенно опасной ситуация становится вблизи точки излома температурного графика. Применение низкотемпературного теплоснабжения при существующей схеме автоматизации тепловых пунктов и связанной подачи теплоты, недопустимо.

Схема теплоснабжения со связанной подачей теплоты наиболее экономична, поскольку в ней используется теплота обратной магистрали системы отопления, что позволяет существенно сократить расход сетевой воды. В то же время, работа этой схемы сильно зависит от режима работы теплосети: расчётных температур, положения точки излома температурного графика.

Исследования возможности перехода на низкотемпературное теплоснабжение проводились, начиная с 50-х годов прошлого века и по настоящее время. Но все эти обоснования касались только экономической составляющей такого перехода – существенного увеличения расхода сетевой воды, и, соответственно, затрат на перекачку теплоносителя. Предложенный метод моделирования позволил выполнить расчёты систем теплоснабжения со связанной подачей теплоты, которые показали, что переход на низкотемпературное теплоснабжение может не обеспечить рационального распределения тепловых потоков между теплообменниками в тепловых пунктах, что вызовет нарушение, как температурного режима помещений, так и неполное использование теплового потенциала системы теплоснабжения, а отказ от применения связанной подачи теплоты также приведёт к понижению энергоэффективности системы теплоснабжения. Поэтому, целесообразным представляется тщательное исследование и корректировка переменных режимов работы связанных теплообменников, а также внедрение на основе разработанных методик программируемых регуляторов в тепловых пунктах [200, 247, 379].

## 4.2. Переменные режимы работы систем теплоснабжения при центральном качественном регулировании по совмещённой нагрузке

Одной из существенных проблем низкотемпературного теплоснабжения являются повышенные расходы воды в тепловой сети. Графики качественно-количественного и количественного регулирования могут помочь решить эту проблему, однако, в этом случае возникнут большие сложности с гидравлической стабилизацией разветвлённых систем теплоснабжения. Повышенный низкотемпературный график центрального регулирования (качественного регулирования по совмещённой нагрузке) объединяет в себе достоинства качественного способа регулирования – стабильный гидравлический режим при небольшом и постоянном расходе воды в теплосети (из-за отсутствия расхода воды на обеспечение нагрузки горячего водоснабжения), а также точка излома этого графика соответствует точке излома отопительно-бытового графика, но при более высокой температуре воды в теплосети, что соответствует санитарным нормам. Таким образом, повышенный низкотемпературный график представляется наиболее целесообразной заменой графикам со срезкой.

При повышенном температурном графике в системе теплоснабжения поддерживается постоянный расход сетевой воды, равный расчётному расходу на отопление. Для обеспечения нагрузки горячего водоснабжения подогрев воды на ТЭЦ производится до температуры более высокой, чем по отопительному графику.

Применение повышенного температурного графика центрального регулирования предполагает, что не менее чем у 75-80% абонентов присоединение подогревателей СГВ осуществляется по двухступенчатой последовательной схеме. Применение этой схемы, однако, может привести к существенному повышению внутренней температуры помещений при температурах наружного воздуха выше температуры, соответствующей точке излома, когда температура воды в теплосети постоянна и значительно выше требуемой для системы отопления. Также допускается применять при повышенном графике двухступенчатую смешанную схему подогревателей СГВ с ограничением расхода.

Согласно [442, 447], расчёт площади подогревателей СГВ и определение их характеристик в точке излома температурного графика для этих схем производится аналогично. Однако, работа этих схем во всем диапазоне наружных температур, имеет существенные отличия, особенно при зависимом присоединении системы отопления:

- в последовательной схеме сетевая вода остывает во II ступени подогревателя и поступает в систему отопления с температурой согласно отопительному графику, или близкой к ней; в смешанной схеме вода из II ступени подогревателя поступает в I ступень, а в систему отопления – вода с повышенной температурой из тепловой сети;

- в последовательной схеме поддерживается постоянный расход сетевой воды для системы отопления; в смешанной – переменный, в зависимости от нагрузки СГВ, покрываемой II ступенью подогревателя. Гидравлическая устойчивость системы отопления поддерживается работой смесительных насосов, подмешивающих воду из обратной магистрали;

- II ступень подогревателя СГВ рассчитывается на пропуск всего отопительного расхода при максимальном водопотреблении, поэтому, в последовательной схеме в систему отопления поступает вода с температурой выше или равной температуре в обратной магистрали. В смешанной схеме в этих условиях происходит значительное уменьшение расхода сетевой воды для системы отопления как за счёт ограничения расхода воды в тепловых сетях, так и вследствие уменьшенной площади подогревателя. В случае водопотребления выше среднего, это может привести к преждевременному отключению системы отопления от тепловой сети и остыванию помещений.

Указанные особенности требуют расчёта режимов совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения при повышенном температурном графике центрального регулирования для определения возможности условий применения схем тепловых пунктов со связанной подачей теплоты.

Основные положения моделирования режимов работы ЦТП с двухступенчатой смешанной схемой при повышенном температурном графике опубликованы в работах [202, 213, 223, 233].

Повышенный температурный график рассчитывается в соответствии с формулами, рекомендованными в [63].

Определяются перепады температур сетевой воды в подогревателях I и II ступеней последовательной схемы:

$$\delta_1(t_{ext}) = t_{p1}^h - t_{p1}; \quad \delta_2(t_{ext}) = t_{p2} - t_{p2}^h,$$

где  $t_{p1}^{hg}$ ,  $t_{p2}^{hg}$  – температуры воды в подающей и обратной магистрали теплосети по повышенному графику.

При постоянном расходе сетевой воды и при балансовой нагрузке СГВ  $Q_{hm}^{bal} = 1,2Q_{hm}$  [442, 447] суммарный перепад температур сетевой воды в подогревателях II и I ступеней  $\delta(t_{ext})$  – величина постоянная:

$$\delta(t_{ext}) = \delta_1 + \delta_2 = \frac{Q_{hm}^{bal}}{Q_o} \delta t_{oc} = \text{const.}$$

Точка излома повышенного графика  $t_{p1}^h(t_{ext.f})$  принимается в соответствии с [442, п.4.6, 447], при  $t_{ext}$ , соответствующей  $t_{ext.f}$  отопительно-бытового графика.

Перепад температур сетевой воды в подогревателе I ступени в точке излома температурного графика  $\delta_2(t_{ext.f})$  находится по формуле

$$\delta_2(t_{ext.f}) = \frac{Q_{hm}^{bal}}{Q_{o\max}} \frac{t_{h2}^I - t_{h1}^I}{t_{h2}^{II} - t_{h1}^I} \delta t_{oc}.$$

При известном суммарном перепаде температур  $\delta$  значение  $\delta_1(t_{ext.f})$  определяется из выражения

$$\delta_1(t_{ext.f}) = \delta - \delta_2(t_{ext.f}).$$

При любой текущей наружной температуре  $t_{ext}$  перепад температур сетевой воды в подогревателе I ступени можно определить по формуле

$$\delta_2(t_{ext}) = \delta_2(t_{ext.f}) \frac{t_{p2}^{hs}(t_{ext}) - t_{h1}^I}{t_{p2}^{hs}(t_{ext.f}) - t_{h1}^I}. \quad (4.10)$$

При определении режимов работы двухступенчатой смешанной схемы с ограничением расхода сетевой воды  $\delta_2(t_{ext})$  рассчитывается только для того, чтобы найти текущую  $\delta_1(t_{ext})$ , т.е. графика  $t_{p1}^{hg}(t_{ext})$ , по которому ведётся регулирование на источнике тепла. Значения температуры воды в обратной магистрали теплосети  $t_{p2}^{hg}(t_{ext})$  можно определить только в результате расчёта режимов ТП.

Расчёт установочных характеристик подогревателей СГВ производится при наружной температуре, соответствующей точке излома  $t_{ext.f}$ . Для расчёта параметров подогревателей необходимы некоторые изменения и дополнения в типовую методику [442, 447] для отопительно-бытового графика.

а) Определяются постоянные параметры подогревателей СГВ  $\Phi_0^I$ ,  $\Phi_0^{II}$  по формуле (1.9):  $\Phi_0 = (kF)_c / \sqrt{W_{pc} W_{hc}} = Q_c / (\Delta t_c \sqrt{W_{pc} W_{hc}})$ , где  $\Delta t_c$  – расчётный среднелогарифмический напор для противотока, в случае повышенного графика центрального регулирования, для I и II ступеней подогревателей СГВ будет иметь вид:

$$\Delta t_c^I = \frac{(t_{p2f} - t_{h1c}^I) - (t_{p2f}^{hs} - t_{h2c}^I)}{\ln \frac{t_{p2f} - t_{h1c}^I}{t_{p2f}^{hs} - t_{h2c}^I}}, \quad \Delta t_c^{II} = \frac{[(t_{p1f}^{II} + \delta_{1f}) - t_{h2}^{II}] - (t_{p2f}^{II} - t_{h1}^{II})}{\ln \frac{(t_{p1f}^{II} + \delta_{1f}) - t_{h2}^{II}}{t_{p2f}^{II} - t_{h1}^{II}}},$$

где  $t_{p1f}^{II} = t_{p1f}$  – температура в подающей магистрали тепловой сети в точке излома температурного графика при  $t_{ext.f}$  при отопительно-бытовом графике центрального регулирования.

б) В I ступени расход сетевой воды  $W_p$  равен расчётному эквиваленту расхода на отопление  $W_{p1}^h$ , во II ступени – требуемому расходу на СГВ  $W_{p2}^{II.req}$ . В соответствии с [442, 447] температура сетевой воды после подогревателя СГВ II ступени в точке излома температурного графика принимается равной температуре после системы отопления. Поэтому  $W_{p2}^{II.req}$  можно определить по формуле

$$W_{p2}^{II.req}(t_{ext.f}) = \frac{Q_{hc}^{II}}{(t_{p1f}^{II} + \delta_{1f}) - t_{p2f}^{hs}}.$$

в) Другие величины для расчёта режимов работы теплового пункта в точке излома температурного графика рассчитываются аналогично условиям отопительно-бытового графика по типовой методике [442, прил. 5, 6, 447, прил. Д].

При повышенном графике центрального регулирования расход сетевой воды на горячее водоснабжение не предусмотрен, поэтому в теплообменник идёт часть отопительного расхода. Это обстоятельство требует проведения расчётов переменных режимов работы ТП и определения возможности системы отопления поддерживать требуемую температуру внутреннего воздуха.

Расход сетевой воды на ввод ТП определяется по отопительно-вентиляционной нагрузке  $Q_{ov}(t_{ext})$ , в соответствии с требованиями качественного регулирования:

$$W_p(t_{ext}) = \frac{Q_{ov \max}}{t_{p1} - t_{p2}^{hs}} \cdot \bar{Q}_{ov},$$

где  $t_{p1}$ ,  $t_{p2}^{hs}$  – температура воды по отопительно-бытовому графику при текущей наружной температуре;  $\bar{Q}_{ov}(t_{ext}) = (t_{int} - t_{ext}) / (t_{int} - t_{ext.c})$  – относительный расход тепла на отопление и вентиляцию.

1) Расчёты первого приближения аналогичны описанным в параграфе 2.6, формулы (2.30-2.33). Расход сетевой воды через подогреватель СГВ II ступени можно найти по формуле

$$W_{p2}^{II}(t_{ext}) = \frac{Q_h^{II}}{t_{p1}^{hg} - t_{p2}^{II}},$$

где  $t_{p1}^{hg} = t_{p1} + \delta_1$  – температура воды в подающей магистрали тепловых сетей по повышенному графику;  $t_{p2}^{II}$  – температура сетевой воды после подогревателя II ступени. Ввиду того, что  $t_{p2}^{II}$  на этом этапе ещё неизвестна, в первом приближении принимается  $t_{p2}^{II} = t_{h1}^{II}$ .

2) Во втором приближении также используются приближённые формулы теории теплообменных аппаратов [63], которые позволяют определить необходимый расход сетевой воды на СГВ без учёта неизвестных температур теплоносителей. Однако при температурах



наружного воздуха от точки излома до  $t_{ext} = 8^{\circ}\text{C}$  (первый диапазон наружных температур) значительно сокращается расход сетевой воды на отопление  $G_{p1}^{hs}$ , поскольку температура воды в подающей магистрали  $t_{p1}^{hg}$  в этом диапазоне остается постоянной (рис. 4.21а) и выше требуемой для системы отопления. Однако расход воды на СГВ  $G_{p2}^{\text{II}}$  в этом диапазоне является максимальным (рис. 4.21б). На рис. 4.22а видно, что определение расхода сетевой воды только по отопительной нагрузке приводит к значительному сокращению расхода воды  $G_o$ , циркулирующей в системе отопления, и к снижению температуры внутреннего воздуха.

3) Для преодоления недопустимого снижения  $t_{int}$  в третьем приближении в первом диапазоне наружных температур к расходу сетевой воды на ввод теплового пункта добавляется необходимый расход сетевой воды на СГВ (определённый во втором приближении):

$$W_p(t_{ext}) = \frac{\bar{Q}_{ov} \cdot Q_{ov,max}}{t_{p1}^{hg} - t_{p2f}^{hs}} + W_{p2}^{\text{II}} \leq W_{p1}^{hs,max}.$$

Расходы воды из тепловой сети, определяются по формулам:

$$\text{суммарный в тепловых сетях} \quad G_p = 3,6(W_p + W_v)/c, \text{ т/ч}; \quad (4.11a)$$

где  $W_v$  – эквивалент расхода сетевой воды на вентиляцию;

$$\text{на горячее водоснабжение} \quad G_{p2}^{\text{II}} = 3,6W_{p2}^{\text{II}}/c, \text{ т/ч}; \quad (4.11б)$$

$$\text{на отопление} \quad G_{p1}^{hs} = 3,6W_{p1}^{hs}/c, \text{ т/ч}. \quad (4.11в)$$

Далее снова выполняются расчёты, аналогичные расчётам третьего приближения до получения требуемой сходимости.

**Способы местного количественного регулирования.** Расход сетевой воды для системы отопления, рассчитанный по формуле (4.11в), меньше требуемого (см. рис. 4.21б) в результате ограниченного теплового потенциала системы теплоснабжения, подающей расход сетевой воды только на отопление при повышенном графике центрального регулирования. Для поддержания допустимых значений температуры внутреннего воздуха  $t_{int}$ , и расхода воды, циркулирующей в системе отопления  $G_o$ , необходимо местное количественное регулирование отопительных систем. Моделировались несколько способов регулирования [233] для центрального теплового пункта, расположенного в г. Осинники Кемеровской области [233, 254], рис. 4.21. Расчёт проводился в связи с реконструкцией системы теплоснабжения, вследствие подключения тепловых сетей к Южно-Кузбасской ГРЭС (г. Калтан) и ликвидацией небольших квартальных котельных. ЦТП обслуживает 2 жилых квартала, с общей численностью 10060 чел. Потребителями тепла являются жилые дома, общественные и административные здания. На ЮК ГРЭС принят температурный график 130-70 $^{\circ}\text{C}$ ; квартальные тепловые сети и системы отопления зданий рассчитаны на температурный перепад 95-70 $^{\circ}\text{C}$ . Тем-

пература наружного воздуха для проектирования отопления  $t_{ext.o} = -39^\circ\text{C}$ , расчётная внутренняя температура  $t_{int}^{req} = 20^\circ\text{C}$ , система отопления присоединена по зависимой схеме.

Расчётные характеристики ЦТП приняты по проектным данным:

максимальный часовой расход воды на СГВ,  $g_{hr}^h = 113,956 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; расход на СГВ в средние сутки,  $g_{Tm}^h = 50,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; максимальный расход тепла на отопление,  $Q_{o \max} = 16446 \text{ кВт}$ ; максимальный расход тепла на вентиляцию,  $Q_{v \max} = 1556,5 \text{ кВт}$ ; коэффициент теплопотерь  $K^t = 0,35$ ; температура водопроводной воды,  $t_{h1}^1 = 5^\circ\text{C}$ ; температура горячей воды,  $t_h = 60^\circ\text{C}$ .

а) *Местное регулирование поддержанием графика разности температур* теплоносителя в подающем и обратном трубопроводе системы отопления  $\Delta t_p^h = t_{p1}^h - t_{p21}^h$ . Оно может осуществляться электронными регулирующими приборами типа Т48М-1, ЭРТ-1, РС29.2.33, РП-4Т. Это наиболее простой способ, т.к. в этом случае повышается точность регулирования, из-за того, что график  $\Delta t_p^h(t_{ext})$  – линейный, в отличие от криволинейных графиков температур воды в подающем и обратном трубопроводах. Однако, в этом случае расход воды в системе отопления  $G_{o1}$  (рис. 4.22б), тепловая мощность системы отопления  $Q_{o1}$  (рис. 4.22а) и температура внутреннего воздуха  $t_{int.1}$  (рис. 4.22в) несколько ниже требуемых значений.

В способах регулирования "б" и "в" предварительно рассчитываются тепловые потоки, расходы воды в системе отопления и температуры воды в обратной магистрали системы отопления.

б) *Регулирование поддержанием температуры воды в подающей магистрали отопительных сетей* и температуры внутреннего воздуха. Так как в этом случае регулирование производится за счёт уменьшения коэффициента смешения, это вызывает ещё большее снижение расхода воды в системе отопления и может привести к её гидравлическому разрегулированию.

Необходимый коэффициент смешения может быть найден по требуемой температуре воды после системы отопления, рассчитываемой по формуле

$$t_{p22}^{hs}(t_{ext}) = t_{int}^{req} + \Delta t_{oc} \left( \frac{Q_{o1}}{Q_{o\max}} \right)^{0,8} - 0,5\theta_c \frac{Q_{o1}}{Q_{o\max}}.$$

Тепловая мощность системы отопления определяется по формуле

$$Q_{o2}(t_{ext}) = W_{p1}^{hs} [(t_{p1} + \delta_1) - t_{p22}^{hs}].$$

Эквивалент расхода воды, циркулирующей в системе отопления:

$$W_{o2}(t_{ext}) = \frac{Q_{o2}}{t_{p1}^{hs} - t_{p22}^{hs}}.$$

На рис. 4.22б показано наибольшее снижение  $G_{o2}$  при таком способе регулирования, при средней температуре помещений  $t_{int,2}$ , показанной на рис. 4.22в.

в) *Регулирование поддержанием постоянного расхода воды в системе отопления.* Этот режим осуществляется за счёт увеличения коэффициента смешения; при этом повышается гидравлическая устойчивость системы отопления, однако снижается тепловая мощность и соответственно, температура внутреннего воздуха.

Для этого определяются:

– требуемая температура воды после системы отопления при постоянном расчётном расходе воды, циркулирующей в системе отопления  $W_o = W_o^{req}$ :

$$t_{p23}^{hs}(t_{ext}) = t_{p1}^{hs} - \frac{Q_{o1}}{W_o^{req}};$$

– тепловая мощность системы отопления

$$Q_{o3}(t_{ext}) = W_o [(t_{p1} + \delta_1) - t_{p23}^{hs}];$$

– расход воды, циркулирующей в системе отопления, равный расчётному расходу

$$W_{o2}(t_{ext}) = \frac{Q_{o3}}{t_{p1}^{hs} - t_{p23}^{hs}}.$$

На рис. 4.22б показано, что расход воды в системе отопления  $G_{o3}$  постоянен, но средняя температура помещений  $t_{int,3}$ , может снизиться до 16°C, рис. 4.22в.

Температура внутреннего воздуха при любом способе регулирования (рис. 4.22в) определялась по уравнению (2.28).

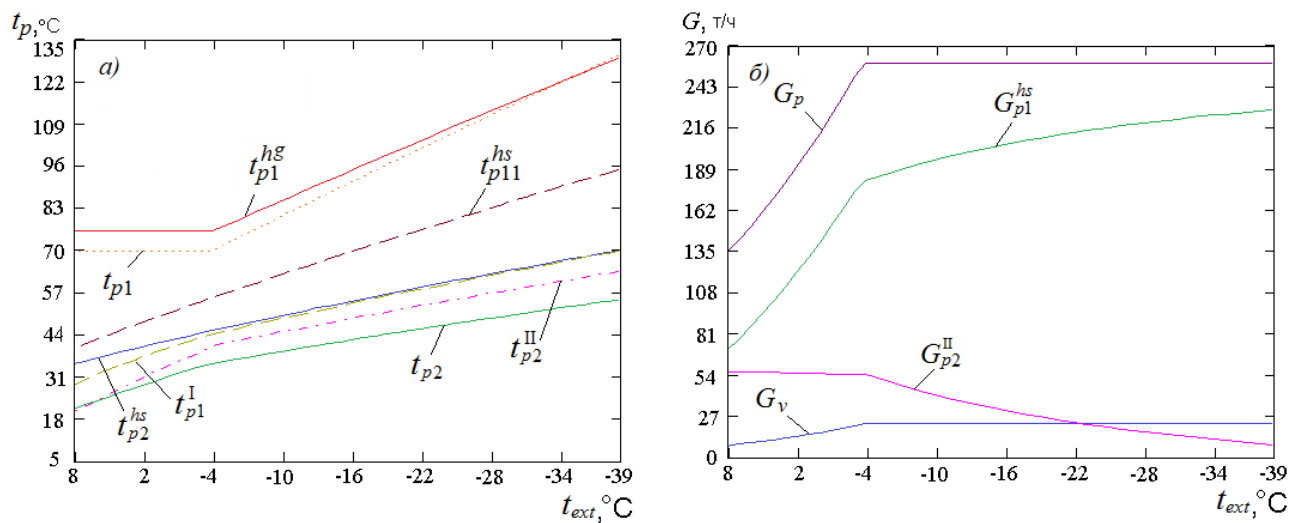
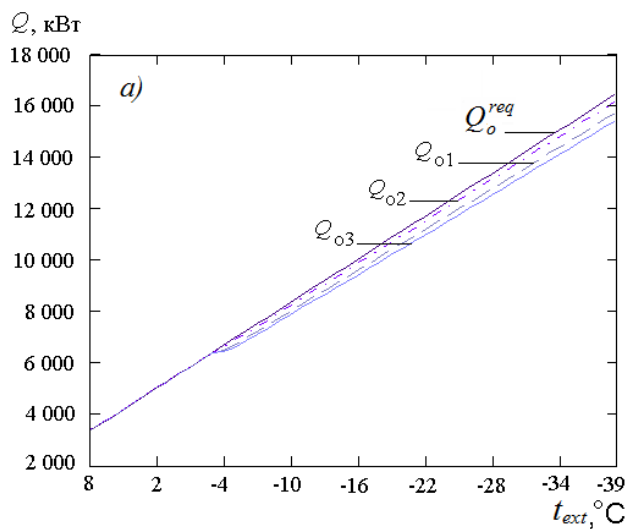


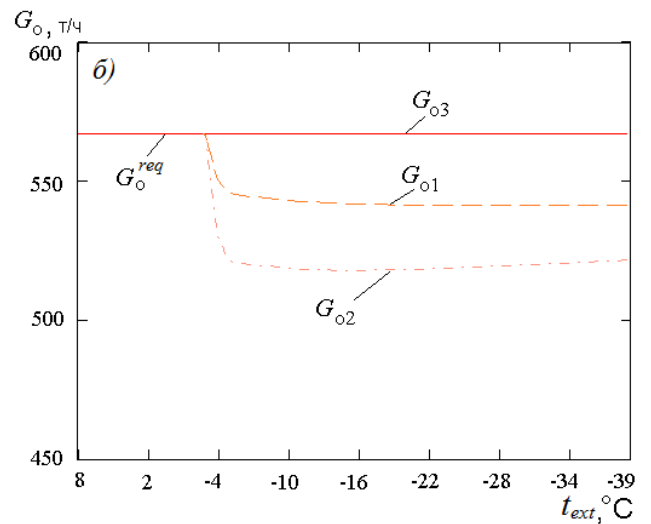
График температур сетевой воды

График расходов сетевой воды

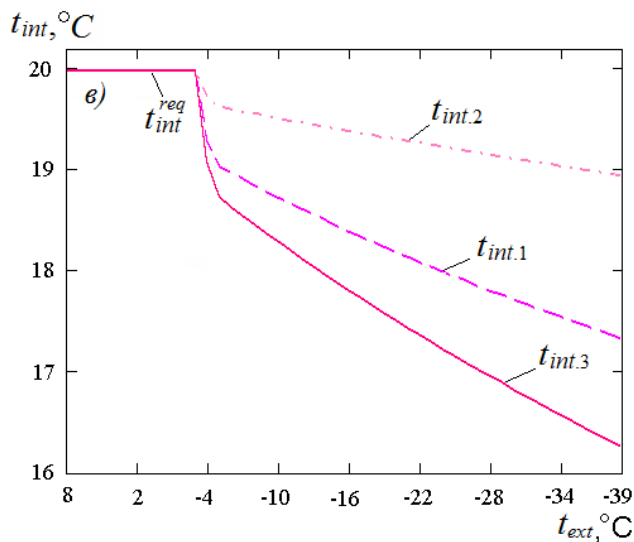
Рис. 4.21. Результаты расчёта режимов работы ЦТП



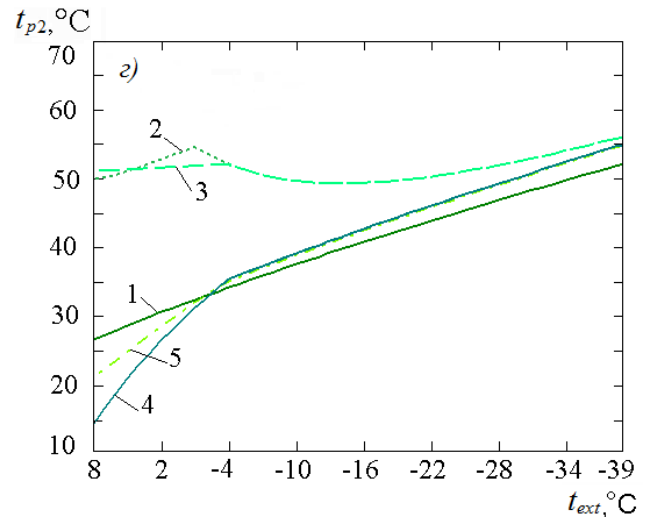
Тепловая мощность системы отопления



Расход воды в системе отопления



Температура внутреннего воздуха отапливаемых помещений



Изменение  $t_{p2}(t_{ext})$  в различных условиях работы ЦТП

Рис. 4.22. Результаты расчёта местного регулирования в ЦТП

По графикам можно сделать следующие выводы:

1) при любом методе местного регулирования характеристики системы отопления ниже требуемых значений; оптимальную температуру внутреннего воздуха изменением коэффициента смешения полностью поддержать не удаётся из-за снижения расхода воды в системе отопления;

2) необходимо местное количественное регулирование расхода воды в системе отопления во всём интервале наружных температур, для чего требуется установка смесительных насосов и отопительных регуляторов;

3) температура внутреннего воздуха в помещениях всегда ниже расчётной; повысить внутреннюю температуру можно, если принять за  $t_{int}^{req} = 22-23^\circ\text{C}$  (верхнее значение интервала

оптимальности); однако, в свою очередь, это вызовет некоторое увеличение расхода воды в тепловых сетях.

При повышенном температурном графике и работе тепловых пунктов с двухступенчатой смешанной с ограничением расхода схемой, температура обратной воды будет выше, чем в тепловых пунктах с двухступенчатой последовательной схемой.

Результаты моделирования температуры обратной воды для различных схем ТП и способов местного регулирования, показаны на рис. 4.22г.

Линией 1 на рис. 4.22г показано изменение  $t_{p2}(t_{ext})$  для последовательной схемы при определении  $\delta_2(t_{ext})$  по формуле (4.10). Линиями 2, 3 показана температура обратной воды  $t_{p2}(t_{ext})$  при двухступенчатой смешанной схеме с ограничением расхода (когда подогреватель II ступени рассчитывается на пропуск суммарного расхода сетевой воды  $G_p$ ). Кривой 2 соответствует регулирование по расходу воды на отопление  $t_{ext} > t_{ext,f}$ , кривой 3 – поддержание постоянного расхода на ТП при любой  $t_{ext}$  (схемы ТП со связанной подачей теплоты). Кривая 4 – изменение  $t_{p2}(t_{ext})$  при расчёте площади подогревателя II ступени на пропуск среднего расхода сетевой воды на СГВ ( $G_{hm}$ ) и при регулировании по расходу воды только на отопление при  $t_{ext} > t_{ext,f}$ . Кривая 5 – то же при поддержании суммарного расхода воды на отопление и СГВ при  $t_{ext} > t_{ext,f}$ .

Результаты показали, что, при центральном регулировании по повышенному температурному графику, разработанному для последовательной схемы присоединения подогревателей СГВ, не всегда удастся обеспечить оптимальные параметры работы местных систем в ТП с двухступенчатой смешанной схемой присоединения подогревателей СГВ при низких наружных температурах. Действительная температура воды, возвращаемой в тепловую сеть  $t_{p2}(t_{ext})$ , не соответствует температуре, определенной при расчёте повышенного графика без учёта режимов ТП.

Применение регулирования по совмещённой нагрузке рекомендуется [441] при небольшой тепловой мощности горячего водоснабжения:  $\psi = Q_h / Q_o \leq 0,15$ . Однако применение программного регулирования и сочетания достоинств обеих схем может расширить этот диапазон.

Как показали расчёты, двухступенчатая смешанная схема присоединения подогревателей СГВ с ограничением расхода из сети не может обеспечить оптимальную работу систем отопления и горячего водоснабжения без тепловых потерь. Также известно, что применение последовательной схемы часто вызывает «перетоп» помещений. Более рациональной является схема, в которой часть сетевой воды после подогревателя СГВ II ступени поступает в систему отопления, а часть – в подогреватель СГВ I ступени. Такой способ регулирования мо-

жет быть реализован в типовой двухступенчатой смешанной схеме присоединения подогревателей СГВ с переключением на последовательную, где вместо трёхходового клапана после подогревателя СГВ II ступени должен быть установлен программируемый регулятор расхода (что может быть реализовано, напр., в схеме на рис. 1.31). Дополнительный расход сетевой воды, который должен поступать в систему отопления можно определить по формуле

$$G_{p1}^{hs.add}(t_{ext}) = \frac{t_{p1}^{hg}(G_p - G_{p1}^{hs.real})}{t_{p2}^{II}}.$$

Результаты расчёта режимов ТП с программируемым регулятором расхода приведены на рис. 4.23.

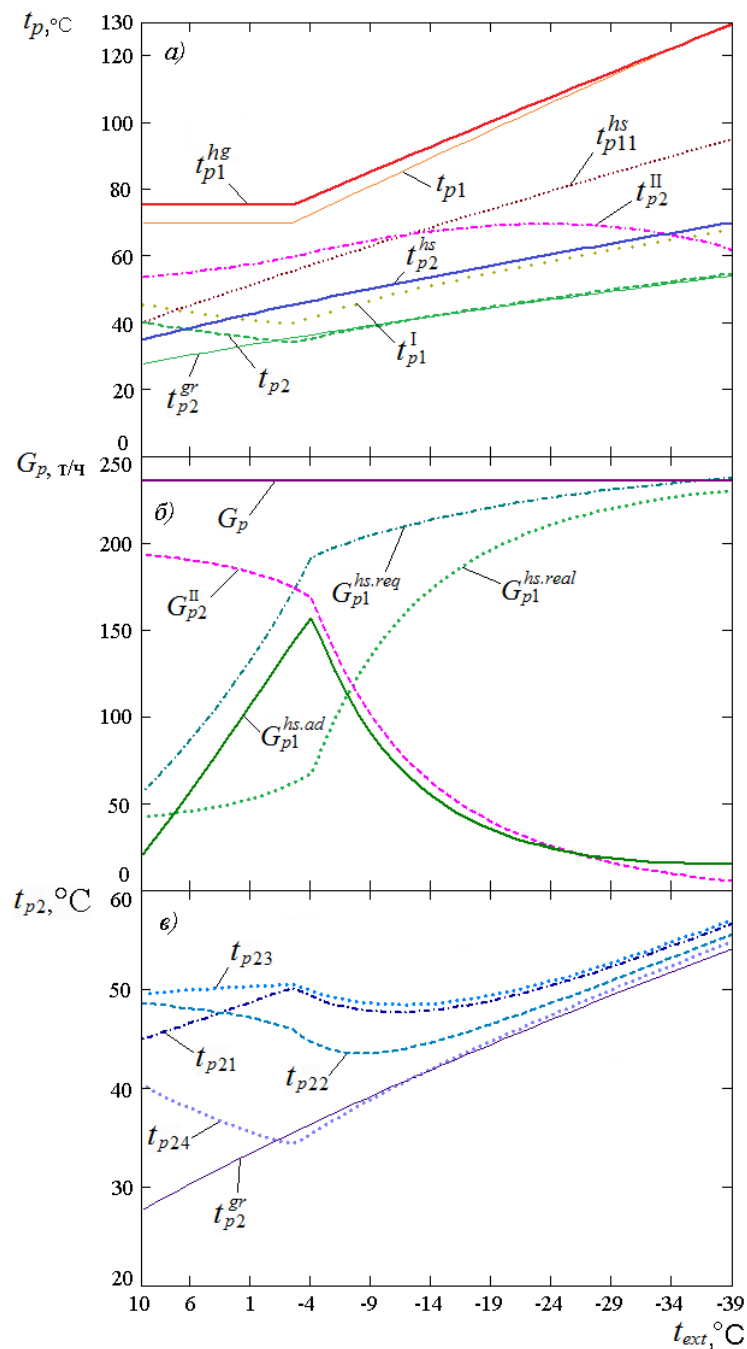


Рис. 4.23. Переменные режимы ТП для двухступенчатой последовательно-смешанной схемы с переключением II ступени подогревателя СГВ

На рис 4.23а видно, что температура сетевой воды на входе в подогреватель СГВ I ступени  $t_{p1}^I$  и температура воды, возвращаемой в тепловую сеть  $t_{p2}$  ниже, чем в традиционной схеме, что сокращает потери теплоты. Дополнительный расход сетевой воды  $G_{p1}^{hs.add}$  с температурой  $t_{p2}^{II}$ , поступающий через программируемый регулятор показан на рис. 4.23б. На рис. 4.23в для сравнения приведены температуры воды, возвращаемой в тепловую сеть при различных способах регулирования. Видно, что при применении программируемого регулятора температура возвращаемой воды  $t_{p24}$  в области низких температур практически совпадает с температурой, соответствующей расчёту повышенного графика  $t_{p2}^{gr}$ . В области высоких температур  $t_{p24}$  выше температуры по графику  $t_{p2}^{gr}$ , однако остаётся ниже температуры возвращаемой воды в традиционной двухступенчатой смешанной схеме.

Таким образом, применение программируемого регулятора позволит снизить потери теплоты и обеспечить оптимальный температурный режим для потребителей.

**Особенности применения повышенного графика центрального регулирования при низкотемпературном теплоснабжении.** Повышенный график центрального регулирования тепловой нагрузки был разработан для высокотемпературного теплоснабжения, когда в системе теплоснабжения поддерживается постоянный расход сетевой воды, равный расчётному расходу сетевой воды на отопление. Для обеспечения нагрузки горячего водоснабжения подогрев воды на источнике теплоты производится до температуры более высокой, чем требуется по отопительному графику. В настоящее время, в связи с работой большинства источников теплоты с недогревом сетевой воды до требуемых значений (срезками), работа систем теплоснабжения по повышенному графику не рассматривалась.

Как уже отмечалось, к достоинствам применения повышенного графика центрального регулирования можно отнести:

1) более высокую температуру точки излома температурного графика (срезка производится при наружной температуре  $t_{ext.f}$ , соответствующей срезке отопительно-бытового графика регулирования), что позволяет нагревать воду в СГВ до более высокой температуры в соответствии с требованиями [245, 441];

2) постоянный расход воды в теплосети, равный расчётному расходу сетевой воды только на отопление, что значительно меньше расчётного расхода воды в теплосети при регулировании по отопительно-бытовому графику.

Переменные режимы ТП в условиях низкотемпературного повышенного графика центрального регулирования рассчитывались для системы теплоснабжения жилого микрорайона

от ЦТП-ц41 по ул. Орджоникидзе в г. Новосибирске. Расчётная нагрузка на отопление на ЦТП составляет  $Q_{\text{max}} = 4,459$  МВт, средняя на горячее водоснабжение  $Q_{\text{hm}} = 2,659$  МВт. Расчётная температура для проектирования отопления в Новосибирске  $t_{\text{ext.o}} = -37^\circ\text{C}$ , расчётная температура внутреннего воздуха  $t_{\text{int}}^{\text{req}} = 20^\circ\text{C}$ , в системе отопления  $t_{\text{pl}}^{\text{hs}} = 105^\circ\text{C}$ . На ТЭЦ применяется верхняя срезка температурного графика при  $114^\circ\text{C}$ , поэтому был сделан расчёт режимов теплоснабжения при повышенном графике центрального регулирования с максимальной температурой воды в теплосети, не превышающей  $114^\circ\text{C}$ .

На рис. 4.24, 4.25 показаны результаты расчёта температур и расходов сетевой воды в течение отопительного периода в условиях максимального водопотребления в СГВ.

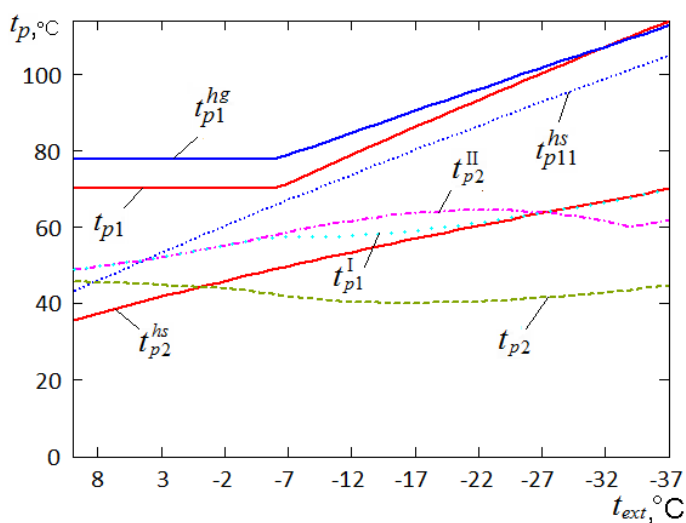


Рис. 4.24. Изменение температур сетевой воды в условиях максимального водопотребления в СГВ в течение отопительного периода

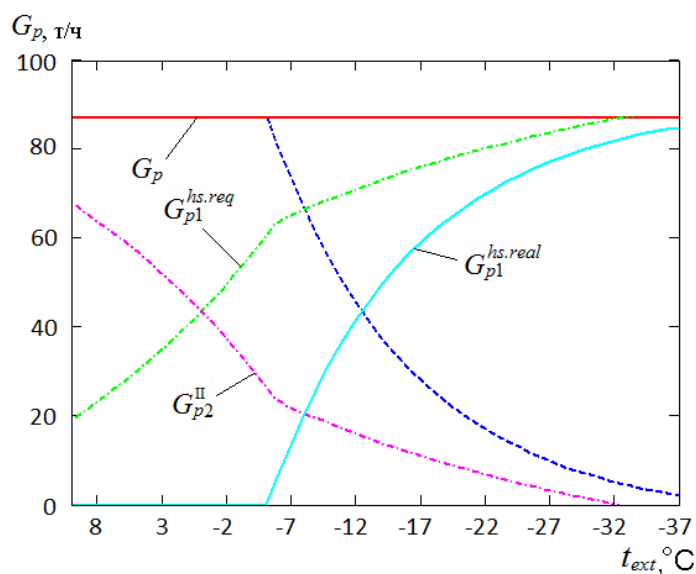


Рис. 4.25. Изменение расходов сетевой воды в условиях максимального водопотребления в СГВ в течение отопительного периода



В то же время в работе системы теплоснабжения по повышенному графику имеются недостатки: в условиях максимального водопотребления в СГВ в систему теплоснабжения возвращается обратная вода с завышенной температурой ( $t_{p2}$  на рис. 4.24), количество воды из теплосети, поступающей в систему отопления уменьшается ( $G_{p1}^{hs.real} < G_{p1}^{hs.req}$  на рис. 4.25, система отопления работает за счёт подмешивания воды из обратной магистрали). При этом располагаемая тепловая мощность системы теплоснабжения используется не полностью, т.е. возникают потери теплоты, что видно на рис. 4.26.

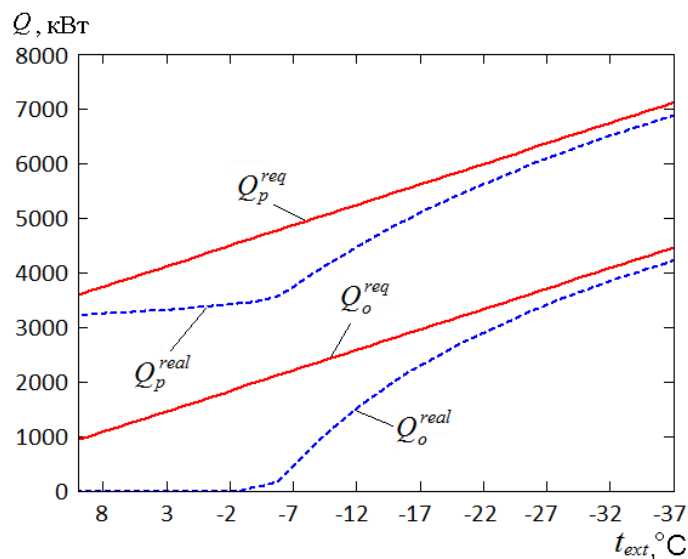


Рис. 4.26. Тепловая мощность системы теплоснабжения

В двухступенчатых схемах присоединения подогревателей СГВ, широко применяемых в ТП современных систем теплоснабжения жилых районов, в первую очередь обеспечивается теплотой система горячего водоснабжения, т.е. изменение водопотребления в СГВ влияет на теплоподачу в систему отопления, и, следовательно, на температурный режим помещений. Рассмотрим изменение температуры внутреннего воздуха в течение суток для типового жилого здания, имеющего коэффициент тепловой аккумуляции  $\beta = 60$  ч при различных температурах наружного воздуха [202]. Действительная температура внутреннего воздуха для каждого часа  $z$  в течение суток можно определяется по уравнению (2.38).

Для решения уравнения (2.38) был использован типовой график водопотребления в системе горячего водоснабжения, на основе которого к действительной тепловой мощности  $Q_o^{real}$  добавлялась часть тепловой мощности, которую могут обеспечить тепловые сети при незначительном водопотреблении или его отсутствии. Расчёты проводились для каждого часа, с учётом водопотребления, определялась  $t_{int}$ , которая подставлялась в уравнение для следующего часа. Методом последовательных приближений была определена  $t_{int}^{24}$  за 24 ч, которая равна  $t_{int}^0$  в 0 ч. Результаты расчётов представлены на рис. 4.27.

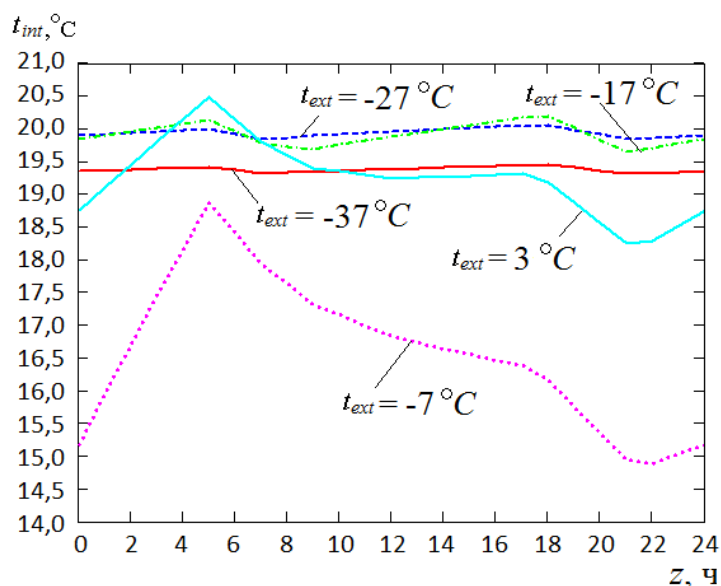


Рис. 4.27. Изменение температуры внутреннего воздуха в зависимости от наружной температуры и водопотребления в СГВ

Для поддержания температуры внутреннего воздуха в допустимых пределах, необходимо увеличивать расход воды из теплосети с высокой температурой в систему отопления при незначительном водопотреблении или его отсутствии. Как показали расчёты (см. рис. 4.27), при расчётной наружной температуре для проектирования отопления, возможно не увеличивать расход воды из теплосети для системы отопления. Снижение внутренней температуры при этом не превышает  $0,7^{\circ}\text{C}$ . При наружных температурах до точки излома температурного графика необходимо небольшое увеличение расхода воды из теплосети в систему отопления в часы минимального водопотребления для поддержания внутренней температуры помещений в пределах  $20^{\circ}\text{C}$ . Суточные колебания температуры внутреннего воздуха незначительны, и не превышают  $0,5^{\circ}\text{C}$ . Наиболее неблагоприятный температурный режим наблюдается в точке излома температурного графика, когда в условиях максимального водопотребления почти весь расход сетевой воды поступает в подогреватель СГВ II ступени, и затем, в обратную магистраль тепловой сети, минуя систему отопления. Поскольку теплопотери помещений в этом случае ещё достаточно большие ( $t_{ext,f} = -7,2^{\circ}\text{C}$ ), снижение расхода воды из теплосети вызывает снижение температуры внутреннего воздуха до  $15^{\circ}\text{C}$  и при амплитуде колебания внутренней температуры помещений до  $4^{\circ}\text{C}$ . Однако, по мере увеличения наружной температуры, теплопотери помещений уменьшаются, и соответственно, повышается температура внутреннего воздуха.

Относительный расход теплоты из теплосети для системы отопления (отношение действительного расхода теплоты к расчётному расходу) в течение суток в зависимости от водопотребления в СГВ показан на рис. 4.28.

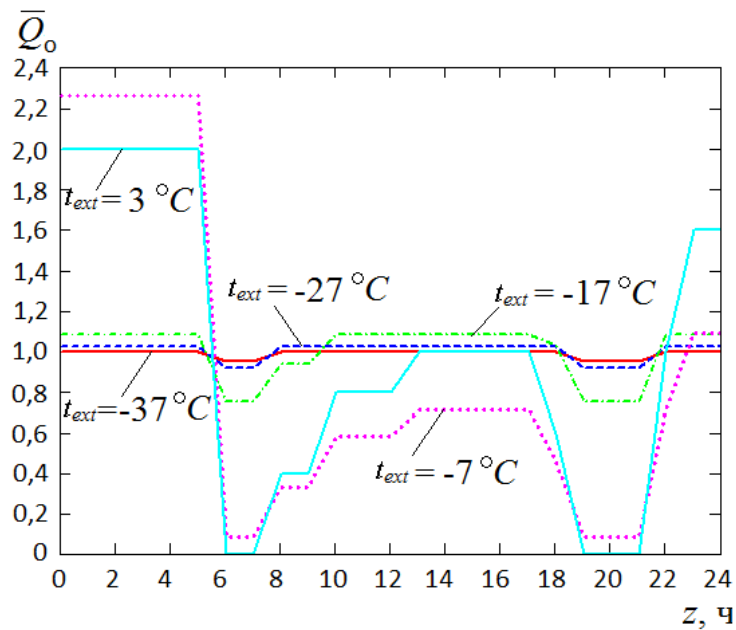


Рис. 4.28. Относительный расход теплоты в систему отопления в течение суток

При расчётной наружной температуре для проектирования отопления  $t_{ext.o}$  снижение расхода теплоты в систему отопления незначительно (рис. 4.26), поэтому его можно не увеличивать, или увеличить до 10%; при других  $t_{ext}$  ниже точки излома температурного графика,  $t_{int}$  выше (рис. 4.27), чем при  $t_{ext.o}$  несмотря на снижение тепловой мощности системы отопления  $Q_o^{real}$  (рис. 4.26). При  $t_{ext}$  выше точки излома температурного графика в условиях незначительного водопотребления в СГВ или при его отсутствии необходимо весь расход воды из теплосети направлять в систему отопления.

Таким образом, применение повышенного графика центрального регулирования в условиях низкотемпературного теплоснабжения позволит сократить расходы воды в теплосети, повысить гидравлическую устойчивость СЦТ, обеспечить температуру воды в СГВ в соответствии с требованиями санитарных норм. При этом необходима постоянная работа системы автоматизации и смесительных насосов в тепловом пункте.

### 4.3. Переменные режимы работы системы теплоснабжения при центральном качественно-количественном регулировании тепловой нагрузки

Качественно-количественный способ центрального регулирования тепловой нагрузки рассматривается как наиболее перспективная альтернатива применяемым в настоящее время температурным графикам со срезками. Этот способ может позволить устранить срезки температурного графика при меньших расходах сетевой воды. В то же время, расходы сетевой воды при качественно-количественном способе регулирования меняются в меньшей

степени, чем при количественном регулировании, что может обеспечить более стабильный гидравлический режим работы крупных систем теплоснабжения. Для оценки возможности перехода к качественно-количественному способу регулирования необходимо проанализировать переменные режимы работы системы теплоснабжения, особенно в условиях низкотемпературного теплоснабжения с точки зрения возможности обеспечить оптимальную температуру внутреннего воздуха в помещениях при допустимых её колебаниях в зависимости, как от изменения наружной температуры, так и от переменного водопотребления в системе горячего водоснабжения [141, 194, 237, 238]. С этой целью были произведены расчёты переменных режимов работы центрального теплового пункта ЦТП-ц41 по ул. Орджоникидзе в г. Новосибирске, с расчётными характеристиками, приведенными выше. Для данного ЦТП были рассчитаны режимы работы при различных графиках качественно-количественного регулирования [238]. Результаты опубликованы в [237].

1. За основу был принят график качественно-количественного регулирования проф. Е.Я Соколова [289], который был разработан в основном для высокотемпературного теплоснабжения, в частности для повсеместно применявшегося температурного перепада в тепловой сети 150/70°C.

Температура воды в подающей магистрали тепловой сети

$$t_{p1}^{qq}(t_{ext}) = t_{int}^{req} + \Delta t_{oc} \left( \frac{\bar{Q}_o}{Q_o} \right)^{1/(n+1)} + (\delta t_c - 0,5\theta_c) \cdot \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_{p1}^{hs}},$$

где  $\Delta t_{oc}$  по формуле (2.23),  $\delta t_c$  по формуле (2.24),  $\theta_c$  по формуле (2.25);  $\bar{Q}_o = Q_o / Q_{o\max}$  – относительная тепловая мощность системы отопления;  $\bar{G}_{p1}^{hs.req} = \left( \frac{\bar{Q}_o}{Q_o} \right)^n$  – относительный расход воды из теплосети на систему отопления;  $n$  – эмпирический коэффициент, для однотрубных систем отопления  $n = 0,25$  [289], таким образом

$$t_{p1}^{qq}(t_{ext}) = t_{int}^{req} + \Delta t_{oc} \left( \frac{\bar{Q}_o}{Q_o} \right)^{0,8} + (\delta t_c - 0,5\theta_c) \cdot \left( \frac{\bar{Q}_o}{Q_o} \right)^{0,75}, \quad (4.12)$$

температура воды в обратной магистрали системы отопления

$$t_{p2}^{hs.qq}(t_{ext}) = t_{int}^{req} + \Delta t_{oc} \left( \frac{\bar{Q}_o}{Q_o} \right)^{0,8} - 0,5\theta_c \cdot \left( \frac{\bar{Q}_o}{Q_o} \right)^{0,75}. \quad (4.13)$$

2. Для оценки возможности перехода на низкотемпературное теплоснабжение без верхней срезки температурного графика, закономерности (4.12), (4.13), предложенные Е.Я Соколовым [289], применялись для расчёта качественно-количественного регулирования при расчётной температуре в подающей магистрали тепловой сети  $t_{p1c}=114^\circ\text{C}$  (температура верхней срезки для г. Новосибирска). Однако, как показало проведённое исследование (см. далее), просто снизить температуру в подающей магистрали, применив те же законы

регулирования, недостаточно, поскольку существенно изменятся режимы работы системы теплоснабжения, что может вызвать снижение температуры внутреннего воздуха.

### 3. График качественно-количественного регулирования В.К. Дюскина [54].

Температура воды в подающей магистрали тепловой сети

$$t_{p1}^{qq}(t_{ext}) = t_{int}^{req} + \left[ \frac{t_{p1c} + (2u_c + 1)t_{p2c}^{hs}}{2(u_c + 1)} \right] \left( \frac{\bar{Q}_o}{\bar{Q}_o} \right)^{0,8} + \frac{(2u_c + 1)(t_{p1c} - t_{p2c}^{hs})(t_{int}^{req} - t_{ext})}{[2(2u_c + 1)](t_{int}^{req} - t_{ext.o})P},$$

где  $u_c$  – расчётный коэффициент смешения в смесительном устройстве ТП по формуле (2.26);  $P$  – коэффициент изменения расхода воды в системе отопления в зависимости от наружной температуры:

$$P(t_{ext}) = \frac{(50u_c + 25)t_{ext} - 900u_c - 450}{4050 - 129t_{ext} - 96t_{h1c}^{hs}}.$$

4. В исследованиях Панфёрова В.И., Денисенко Ю.Н. [48, 172] были получены показатели степени  $n$  для большого числа различных типов применяемых в настоящее время отопительных приборов; для большинства современных приборов  $n > 0,25$ , что отражает экспоненциальную зависимость изменения теплоотдачи нагревательного прибора в зависимости от температуры теплоносителя (в отличие от линейной [289]) и учитывает переменный коэффициент смешения.

Для оптимального значения  $n = 0,505$ , графики температур будут определяться следующими уравнениями:

температура воды в подающей магистрали тепловой сети

$$t_{p1}^{qq}(t_{ext}) = t_{int}^{req} + \Delta t_{oc} \left( \frac{\bar{Q}_o}{\bar{Q}_o} \right)^{0,664} + (\delta t_c - 0,50 \cdot t_c) \cdot \left( \frac{\bar{Q}_o}{\bar{Q}_o} \right)^{0,495},$$

температура воды в обратной магистрали системы отопления

$$t_{p2}^{hs,qq}(t_{ext}) = t_{int}^{req} + \Delta t_{oc} \left( \frac{\bar{Q}_o}{\bar{Q}_o} \right)^{0,664} - 0,50 \cdot t_c \cdot \left( \frac{\bar{Q}_o}{\bar{Q}_o} \right)^{0,495}.$$

5. В.Ф. Гершковичем [39] был предложен так называемый криволинейный график (рис. 1.20), кривизна которого отражает экспоненциальную зависимость теплоотдачи отопительного прибора от разности температур на его поверхности:

$$t_{p1}^{qq}(t_{ext}) = 16,1 + 139,7 \bar{Q}_o - 38,4 \left( \frac{\bar{Q}_o}{\bar{Q}_o} \right)^2.$$

6. График качественно-количественного регулирования П.В. Ротова, В.И. Шарапова [261, 324] представляет собой зонированный график, где при низких наружных температурах производится чисто количественное регулирование, в средней части графика – качественное регулирование и в переходном диапазоне отопительного периода – снова количественное регулирование тепловой нагрузки.

Для диапазона низких температур и переходного периода (количественное регулирование)  $t_{p1}(t_{ext}) = \text{const}$ , температура воды в обратной магистрали системы отопления

$$t_{p2}^{hs,qq}(t_{ext}) = t_{p1c} - \delta t_c \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_{p1}^{hs}},$$

где относительный расход сетевой воды для системы отопления

$$\bar{G}_{p1}^{hs}(t_{ext}) = \frac{\bar{Q}_o}{1 + \frac{\Delta t_{oc}}{\delta t_c - 0,5\theta_c} (1 - \bar{Q}_o)}.$$

Для диапазона качественного регулирования тепловой нагрузки, температура воды в подающей магистрали тепловой сети  $t_{p1}(t_{ext})$  определяется по формуле (4.1), в обратной магистрали системы отопления  $t_{h2}^{hs}(t_{ext})$  – по формуле (4.2).

Переменные режимы работы ЦТП рассчитывались для каждого температурного графика [141, 238]. На рис. 4.29 показан график температур воды в подающей магистрали теплосети  $t_{p1}^{qq}(t_{ext})$ , в обратной магистрали системы отопления  $t_{p2}^{hs,qq}(t_{ext})$  и возвращаемой в тепловую сеть после нижней ступени подогревателя горячего водоснабжения  $t_{p2}^{qq}(t_{ext})$  в течение отопительного периода,  $t_{p1}^{qq}(t_{ext})$  – температура воды по отопительному графику (цифры – номера вариантов).

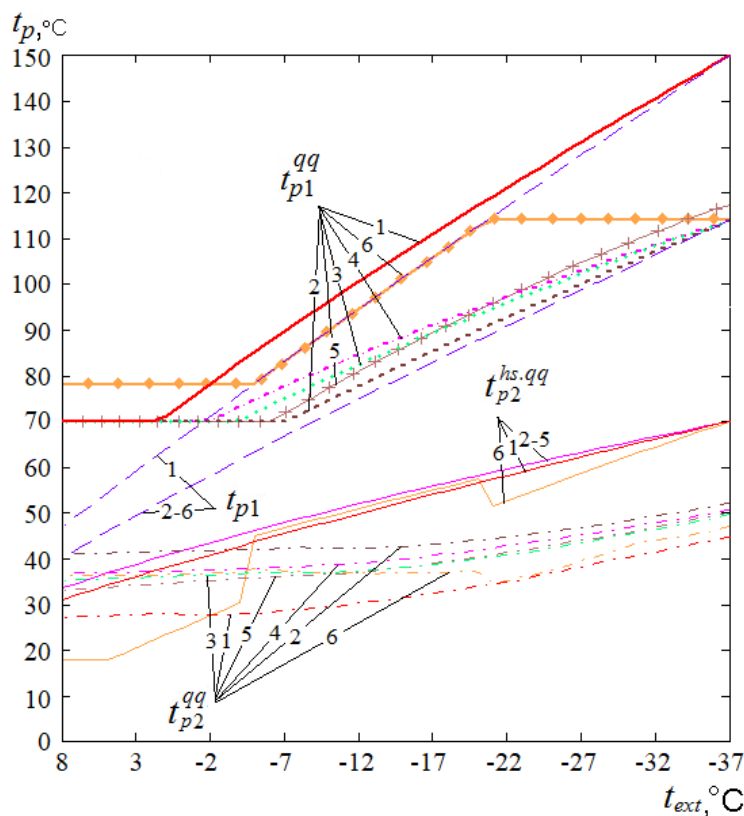


Рис. 4.29. Температура воды в теплосети

Чем ниже температура воды в подающей магистрали теплосети, определяемая, в частности показателем  $n$ , зависящим от теплоотдачи отопительных приборов, тем больший потребуются расход сетевой воды. При этом можно заметить, что в графике 2 низкотемпературного теплоснабжения [289] наблюдается самый меньший перепад температур в подающей и обратной магистралях и соответственно, максимальный расход сетевой воды  $G_p$  (см. рис. 4.30). В высокотемпературном графике 1 [289] температурный перепад наибольший. График 6 [261, 324] является ступенчатым, поэтому расход сетевой воды также меняется ступенями, но температура воды, возвращаемой в тепловую сеть в первом диапазоне температур (переходный период отопительного сезона)  $t_{p2}^{qq}$  может быть выше температуры обратной воды после системы отопления  $t_{p2}^{hs,qq}$  (см. рис. 4.29), когда тепловая энергия будет использоваться нерационально.

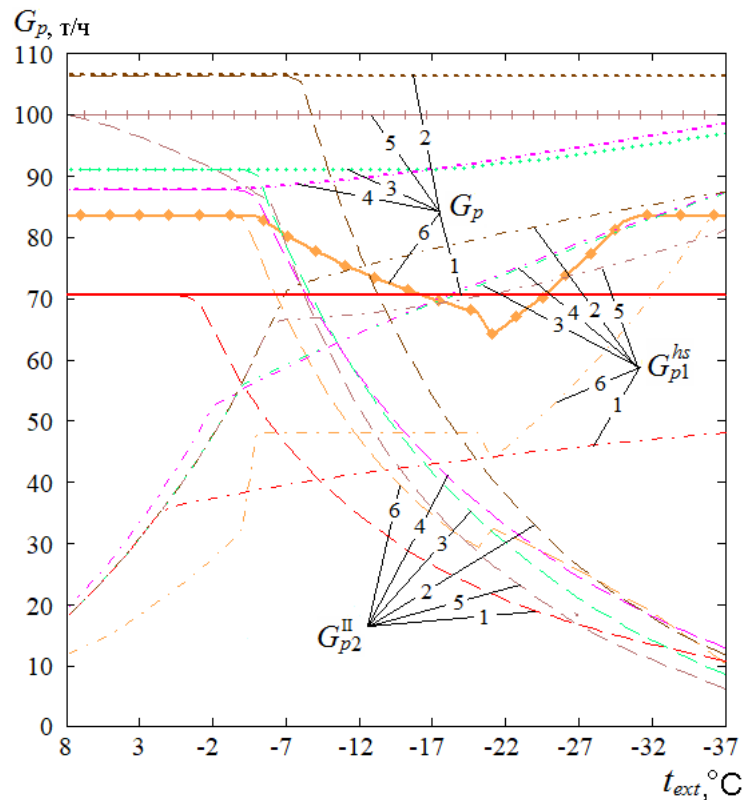


Рис. 4.30. Расходы воды в теплосети

Чем ниже температура наружного воздуха, соответствующая точке излома температурного графика, тем большее количество тепла будет недополучать система отопления, т.к. именно в точке излома влияние системы горячего водоснабжения на работу системы отопления максимальное и система отопления будет недополучать необходимое количество тепла при более низкой наружной температуре.

Соотношение расходов воды в теплосети на ЦТП и положение точки излома для различных графиков приведено в табл. 4.1, [141, 238].

## Расходы воды в теплосети

Наименование показателя	График качественно-количественного регулирования					
	1, [289]	2, [289]	3, [54]	4, [48, 172]	5, [39]	6, [261, 324]
Точка излома, $t_{ext,f}, ^\circ\text{C}$	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

Количество теплоты, Вт, поступающей в систему отопления в периоды максимального водопотребления можно определить по формуле

$$Q_o^{real} = \frac{c}{3,6} (G_p - G_{p2}^{\text{II}}) (t_{p1}^{qq} - t_{p2}^{hs.qq}),$$

где  $c$  – теплоёмкость воды, кДж/(кг·К).

Требуемое  $Q_o^{req}$  и действительное  $Q_o^{real}$  количество теплоты, поступающее в систему отопления при максимальном водопотреблении в течение отопительного периода для каждого графика показано на рис. 4.31.

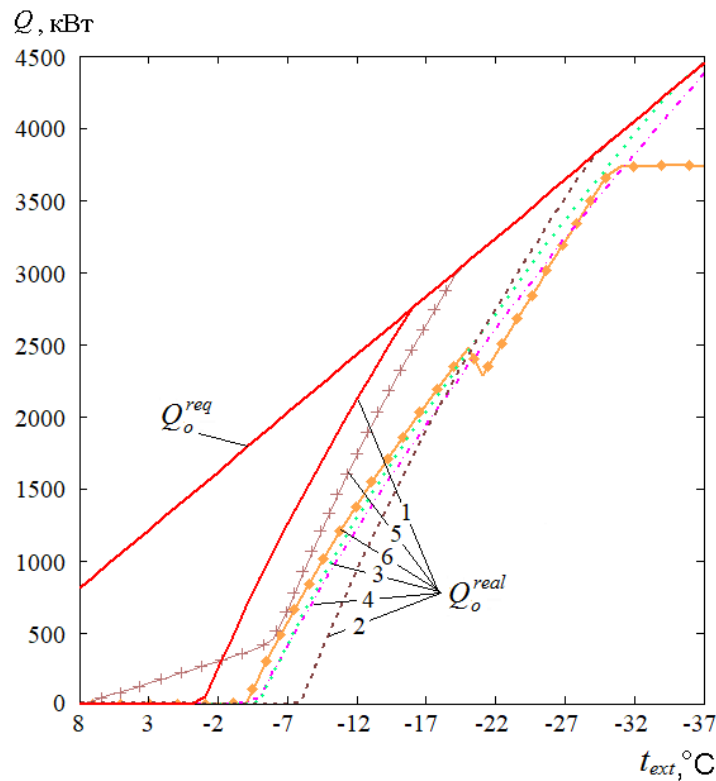
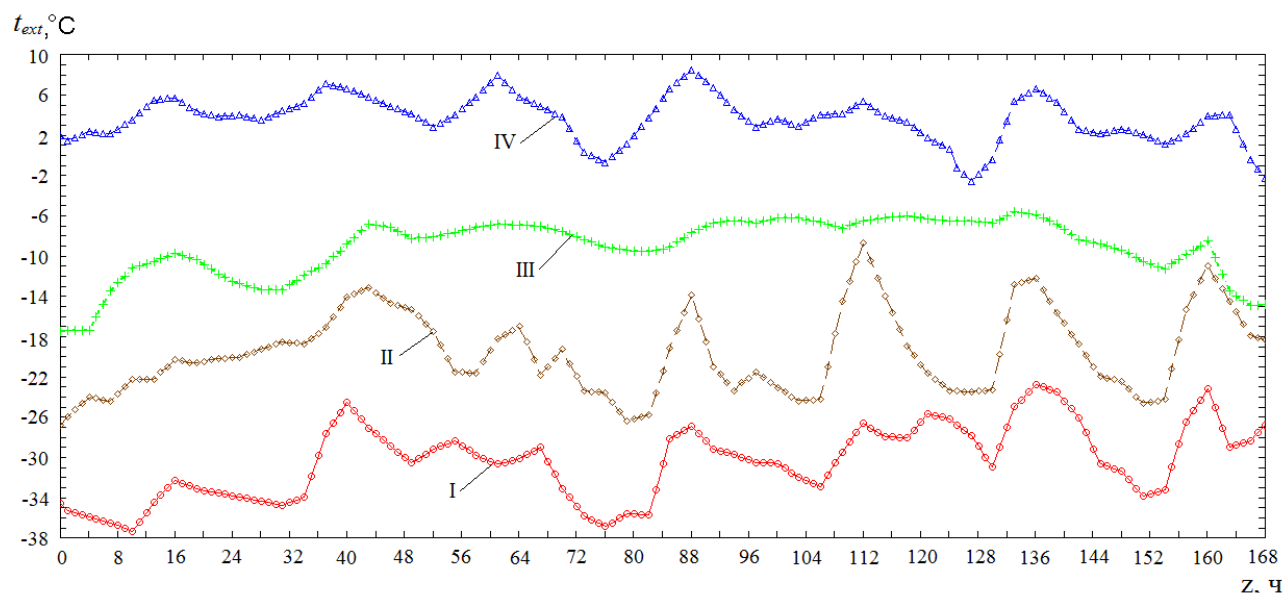


Рис. 4.31. Количество теплоты, поступающей в систему отопления при максимальном водопотреблении в системе горячего водоснабжения



Количество теплоты, поступающей в систему отопления в зависимости от наружной температуры и времени суток (режима водопотребления в системе горячего водоснабжения) при связанной подаче теплоты, определяет температуру внутреннего воздуха в помещениях.

Для расчёта внутренней температуры помещений рассматривались четыре диапазона наружных температур за отопительный сезон 2017/2018 гг., продолжительностью в 1 неделю (168 ч) каждый по данным [457] (рис. 4.32).



I – 21.01.2018-27.01.2018; II – 28.01.2018-03.02.2018;  
 III – 23.12.2017-29.12.2018; IV – 30.09.2017-06.10.2017

Рис. 4.32. Температура наружного воздуха

I диапазон соответствует периоду экстремального похолодания, когда температура наружного воздуха находилась вблизи расчётной температуры для проектирования отопления и даже ниже её (для г. Новосибирска  $t_{ext.o} = -37^\circ\text{C}$ ).

II диапазон соответствует среднезимним наружным температурам  $-10 \div -25^\circ\text{C}$ .

III диапазон – наружная температура вблизи точки излома температурного графика, когда влияние водопотребления в системе горячего водоснабжения на работу системы отопления наиболее велико.

IV диапазон – период достаточно высоких наружных температур, соответствует началу и концу отопительного периода.

По графику тепловой мощности (рис. 4.31) в зависимости от наружной температуры (рис. 4.32) и в зависимости от режима суточного водопотребления горячей воды в рабочие и выходные дни были определены температуры внутреннего воздуха для зданий с коэффициентом тепловой аккумуляции  $\beta=73 \text{ ч}$  [238, 244].

Текущая температура внутреннего воздуха  $t_{int}^{real}$  за время  $z$ , ч, для каждого диапазона наружных температур определялась по формуле (2.38) по графику на рис. 4.31, с учетом переменного водопотребления в СГВ.

Результаты расчёта для I диапазона наружных температур показаны на рис. 4.33, для II диапазона – на рис. 4.34, для III диапазона – на рис. 4.35, для IV диапазона – на рис. 4.36. На рисунках показана зона комфортных (оптимальных) температур  $21\div 23^{\circ}\text{C}$  для жилых помещений; допустимая температура внутреннего воздуха  $16\div 21^{\circ}\text{C}$  и нижняя зона внутренних температур, когда ещё система терморегуляции человека способна поддерживать тепловой баланс  $14\div 16^{\circ}\text{C}$ .

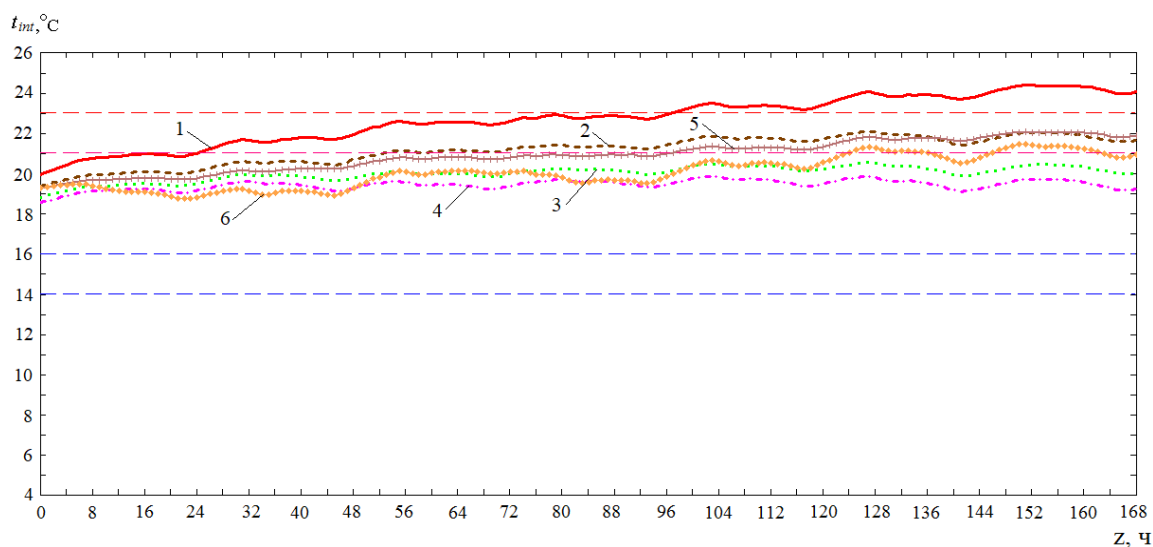


Рис. 4.33. Температура внутреннего воздуха для I диапазона наружных температур  
Цифры – номера вариантов

В I диапазоне наружных температур – периоде резкого похолодания (рис. 4.33), все температурные графики могут обеспечить допустимую температуру внутреннего воздуха на уровне  $18\div 21^{\circ}\text{C}$ . В графиках 1 [289], 2 [289], 6 [261, 324] может быть обеспечена и оптимальная температура внутреннего воздуха  $21\div 23^{\circ}\text{C}$ . Объясняется это тем, что при низких температурах наружного воздуха основная нагрузка горячего водоснабжения покрывается подогревателем горячего водоснабжения первой ступени, работающим на обратной воде, и не влияющим на работу системы отопления. С повышением наружной температуры увеличивается тепловая мощность подогревателя горячего водоснабжения второй ступени, что может снизить тепловую мощность системы отопления. Снижение внутренней температуры заметно уже в области среденезимних наружных температур II (рис. 4.34), когда только графики 1 [289], 5 [39], 6 [261, 324] могут обеспечить комфортную температуру в помещениях; в графиках же 2 [289], 3 [54], 4 [48, 172] может быть обеспечена только допустимая температура внутреннего воздуха.

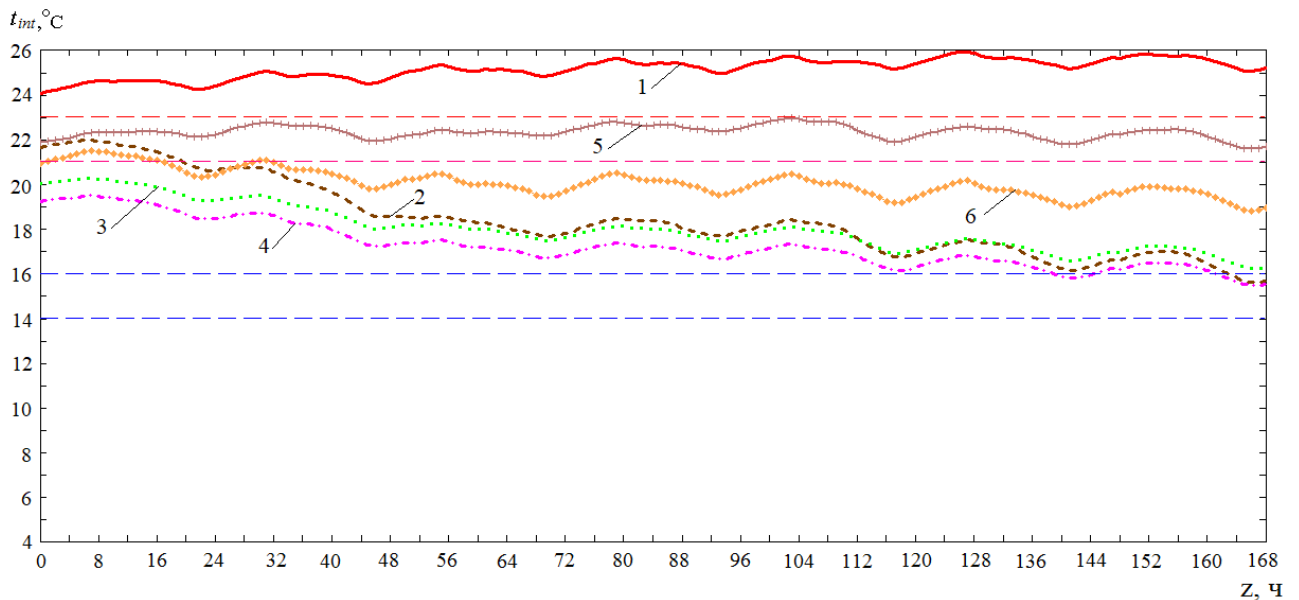


Рис. 4.34. Температура внутреннего воздуха для II диапазона наружных температур  
Цифры – номера вариантов

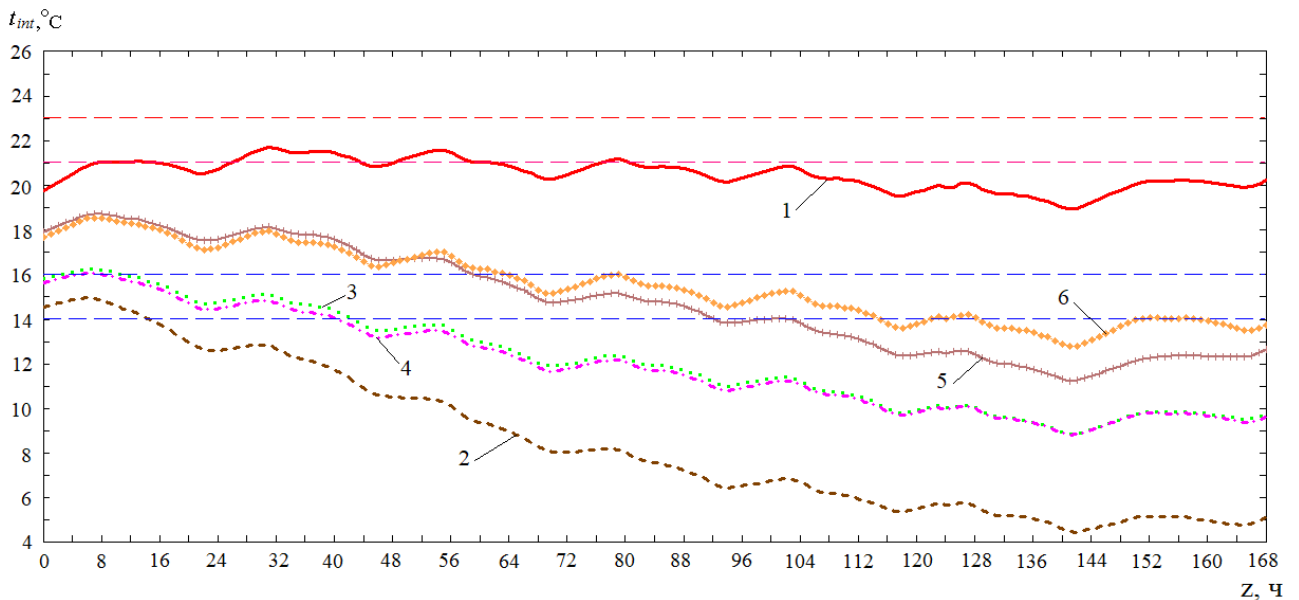


Рис.4.35. Температура внутреннего воздуха для III диапазона наружных температур  
Цифры – номера вариантов

Самый худший внутренний температурный режим наблюдается в пределах точки излома температурного графика (диапазон наружных температур III, рис. 4.52). В этом случае только высокотемпературный график 1 [289] может обеспечить допустимую температуру внутреннего воздуха. В низкотемпературном графике 2 [289] наблюдается снижение температуры внутреннего воздуха до 5 °С. В графике 6 [261, 324] возможна работа системы отопления в этот период при допустимых температурах внутреннего воздуха при определённой настройке системы регулирования и, возможно, некотором снижении температуры воды в системе горячего водоснабжения. Недопустимое снижение температуры

внутреннего воздуха в этот период отмечается также и автором [261]. Сравнение данных, полученных Ротовым П.В. в [261] с результатами расчётов приведено на рис. 4.36.

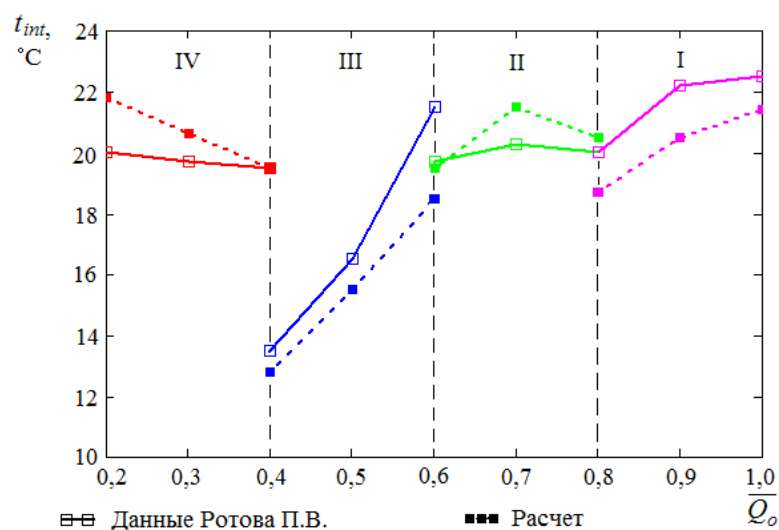


Рис. 4.36. Температура внутреннего воздуха при различной относительной тепловой мощности отопления, соответствующей I-IV диапазонам наружных температур

Для преодоления недопустимого снижения температуры внутреннего воздуха в [261] предлагается увеличить расход сетевой воды в этот период в 1,2 раза и дополнять центральное регулирование местным.

В переходный период отопительного сезона, когда теплотери зданий незначительны (диапазон наружных температур IV, рис. 4.37) в графике 6 [261, 324] может быть обеспечена оптимальная температура внутреннего воздуха, остальные графики обеспечат температуру внутреннего воздуха в пределах допустимых значений.

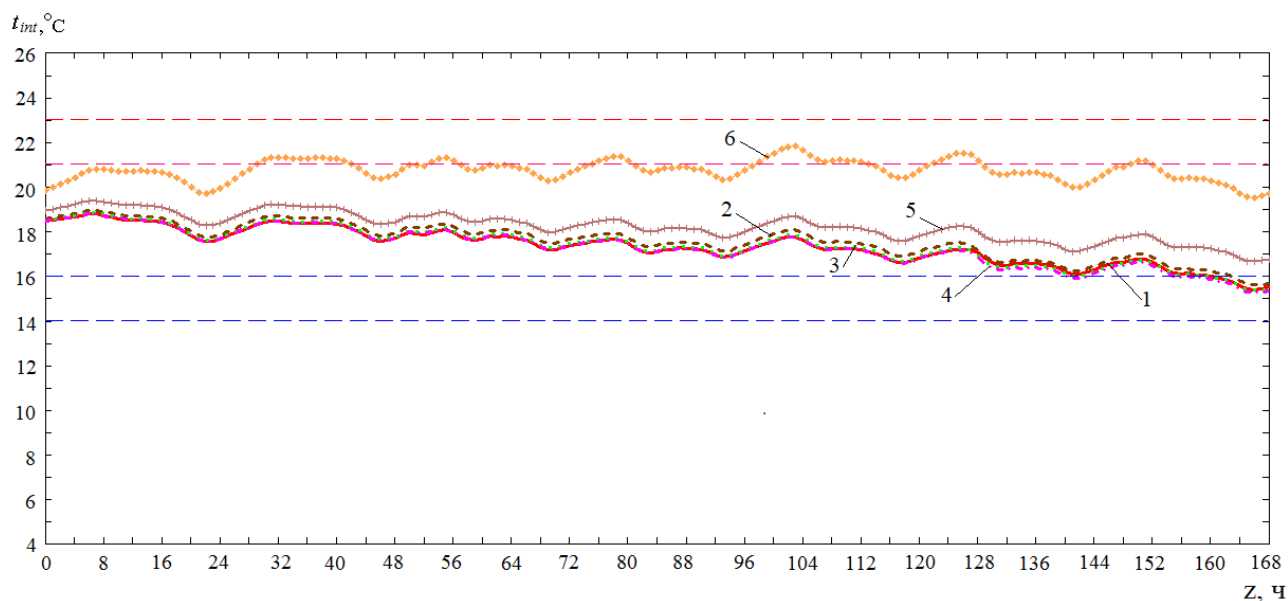


Рис. 4.37. Температура внутреннего воздуха для IV диапазона наружных температур  
Цифры – номера вариантов

Результаты расчёта температуры внутреннего воздуха для различных графиков сведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Температура внутреннего воздуха помещений

График	Диапазон наружных температур			
	I	II	III	IV
1, [289]	20-24,4	24,0-25,9	18,9-21,7	15,4-18,8
2, [289]	19,4-22,1	15,7-22,0	4,4-14,9	15,6-18,9
3, [54]	18,9-20,5	16,2-20,3	8,8-16,2	15,4-18,9
4, [48, 172]	18,5-19,9	15,5-19,5	8,8-16,0	15,3-18,9
5, [39]	19,2-22,0	21,9-23,0	11,2-18,7	16,7-19,4
6, [261, 324]	18,7-21,4	19,5-21,5	12,8-18,5	19,5-21,8

Качественно-количественное регулирование является наиболее перспективным, энергосберегающим методом регулирования тепловой нагрузки в современных условиях. Активно разрабатываются технологии качественно-количественного регулирования на источнике теплоты, предлагаются новые схемные решения [261, 324]. В то же время необходимо рассматривать эти способы также с точки зрения потребителей, способности тепловых сетей обеспечить оптимальную температуру в помещениях без снижения качества горячего водоснабжения, что невозможно без расчёта переменных режимов системы теплоснабжения, поскольку простым пересчетом графика, рекомендованного в [289] на более низкие температуры теплоносителя в теплосети, невозможно обеспечить рациональный режим работы системы теплоснабжения.

Анализ существующих графиков качественно-количественного регулирования тепловой нагрузки на источнике теплоты позволил выявить следующие особенности.

1. График качественно-количественного регулирования, разработанный Е.Я Соколовым [289] в основном предназначался для повсеместно применяемого температурного графика 150/70°C и отопительных приборов – чугунных радиаторов. В современных условиях, переход на этот график при действующих низких температурах теплоносителя, не обеспечит допустимой температуры внутреннего воздуха отапливаемых зданий;

2. Наименьшие колебания температуры внутреннего воздуха обеспечивает криволинейный график, в котором более качественно учтена зависимость теплоотдачи отопительных приборов от температуры теплоносителя;

3. Наиболее неблагоприятный внутренний режим наблюдается в пределах точки излома температурного графика, причём у низкотемпературных графиков точка излома приходится на область более низких наружных температур, когда теплотери ещё достаточно велики;

4. Наиболее оптимальный температурный режим при небольшом расходе сетевой воды, может быть обеспечен при применении графика, предложенного П.В. Ротовым, В.И. Шараповым [261, 324], совмещающим отдельные диапазоны качественного и количественного способов регулирования.

Таким образом, простым сложением расходов сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение не удаётся добиться оптимального теплового режима, вследствие связанной подачи теплоты. Поэтому требуется дальнейшее совершенствование технологий центрального качественно-количественного регулирования тепловой нагрузки с учётом горячего водоснабжения [141, 194, 237, 238].

#### **4.4. Переменные режимы работы системы теплоснабжения при лимитированном отпуске теплоты**

При эксплуатации крупных систем централизованного теплоснабжения нередко наблюдаются нарушения нормальных режимов работы тепловых сетей. Эти нарушения, как правило, связаны с авариями на источнике теплоты и тепловой сети. Необходимо проанализировать влияние отклонений параметров в тепловой сети на режимы работы систем инженерного оборудования жилых зданий, в первую очередь на отопление, формирующее температурный режим помещений.

При недостатке топлива на ТЭЦ при длительной продолжительности низких температур наружного воздуха применяется аварийный график отпуска теплоты, с верхней срезкой температур воды (для Новосибирска на уровне  $85^{\circ}\text{C}$  в соответствии с инструкцией [421]).

Рассмотрим последствия снижения температур воды в теплосети при экстремальных для Новосибирска погодных условиях в диапазоне расчётной температуры наружного воздуха  $t_{ext.o}$  и ниже её, и эффективность отключения в этот период подогревателя горячего водоснабжения II ступени при различном соотношении  $\psi$  максимальных нагрузок на горячее водоснабжение  $Q_{hmax}$  и отопление  $Q_{omax}$ , характерном для жилых районов в соответствии с [442]:  $\psi = Q_{hmax}/Q_{omax} = (0,2 \div 1,0)$ , до  $\psi = Q_{hmax}/Q_{omax} = 1,2$  [447].

Расчёты проводились для наиболее распространённой – двухступенчатой смешанной схемы присоединения подогревателей системы горячего водоснабжения с ограничением максимального расхода сетевой воды на ввод теплового пункта, рис. 1.34. Результаты опубликованы в [221, 229].

Отопительный сезон начинается и заканчивается согласно [446] при 5-суточной продолжительности средней температуры наружного воздуха  $+8^{\circ}\text{C}$ . Продолжительность отопительного сезона для Новосибирска составляет 221 сутки или 5304 ч. Расчётная температура наружного воздуха для Новосибирска  $t_{ext.o} = -37^{\circ}\text{C}$ . Расчётная температура внутреннего воз-

духа в отапливаемых помещениях жилых зданий  $t_{int}^{req} = 20^\circ\text{C}$ . Проектный график отпуска теплоты от всех ТЭЦ 150/70 $^\circ\text{C}$ . Расчётная температура воды в системе отопления 105/70 $^\circ\text{C}$ .

Расчёт проводился для двух вариантов: при работающей системе горячего водоснабжения и при отключении подогревателя II ступени СГВ. Результаты расчёта представлены на рис. 4.38.

При связанной подаче теплоты при двухступенчатой смешанной схеме присоединения подогревателей СГВ с ограничением расхода сетевой воды на ввод ТП в систему отопления поступает уменьшенное количество сетевой воды, которое при максимальном водопотреблении может быть значительно меньше требуемого  $G_{p1}^{hs.real} < G_{p1}^{hs.req}$  (см. рис. 4.38б). Для поддержания гидравлической устойчивости системы отопления смесительный насос в ТП подмешивает воду из обратной магистрали. В то же время в условиях резкого похолодания, при аварийном режиме работы тепловых сетей систему отопления необходимо считать приоритетным потребителем тепловой энергии.

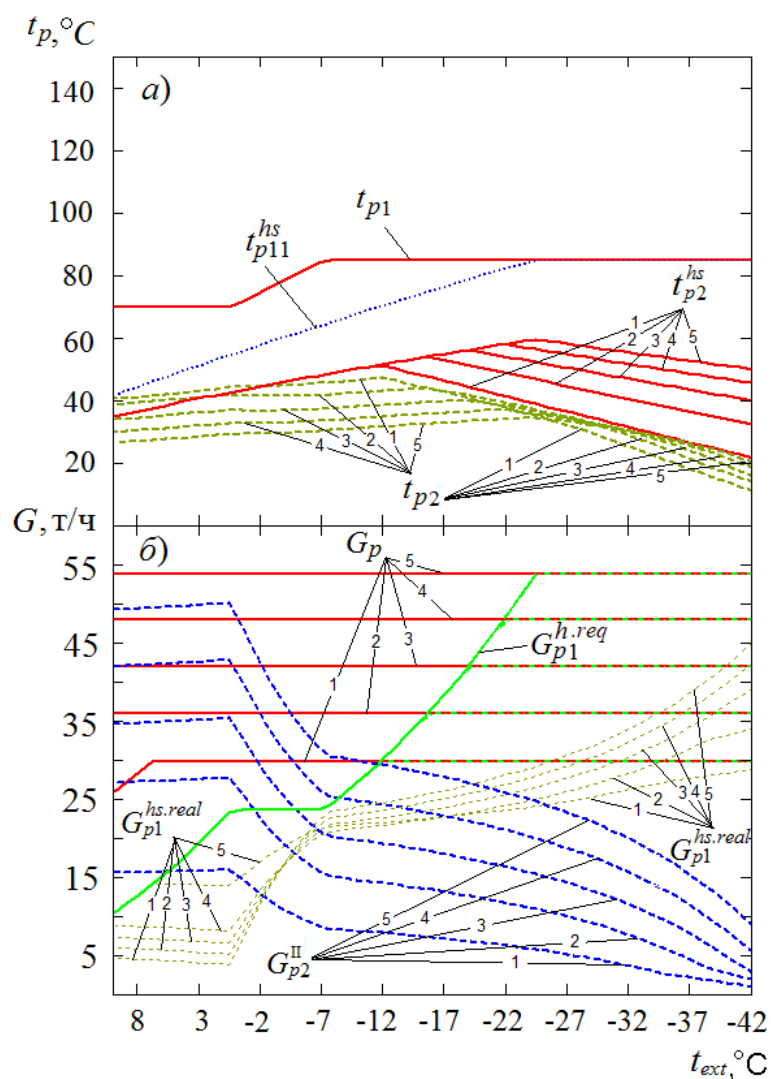


Рис. 4.38. Режимы работы ТП при аварийном графике отпуска теплоты от ТЭЦ и различном соотношении тепловых нагрузок  $\psi$

Как показали расчёты, чем меньше  $\psi$ , тем при более высоких наружных температурах система отопления начинает недополучать необходимое количество теплоты. Так, система теплоснабжения в аварийном режиме не может обеспечить требуемую тепловую мощность системы отопления даже при отсутствии водопотребления в СГВ при  $\psi = 0,2$  начиная с  $t_{ext} = -12^\circ\text{C}$ ; при  $\psi = 0,6$  начиная с  $t_{ext} = -20^\circ\text{C}$ ; при  $\psi = 1,0$  начиная с  $t_{ext} = -25^\circ\text{C}$ , а также снижается температура воды после системы отопления  $t_{p2}^{hs}$  и обратной сетевой воды  $t_{p2}$ , см. рис. 4.38а. Это связано с тем, что «резерв» тепловой мощности СГВ, который можно направить в систему отопления, при низких  $\psi$  невелик.

Относительное снижение расхода теплоты на систему отопления  $\bar{Q}_0$  по сравнению с требуемым, возникающее вследствие уменьшенной подачи теплоты из подающей магистрали тепловой сети в систему отопления показано на рис. 4.39.

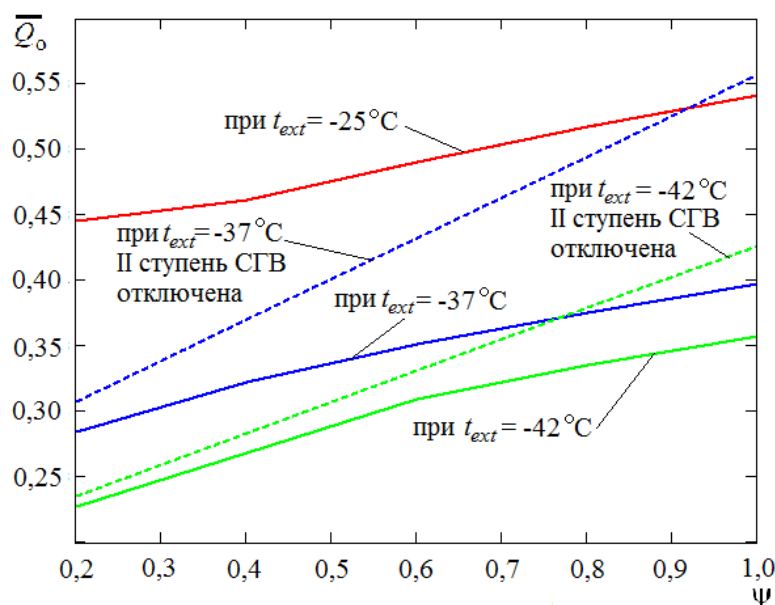


Рис. 4.39. Относительный расход теплоты на систему отопления при различных  $t_{ext}$  и  $\psi$

Результаты показали (рис. 4.39), что чем ниже  $t_{ext}$  и меньше  $\psi$ , тем значительнее снижение тепловой мощности системы отопления.

Для того чтобы повысить подачу теплоты в систему отопления в аварийных условиях, применяют отключение подогревателя СГВ II ступени, что позволяет направлять весь расход сетевой воды из тепловой сети в систему отопления. Результаты расчёта режимов ТП при отключенном подогревателе СГВ II ступени, показаны на рис. 4.40. Видно, что отключение II ступени подогревателя СГВ позволяет значительно повысить расход сетевой воды, поступающей в систему отопления  $G_{p1}^{hs.real}$  до  $G_{p1}^{hs.req}$  (см. рис. 4.40б), и соответственно расход теплоты на систему отопления (рис. 4.39), хотя он всё равно остаётся меньше требуемого и тем меньше, чем меньше  $\psi$ .



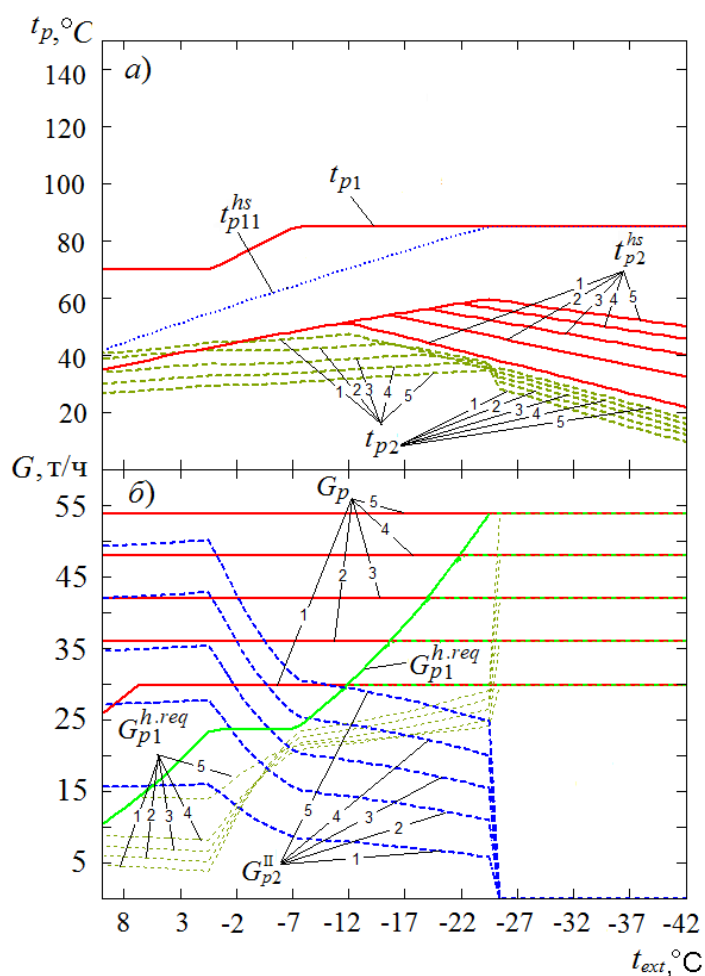


Рис. 4.40. Режимы работы ТП при аварийном графике отпуска теплоты от ТЭЦ при отключении II ступени подогревателя СГВ и различном  $\psi$

По данным расчётов расходов теплоты на отопление (рис. 4.39) определялось время  $z$  снижения температуры воздуха в помещениях жилых зданий. Например, на рис. 4.41 – до  $10^\circ\text{C}$  по условиям сохранности инженерного оборудования зданий.

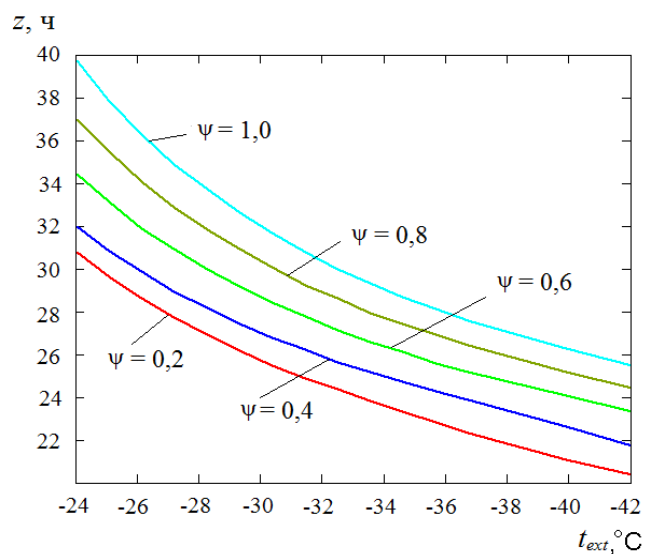


Рис. 4.41. Допустимая длительность работы системы отопления в период аварийных ситуаций на ТЭЦ

Видно, что, чем меньше  $\rho$  и ниже  $t_{ext}$ , тем за более короткий промежуток времени температура внутреннего воздуха достигнет  $10^{\circ}\text{C}$ , что помимо значительного нарушения теплового комфорта отапливаемых помещений может также привести к аварийной ситуации – замерзанию воды в холодном водопроводе в техническом подполье.

По результатам проведённых расчётов была определена дополнительная длительность работы системы отопления, обеспечиваемая за счёт отключения II ступени подогревателя СГВ. Результаты расчётов представлены на рис. 4.42.

Эффективность отключения подогревателя II ступени СГВ оказывается наименьшей при  $\psi = 0,2$  и значительно снижается при снижении  $t_{ext}$  при любом  $\psi$ . Однако, учитывая, что продолжительность экстремально низких температур наружного воздуха невелика, отключение II ступени подогревателя СГВ является целесообразным, поскольку во многих случаях позволит избежать вынужденной остановки и спуска воды из систем инженерного оборудования зданий и повысить их сохранность. Обеспечиваемое за счёт этого мероприятия дополнительное время работы систем инженерного оборудования зданий может рассматриваться как определённый запас времени на ликвидацию аварии в городских тепловых сетях. При невозможности ликвидации аварии в указанный период необходимо спустить воду из системы холодного водоснабжения зданий.

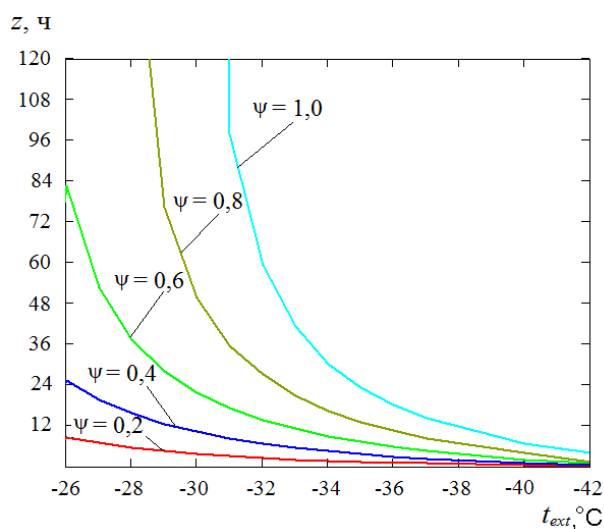


Рис. 4.42. Дополнительное время работы системы отопления при отключении подогревателя II ступени СГВ в период аварийных ситуаций на ТЭЦ

Проведённые расчётные исследования показывают целесообразность отключения подогревателя СГВ II ступени при аварийном режиме работы теплосети и экстремальных погодных условиях. Обеспечиваемое за счёт этого дополнительное время работы систем инженерного оборудования зданий зависит от температуры наружного воздуха, соотношения расчётных нагрузок на отопление и горячее водоснабжение абонента и коэффициента аккумуляции зданий. Для реализации мероприятий по увеличению тепловой мощности системы отопления необходима постоянная работа смесительных насосов в тепловом пункте.

## Выводы по главе 4

1. С использованием предложенного в главе 2 метода выполнены расчёты переменных режимов работы тепловых пунктов со связанной подачей теплоты при различных способах отпуска теплоты, в том числе, в аварийных условиях, и выявлены причины появления нерациональных режимов совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения.

2. Исследованы особенности нарушения теплового режима помещений в окрестности точки излома температурного графика, проанализированы причины нерационального использования теплового потенциала источника теплоты в этот период. Рекомендована новая схема регулирования СГВ, обеспечивающая полное использование тепловой мощности системы теплоснабжения.

3. Определены зависимости для задания программы рационального регулирования расхода сетевой воды в подогревателе СГВ II ступени, позволяющие обеспечить нормальную подачу тепла в системы отопления и горячего водоснабжения.

4. Рассмотрены особенности совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения и определены отклонения в их работе при низких наружных температурах и при срезках температурного графика. Предложены дополнения в метод расчёта режимов ТП в этих условиях, позволяющие устранить дефицит тепловой энергии в системе отопления.

5. Проанализирована возможность применения низкотемпературного теплоснабжения при центральном качественном регулировании тепловой нагрузки. Показано, что применение низкотемпературного теплоснабжения при качественном способе отпуска теплоты и существующей схеме автоматизации тепловых пунктов, недопустимо.

6. Определены режимы работы тепловых пунктов при совмещённом регулировании тепловой нагрузки и различных способах местного количественного регулирования. Показано, что этот способ может обеспечить снижение расхода сетевой воды при низкотемпературном теплоснабжении при сохранении стабильного гидравлического режима тепловых сетей. Рациональные режимы работы тепловых пунктов могут быть реализованы в схеме с программным переключением с двухступенчатой последовательной на смешанную схему.

7. Проведено сравнение переменных режимов работы системы теплоснабжения при различных графиках центрального качественно-количественного регулирования, определена возможность применения этого способа в условиях низкотемпературного теплоснабжения.

8. Исследованы переменные режимы систем теплоснабжения при работе по аварийному графику отпуска теплоты при различном соотношении тепловых нагрузок на горячее водоснабжение отопление и определена допустимая длительность работы системы отопления при различных температурах наружного воздуха.

## **Глава 5. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА ПОМЕЩЕНИЙ И ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТИ НАРУЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

Необходимость создания благоприятных санитарно-гигиенических условий в помещениях – это основное требование Федерального закона «Технический регламент по безопасности зданий и сооружений» от 30.12.2009 № 384-ФЗ к микроклимату помещений [453]. Комфортные температурные условия в помещениях могут быть созданы при выполнении двух условий [85, 181]: системой отопления должна обеспечиваться требуемая температура внутреннего воздуха; минимально допустимое сопротивление теплопередаче и теплоустойчивость наружных ограждений должны обеспечивать благоприятный температурный режим.

При связанной подаче теплоты, когда тепловые потоки перераспределяются между системами отопления и горячего водоснабжения в зависимости от температуры наружного воздуха и величины водопотребления в системе горячего водоснабжения, главную роль играет теплоаккумулирующая способность наружных ограждений зданий. С теплоустойчивостью наружных ограждений напрямую связаны условия теплового комфорта в помещениях: амплитуда колебаний температуры внутреннего воздуха, снижение температуры внутреннего воздуха до допустимых значений. Повышенные требования к тепловой аккумуляции наружных ограждений возникают также вследствие применения срезов температурного графика (см. параграф 1.1) и при поднятии точки излома температурного графика центрального регулирования в соответствии с требованиями СП [440] (см. параграф 1.1).

Вопросы теплоустойчивости наружных ограждений при различных нарушениях работы системы теплоснабжения неоднократно поднимались в статьях [336, 338, 359, 364, 394], однако, во всех исследованиях система отопления рассматривается отдельно от системы горячего водоснабжения при полном отключении системы теплоснабжения при аварии.

Целью настоящей главы является создание метода прогнозирования температуры внутреннего воздуха помещений за счёт влияния изменения температуры наружного воздуха и работы системы горячего водоснабжения.

Глава посвящена обработке экспериментальных данных (параграф 5.1) и построению математических моделей (параграф 5.2) для исследования тепловой аккумуляции наружных ограждений в различных режимах работы системы теплоснабжения (параграф 5.3), в том числе, в аварийных (параграф 5.5), влиянию влагонакоплений на теплотехнические характеристики ограждающих конструкций (параграф 5.4).

Содержание главы отражено в работах [143, 145, 147, 195, 196, 207, 208, 210, 217, 221, 227, 228, 235, 241, 244, 246, 368, 380].

## 5.1. Экспериментальное исследование теплоустойчивости наружных стен

Материал внутреннего слоя стены обычно имеет большую плотность и теплопроводность, чем основная конструкция, поэтому часто при расчёте снижения температуры внутренней поверхности стены при отключении теплоснабжения учитываются только теплотехнические характеристики внутреннего слоя ограждения [139, 140, 266]. Считается, что слой штукатурки с высокой плотностью обеспечивает хорошую теплоустойчивость ограждения, и время остывания здания при нарушениях теплоснабжения будет достаточно большим.

Экспериментальные исследования [145] проводились с целью уточнения принимаемых по нормативным документам расчётных теплофизических характеристик, определяющих теплоустойчивость наружных стен, а также влияния отдельных слоёв ограждения на теплоустойчивость. Теплоустойчивостью наружного ограждения является его свойство поддерживать относительно постоянную температуру внутренней поверхности при изменяющихся тепловых воздействиях. Показателем теплоустойчивости при периодическом характере тепловых воздействий является коэффициент теплоусвоения  $Y$ .

Экспериментальная модель стены, размером 1 м × 1 м выполнена из двух слоёв кирпичной кладки из глиняного кирпича, разделённых утеплителем (четыре слоя полужёстких минераловатных плит). На внутренней и наружной поверхности нанесён слой штукатурки. Модель была установлена в общественном здании (г. Оренбург,  $t_{ext.c} = -32^\circ\text{C}$ ) без горячего водоснабжения, поэтому теплотери через наружные ограждения полностью компенсировались работой системы отопления. Колебания теплового потока связаны с колебаниями температуры наружного воздуха и скорости ветра и условно могут считаться периодическими. Наблюдения проводились с 25.05.2010 по 08.08.2011 гг., показания тепловых потоков и температур записывались с интервалом в один час. Схема модели стены и места установки датчиков показаны на рис. 5.1., [145].

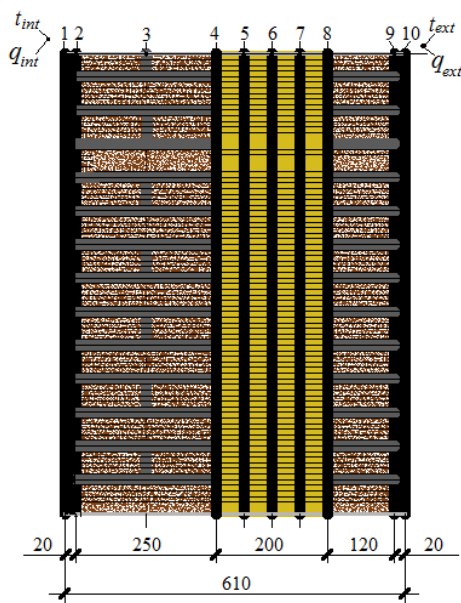


Рис. 5.1. Схема экспериментальной стены. Цифрами показаны места установки датчиков

Измерительная система ИТП-МГ 4.03/Х(У)-100 предназначена для измерения температур поверхностей (датчики устанавливались в точках 1-10 и у наружной и внутренней поверхности стены на рис. 5.1) и плотности теплового потока (датчики устанавливались у наружной и внутренней поверхности ограждения). Для измерений применялись датчики STK-1 с чувствительным элементом резистивного типа Ni1000 ТК5000. Диапазон измерений от  $-50$  до  $+150$  °С.

Для исследования были выбраны два диапазона наружных температур по 10 дней: 14-23.02.2011 г. – диапазон низких температур, когда температура наружного воздуха достигала расчётных значений (рис. 5.2а) и 15-24.04.2011 г. – конец отопительного периода (рис. 5.2б).

Результаты наблюдений за температурным режимом экспериментальной ограждающей конструкции показаны на рис. 5.2. Цифрами показано изменение температуры в слоях стены, соответствующих местам установки датчиков на рис. 5.1.

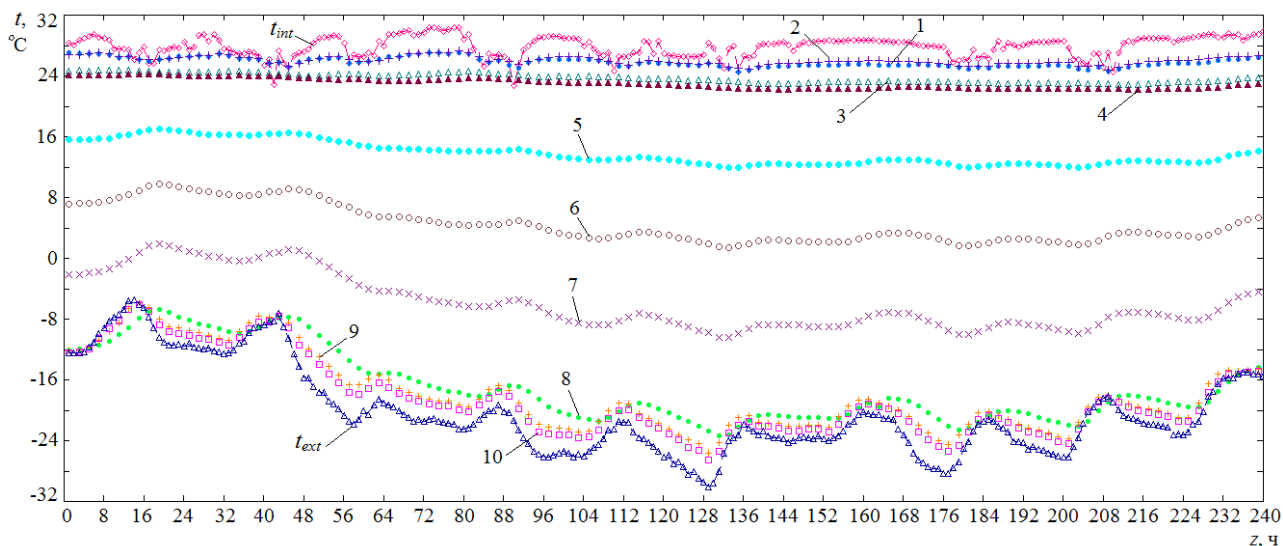


Рис. 5.2а. Температурный режим экспериментальной ограждающей конструкции

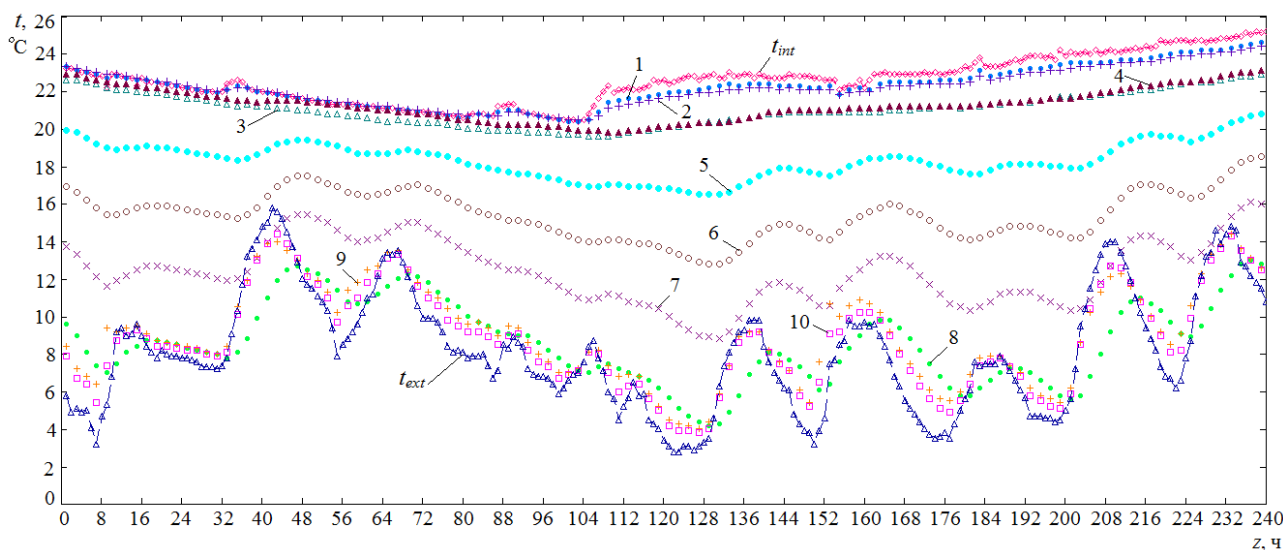


Рис. 5.2б. Температурный режим экспериментальной ограждающей конструкции

На рис. 5.2а показано, что в наиболее холодный зимний период на внутренней поверхности ограждения устанавливается температурный режим, близкий к стационарному. Температурная волна практически полностью затухает в толще ограждения и мало влияет на температуру внутренней поверхности, которая остается почти постоянной. При более высоких температурах наружного воздуха (рис. 5.2б) увеличивается амплитуда колебания наружной температуры, что вызывает изменения температуры внутренней поверхности ограждения, которая, однако, имеет значительно большую длину волны. Распространение температурной волны в толще конструкции происходит за 5-7 ч при любых колебаниях наружной температуры. Слой кирпича с наружной стороны ограждения задерживает распространение температурной волны на 3-5 ч; слой утеплителя задерживает распространение температурной волны на 1-2 ч. В слое кирпича с внутренней стороны конструкции происходит практически полное затухание температурной волны.

Распределение температуры на поверхностях ограждения и во внутренних слоях  $t_{\delta}$  в различные периоды времени ( $0 \div 240$  ч) в сечениях  $1 \div 10$  показано на рис. 5.3, где можно наблюдать амплитуду колебаний температуры.

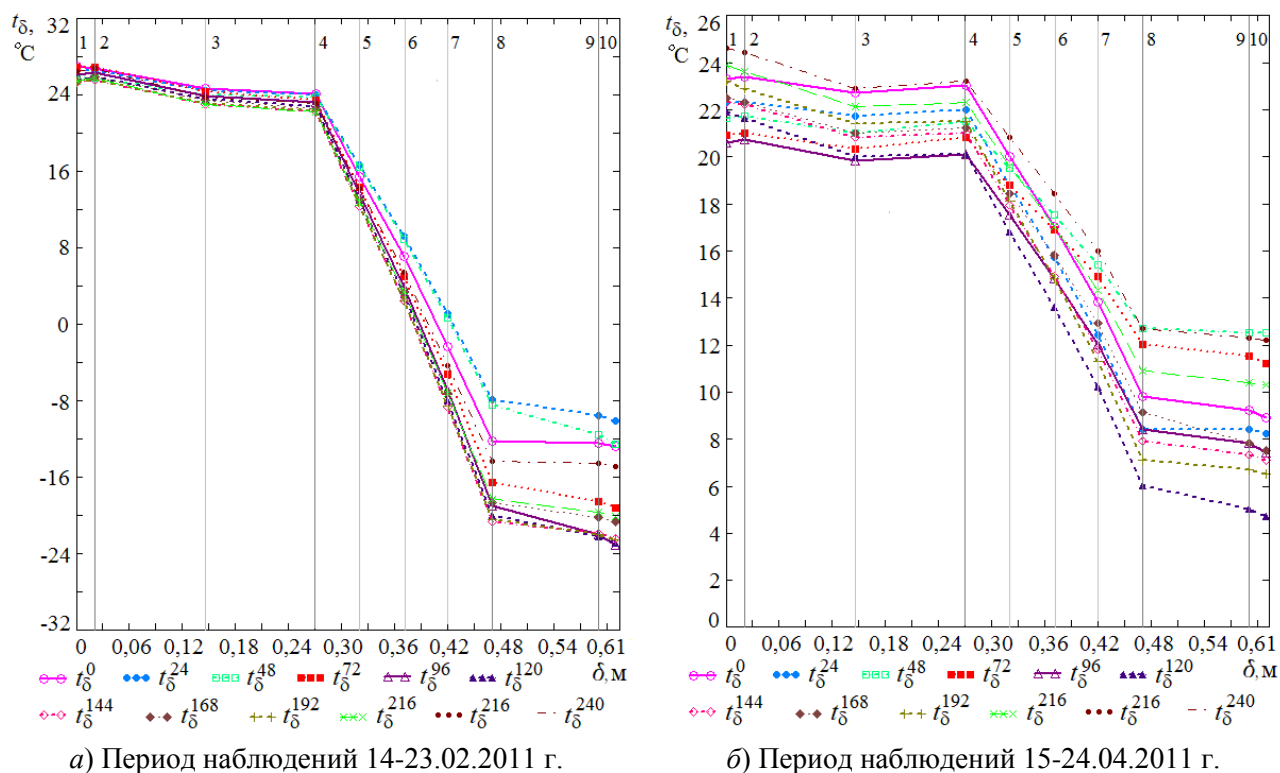


Рис. 5.3. Распределение температуры на поверхностях и в толще стены

При низких наружных температурах, колебания температуры внутренней поверхности составили  $1,7^{\circ}\text{C}$ ; при более высоких наружных температурах, и при естественном проветривании помещения, и следовательно, неравномерной теплоотдаче от системы отопления, колебания температуры внутренней поверхности составили  $4^{\circ}\text{C}$ .

Таким образом, конструкция является достаточно теплоустойчивой при равномерной теплоотдаче системы отопления, т.е. когда теплотери через наружные ограждения полностью соответствуют тепlopоступлениям. Однако при изменении теплового потока с внутренней стороны ограждения, температура внутренней поверхности меняется достаточно быстро, т.е. стена обладает недостаточным теплоусвоением на внутренней поверхности.

Колебания температуры наружной поверхности ограждения  $t_{es}$  вызываются колебаниями теплового потока  $q_{ext}$  под влиянием воздействия температуры наружного воздуха и ветра, рис. 5.4. Колебания температуры наружной поверхности имеют тот же период, что и колебания теплового потока, но запаздывают по времени на величину  $\xi^e \approx 2$  ч.

По величине средних суточных значений теплового потока  $q_{ext}^m$  определялась суточная амплитуда колебаний теплового потока  $A_q^{ext}$ , а по величине средних суточных значений температуры наружной поверхности ограждения  $t_{es}^m$  определялась суточная амплитуда колебаний температуры  $A_t^{es}$ .

На рис. 5.5 показаны колебания теплового потока с внутренней стороны ограждения  $q_{int}$  и температуры внутренней поверхности  $t_{is}$ , а также их среднесуточные значения  $q_{int}^m$ ,  $t_{is}^m$ .

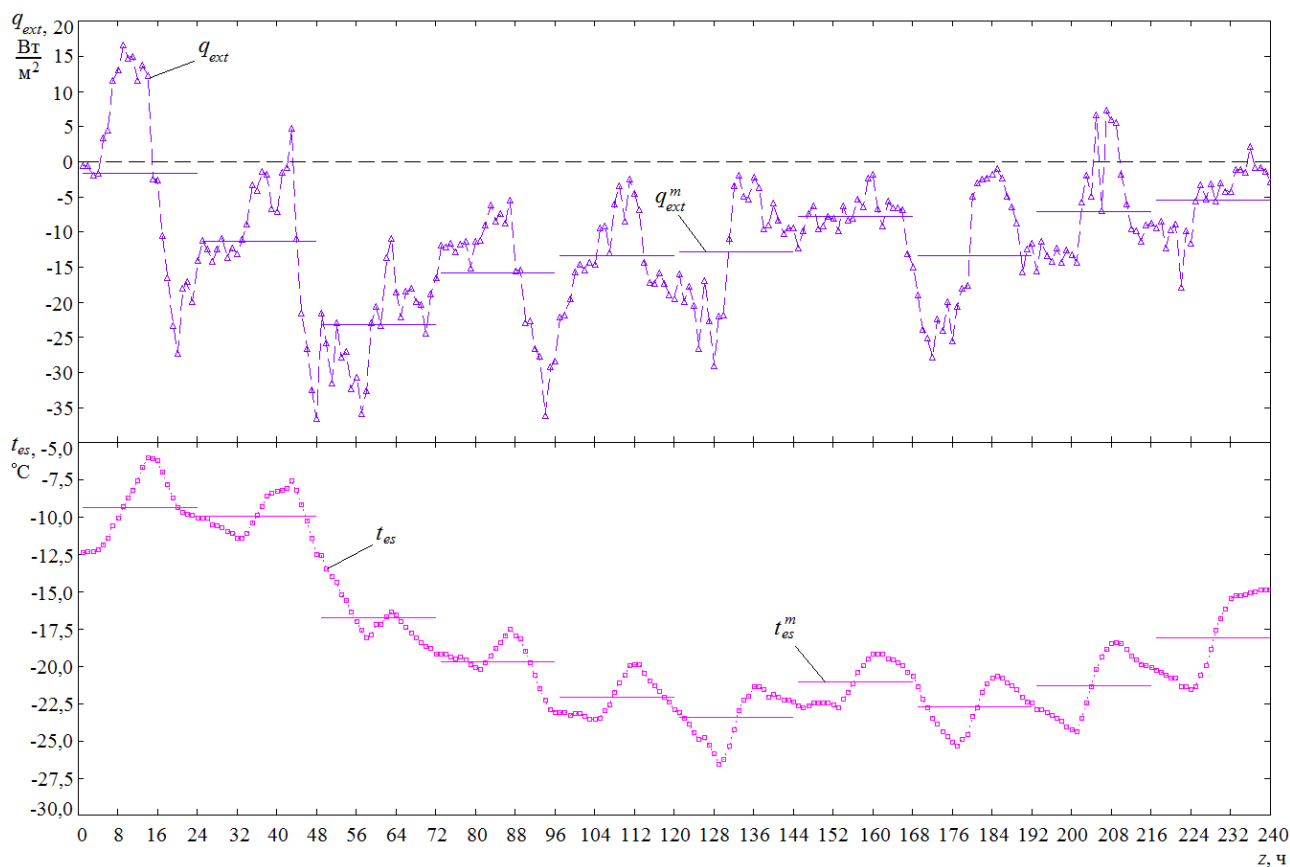


Рис. 5.4а. Колебания теплового потока с наружной поверхности ограждения и температуры наружной поверхности 14-23.02.2011 г.



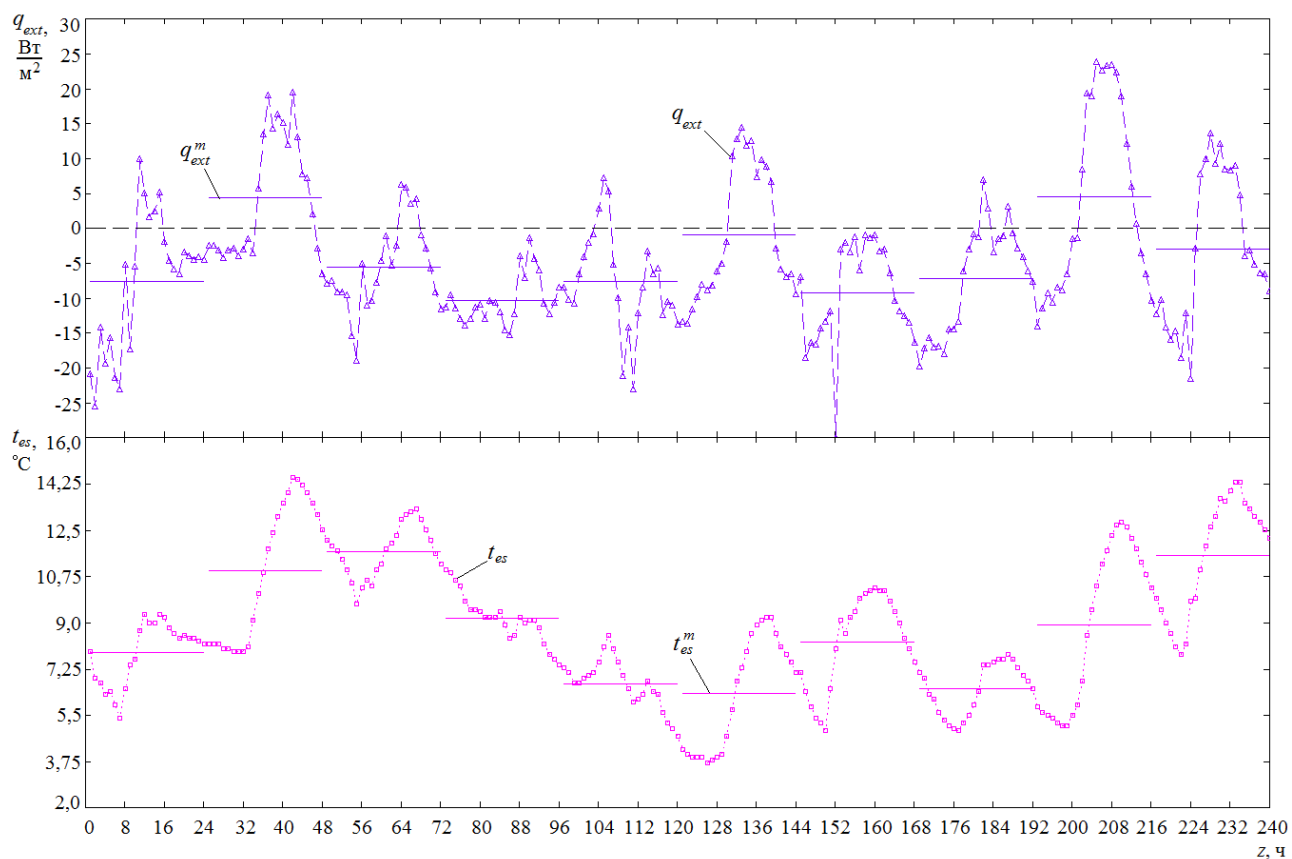


Рис. 5.4б. Колебания теплового потока с наружной поверхности ограждения и температуры наружной поверхности 15-24.04.2011 г.

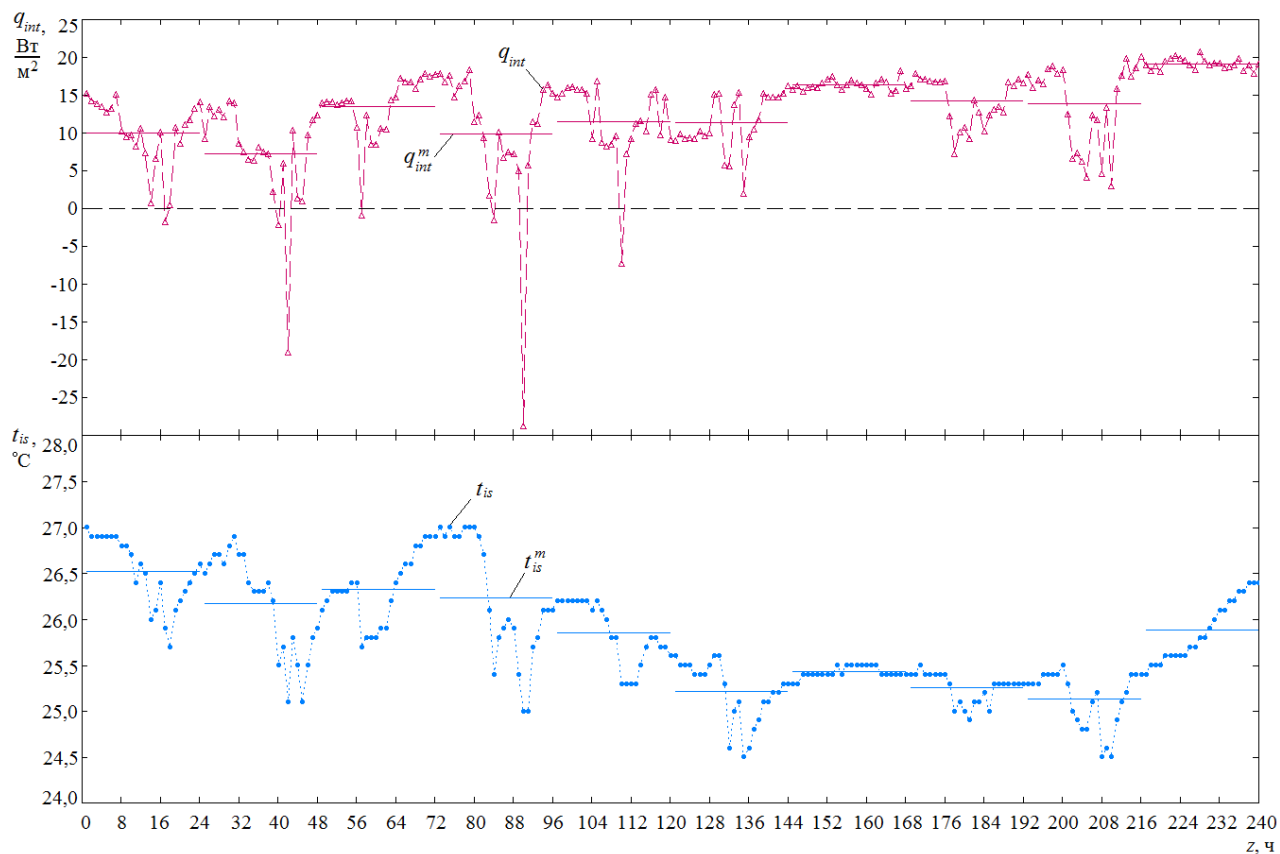


Рис. 5.5а. Колебания теплового потока с внутренней поверхности ограждения и температуры внутренней поверхности 14-23.02.2011 г.

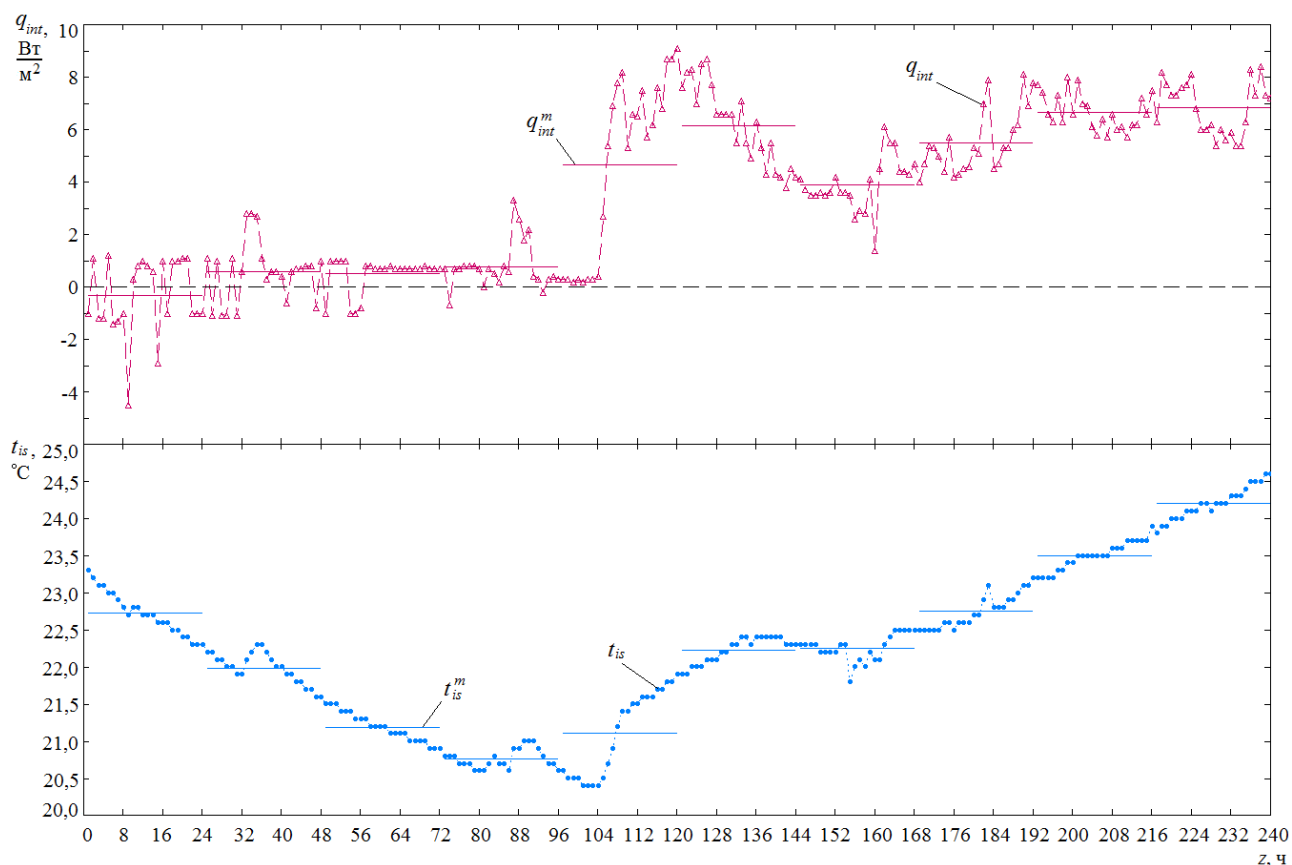


Рис. 5.5б. Колебания теплового потока с внутренней поверхности ограждения и температуры внутренней поверхности 15-24.04.2011 г.

Значения средних температур  $t_{es}^m$ ,  $t_{is}^m$  соответствуют стационарному тепловому потоку при среднесуточных температурах наружного воздуха.

Отношение амплитуды колебания теплового потока к величине амплитуды колебания температуры на поверхности ограждения называется коэффициентом теплоусвоения поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>·К) [24, 102, 307]:

$$Y_{ext} = \frac{A_q^{ext}}{A_t^{es}}; \quad Y_{int} = \frac{A_q^{int}}{A_t^{is}}.$$

Коэффициент теплоусвоения является показателем теплоустойчивости ограждения, характеризующим его свойство поддерживать постоянство температуры поверхности при изменяющихся тепловых воздействиях. Коэффициент теплоусвоения зависит, прежде всего, от теплофизических свойств ограждения, а также от периода колебаний теплового потока  $z$ . Чем больше величина коэффициента теплоусвоения при одной и той же амплитуде колебаний теплового потока, тем меньше амплитуда колебаний температуры на поверхности ограждения. Коэффициенты теплоусвоения внутренней и наружной поверхностей ограждения для периода 1 ч и 24 ч показаны на рис. 5.6 и 5.7. Коэффициент теплоусвоения материала увеличивается с уменьшением периода  $z$ .

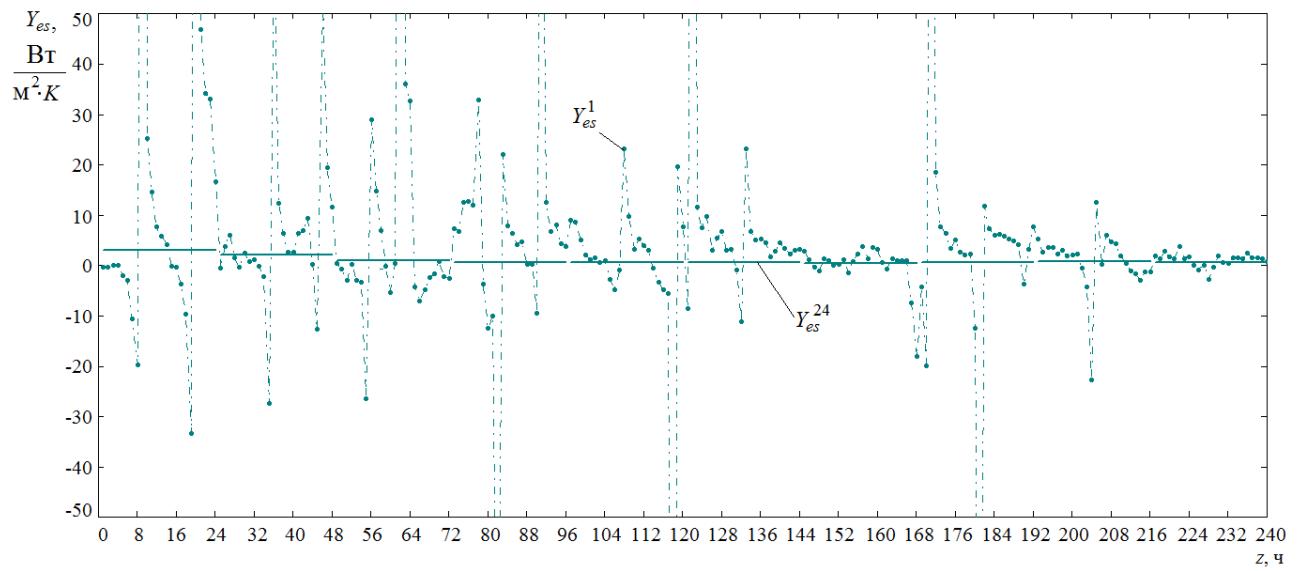


Рис. 5.6а. Коэффициенты теплоусвоения наружной поверхности 14-23.02.2011 г.

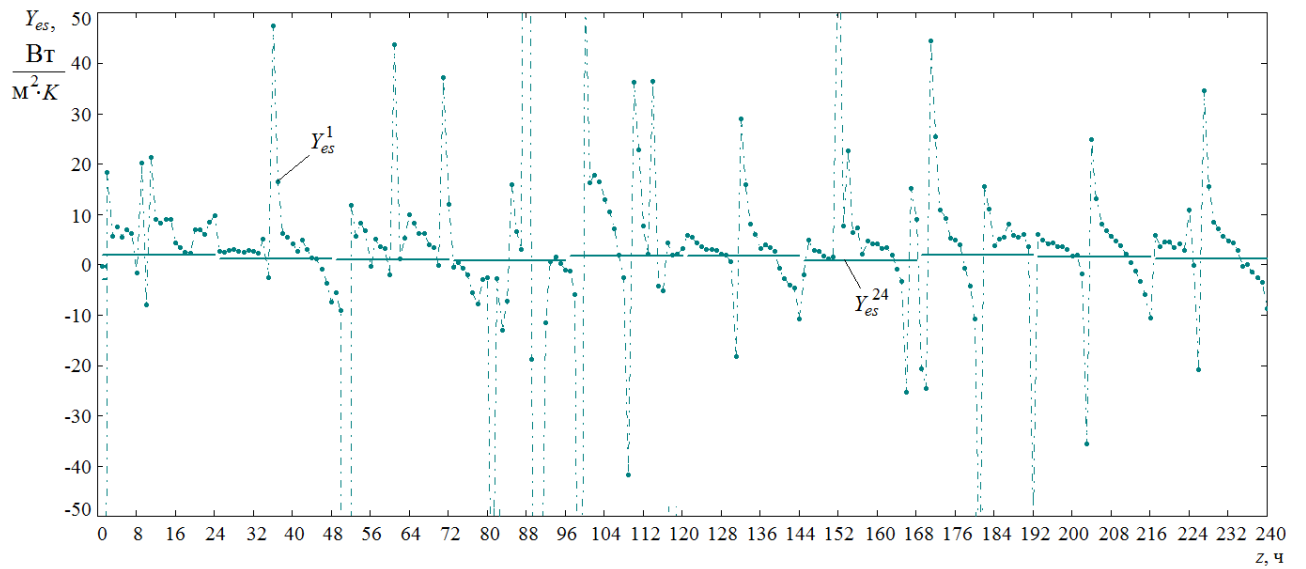


Рис. 5.6б. Коэффициенты теплоусвоения наружной поверхности 15-24.04.2011 г.

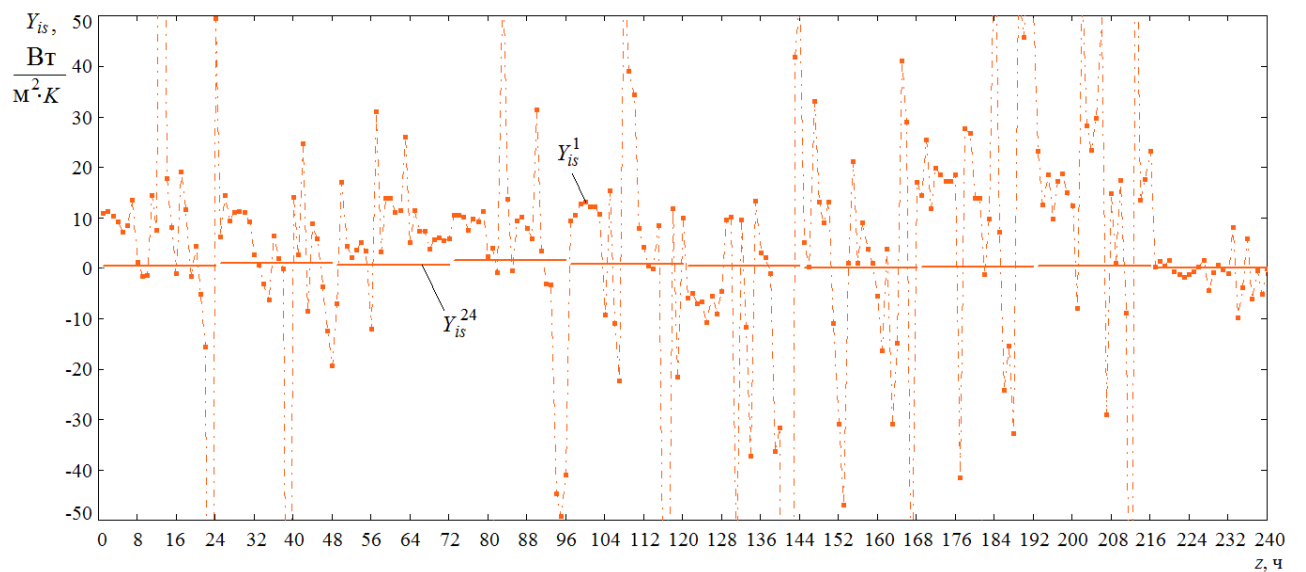


Рис. 5.7а. Коэффициенты теплоусвоения внутренней поверхности 14-23.02.2011 г.

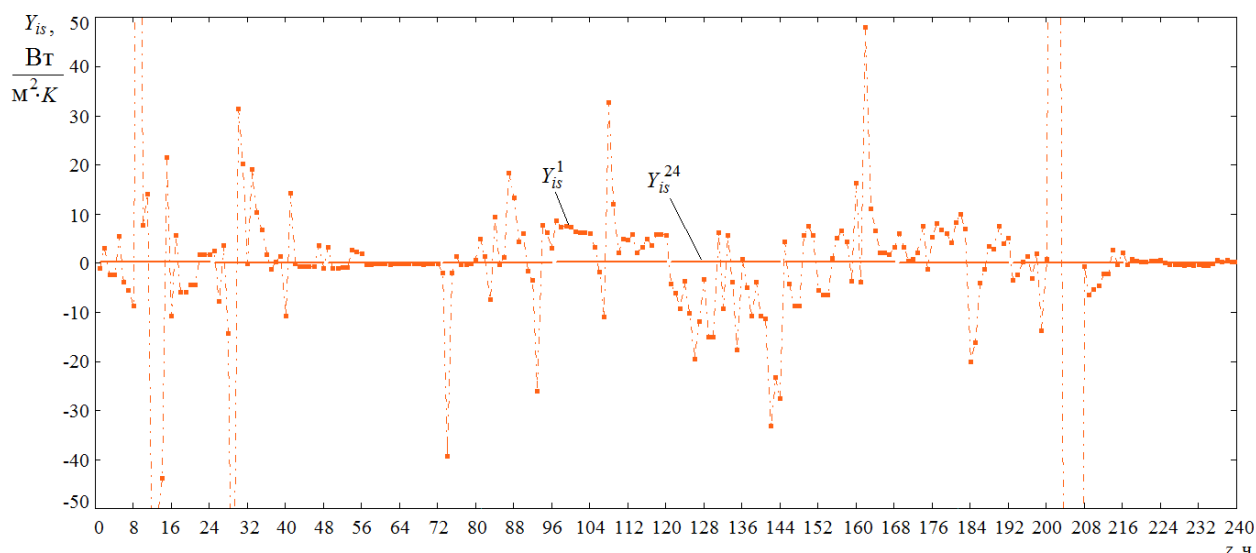


Рис. 5.7б. Коэффициенты теплоусвоения внутренней поверхности 15-24.04.2011 г.

Как видно на рисунках 5.6, 5.7, коэффициенты теплоусвоения меняются в широком диапазоне при периоде наблюдения  $z = 1$  ч, что связано большой амплитудой колебаний теплового потока (см. рис. 5.4, 5.5). При периоде наблюдений  $z = 24$  ч коэффициенты теплоусвоения являются стабильными как для внутренней, так и для наружной поверхностей ограждения. Можно заметить, что 16-17 апреля и 24 апреля 2011 г. тепловой поток у внутренней поверхности ограждения  $q_{int}$  оставался почти постоянным (см. рис. 5.5б), поэтому коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности оставался постоянным независимо от периода  $z$ :  $Y_{int} \approx Y_{int}^m$  (см. рис. 5.7б). В то же время следует отметить, что среднее значение коэффициента теплоусвоения внутренней поверхности составило не более  $0,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , что значительно меньше нормативного значения коэффициента теплоусвоения для сухой штукатурки по [439]  $S = 3,66 \div 5,48 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , то же для наружной поверхности стены: среднее наблюдаемое значение коэффициента теплоусвоения менялось от  $0,5$  до  $3,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  при нормативном значении по [439] для цементно-песчаного раствора  $S = 11,09 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . То есть в условиях эксплуатации конструкция менее теплоустойчива, чем принято по нормативным документам.

По значениям тепловых потоков и разнице температур между окружающим воздухом и температурой поверхности оценивались коэффициенты теплоотдачи с наружной и внутренней стороны ограждения,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :

$$\alpha_{ext} = \frac{q_{ext}}{t_{es} - t_{ext}}; \quad \alpha_{int} = \frac{q_{int}}{t_{is} - t_{int}}.$$

Результаты расчётов приведены на рис. 5.8. Средние значения коэффициентов теплоотдачи внутреннего  $\alpha_{int}^m$  и наружного  $\alpha_{ext}^m$  воздуха сравнивались с нормативными значениями  $\alpha_{int}^n$  и  $\alpha_{ext}^n$  по [412, 439, 443]. Как видно из рис. 5.8а,б средний коэффициент теплоотдачи наружного воздуха  $\alpha_{ext}^m$  во всем периоде наблюдений значительно ниже нормативного зна-

чения  $\alpha_{ext}^n = 23$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) и близок к среднему коэффициенту теплоотдачи внутреннего воздуха  $\alpha_{int}^m$ . При увеличении амплитуды колебания температуры наружного воздуха (см. рис. 5.4б) увеличивается коэффициент теплоотдачи наружного воздуха, что вызывает увеличение колебаний температуры внутренней поверхности ограждения и, соответственно, увеличение коэффициента теплоотдачи внутреннего воздуха, который может превышать нормативное значение  $\alpha_{int}^n = 8,7$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) (см. рис. 5.8б), что также говорит о недостаточной теплоустойчивости внутреннего слоя ограждения.

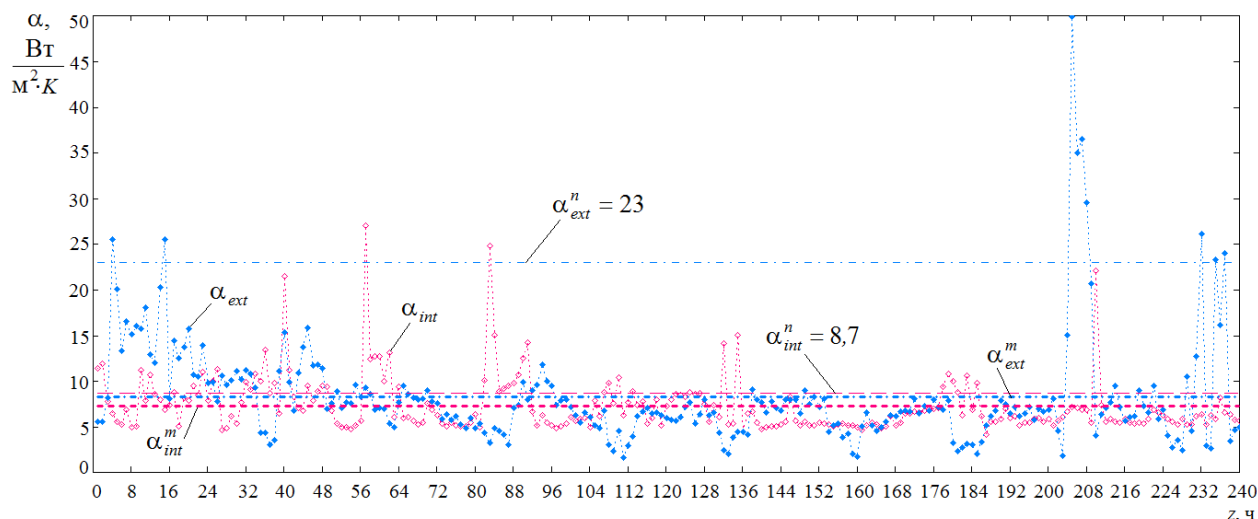


Рис. 5.8а. Коэффициенты теплоотдачи с внутренней и наружной поверхности ограждения 14-23.02.2011 г.

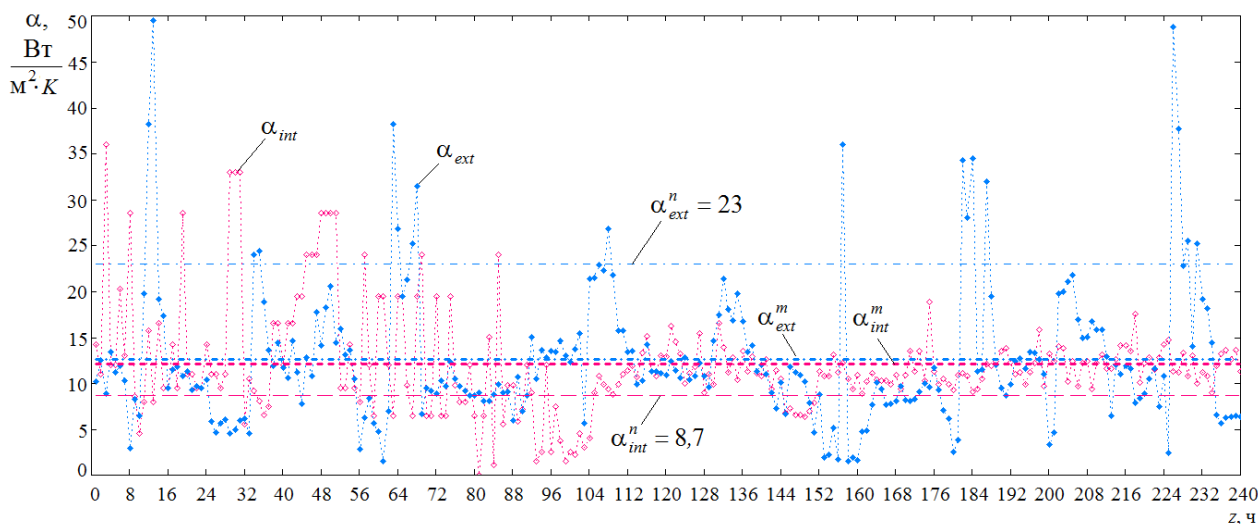


Рис. 5.8б. Коэффициенты теплоотдачи с внутренней и наружной поверхности ограждения 15-24.04.2011 г.

Материал внутреннего слоя стены, непосредственно контактирующий с воздухом помещения, которым обычно является слой гипса или штукатурки не обладает достаточной теплоустойчивостью вследствие малой толщины, поэтому основную роль в теплоустойчивости ограждения играет основной конструктивный слой ограждения.

## 5.2. Математическое моделирование теплотехнических характеристик наружных ограждений

Связанная подача теплоты в системы отопления и горячего водоснабжения (внутренние условия) и меняющаяся температура наружного воздуха (наружные условия) приводят к тому, что теплопоступления от системы отопления приобретают нестационарный характер. Способность наружных ограждений аккумулировать теплоту и сглаживать колебания температуры внутреннего воздуха определяется теплотехническими характеристиками строительных конструкций. Для определения влияния различных материалов слоёв наружных ограждений на теплоустойчивость, проводилось математическое моделирование.

Определить температуру в каждой точке строительной конструкции в любой момент времени  $\tau$  можно при помощи уравнения теплопроводности

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c\rho} \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = a \nabla^2 t, \quad (5.1)$$

где  $a = \lambda/c\rho$  – коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Задача распределения температуры в наружной многослойной стене здания решалась на примере двух типовых строительных конструкций, имеющих одинаковое термическое сопротивление (см. прил. Б, табл. Б.1, поз. 3 и 6).

Если предположить, что распределение температуры одинаково во всех поперечных сечениях, задачу можно рассматривать как двумерную. Как показано в [147, 368] температура плоской стенки мало зависит от вертикальной координаты  $y$ , то есть задача может быть решена в одномерном приближении.

Моделирование проводилось для трёх диапазонов изменения температуры наружного воздуха, продолжительностью 5 суток (120 ч): низких температур, среднезимних, и температур, соответствующих переходному периоду отопительного сезона по данным [457]. Температура внутреннего воздуха определялась в зависимости от наружной температуры и водопотребления в СГВ (см. параграф 5.4). Значения температур наружного и внутреннего воздуха аппроксимировались полиномами 7-8 порядка и задавались в виде некоторой функции времени: на правой границе  $t_{ext}^p(\tau) = F_2(\tau)$ , на левой границе  $t_{int}^p(\tau) = F_1(\tau)$ .

Теплообмен с окружающей средой происходит по закону Ньютона (граничные условия третьего рода). Задаются теплофизические характеристики материала стены:  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности,  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ;  $c$  – теплопроводность,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $\rho$  – плотность,  $\text{кг}/\text{м}^3$ . Необходимо найти распределение температуры  $t_\delta$  по толщине стены  $\delta$  в любой момент времени.

Задача решалась методом конечных разностей в нестационарной постановке.

Область непрерывного изменения температуры заменяется сетчатой (рис. 5.9). На оси абсцисс откладывается ширина стены  $\delta$  с шагом  $dx$ . Точки деления (узлы) имеют значения  $x_i=(i-1)dx$ ,  $i=1, 2, \dots, n$ . По оси ординат откладываются значения времени  $\tau$  с шагом  $d\tau$ . Точки деления  $\tau_k = \tau_n + d\tau(k-1)$ ,  $k = 1, \dots, m$ . Метод конечных разностей основан на замене производных их приближённым значением, выраженным через разности значений функции в отдельных точках – узлах сетки:  $t_i^k = t(x_i, \tau^k)$ ,  $d\tau$  – шаг по времени;  $dx$  – шаг по пространству;  $dx = 0,01$  м;  $d\tau = 0,01$  ч = 36 с.

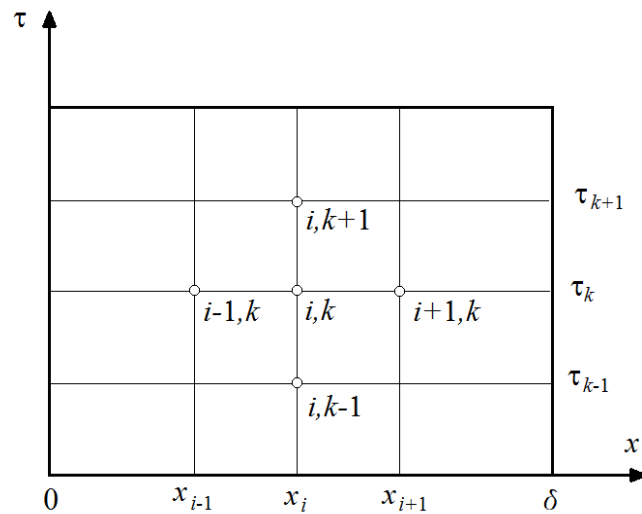


Рис. 5.9. Схема расчёта

Явная конечно-разностная схема включает в себя уравнения, описывающие шаги по времени (5.2) и пространству (5.3), а также начальные условия (5.4).

$$\frac{\partial t}{\partial \tau}(x_i, \tau^k) \approx \frac{t(x_i, \tau^{k+1}) - t(x_i, \tau^k)}{d\tau} = \frac{t_i^{k+1} - t_i^k}{d\tau}; \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}(x_i, \tau^k) \approx \frac{t(x_{i+1}, \tau^k) - 2t(x_i, \tau^k) + t(x_{i-1}, \tau^k)}{dx^2} = \frac{t_{i+1}^k - 2t_i^k + t_{i-1}^k}{dx^2}; \quad (5.3)$$

$$\frac{\partial t}{\partial x}(x_0, \tau^k) = \frac{t_1^k - t_0^k}{dx}; \quad \frac{\partial t}{\partial x}(x_\delta, \tau^k) = \frac{t_\delta^k - t_{\delta-1}^k}{dx}. \quad (5.4a, б)$$

Из совместного решения уравнений (5.2) и (5.3) получена конечно-разностная схема

$$\frac{t_i^{k+1} - t_i^k}{d\tau} = a \frac{t_{i+1}^k - 2t_i^k + t_{i-1}^k}{dx^2}.$$

Для стен из четырёх слоёв дифференциальное уравнение для одномерной задачи и краевые условия запишутся в виде:

$$\frac{dt_{\delta_1}(x, \tau)}{dx} = a_1 \frac{d^2 t_{\delta_1}(x, \tau)}{dx^2}, \quad \tau > 0, \quad 0 < x < \delta_1, \quad t_{\delta_1}(x, 0) = F_1(t);$$

$$\frac{dt_{\delta_2}(x, \tau)}{dx} = a_2 \frac{d^2 t_{\delta_2}(x, \tau)}{dx^2}, \quad \tau > 0; \quad \delta_1 < x < \delta_1 + \delta_2, \quad t_{\delta_2}(x, 0) = F_2(t);$$

$$\frac{dt_{\delta_3}(x, \tau)}{dx} = a_3 \frac{d^2 t_{\delta_3}(x, \tau)}{dx^2}, \quad \tau > 0, \quad \delta_1 + \delta_2 < x < \delta_1 + \delta_2 + \delta_3, \quad t_{\delta_3}(x, 0) = F_3(t);$$

$$\frac{dt_{\delta_4}(x, \tau)}{dx} = a_3 \frac{d^2 t_{\delta_4}(x, \tau)}{dx^2}; \quad \tau > 0; \quad \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 < x < \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4; \quad t_{\delta_4}(x, 0) = F_4(t);$$

$$-\lambda_4 \frac{dt_{\delta_4}(\delta, \tau)}{dx} + \alpha_2 [t_{ext}^p(\delta, \tau) - t_{\delta_4}(\delta, \tau)] = 0;$$

$$\lambda_1 \frac{dt_{\delta_1}(0, \tau)}{dx} + \alpha_1 [t_{int}^p(0, \tau) - t_{\delta_1}(0, \tau)] = 0;$$

$$-\lambda_1 \frac{dt_{\delta_1}(\delta_1, \tau)}{dx} = \lambda_2 \frac{dt_{\delta_2}(\delta_1, \tau)}{dx};$$

$$-\lambda_2 \frac{dt_{\delta_2}(\delta_1 + \delta_2, \tau)}{dx} = \lambda_3 \frac{dt_{\delta_3}(\delta_1 + \delta_2, \tau)}{dx};$$

$$-\lambda_3 \frac{dt_{\delta_3}(\delta_1 + \delta_2 + \delta_3, \tau)}{dx} = \lambda_4 \frac{dt_{\delta_4}(\delta_1 + \delta_2 + \delta_3, \tau)}{dx},$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  - коэффициенты теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К) с внутренней и наружной стороны стены;  $F_1(t), F_2(t), F_3(t), F_4(t)$  – функции распределения температуры по толщине стены в начальный момент времени, определяются по формулам (5.5).

Температура по толщине стены в начальный момент времени задаётся в виде функции (5.6), которая является решением уравнения (5.1) для стационарных условий [208]:

$$t_{\delta_1}(x, 0) = \frac{t_{ext}^p(\tau_n) - t_{int}^p(\tau_n)}{R_0} \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{x_i}{\lambda_1} \right), \quad 0 < x_i < \delta_1; \quad (5.5a)$$

$$t_{\delta_2}(x, 0) = \frac{t_{ext}^p(\tau_n) - t_{int}^p(\tau_n)}{R_0} \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{x_i}{\lambda_2} \right), \quad \delta_1 < x_i < \delta_1 + \delta_2; \quad (5.5b)$$



$$t_{\delta 3}(x,0) = \frac{t_{ext}^p(\tau_n) - t_{int}^p(\tau_n)}{R_0} \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{x_i}{\lambda_3} \right), \quad \delta_1 + \delta_2 < x_i < \delta_1 + \delta_2 + \delta_3; \quad (5.5b)$$

$$t_{\delta 4}(x,0) = \frac{t_{ext}^p(\tau_n) - t_{int}^p(\tau_n)}{R_0} \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{x_i}{\lambda_4} \right), \quad \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 < x_i < \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4, \quad (5.5c)$$

где  $R_0$  – термическое сопротивление стены:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{l=1}^N \frac{\delta_l}{\lambda_l} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (5.6)$$

$N$  – количество слоёв ограждения.

Заменяв частные производные в узлах сетки через разностные отношения, дифференциальное уравнение и граничные условия можно записать в виде:

- дифференциальное уравнение

$$t_{\delta_{i,k+1}} = t_{\delta_{i,k}} + a \frac{d\tau}{dx^2} (t_{\delta_{i-1,k}} - 2t_{\delta_{i,k}} + t_{\delta_{i+1,k}});$$

- граничное условие на левой границе

$$t_{\delta_{1,k+1}} = \frac{t_{\delta_{2,k+1}} + t_{int_{k+1}}^p \frac{\alpha_1 dx}{\lambda_1}}{1 + \frac{\alpha_1 dx}{\lambda_1}};$$

- граничное условие на правой границе

$$t_{\delta_{n,k+1}} = \frac{t_{\delta_{n-1,k+1}} + t_{ext_{k+1}}^p \frac{\alpha_2 dx}{\lambda_4}}{1 + \frac{\alpha_2 dx}{\lambda_4}}.$$

Коэффициенты теплоотдачи между внутренним воздухом и внутренней поверхностью стены  $\alpha_1=8,7$  Вт/(м<sup>2</sup>·К); между наружным воздухом и наружной поверхностью стены  $\alpha_2=23$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Задача решалась в пакете MathCad. Программа решения показана на рис. 5.10.

Результаты расчётов для трёх диапазонов наружных температур показаны на рис. 5.11-5.16 [208].

```

Temp:= for i ∈ 1..n1
|
| x1 ← dx · i
| ti,1 ← tc1n -  $\frac{(t_{c1n} - t_{c2n})}{R_{\delta}} \cdot \left( \frac{1}{\alpha 1} + \frac{x_1}{\lambda 1} \right)$ 
|
| for i ∈ n1 + 1..n1 + n2
|
| x1 ← dx · (i - n1)
| ti,1 ← tc1n -  $\frac{(t_{c1n} - t_{c2n})}{R_{\delta}} \cdot \left( \frac{1}{\alpha 1} + \frac{i 1}{\lambda 1} + \frac{x_1}{\lambda 2} \right)$ 
|
| for i ∈ n2 + n1 + 1..n1 + n2 + n3
|
| x1 ← dx · (i - n1 - n2)
| ti,1 ← tc1n -  $\frac{(t_{c1n} - t_{c2n})}{R_{\delta}} \cdot \left( \frac{1}{\alpha 1} + \frac{i 1}{\lambda 1} + \frac{i 2}{\lambda 2} + \frac{x_1}{\lambda 3} \right)$ 
|
| for i ∈ n2 + n1 + n3 + 1..n1 + n2 + n3 + n4
|
| x1 ← dx · (i - n1 - n2 - n3)
| ti,1 ← tc1n -  $\frac{(t_{c1n} - t_{c2n})}{R_{\delta}} \cdot \left( \frac{1}{\alpha 1} + \frac{i 1}{\lambda 1} + \frac{i 2}{\lambda 2} + \frac{i 3}{\lambda 3} + \frac{x_1}{\lambda 4} \right)$ 
|
| for k ∈ 1..m
|
| tk ← tn + dt · (k - 1)
| tc2k ← -37.466 + 0.113 · tk + 0.012 · tk2 + -1.361 × 10-3 · tk3 + 4.4 × 10-5 · tk4 ...
|           + -6.714 × 10-7 · tk5 + 5.342 × 10-9 · tk6 + -2.141 × 10-11 · tk7 + 3.415 × 10-14 · tk8
| tc1k ← 17.103 + -0.149 · tk + 5.445 · 10-3 · tk2 + -1.69 × 10-4 · tk3 + 2.768 × 10-6 · tk4 ...
|           + -2.392 × 10-8 · tk5 + 1.045 × 10-10 · tk6 + -1.817 × 10-13 · tk7
|
| for k ∈ 1..m - 1
|
| for i ∈ 2..n1 - 1
|
| ti,k+1 ← ti,k +  $\frac{a1 \cdot dt}{dx^2} \cdot (t_{i-1,k} - 2 \cdot t_{i,k} + t_{i+1,k})$ 
|
| for i ∈ n1 + 1..n2 + n1 - 1
|
| ti,k+1 ← ti,k +  $\frac{a2 \cdot dt}{dx^2} \cdot (t_{i-1,k} - 2 \cdot t_{i,k} + t_{i+1,k})$ 
|
| for i ∈ n1 + n2 + 1..n3 + n2 + n1 - 1
|
| ti,k+1 ← ti,k +  $\frac{a3 \cdot dt}{dx^2} \cdot (t_{i-1,k} - 2 \cdot t_{i,k} + t_{i+1,k})$ 
|
| for i ∈ n1 + n2 + n3 + 1..n3 + n2 + n1 + n4 - 1
|
| ti,k+1 ← ti,k +  $\frac{a4 \cdot dt}{dx^2} \cdot (t_{i-1,k} - 2 \cdot t_{i,k} + t_{i+1,k})$ 
|
| tn1,k+1 ←  $\frac{\lambda 2 \cdot t_{n1+1,k+1} + \lambda 1 \cdot t_{n1-1,k+1}}{\lambda 1 + \lambda 2}$ 
|
| tn2+n1,k+1 ←  $\frac{\lambda 3 \cdot t_{n2+n1+1,k+1} + \lambda 2 \cdot t_{n2+n1-1,k+1}}{\lambda 2 + \lambda 3}$ 
|
| tn3+n2+n1,k+1 ←  $\frac{\lambda 4 \cdot t_{n3+n2+n1+1,k+1} + \lambda 3 \cdot t_{n3+n2+n1-1,k+1}}{\lambda 3 + \lambda 4}$ 
|
| t1,k+1 ←  $\frac{t_{2,k+1} + \frac{\alpha 1 \cdot dx}{\lambda 1} \cdot t_{c1,k+1}}{1 + \frac{\alpha 1 \cdot dx}{\lambda 1}}$ 
|
| tn4+n3+n2+n1,k+1 ←  $\frac{t_{n4+n3+n2+n1-1,k+1} + \frac{\alpha 2 \cdot dx}{\lambda 4} \cdot t_{c2,k+1}}{1 + \frac{\alpha 2 \cdot dx}{\lambda 4}}$ 
|
t

```

Рис. 5.10. Программа расчёта распределения температуры по толщине стены в ПК MathCad

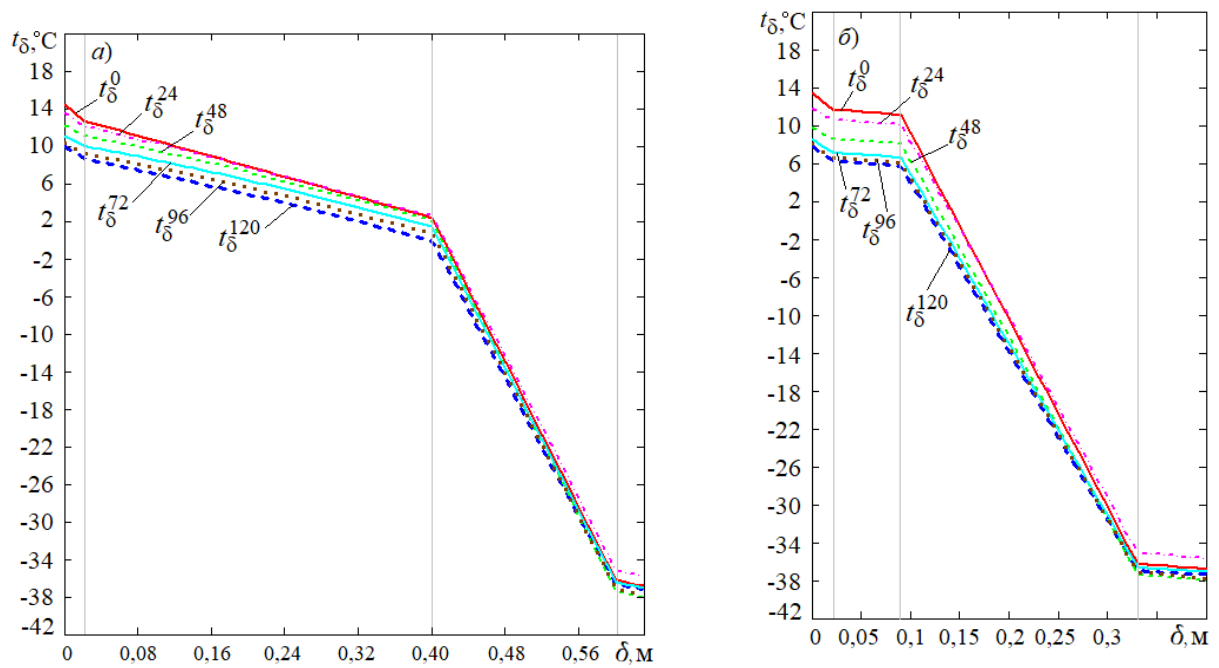
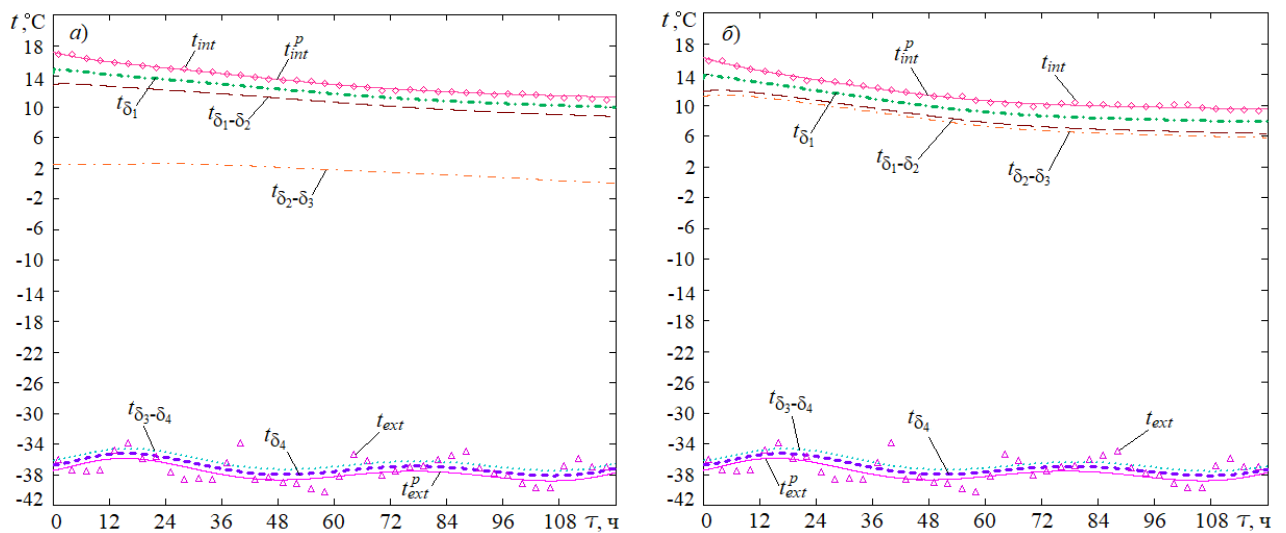


Рис. 5.11. Распределение температуры в стене при низких температурах наружного воздуха 12-18 декабря 2012 г. в начальный момент времени  $t_{\delta}^0$ ; через 24 ч  $t_{\delta}^{24}$ ; через 48 ч  $t_{\delta}^{48}$ ; через 72 ч  $t_{\delta}^{72}$ ; через 96 ч  $t_{\delta}^{96}$ ; через 120 ч  $t_{\delta}^{120}$ .

а) кирпичная стена (прил. Б, табл. 5.4, поз.3); б) железобетонная стена (табл. 5.4, поз. 6)



а) кирпичная стена; б) железобетонная стена

Рис. 5.12. Распределение температуры воздуха и в слоях стен в зависимости от времени при низких температурах наружного воздуха 12-18 декабря 2012 г. на внутренней поверхности стены  $t_{\delta 1}$ ; на границе слоёв 1 и 2  $t_{\delta 1-\delta 2}$ ; на границе слоёв 2 и 3  $t_{\delta 2-\delta 3}$ ; на границе слоёв 3 и 4  $t_{\delta 3-\delta 4}$ ; на наружной поверхности стены  $t_{\delta 4}$ .

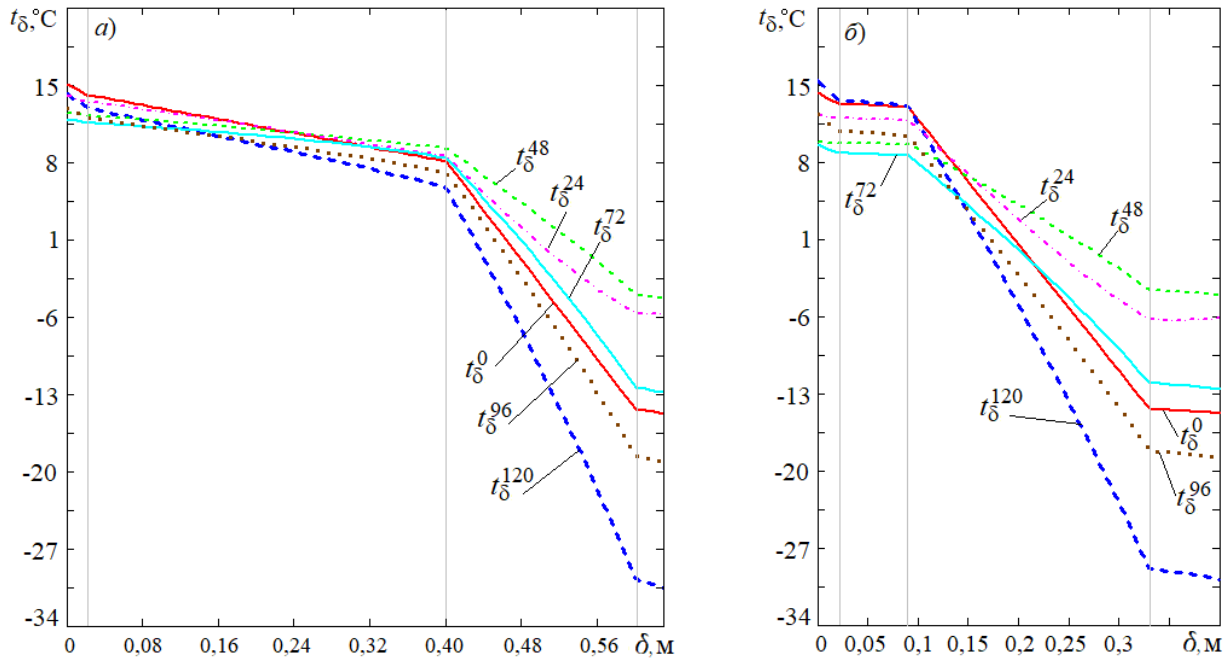


Рис. 5.13. Распределение температуры в стене при среднезимних температурах наружного воздуха 14-21 января 2013 г. Обозначения те же, что на рис. 5.11

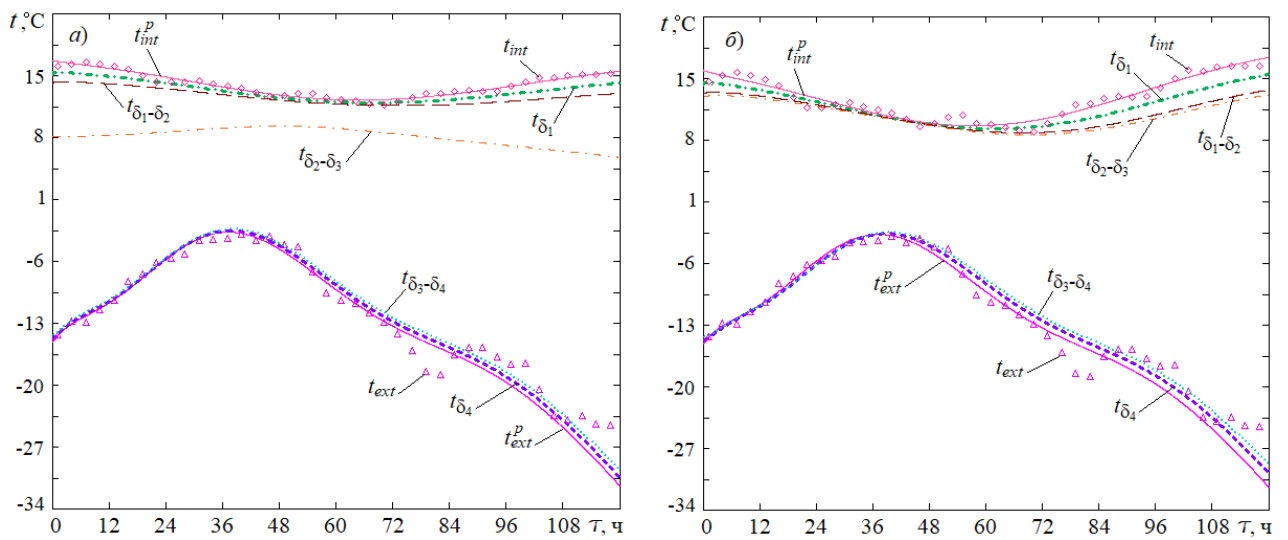


Рис. 5.14. Распределение температуры воздуха и в слоях стен в зависимости от времени при среднезимних температурах наружного воздуха 14-21 января 2013 г. Обозначения те же, что на рис. рис. 5.12

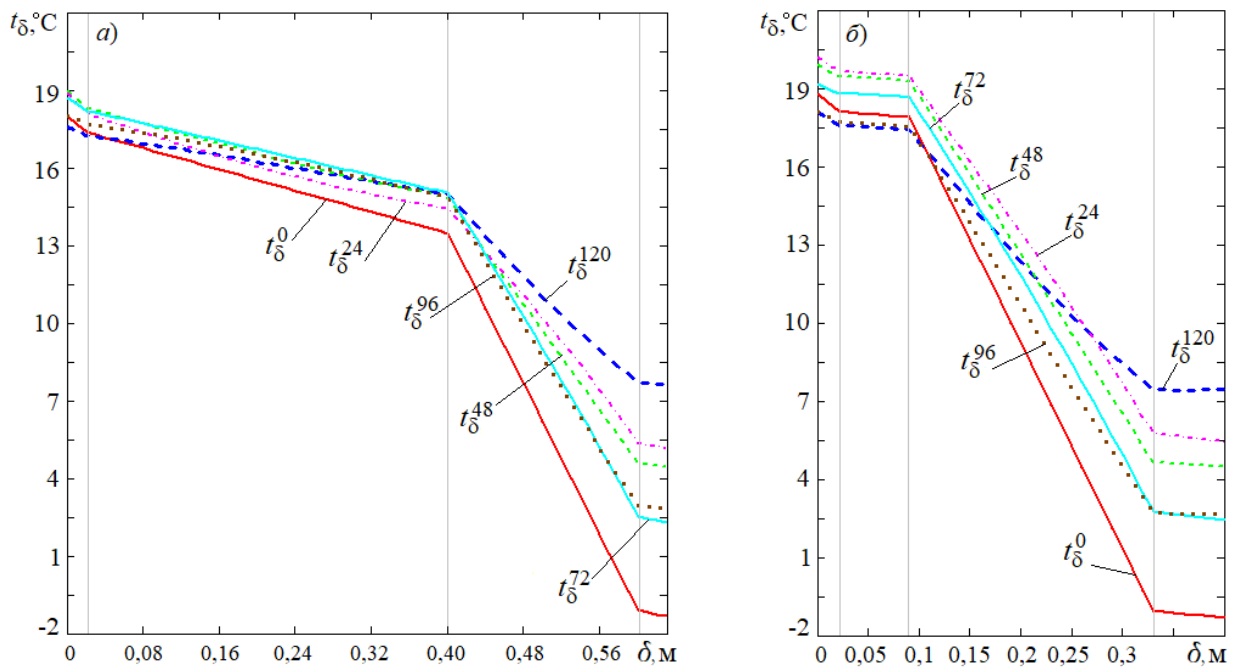


Рис. 5.15. Распределение температуры в стене при переходных температурах наружного воздуха 9-16 апреля 2013 г.

Обозначения те же, что на рис. 5.11

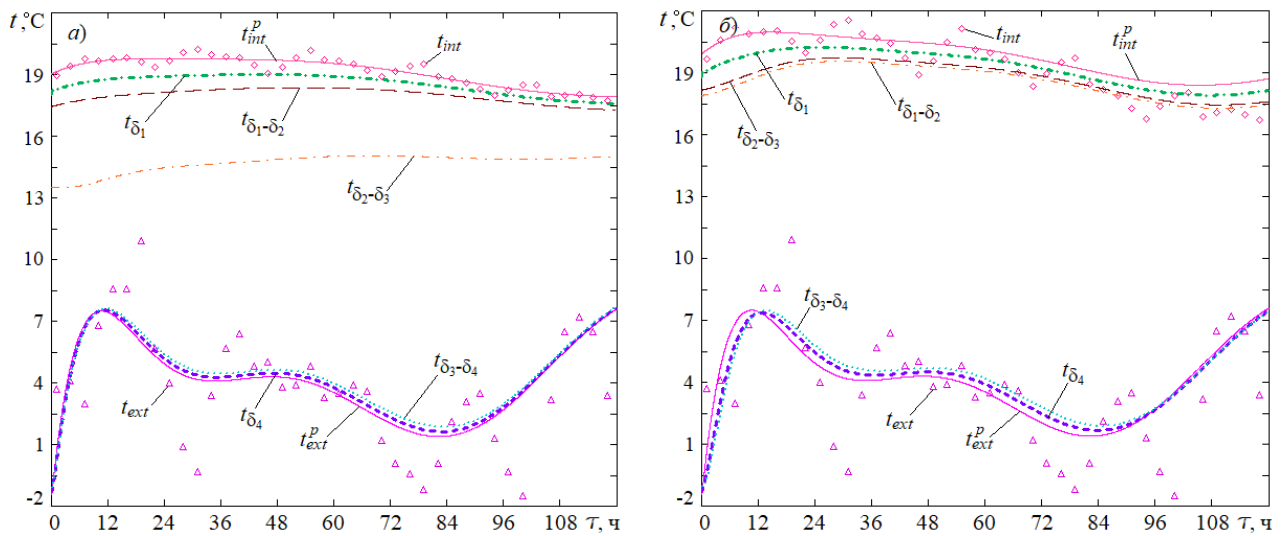


Рис. 5.16. Распределение температуры воздуха и в слоях стен в зависимости от времени при переходных температурах наружного воздуха 9-16 апреля 2013 г.

Обозначения те же, что на рис. 5.12

Исследование решения на устойчивость, т.е. способность решения не накапливать ошибку проводилось методом разделения переменных (Фурье).

Частное решение уравнения можно представить в виде:  $t_i^k = \rho^k e^{j\varphi}$ ,

где  $j = \sqrt{-1}$ ,  $\varphi$  – функция, описывающая начальные условия.

Коэффициент  $\rho$  определяет скорость роста этой гармоники при переходе с  $k$ -го временного слоя на  $k+1$ -ый временной слой.

Чтобы ошибка не нарастала с течением времени, необходимо, чтобы выполнялось условие  $\rho < 1$ . Это условие выполняется при числе Куранта  $\gamma = \frac{d\tau \cdot a}{dx^2} \leq 0,5$ .

Число Куранта для каждого слоя стены приведено в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Число Куранта  $\gamma$

Конструкция	1 слой	2 слой	3 слой	4 слой
Кирпичная стена	0,102	0,148	0,141	0,181
Железобетонная стена	0,102	0,329	0,141	0,329

Таким образом, решение во всех случаях является устойчивым.

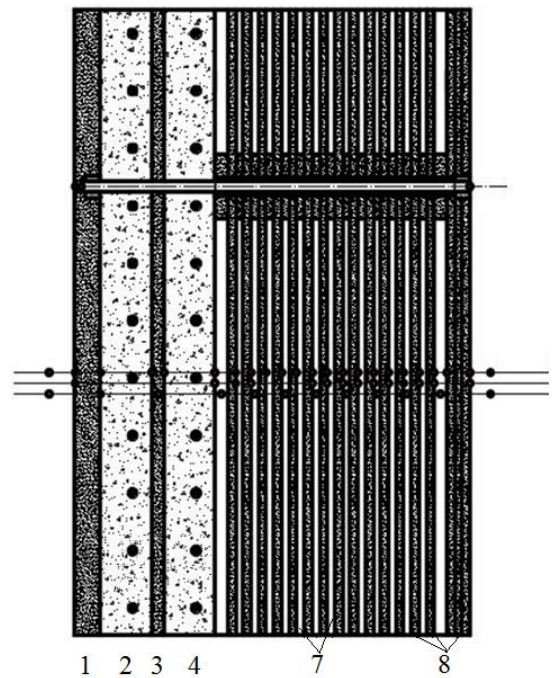
По графикам (рис. 5.11, 5.13, 5.15) можно сделать выводы, что железобетон вследствие большей плотности и теплопроводности, чем у кирпича, имеет и большую теплоустойчивость, т.е. способностью сдерживать колебания температур внешней среды (угол наклона линии падения температуры в бетонной конструкции меньше, чем в кирпичной). Поэтому часто при расчёте снижения температуры внутренней поверхности стены при отключении теплоснабжения возникает вопрос, о том, какую теплоустойчивость учитывать: внутреннюю или сквозную [139, 140, 266, 268] и при учёте только теплотехнических характеристик внутреннего слоя ограждения с высокой плотностью (штукатурки), время остывания здания при нарушениях теплоснабжения будет достаточно большим (см. параграф 5.5). В то же время, при одинаковом термическом сопротивлении кирпичных и железобетонных стен, толщина бетонной стены незначительна и теплоаккумулирующей способности слоя железобетона недостаточно, поэтому в слое бетона и на поверхности стены возникают значительно более сильные температурные колебания, что соответственно вызывает колебания температуры внутреннего воздуха (см. рис. 5.11, 5.13, 5.15, параграф 5.3, 5.5). Данный вывод хорошо подтверждается результатами экспериментальных исследований (см. параграф 5.1).

**Теплотехнические характеристики наружных ограждений с воздушными прослойками.** Герметичные воздушные прослойки в строительных конструкциях часто применяются в качестве теплоизоляции. Традиционные теплоизоляционные материалы являются слабым звеном в наружных ограждающих конструкциях, поскольку имеют ряд недостатков: горючесть, гигроскопичность, усадка, слабая шумоизоляция, низкая прочность и т.п. [144, 147, 368].

В лаборатории кафедры теплогазоснабжения и вентиляции НГАСУ (Сибстрин) была создана экспериментальная модель наружной стены, состоящая из несущего железобетонного слоя и цемента-содержащих экранов с воздушными прослойками, рис. 5.17, характеристики слоёв ограждающей конструкции приведены в таблице 5.2.



а) Конструкция наружного ограждения



б) Схема наружного ограждения

Рис. 5.17. Наружная стена без использования утеплителя с 15 воздушными прослойками

Таблица 5.2

Характеристика ограждающих конструкций по слоям

№ слоя	Наименование	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·К)	Толщина слоя $\delta$ , мм	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Удельная теплоемкость $c_p$ , кДж/(кг·К)
1	Штукатурка	0,7	10	1600	0,84
2,4,6	Железобетон	1,92	30	2500	0,84
3	Стяжка	0,76	5	1800	0,84
5	Пенополистирол	0,052	200	10	1,34
7	Воздушная прослойка	0,14 – 0,28	16	1,225	1,005
8	Экран (цементосодержащая плита)	0,47	8	1800	0,84

Сопротивление теплопередаче воздушной прослойки не может быть определено как сопротивление теплопроводности слоя воздуха, т.к. передача тепла через воздушную прослойку от одной поверхности к другой происходит в основном излучением и конвекцией [24]. Моделирование выполнялось в модуле ANSYS Fluent [147, 368].

Лучистый теплообмен учитывался добавлением в правую часть уравнения (5.1) источникового члена  $Q$ , который определяется законом Стефана-Больцмана:

$$Q = q_r = \varepsilon \sigma (T_\infty^4 - T_w^4),$$

где  $\varepsilon$  – излучательная способность поверхности (степень черноты);  $\sigma$  – постоянная Стефана-Больцмана.

Основное тепло через прослойку передается излучением. Уменьшить этот поток и таким образом увеличить сопротивление теплопередаче прослойки можно за счёт покрытия поверхности экранов алюминиевой фольгой. При наличии нескольких экранов приведенный коэффициент излучения определяется в виде [24]:

$$\varepsilon_{rd} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 + (n+1)(1/\varepsilon_{sc} - 1)},$$

где  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  – коэффициенты излучения внутренних поверхностей основного материала конструкции;  $\varepsilon_{sc}$  – коэффициент излучения поверхности экранов;  $n$  – число экранов.

Тогда уравнение теплопроводности примет вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \sum_{i=1}^N \frac{\partial}{\partial x_i} a(x) \frac{\partial t}{\partial x_i},$$

где  $N = 2$  и  $3$  – для двух- и трехмерной задачи, соответственно.

Значения коэффициентов теплопроводности материалов различных слоев конструкции приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3

**Значения коэффициента теплопроводности**

№ слоя	Материал	Коэффициент теплопроводности $a, \text{м}^2/\text{с}$
1	Штукатурка	$5,6 \cdot 10^{-7}$
2, 4, 6	Железобетон	$8,1 \cdot 10^{-7}$
3	Стяжка	$5,6 \cdot 10^{-7}$
7	Воздушная прослойка	$1,8 \cdot 10^{-5}$
8	Экран (цементно-содержащая плита)	$6,7 \cdot 10^{-7}$

Конвективный теплообмен в прослойке связан с циркуляцией воздуха. Восходящие потоки движутся вдоль поверхности с большей температурой, нисходящие – вдоль поверхности с более низкой температурой. Эти потоки могут взаимно тормозиться и образовывать циркуляционные вихри, величина которых влияет на коэффициент теплоотдачи. Поэтому математическая модель, кроме уравнения теплопроводности, включает уравнения Навье – Стокса [306], которые описывают движение воздуха:

$$\frac{\partial w_i}{\partial x_i} = 0, \tag{5.7}$$

$$\frac{d\vec{w}}{d\tau} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p + w \nabla^2 \vec{w},$$



где  $w$  – скорость движения воздуха в прослойках;  $p$  – давление;  $F$  – массовые силы (сила тяжести).

В расчётах приняты значения коэффициентов теплоотдачи внутренней поверхности ограждающей конструкции  $\alpha_{int}=8,7$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), наружной поверхности  $\alpha_{ext}=23$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Расчётные температуры  $t_{\infty,int} = 21$ °С для внутренней поверхности ( $x=0$ ) и  $t_{\infty,ext} = -37$  °С для наружной поверхности ( $x=\delta$ ).

Моделирование температурного поля в 3D постановке выполнялось в ANSYS Fluent. Количество элементов сетки – 1497600. Размер сеточного элемента в воздушной прослойке равен 0,5 мм [147, 368]. Распределение температуры в верхнем сечении стенки 1 и в нижнем сечении 2, представлено на рис. 5.17, где видно, что распределение температуры зависит от положения сечения.

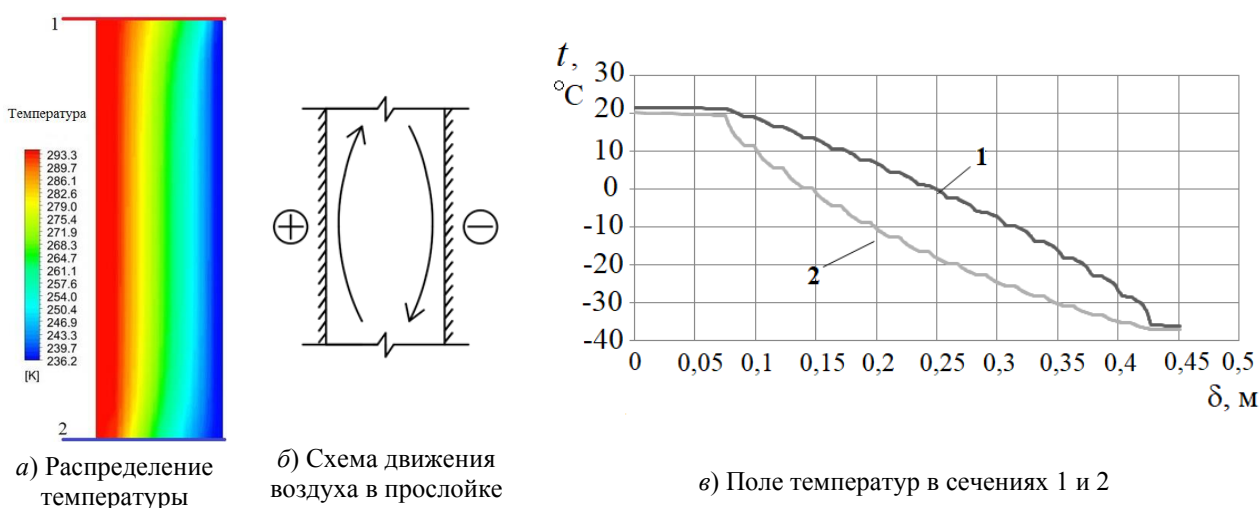
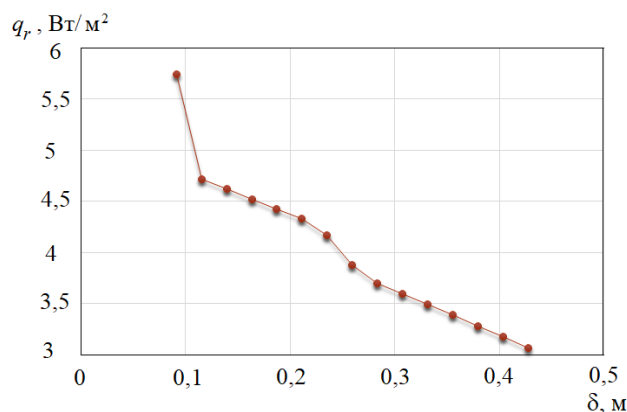


Рис. 5.18. Распределение температур в сечениях 1 и 2, расположенных в верхней и нижней частях конструкции стены

Анализ распределения температур, показал, что в верхней части конструкции температура выше, чем в нижней, что можно объяснить движением воздуха в воздушных прослойках.

Температура понижается равномерно по всей толщине ограждающей конструкции. Это свидетельствует о том, что конструкция теплоустойчива, т.е. стремится сохранить первоначальную температуру. Падение температуры внутри отдельного слоя происходит по линейному закону и не зависит от направления  $y$ . Области слабого изменения температуры соответствуют экранам, а области падения температур – воздушным прослойкам. Падение температуры в воздушной прослойке существенно, что объясняется низкой теплопроводностью воздуха и её шириной [143, 368].

Результаты исследования теплообмена с учётом лучистой составляющей показаны на рис. 5.19, где представлено изменение лучистого теплового потока  $q_r$  (рис. 5.19а) и полное термическое сопротивление (рис. 5.19б) ограждающей конструкции с воздушными прослойками 16 мм [143, 147].



а) Лучистый тепловой поток по толщине ограждения



б) Зависимость термического сопротивления от степени черноты экранов

Рис. 5.19. Влияние лучистого теплообмена на термическое сопротивление конструкции

Анализ полученных данных показывает, что интенсивность лучистого теплового потока снижается по толщине конструкции, что обуславливается снижением температуры по слоям конструкции.

Полное термическое сопротивление наружного ограждения с учётом лучистого теплообмена, вычисленное в ПК ANSYS составляет  $R=4,75-5,1$  (м<sup>2</sup>·К)/Вт, в зависимости от степени черноты экранов (рис. 5.19б); по СП 50.13300.2012 [443], формула (5.6),  $R=4,7$  (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

Следует отметить, что по нормативным документам значение термического сопротивления может быть вычислено только для одной воздушной прослойки, так как информация о распределении температуры внутри конструкции отсутствует. Моделирование в ПК ANSYS позволяет получить более точные данные, так как температура вычисляется в каждом слое.

Численные методы расчёта нестационарной теплопроводности позволяют найти решение, достаточно точно удовлетворяющее граничным условиям задачи [94] и позволяют определить распределение температуры внутри конструкции. Однако часто в теплотехнических расчётах требуется определить параметры, которые сами являются граничными условиями, например, температуру внутренней поверхности ограждения или температуру воздуха с противоположной стороны ограждения. Примером может служить определение времени остывания внутренней поверхности наружного ограждения до точки росы или другой характерной температуры при отключении теплоснабжения. В этом случае численные методы неприменимы. Решение уравнения теплопроводности может быть выполнено аналитическим способом методом разделения переменных и разложения в ряд Фурье, которое получено для однородной стенки при двустороннем изменении температуры окружающей среды с постоянной скоростью (квазистационарный режим) [94, 102, 120], принимая средний слой условной стенки, толщиной  $2\delta$  за внутреннюю поверхность наружного ограждения с толщиной  $\delta$ .

Аналитическое решение задачи для плоской стенки получено в следующем виде [120]:

$$t(x, \tau) = t_c + (t_0 - t_c) \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cos\left(\mu_i \frac{x}{\delta}\right) e^{-\mu_i^2 Fo},$$

где  $t_0, t_c$ , – начальная температура внутренней поверхности стены и постоянная температура охлаждающей среды с наружной стороны ограждения;

$A_i$  – начальные тепловые амплитуды;  $A_i = \frac{2 \sin \mu_i}{\mu_i + \sin \mu_i \cdot \cos \mu_i}$ ;  $\mu_i$  – корни характеристического

уравнения,  $\text{ctg} \mu_i = \mu_i / Bi$ ;  $Bi$  – критерий Био, характеризующий связь между полем температур

в твёрдом теле и условиями теплоотдачи на его поверхности,  $Bi = \frac{\alpha \delta}{\lambda}$ ;  $Fo$  – критерий Фурье,

характеризующий связь между скоростью изменения температурного поля, физическими

константами и размерами тела,  $Fo = \frac{a \tau}{\delta^2}$ .

Для оценки времени остывания конструкции использовалась эквивалентная модель однослойной стены, термическое сопротивление  $R_0$  и толщина  $\delta$  которой соответствуют термическому сопротивлению и толщине кирпичной стены с утеплителем (рис. 4.4). Приведенные теплотехнические характеристики ограждения:  $c=850$  Дж/(кг·К);  $\lambda=0,415$  Вт/(м·К);  $\rho=7660$  кг/м<sup>3</sup>. Начальная температура внутренней поверхности стены  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ . Задача решалась в пакете MathCad; результаты расчёта показаны на рис. 5.20 для температуры охлаждающей среды (наружного воздуха)  $t_c = -37^\circ\text{C}$  (вариант а),  $t_c = -15^\circ\text{C}$  (вариант б). Количество элементов ряда  $i$  принималось равным 100. Для нахождения корней характеристического уравнения использована встроенная функция *root*. Уравнение для вычисления  $\mu$ :

$$f(x) = \text{ctg} x - \frac{x}{Bi};$$

начальное значение аргумента:  $x = \frac{Bi \cdot \pi}{2(1 + Bi)}$ ;

для  $i \in [0, 100]$  задавались значения аргументов  $x_1 = \pi(i-1)$  и  $x_2 = \pi(0,5 + i)$  [190].

Установлено [102], что независимо от начального распределения температуры в толще стенки  $t_0(x, 0)$  по истечении определенного времени  $\tau^*$  после начала процесса охлаждения, которое определяется критерием Фурье  $Fo \geq 0,16$ , температура в толще ограждения становится линейной функцией времени. Время, соответствующее началу квазистационарного режима теплопередачи  $\tau^* = 0,16 \frac{\delta^2}{a} = 7,14$  ч.

Программа для определения характеристических корней уравнения  $\mu_i$  и начальных амплитуд  $A_i$  в ПК MathCad показана на рис. 5.20.

```

μ :=
| x ←  $\frac{b_i \cdot \pi}{2 \cdot (1 + b_i)}$ 
| for i ∈ 1..100
|   | x1 ← 0.0001 + π · (i - 1)
|   | x2 ←  $\pi \cdot \left(\frac{1}{2} + i\right)$ 
|   | y1,i ← root(f(x), x, x1, x2)
|   | y2,i ←  $2 \cdot \frac{\sin(y_{1,i})}{y_{1,i} + \sin(y_{1,i}) \cdot \cos(y_{1,i})}$ 
| y

```

Рис. 5.20. Программа расчёта характеристических корней уравнения  $\mu_i$  и начальных амплитуд  $A_i$  в ПК MathCad

На рис. 5.21 показана программа расчёта распределения температуры внутри стены в ПК MathCad.

```

Tet :=
| for j ∈ 1..m
|   | k ← dt · (j - 1)
|   | Fo ←  $a \cdot \frac{k}{\left(\frac{b}{2}\right)^2}$ 
|   | for l ∈ 1..n
|   |   | v ← 0
|   |   | r ← dx · (l - 1)
|   |   | for i ∈ 1..100
|   |   |   | y ←  $\mu_{2,i} \cdot \left[ \cos\left(\mu_{1,i} \cdot \frac{2}{b} \cdot r\right) \cdot e^{-\left(\mu_{1,i}\right)^2 \cdot Fo} \right]$ 
|   |   |   | v ← v + y
|   |   | Pj,l ← v · (t0 - tc) + tc
| P

```

Рис. 5.21. Программа расчёта распределения температуры внутри стены в ПК MathCad

На рис. 5.22 показано изменение температуры внутренней  $t_{is}$  и наружной  $t_{es}$  поверхности стены и температуры в промежуточных слоях при отключении теплоснабжения и определено время остывания внутренней поверхности до точки росы  $t_w$ . Для любой наружной температуры время остывания внутренней поверхности конструкции до точки росы показано на рис. 5.23.

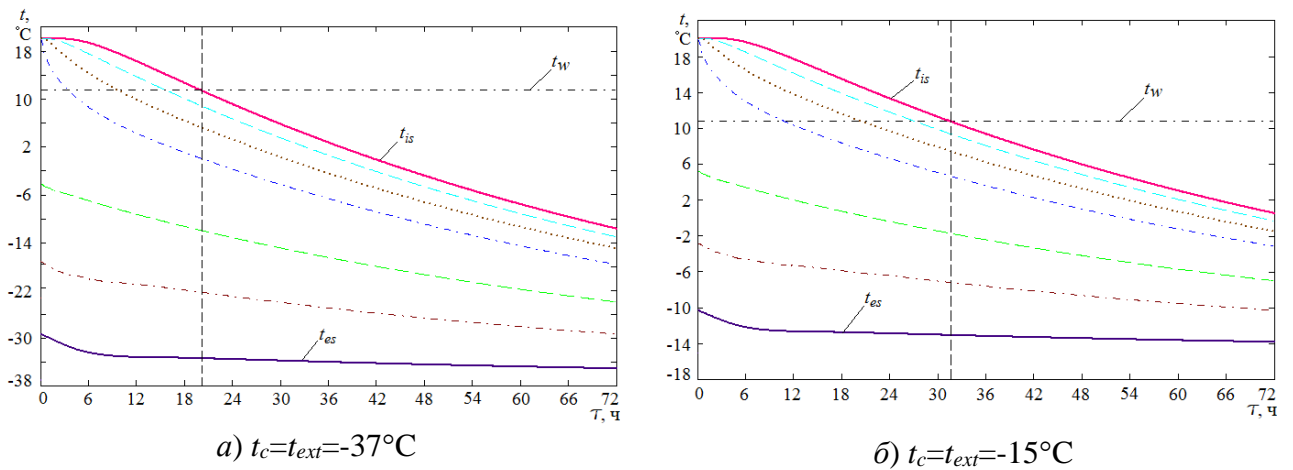


Рис. 5.22. Изменение температурного поля в стене с течением времени при отключении теплоснабжения

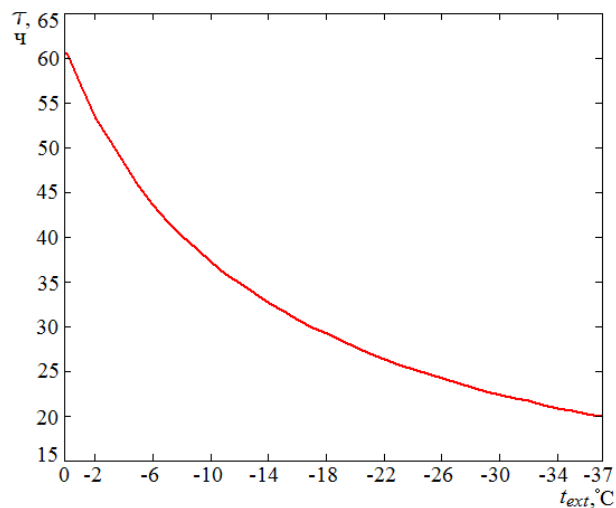


Рис. 5.23. Время понижения температуры внутренней поверхности стены до температуры точки росы при отключении теплоснабжения в зависимости от температуры наружного воздуха

Аналитическое решение уравнения теплопроводности применимо к изолированным однородным ограждающим конструкциям без учёта теплового баланса помещения в целом [268]. Теория теплоустойчивости рассматривает периодически повторяющиеся (квазистационарные) тепловые воздействия гармонического характера [102]. Однако в реальных системах теплоснабжения при связанной подаче теплоты наблюдаются непериодические колебания тепловых потоков, когда существует дефицит тепловой энергии на отопление, т.е. подвод тепловой энергии не равен теплотерям. Ситуация ещё более осложняется при работе теплосети по температурным графикам со срезками, по аварийному графику отпуска теплоты, в условиях экстремального понижения температуры наружного воздуха. В параграфах 5.3, 5.5 предложена методика и проведён расчёт тепловой аккумуляции помещений с ограждениями различных типов и температуры внутреннего воздуха в зависимости от соотношения тепловых потоков на отопление и горячее водоснабжение при различных нарушениях работы системы теплоснабжения, в т.ч. в аварийных ситуациях.

### 5.3. Тепловой режим зданий с разной тепловой аккумуляцией при различных режимах работы системы теплоснабжения

При связанной подаче теплоты система отопления работает в режимах недогрева в часы максимального водопотребления в СГВ и «натопа» при его отсутствии, что вызывает колебания температуры внутреннего воздуха, и может привести к её значительному снижению. Поэтому теплоустойчивость ограждающих конструкций является одним из наиболее важных факторов, обеспечивающих комфортные условия пребывания людей в помещениях.

Показателями теплоустойчивости помещений при периодическом характере тепловых воздействий являются показатели теплоусвоения и теплопоглощения. При непериодических тепловых воздействиях (аварийные ситуации в теплоснабжении, срезки температурного графика, экстремальное понижение температуры наружного воздуха, связанная подача теплоты) за такой показатель принимают коэффициент аккумуляции теплоты зданием [102].

При этом здания, с конструкциями, имеющими одинаковое сопротивление теплопередаче, но выполненные из разных материалов, будут иметь разную теплоустойчивость. Наличие срезок температурного графика изменяет режимы совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения, поэтому необходимо комплексное исследование, позволяющее определить тепловой режим зданий с учётом переменного водопотребления в СГВ и различной тепловой аккумуляции помещений.

Для разработки модели охлаждения помещения необходимо установить закономерности изменения тепловых потоков (теплопотерь и теплопоступлений) и режима использования аккумулированной тепловой энергии. Теплопотери через наружные ограждения определяются нестационарным режимом теплопередачи, особенности которого зависят от изменения во времени  $z$  температуры наружного и внутреннего воздуха. Примем, что теплопотери помещения пропорциональны текущей избыточной температуре внутреннего воздуха

$$Q_{prem}(z) = Q_{sp} \vartheta_{int}(z) = Q_{sp} [t_{int}(z) - t_{ext}(z)], \quad (5.8)$$

где  $\vartheta_{int}(z)$  – избыточная температура внутреннего воздуха;  $Q_{sp}$  – удельные теплопотери.

Количество теплоты, аккумулированной теплоёмкими наружными  $C_{ext}$  и внутренними  $C_{int}$  ограждающими конструкциями можно найти так [102]

$$C_{ext} = \sum_{j=1}^l \Delta x_j \rho_j c_j \vartheta_j / \vartheta_{int}; \quad C_{int} = \sum_{j=1}^n \Delta x_j \rho_j c_j \vartheta_{sur} / 2\vartheta_{int},$$

где  $l$  – толщина наружного ограждения;  $n$  – толщина внутреннего ограждения;  $\Delta x_j$ ,  $\rho_j$ ,  $c_j$  – толщина, плотность, теплоёмкость слоя  $j$ ;  $\vartheta_j = t_j - t_{ext}$  – избыточная температура в слое  $j$ ;

$\vartheta_{suf} = t_{int} - t_{suf}$  – избыточная температура поверхности ограждения;  $t_{sur}$  – температура поверхности ограждения.

Расчёт по выражениям (5.9) требует знания температур всех поверхностей, обращённых в помещение. Решение этой задачи можно упростить, если считать температуру внутренних поверхностей ограждений одинаковой, равной радиационной температуре помещения  $t_R$ , определяемой по формуле [102]

$$t_R = t_{int} - \left\{ (t_{int} - t_{ext}) \left[ \eta_h \sum k_{ext} F_{ext} + (\eta_h - 1) L c \rho \right] + Q_d (\eta_d - \eta_h) \right\} / \Lambda, \quad (5.9)$$

где  $\eta_h$ ,  $\eta_d$  – коэффициент, учитывающий часть тепловой энергии при конвективном теплообмене, которая передаётся непосредственно воздуху помещения для нагревательных приборов и бытовых тепlopоступлений соответственно;  $k_{ext}$ ,  $F_{ext}$  – коэффициент теплопередачи и площадь наружного ограждения;  $L$  – воздухообмен в помещении;  $c$ ,  $\rho$  – теплоёмкость и плотность воздуха в помещении;  $\Lambda = \bar{\alpha}_k \sum F_i$  – показатель интенсивности конвективного теплообмена в помещении, Вт/°С;  $\bar{\alpha}_k$  – осреднённый коэффициент конвективного теплообмена, определяемый по [102]

$$\bar{\alpha}_k = 1,66 \sqrt[3]{(t_{int} - t_{ext}) + 60 v^2 / h},$$

где  $v$  – подвижность воздуха в помещении, м/с;  $h$  – высота помещения, м.

Переписав уравнение (5.9) и заменив правую часть уравнения на коэффициент  $k_t = \vartheta_R / \vartheta_{int} = (t_{int} - t_R) / (t_{int} - t_{ext})$ , получим количество теплоты, аккумулированной ограждениями

$$C_{fen} = C_{int} + C_{ext} = k_t \vartheta_t \sum \delta c \rho F / 2, \quad (5.10)$$

где коэффициент  $k_t$  для подсчета тепловой аккумуляции ограждающих конструкций помещения принимается в зависимости от типа отопительных приборов и вида системы отопления по [102, табл. 12].

Количество аккумулированной теплоты, расходуемой при охлаждении ограждений за промежуток времени  $dz$  будет равно

$$dQ_{ak} / dz = C_{ext} d\vartheta_{int} / dz, \quad (5.11)$$

На понижение температуры помещений при аварийном прекращении теплоснабжения здания существенное влияние оказывает теплоёмкость системы отопления. Температура массы материала и воды в нагревательных приборах и трубах системы отопления к моменту её отключения значительно превышает температуру помещения, а их интенсивное охлаждение происходит в условиях небольшого снижения внутренней температуры. Аналогично

происходит процесс нагрева элементов системы отопления после возобновления подачи тепловой энергии.

Согласно теории регулярного режима процесс охлаждения и нагревания тел, помещённых в среду с температурой  $t_s$ , отличной от начальной температуры тела при квазистационарном режиме ( $Fo = 0,16 \div 3$ ) характеризуется постоянством скорости изменения логарифма избыточной температуры во времени [102]:

$$\frac{\partial}{\partial z} = \ln(t - t_s) = m,$$

где  $m$  – темп охлаждения.

Для определения величины  $m$  справедлива следующая зависимость

$$m = \frac{a}{l_v^2} Kn, \quad (5.12)$$

где  $a$  – температуропроводность;  $l_v = V/F$  – обобщённый размер тела,  $V$ ,  $F$  – объём и поверхность тела;  $Kn$  – критерий Кондратьева

$$Kn = \psi Bi,$$

$\psi$  – характеристика неравномерности распределения температуры в сечении тела

$$\psi = \frac{t_{suf} - t_s}{t_{av} - t_s} = \frac{\vartheta_{suf}}{\vartheta_{av}},$$

где  $t_{av}$  – средняя температура тела;  $\vartheta_{av}$  – избыточная средняя температура тела.

Величина  $\psi$  определяется в зависимости от критерия  $Bi$ . С использованием  $\psi$  выражение (5.12) можно переписать в следующем виде

$$m = \frac{\psi \alpha F}{c_p V} = \frac{\psi}{CR_{suf}},$$

где  $R_{suf} = 1/\alpha F$  – общее сопротивление теплообмену на всей поверхности тела.

Значения  $m$  для разных типов отопительных приборов можно принять по [102, табл. 13].

Теплопередача нагревательного прибора  $Q_h$  может быть описана следующей зависимостью [102]

$$Q_h = Q_{h,0} e^{-zm}, \quad (5.13)$$

где  $Q_{h,0}$  – теплопередача отопительного прибора к моменту его охлаждения или нагрева.



С учётом формул (5.8), (5.11) и (5.13) уравнение теплового баланса помещения при его охлаждении за промежуток времени  $dz$  можно записать в дифференциальной форме

$$Q_{h,0}e^{-zm} - C_{prem} \frac{d\vartheta_{int}}{dz} = Q_{sp} \vartheta_{int}. \quad (5.14)$$

Члены левой части уравнения (5.14) описывают процессы, связанные с использованием аккумулированной тепловой энергии нагревательными приборами, ограждающими конструкциями и оборудованием помещения. Величина  $C_{prem} = C_{fen} + C_{eq}$ , где  $C_{fen}$  определяется по формуле (5.10),  $C_{eq} = c_{eq}G_{eq}$  – теплота, аккумулированная оборудованием помещения,  $c_{eq}$ ,  $G_{eq}$  – теплоёмкость и масса оборудования. Правая часть уравнения (5.14) описывает изменение теплотеря помещения при изменении тепловой мощности системы отопления.

Разделив переменные в уравнении (5.14), получим

$$\frac{d\vartheta_{int}}{dz} + \frac{Q_{sp}}{C_{prem}} \vartheta_{int} = Q_{h,0}e^{-zm}. \quad (5.15)$$

Начальное условие процесса изменения тепловой мощности системы отопления можно получить, принимая, что по прошествии малого промежутка времени  $dz$  температура внутреннего воздуха примет значение, равное средней температуре поверхностей, обращенных в помещение, т.е. при  $z \approx 0$ ,  $d\vartheta_{int}(0) = k_t \vartheta_{int_0}$ , с учётом начального условия получим решение уравнения (5.15)

$$\vartheta_{int}(z) = \frac{Q_{h,0}}{Q_{sp} - mC_{prem}} e^{-zm} + \left( k_t \vartheta_{int_0} - \frac{Q_{h,0}}{Q_{sp} - mC_{prem}} \right) e^{-zQ_{sp}/C_{prem}}.$$

Принято обозначать  $C_{prem}/Q_{sp} = \beta$ , ч, – величина, имеющая размерность времени, называемая коэффициентом тепловой аккумуляции помещения [102]. Принимая во внимание, что до начала изменения тепловой мощности системы отопления ( $z < 0$ )  $Q_{h,0}/Q_{sp} = \vartheta_{int_0}$  получим решение уравнения (5.15) в виде

$$\vartheta_{int}(z) = \frac{\vartheta_{int_0}}{1 - \beta m} e^{-zm} + \left( k_t \vartheta_{int_0} - \frac{\vartheta_{int_0}}{1 - \beta m} \right) e^{-z/\beta}.$$

Соколовым Е.Я. [290] была предложена формула (2.38) для определения текущей температуры внутреннего воздуха при изменении тепловой мощности системы отопления

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

Аналогичные зависимости предложены А.А. Иониным [87] и зарубежными авторами [352].

Для определения величины коэффициента тепловой аккумуляции, Кононовичем Ю.В. [102] была предложена формула (4.3), аналогичная формула применяется и в ряде зарубежных стран [337, 339, 352].

$$\beta = \frac{k_i \sum \delta_i c_i \rho_i F_i / 2}{3600 \sum k_j F_j + L(c\rho)_{inf}}.$$

Напрямую воспользоваться формулой (2.38) невозможно, поскольку текущая тепловая мощность отопления  $Q_o$  сама зависит от действительной температуры внутреннего воздуха  $t_{int}^{real}$ . Поэтому, для определения текущей тепловой мощности системы отопления применялся следующий алгоритм. На основе разработанного метода расчёта связанных теплообменников (см. параграф 2.6) определялась суммарная тепловая мощность теплового пункта по расходам и температурам в теплосети при каждой наружной температуре (располагаемая тепловая мощность). Затем определялась тепловая мощность СГВ и доля тепловой мощности на II ступень теплообменника СГВ при максимальном водопотреблении при каждой температуре наружного воздуха. По графикам водопотребления определялся процент загрузки теплообменника СГВ II ступени в течение каждого часа суток. По разнице располагаемой тепловой мощности и мощности подогревателя СГВ II ступени определялась действительная тепловая мощность системы отопления  $Q_o$ , по которой и определялась температура внутреннего воздуха.

**Результаты исследования влияния срезов температурного графика на температуру внутреннего воздуха помещений.** Исследование проводилось для одного из центральных тепловых пунктов г. Новосибирска – ЦТП-ц41 по ул. Орджоникидзе, с расчётной нагрузкой на отопление  $Q_{o\max} = 4,459$  МВт, средней нагрузкой на горячее водоснабжение  $Q_{hm}=2,659$  МВт. Проектный температурный график от ТЭЦ в отопительном сезоне 2014-2015 г. принят 150/70°C, с двумя балансowymi срезками: верхняя на 114°C и нижняя срезка на 78°C для нужд системы горячего водоснабжения (рис. 1.6). Расчётная температура наружного воздуха  $t_{ext.o} = -37^\circ\text{C}$ , продолжительность отопительного периода 221 сутки.

Моделирование режимов работы ЦТП выполнялся по предложенному методу (см. параграф 2.6) в программе HeatingPoint (см. прил. А). Были определены температуры (см. рис. 4.1) и расходы сетевой воды (см. рис. 4.2) в ЦТП в течение отопительного периода при максимальном водопотреблении в СГВ. На рис. 4.3 показана тепловая мощность системы теплоснабжения для ЦТП в течение отопительного периода, требуемая тепловая мощность системы отопления  $Q_o^{req}$ , при которой температура внутреннего воздуха отапливаемых зданий бу-

дет соответствовать  $t_{int} = 18^\circ\text{C}$  в соответствии с СП 124.13330.2012 «Тепловые сети» [445]. Показано, что изменение располагаемой тепловой мощности системы отопления имеет существенно нестационарный характер вследствие влияния работы системы горячего водоснабжения. В параграфе 4.1 описаны основные проблемы, возникающие при совместной работе систем отопления и горячего водоснабжения при связанной подаче теплоты.

Изменение тепловой мощности теплообменника СГВ II ступени в течение суток в зависимости от водопотребления в СГВ было задано графиками водопотребления, рис. 4.6а-4.6в.

Восстановление тепловой мощности системы отопления напрямую связано с показателем теплоустойчивости (коэффициентом тепловой аккумуляции)  $\beta$ , ч, здания [26, 242].

Для оценки влияния срезов температурного графика на температуру внутреннего воздуха при различных наружных температурах и переменном водопотреблении в СГВ были рассмотрены несколько типов наружных конструкций, прил. Б., табл. Б.1.

Коэффициенты тепловой аккумуляции зданий определялись по методике [26, 102], по формуле (4.3), в которой учитываются все наружные ограждения здания, а также инфильтрация воздуха. Контроль понижения температуры на внутренней поверхности конструкции за счёт инфильтрации холодного наружного воздуха необходим, поскольку часто происходит промерзание нижней части стен с воздухопроницаемыми утеплителями при отрицательных наружных температурах [181, 344, 355, 400].

Сопротивление теплопередаче наружных стен,  $R_0$ ,  $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$ , можно найти через градусо-сутки отопительного периода  $D_d$  по [443]

$$R_0 = aD_d + b, \quad (5.16)$$

где  $a, b$  – коэффициенты, принимаются по [443, табл.3];

$$D_d = (t_{int} - t_h^m) z_h,$$

$t_h^m$ ,  $z_h$  – средняя температура наружного воздуха,  $^\circ\text{C}$ , и продолжительность, сут/год, отопительного периода, принимаемые по [446].

Принимая температуру внутреннего воздуха, для системы отопления соответствующей нижнему пределу оптимальных температур по [443]  $t_{int} = 21^\circ\text{C}$ , получим для наружных стен

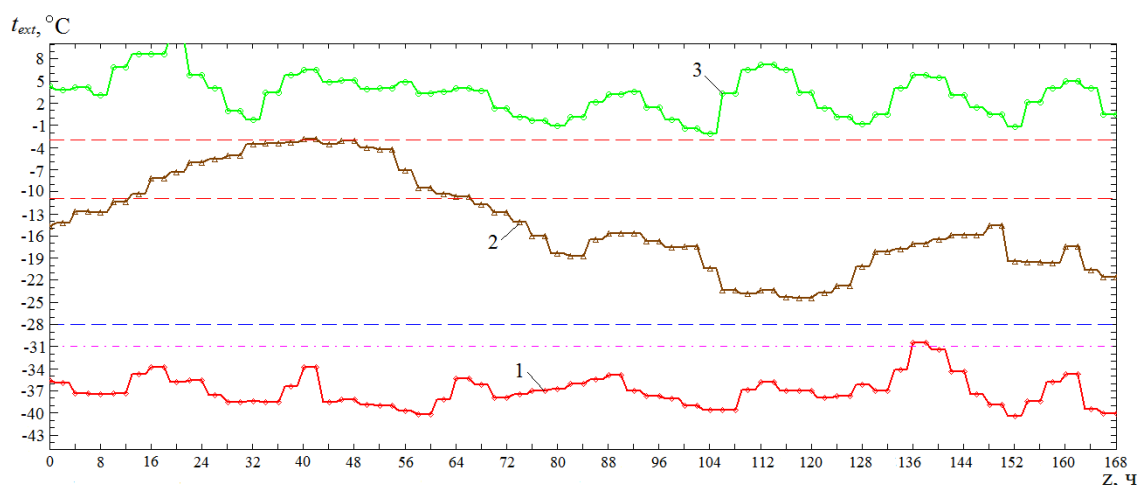
$$D_d = (21 - (-8,1)) 221 = 6431^\circ\text{C сут/год};$$

$$R_0^{wall} = 0,00035 \cdot 6431 + 1,4 = 3,651 \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}.$$

Термическое сопротивление окон  $R_0^{win} = 0,58 \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$ , наружных дверей  $R_0^d = 2,19 \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$ ; расход инфильтрационного воздуха определялся для типовых десятиэтажных зданий, высотой 33 м с площадью наружных стен 3060  $\text{м}^2$ , остекления – 600  $\text{м}^2$  и составил  $L = 5303 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Результаты расчёта по формуле (4.3) сведены в табл. Б.1, прил. Б [244].

Действительная температура внутреннего воздуха  $t_{int}^{real}$  при изменяющейся тепловой нагрузке и текущей температуре наружного воздуха  $t_{ext}$  за каждый час  $z$  определялась по формуле (2.38), в которой действительная тепловая мощность системы отопления  $Q_o^{real}$  определялась по графикам, рис. 4.3 и 4.6, с учётом дополнительной тепловой мощности, которую можно направить в систему отопления при водопотреблении в СГВ, отличном от максимального, по формулам (4.4).

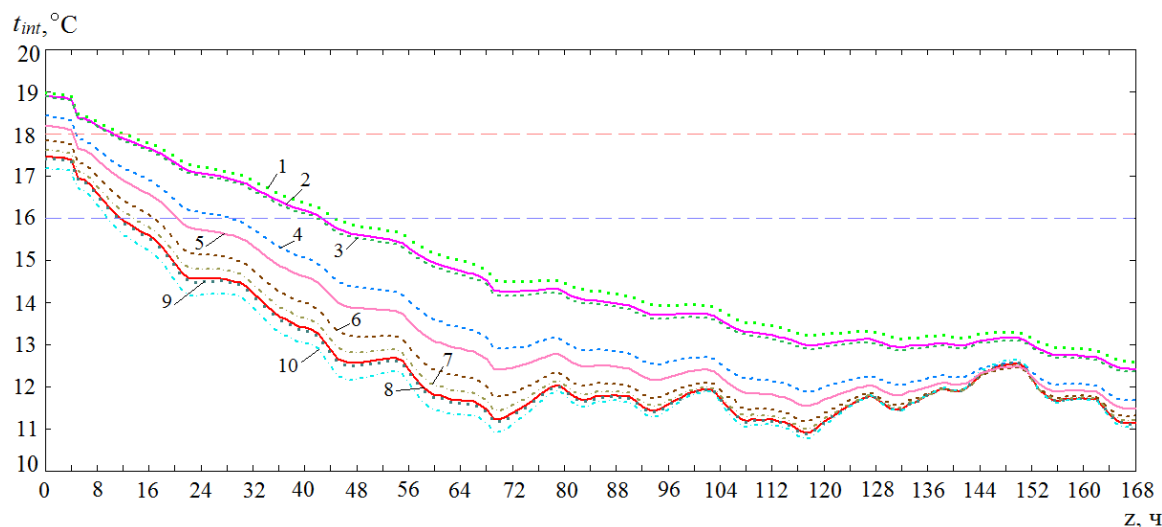
Были исследованы режимы работы системы теплоснабжения для трёх интервалов наружных температур в г. Новосибирске, продолжительность в 1 неделю (168 ч) по данным Всемирной метеорологической организации (WMO (GSOD) [457]: 1 – период резкого похолодания; 2 – период со «средними» зимними температурами; 3 – период вблизи точки излома температурного графика (нижней срезки), рис. 5.24.



1 – 12-18 декабря 2012 г.; 2 – 14-21 января 2013 г.; 3 – 9-16 апреля 2013 г.

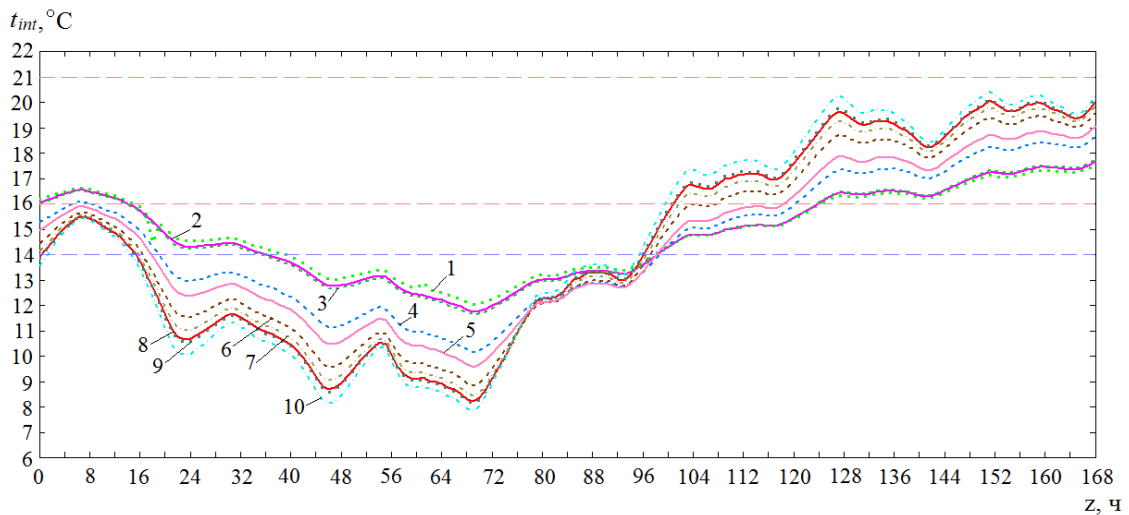
Рис. 5.24. Температура наружного воздуха

Для интервалов температур наружного воздуха (по рис. 5.24) и при переменном водопотреблении было определено изменение температуры внутреннего воздуха отапливаемых зданий с различным типом наружных ограждений, рис. 5.25-5.27 [244, 246].



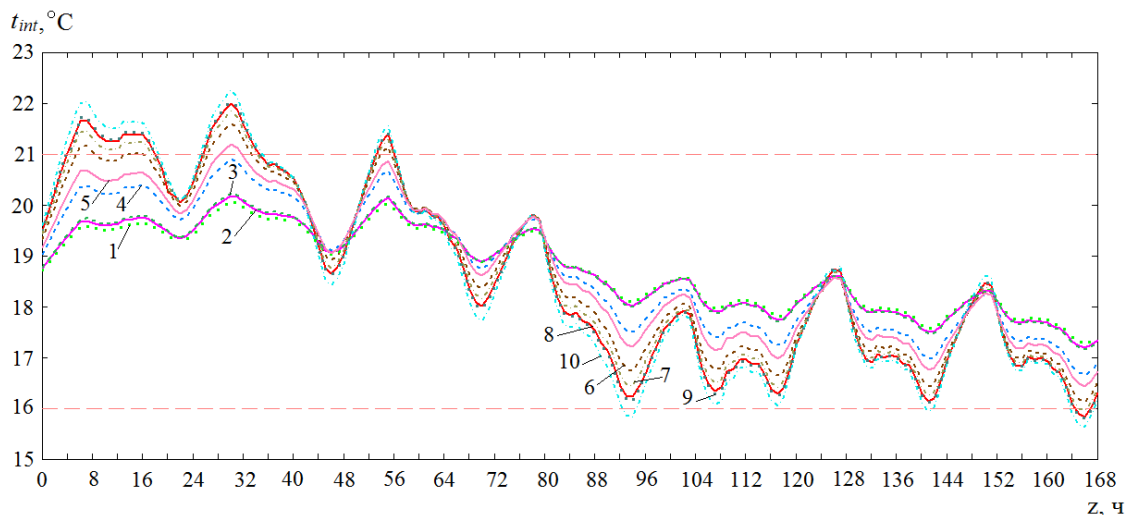
1-10 – для зданий с конструкциями стен по табл. Б.1, прил. Б

Рис. 5.25. Температура внутреннего воздуха помещений 12-18 декабря 2012 г.



1-10 – для зданий с конструкциями стен по табл. Б.1, прил. Б.

Рис. 5.26. Температура внутреннего воздуха помещений 14-21 января 2013 г.



1-10 – для зданий с конструкциями стен по табл. Б.1, прил. Б.

Рис. 5.27. Температура внутреннего воздуха помещений 9-16 апреля 2013 г.

Как видно из проведённого исследования, все конструкции удовлетворяют требованиям энергосбережения, т.е. имеют достаточное сопротивление теплопередаче, однако теплоустойчивость ограждений имеет большое значение для обеспечения надёжной работы системы теплоснабжения [318, 320, 384], особенно в периоды срезок температурного графика и в условиях резкого похолодания. Чем меньше тепловая аккумуляция ограждения, тем сильнее колебания температуры внутреннего воздуха. Наиболее теплоустойчивыми являются конструкции из силикатного и глиняного кирпича; конструкции из железобетона менее теплоустойчивы; конструкции, состоящие из лёгких, пористых материалов (пенобетон, керамзитобетон) имеют наименьшую теплоустойчивость. Разница температур внутреннего воздуха для зданий с различными типами конструкций составляет 4-5°C.

Расчёты показали, что температура внутреннего воздуха редко поднималась даже до +21°C – нижнего диапазона оптимальных температур внутреннего воздуха по [420]. Большую же часть времени температура внутреннего воздуха была ниже оптимальных значений.

В соответствии с [448], жилые помещения относятся ко второй категории потребителей, в которых допускается снижение температуры до  $16^{\circ}\text{C}$  в течение не более 54 ч. Границей опасности для человека является температура на уровне  $14^{\circ}\text{C}$ , поскольку при такой температуре ещё обеспечивается равновесие между теплогенерацией человека и его теплообменом с окружающей средой.

Поэтому, в связи с применением верхней срезки температурного графика система теплоснабжения часто не может обеспечить допустимые условия пребывания людей в помещениях. Температура внутреннего воздуха в течение отопительного периода не остаётся постоянной, а изменяется в довольно широких пределах, в зависимости от наружной температуры и водопотребления в СГВ. В этих условиях особенно важными становятся вопросы:

а) повышения теплоустойчивости наружных ограждений (при сохранении нормативного значения сопротивления теплопередаче), что позволит не только сохранить тепло в помещениях при резких похолоданиях, но также сгладить колебания температуры внутреннего воздуха при переменном водопотреблении в системе горячего водоснабжения и повысить комфортность пребывания людей в помещениях;

б) необходимости расчёта прогнозируемой температуры внутреннего воздуха на стадии проектирования с учётом совместной работы системы теплоснабжения и наружных ограждений зданий.

Особенно важную роль тепловая аккумуляция ограждений начинает играть при лимитированном отпуске теплоты в аварийной ситуации. В Новосибирске принят температурный график аварийного теплоснабжения  $85/70^{\circ}\text{C}$  (см. параграф 4.4). Результаты моделирования распределения температур сетевой воды показаны на рис. 5.28а, а на рис. 5.28б показаны тепловые потоки для ЦТП-п27 в Первомайском районе г. Новосибирска с расчётными нагрузками: на отопление  $Q_{\text{отmax}} = 11,042$  МВт; на вентиляцию  $Q_{\text{вmax}} = 3,200$  МВт; на горячее водоснабжение  $Q_h = 9,542$  МВт.

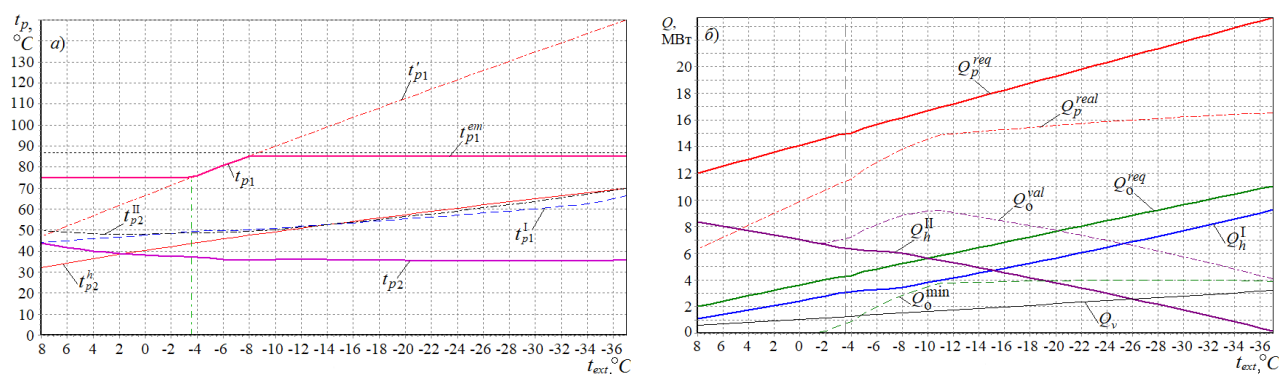


Рис. 5.28. Температура сетевой воды (а) и тепловая мощность системы теплоснабжения (б) в аварийном режиме работы

Как видно на рис. 5.28б, снижение тепловой мощности системы отопления при наличии нагрузки горячего водоснабжения начнется при наружной температуре  $-10^{\circ}\text{C}$ ; при отключении второй ступени при  $-20^{\circ}\text{C}$ . Температура наружного воздуха  $t_{ext}$  в период времени аварийного режима работы системы теплоснабжения в г. Новосибирске, принималась по данным метеостанции, рис. 5.29.

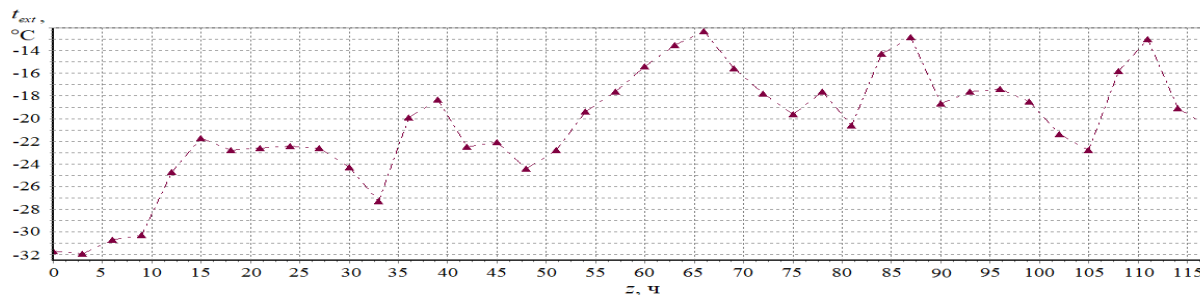


Рис. 5.29. Температура наружного воздуха 12-18 декабря 2018 г.

Моделирование температуры внутреннего воздуха жилых помещений проводилось в программе HeatingPoint [408] с шагом в 1 ч. Результаты показаны на рис. 5.30.

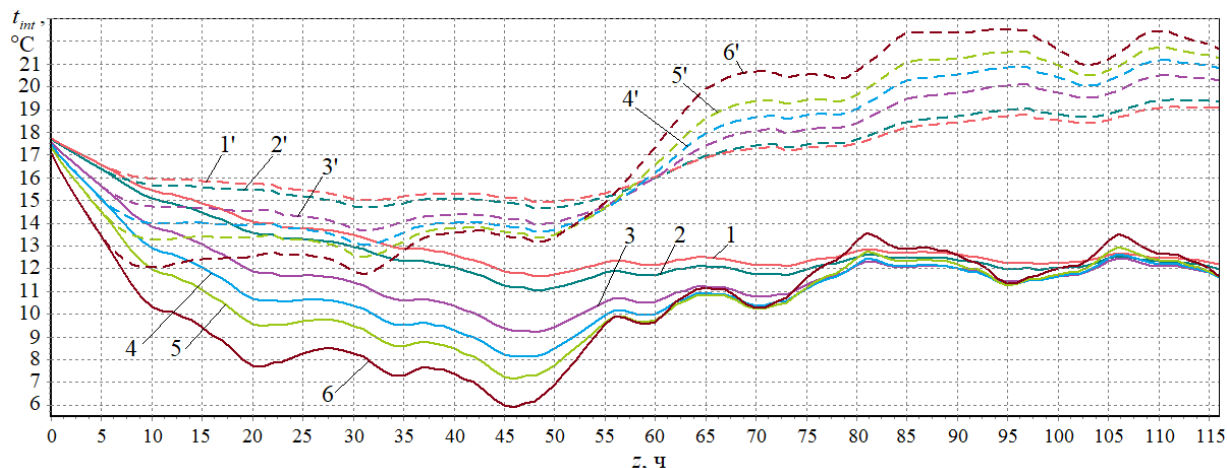


Рис. 5.30. Температура внутреннего воздуха помещений

На рис. 5.30 цифрами показана температура внутреннего воздуха в помещениях с конструкциями наружных стен (см. табл. Б.1, прил. Б), имеющими коэффициенты тепловой аккумуляции (определялись для 14-ти этажных зданий, с площадью остекления 20%):  $\beta_1 = 88,45$  ч (поз.1),  $\beta_2 = 77,19$  ч (поз. 3),  $\beta_3 = 52,3$  ч (поз. 4),  $\beta_4 = 41,55$  ч (поз. 6),  $\beta_5 = 34,17$  ч (поз. 8),  $\beta_6 = 25,39$  ч (поз. 10). Цифры со штрихами – температура внутреннего воздуха для зданий с теми же конструкциями стен при отключении второй ступени подогревателя СГВ.

В начальный момент времени (первые 6 ч) отключение второй ступени СГВ не оказывает влияние на температуру внутреннего воздуха  $t_{int}$  (рис. 5.30). Далее в течение 54 ч аварийного теплоснабжения  $t_{int}$  понижается как при работе СГВ, так и при отключении второй ступени теплообменника СГВ. Чем меньше  $\beta$ , тем быстрее понижается температура внутреннего воздуха. Затем при работающей СГВ температура внутреннего воздуха  $t_{int}$  стабили-

зируется 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  $t_{int}$ , причем конструкции с низкой тепловой аккумуляцией обеспечивают быстрое снижение  $t_{int}$  при низких  $t_{ext}$ , но более высокую  $t_{int}$  при повышении  $t_{ext}$ . 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.

#### **5.4. Влияние влагонакоплений на теплотехнические характеристики ограждающих конструкций с применением теории потенциала влажности**

При связанной подаче теплоты необходимо учитывать не только климатические факторы, но также переменные тепlopоступления от тепловой сети, поскольку при низких наружных температурах тепlopотери помещений могут не компенсироваться системой отопления, что может привести к переувлажнению материалов конструкций.

В аварийных условиях при охлаждении наружных стен необходимо учитывать фазовый переход влаги, содержащейся в ограждениях, иначе результат оказывается несколько заниженным, т.к. инерционность фронта промерзания приводит к замедлению остывания стенки за счёт дополнительного теплового потока, возникающего при затвердевании воды [266].

Поэтому необходима разработка методики определения влагонакоплений в конструкциях зданий, расположенных в различных климатических зонах. Это позволит выполнить количественную оценку влагосодержания материалов строительных конструкций при любом фазовом состоянии влаги [196, 210].

Влагозащитные свойства ограждающих конструкций определяются согласно методике СП 50.13330.2012 (акт.: 01.02.2020) [443] по предельно допустимому состоянию увлажнения на основе определения плоскости максимального увлажнения. При этом в балансовых уравнениях не учитывается изменение параметров микроклимата: температура и относительная влажность воздуха одинаковы, как для годового периода, так и для периода влагонакопления [111, 443]. Кроме того, сами влагонакопления будут оказывать воздействие на теплоустойчивость и термическое сопротивление наружных ограждений, и микроклимат помещений будет меняться [341, 363, 374, 395, 402].

К.Ф. Фокиным [307] был разработан метод расчёта влажностного режима ограждающих конструкций, основанный на модели диффузии водяного пара за счёт разности парци-



ального давления пара с двух сторон ограждения. Этот метод позволяет определить зону возможной конденсации влаги в конструкции, но не показывает, в каком фазовом состоянии влага находится в конструкции, а также является ли влажность материала сорбционной или сверхсорбционной.

Совместный тепло- и влагоперенос в конструкции может быть представлен системой уравнений

$$\begin{cases} \frac{\partial t_{\delta}}{\partial \tau} = a_i \operatorname{div} \left( \frac{\partial t_{\delta}}{\partial x} \right), \\ \frac{\partial e_{\delta}}{\partial \tau} = \frac{\mu}{\rho \xi_0} E_{\delta} \frac{\partial^2 e_{\delta}}{\partial x^2}, \end{cases} \quad (5.17)$$

где  $e_{\delta}$  – парциальное давление (упругость) водяного пара в порах материалов, Па;  $E_{\delta}$  – парциальное давление насыщенного водяного пара (максимальная упругость), Па, соответствующее температуре  $t_{\delta}$ ;  $\mu$  – коэффициент паропроницаемости материала,  $\rho$  – плотность;  $\xi_0$  – относительная пароемкость материала.

При квазистационарном режиме, т.е. режиме, установившемся при повторении равнозначных граничных условий, система уравнений (5.17) будет иметь вид уравнений для стационарных условий:

$$\begin{cases} a_i \frac{\partial t_{\delta}}{\partial x} = 0, \\ \frac{\mu}{\xi_0 \rho} E_{\delta} \frac{\partial e}{\partial x} = 0. \end{cases}$$

Решение первого уравнения системы (5.7) в конечно-разностной форме для каждой точки  $i$  многослойного наружного ограждения приводится в параграфе 5.2, и для стационарных условий будет иметь вид

$$t_{\delta i} = t_{int} - \frac{t_{int} - t_{ext}}{R_0} (R_{int} + \sum R_i), \quad (5.18)$$

где  $R_0$ ,  $R_{int}$ ,  $R_{ext}$  – термическое сопротивление,  $\text{м}^2\text{К/Вт}$ , конструкции, внутреннего воздуха и слоёв ограждения, соответственно.

Решением второго уравнения системы будет уравнение, определяющее значения упругости водяного пара в различных сечениях конструкции:

$$e_{\delta i} = e_{int} - \frac{e_{int} - e_{ext}}{R_{\mu}} (R_{\mu}^{int} + \sum R_{\mu}), \quad (5.19)$$

где  $e_{int}$  и  $e_{ext}$  – действительные уругости водяного пара в помещении и с наружной стороны ограждения, определяются по формулам

$$e_{int} = \frac{E_{int} \varphi_{int}}{100}; \quad e_{ext} = \frac{E_{ext} \varphi_{ext}}{100}, \quad (5.20a, б)$$

где  $E_{int}$ ,  $E_{ext}$  – максимальная уругость водяного пара, содержащегося во внутреннем и наружном воздухе, Па;  $\varphi_{int}$  и  $\varphi_{ext}$  – относительная влажность внутреннего и наружного воздуха.

Максимальную уругость водяного пара, содержащегося в воздухе, можно определить по следующим зависимостям:

– для положительных температур воздуха [126]

$$E = 10^{2,125 + \frac{156 + 8,12t}{236 + t}}, \quad (5.21a)$$

– для отрицательных температур воздуха [423]

$$E = 610,5 e^{\frac{21,875t}{265,5 + t}}. \quad (5.21б)$$

Зависимости (5.21) определяют связь между температурным и влажностным полями.

$R_{\mu}$  – сопротивление паропроницанию конструкции,  $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па} / \text{мг}$ , определяется по формуле [24, 307]

$$R_{\mu} = R_{\mu}^{int} + \sum_{l=1}^N \frac{\delta_l}{\mu_l} + R_{\mu}^{ext},$$

$N$  – количество слоёв ограждения;  $\mu$  – коэффициент паропроницаемости материала слоя,  $\text{мг} / (\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{Па})$ , принимаемый по [439].

$R_{\mu}^{int}$ ,  $R_{\mu}^{ext}$  – сопротивления влагообмену у внутренней и наружной стороны ограждения, определяются по формуле [307], предложенной В.М. Ильинским

$$R_{\mu}^{int} = 1 - \frac{\varphi_{int}}{100}; \quad R_{\mu}^{ext} = 1 - \frac{\varphi_{ext}}{100}.$$

Влага конденсируется в ограждающей конструкции при выполнении следующего условия

$$e\delta \geq E\delta.$$

Расчётом по уравнению (5.19) можно установить количество выпадающего конденсата в предположении, что жидкая влага остаётся неподвижной. Для расчёта перемещения влаги при сверхгигроскопической влажности необходимо использовать уравнения теории потенциала влажности. В отличие от широко применяемой теории диффузии пара в сорбирующей среде [307, 439] теория потенциала влажности даёт возможность оценить состояние влаги во всех её

фазах, т.е. учесть не только сконденсировавшуюся влагу, но и содержание влаги в материале в любой фазе и позволяет проводить расчёты влажностного режима многослойных конструкций практически при любых нестационарных воздействиях на наружные ограждения [128].

Теория потенциала влажности была разработана В.Н. Богословским [19, 21, 24]. В.Г. Гагариным и В.В. Козловым был разработан потенциал влажности, позволяющий единообразно учитывать движение парообразной и жидкой влаги [34, 35].

Основная сложность заключается в построении годового хода потенциала влажности, зависящего от текущей наружной температуры и относительной влажности воздуха, интенсивности и продолжительности осадков, скорости ветра, интенсивности и продолжительности солнечной радиации [19]. Кроме того, коэффициенты влагопроводности строительных материалов зависят от климатических условий местности и индивидуальны для каждого города; определялись они в основном только экспериментально, для отдельных материалов ограждений, например [19, 105, 114, 128].

Нестационарный влажностный режим в наружных ограждениях зданий на основе потенциала влажности описывается дифференциальным уравнением [182], которое для одномерного случая будет иметь вид:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = a_0 \operatorname{div} \left( \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) - a_0 \delta_i \operatorname{div} \left( \frac{\partial t_\delta}{\partial x} \right). \quad (5.22)$$

где  $a_0$ ,  $\text{м}^2/\text{°В}$  – коэффициент потенциалопроводности влаги;  $\theta$  – потенциал влажности,  $\text{°В}$ , в соответствии со шкалой потенциала влажности, в которой изменение равновесной объёмной концентрации водяного пара на 1/100 равно  $1\text{°В}$  [107].

Изотермический поток влаги уравнивается термовлагопроводностью. В конечно-разностной форме уравнение (5.22) можно переписать следующим образом:

$$\frac{\Delta \theta}{R_0} = \delta_i \frac{\Delta t_\delta}{R_0}, \quad (5.23)$$

где  $R_0$  – сопротивление влагопередаче,  $\text{°В/м}$ ;  $\Delta \theta = (\theta_i - \theta_{ext}) \text{°В}$ ;  $\Delta t_\delta = (t_{\delta i} - t_{ext})$ .

Учитывая, что потенциал влажности является комплексным параметром, зависящим от ряда климатических характеристик, представляется целесообразным для внутреннего воздуха определять  $\theta_{int}$  на основе аналитических зависимостей предложенных в работе [129]:

$$\begin{cases} \lg \theta_{int} = 0,057d + 0,829 & \text{при } t_{int} \leq 5^\circ \text{С и любой } \varphi, \\ \lg \theta_{int} = 0,12d - 0,049t_{int} + 1,056 & \text{при } t_{int} > 5^\circ \text{С и } \varphi \geq 80\%, \\ \lg \theta_{int} = 0,096d + 1,082 & \text{при } t_{int} > 5^\circ \text{С и } \varphi < 80\%, 20 < d \leq 30, \\ \lg \theta_{int} = 0,057d + 1,056 & \text{при } t_{int} > 5^\circ \text{С и } \varphi < 80\%, 0 < d \leq 20. \end{cases}$$

Влагосодержание воздуха  $d$ , г/кг, можно определить из формулы [19, 21, 129]

$$\varphi = k_t d,$$

где угловой коэффициент  $k_t$  при различных значениях температуры [129]:

$$k_t = 24,39e^{-0,062t}.$$

При определении потенциала влажности наружного воздуха необходимо дополнительно учитывать интенсивность солнечной радиации  $q_r$ , кДж/(м<sup>2</sup>·ч) и подвижность воздуха,  $v$ , м/с. Поэтому расчёт  $\theta_{ext}$  ведётся по зависимостям, предложенным в [21, 25]:

$$\begin{cases} \theta_{ext} = -3,81 + 0,195t_{ext} + 0,164\varphi - 0,0113q_r - 0,035v & \text{при } t_{ext} \leq -20^\circ \text{C}, \\ \theta_{ext} = 6,027 + 0,227t_{ext} + 0,46\varphi - 0,006q_r - 0,0483v & \text{при } -20 \leq t_{ext} \leq -10^\circ \text{C}, \\ \theta_{ext} = 2,86 + 0,219t_{ext} + 0,0965\varphi - 0,0146q_r - 0,0081v & \text{при } -10 \leq t_{ext} \leq 0^\circ \text{C}, \\ \theta_{ext} = -4,01 + 0,448t_{ext} + 0,169\varphi - 0,0196q_r - 0,00165v & \text{при } 0 \leq t_{ext} \leq 10^\circ \text{C}, \\ \theta_{ext} = -13,6 + 1,22t_{ext} + 0,204\varphi - 0,01089q_r - 0,022v & \text{при } 10 \leq t_{ext} \leq 20^\circ \text{C}. \end{cases} \quad (5.24)$$

Разность  $\Delta\theta$  определяется из условия равенства удельных потоков потенциалов влажности

$$\theta_i - \theta_{ext} = \frac{(\theta_{int} - \theta_{ext})R_\theta}{\sum R_{\theta i}}, \quad (5.25)$$

где  $R_\theta$  – сопротивление влагопередаче ограждающей конструкции, м<sup>2</sup>·с·(кДж/кг)/кг, определяется по формуле [105, 110, 114]:

$$R_\theta = \sum_{i=1}^n (\delta_i / \chi_i),$$

где  $\delta_i$  – толщина  $i$ -го слоя ограждающей конструкции, м;  $\chi_i$  – коэффициент влагопроводности материала  $i$ -го слоя, кг/(м·ч·°В);  $n$  – число слоёв в ограждении.

Сопротивления влагообмену на внутренней и наружной поверхностях ограждений не учитываются из-за пренебрежимо малой величины.

Применение потенциала влажности в расчётах влажностного режима наружных ограждений позволяет учесть механизмы влагопереноса наиболее полно. Однако внедрение этой теории затруднено отсутствием для большинства строительных материалов теплофизических характеристик в шкале потенциала влажности. В частности, В.Н. Богословским [19, 21, 24] приведена экспериментальная зависимость коэффициента влагопроводности  $\chi$  от потенциала влажности  $\theta$  лишь для пенобетона и кирпича. В работе [129] предложена зависимость для аналитического определения коэффициента влагопроводности любого строительного материала

$$\chi = \mu \frac{e_{int} - e_{ext}}{\theta_{int} - \theta_{ext}}.$$

Значения потенциала влажности, °В, для любого сечения  $i$  многослойной конструкции можно найти, подставив в (5.23) значение  $\Delta\theta$  из выражения (5.25):

$$\theta_i = \theta_{int} - (t_{int} - t_{\delta i}) \frac{R_0 \sum R_{\theta i}}{R_0 \sum R_i} \delta_i. \quad (5.26)$$

Таким образом, распределение потенциала влажности можно найти по формуле (5.26), предварительно определив распределение температуры в конструкции по (5.9).

Связь между различными шкалами потенциала влажности (°В и кДж/кг) была установлена С.В. Корниенко [108] на основе экспериментальных исследований. Пересчет поля потенциала влажности  $\theta$ , °В, определенного по формуле (5.26), в абсолютный потенциал влажности  $\theta_p$ , кДж/кг, производится по данным [108, табл. 2.5].

Условие сверхсорбционного увлажнения материалов ограждающих конструкций имеет следующий вид:

$$\theta_p > \theta_p^{m.s},$$

где  $\theta_p^{m.s}$  – максимальный сорбционный потенциал влажности материала, кДж/кг, для его определения в [105, 106, 108] предложена формула:

$$\theta_p^{m.s} = \frac{5314}{1 + 107,08 \exp(-0,106 t_{\delta})}.$$

Поглощение влаги материалом определяется зависимостью равновесного влагосодержания  $w$ , кг/кг от абсолютного потенциала влажности  $\theta_p$  при разных температурах и характеризуется влагоемкостью материала  $c_{\theta p}(\theta_p, t_{\delta})$ . Сложность зависимости  $w(\theta_p, t_{\delta})$  вызывает затруднения в применении шкалы абсолютного потенциала влажности  $\theta_p$  для оценки влажностного состояния материалов наружных ограждений. Поэтому в [108, 109, 112] предложен обобщающий показатель состояния влаги в материале конструкции – относительный потенциал влажности, показывающий степень насыщения материала влагой при изотермически обратимом процессе:

$$\theta_{\varphi} = \frac{\theta_p}{\theta_p^{m.s}}.$$

Используя зависимости равновесного влагосодержания материала  $w$  от относительного потенциала влажности  $\theta_{\varphi}$  [108, табл. 2.8, 112] определяется количество влаги, накапливаемой в материале конструкции, как капиллярно-связанной, так и свободной.

Оценка возможности выпадения влаги в свободном виде и её влияния на теплозащитные свойства наружных ограждений проводилась для различных конструкций наружных стен жилых помещений ( $t_{int} = 20^{\circ}\text{C}$ ;  $\varphi_{int} = 55\%$ ) в пяти городах Российской Федерации [210, 217, 243], расположенных в различных климатических зонах, характеристики которых приведены в табл. 5.4.

Таблица 5.4.

Характеристики климата и термическое сопротивление наружных ограждений

Город	Температура холодного месяца, $t_{ext}, ^{\circ}\text{C}$	Относительная влажность, $\varphi_{ext}, \%$	Продолжительность отопит. периода, $z_h, \text{сут.}$	Средняя темп. отопительного периода, $t_h^m, ^{\circ}\text{C}$	Градусо-сутки отопительного периода, $D_d, ^{\circ}\text{C}\cdot\text{сут.}$	Термическое сопротивление стен, $R_0, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	Условия эксплуатации по [443]
Владивосток	-12,6	59	198	-4,3	4811	3,084	Б
Краснодар	-0,2	81	145	2,5	2538	2,288	А
Москва	-7,8	83	205	-2,2	4551	2,993	Б
Новосибирск	-17,3	79	221	-8,1	6210	3,574	А
Якутск	-39,6	76	252	-20,9	10310	5,007	А

График годового хода потенциала влажности для некоторых характерных городов, рассчитанный по зависимостям (5.24), показан на рис. 5.31. Расчёт распределения температуры и влаги в различных конструкциях наружных стен сведён в таблицу Б.2, прил. Б.

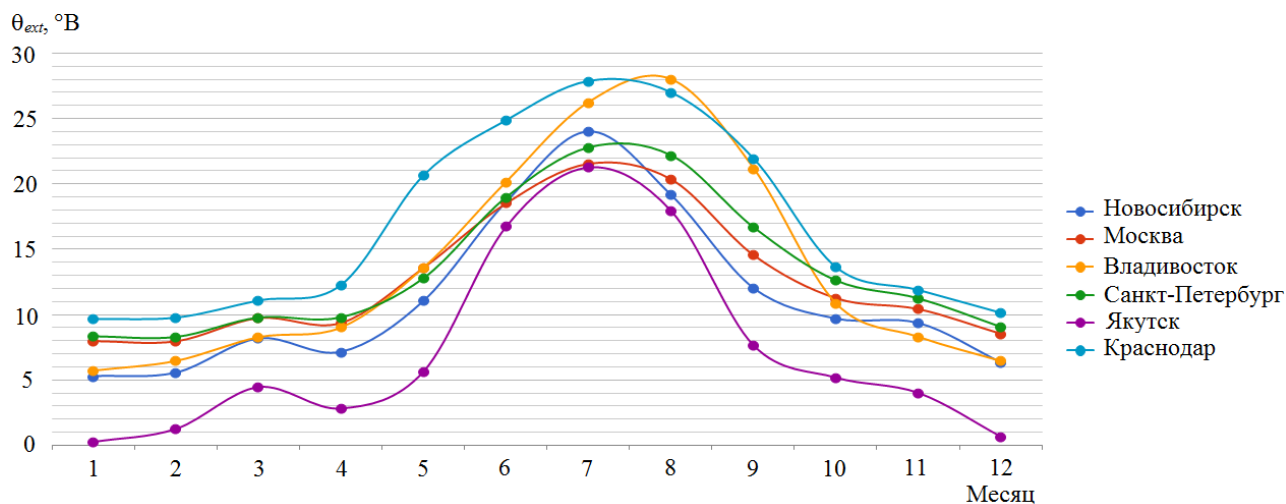


Рис. 5.31. Годовой ход потенциала влажности

Результаты расчёта позволили сделать выводы о целесообразности применения строительных конструкций разного типа по условиям влагонакопления. Наибольшее количество влаги накапливается в конструкциях из керамзитобетона и железобетона (1 и 2 в табл. Б.1). При этом в районах с сухим климатом в зимних условиях (Владивосток) в конструкциях из керамзитобетона накапливается влаги значительно меньше, чем в железобетонных; в райо-

нах с влажным климатом – наоборот. При этом, чем ниже расчётная наружная температура, тем эта разница меньше, и больше влаги накапливается в конструкциях. В слое керамзитобетона, расположенном с наружной стороны ограждения накапливается большее количество влаги. В районах с холодным климатом (Новосибирск, Якутск) влага в наружном слое выделяется в свободном виде, поэтому, если снаружи расположен конструкционный слой, наличие влаги может повлиять на прочностные характеристики конструкции. В конструкциях из пенобетона (5) в районах с холодным климатом накапливается влага, но общее количество влаги меньше, чем в конструкциях с утеплителем из минераловатных плит. Наименьшее количество влаги накапливается в конструкциях из кирпича (3 и 4), независимо от климатических условий, в который расположен город. В случае если снаружи расположен утеплитель (конструкция 3), влага в свободном виде в конструкционном слое не накапливается даже в условиях сурового климата г. Якутска. Минераловатные плиты обладают большим влагопоглощением и могут накапливать большое количество влаги в свободном виде. В конструкции (4) с утеплителем между конструкционными слоями в качестве утеплителя применен пенополиурол, плохо пропускающий влагу, поэтому общее количество влаги в таких конструкциях наименьшее, но в наружном слое из кирпича в районах с холодным климатом может накапливаться свободная влага.

Наличие свободной влаги влияет на теплотехнические характеристики конструкции, снижает термическое сопротивление. По графикам  $w_i$  (табл. Б.1, прил. Б) определена теплопроводность слоя в сечении  $i$  ограждения с учётом теплопроводности материалов  $\lambda_{\delta i}$  и свободной воды  $\lambda_{w_i}$  при данной температуре:

$$\lambda_i = \frac{\lambda_{\delta i} + \lambda_{w_i} w_i}{1 + w_i}. \quad (5.27)$$

По формуле (5.6) определено термическое сопротивление каждой конструкции с учётом влаги. Результаты сведены в табл. 5.5.

Распределение температуры в наружных стенах с учётом свободной влаги определялось по формуле (5.18). Температурное поле показано на температурных графиках, приведённых в табл. 5.5. Цифрой 1 обозначено распределение температуры в конструкции без учёта свободной влаги, цифрой 2 – температурное поле при наличии свободной влаги.

Как видно, наличие влаги влияет на распределение температуры в утеплителе (минераловатные плиты) и практически не оказывает влияния на распределение температуры в конструкционном слое. Применение в качестве утеплителя пенополистирола меняет температурное поле незначительно даже в условиях холодного климата.

Таблица 5.5.

Термическое сопротивление конструкций с учётом влаги  $R_0(w)$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К)

Город	Конструкция наружного ограждения				
	1	2	3	4	5
Владивосток	2,689	2,705	–	–	–
Новосибирск	2,668	2,712	3,028	2,908	3,008
Якутск	2,405	2,448	2,684	3,192	2,681

Данные табл. 5.5 показывают, что термическое сопротивление наружных ограждений при наличии свободной влаги становится меньше, для Якутска приблизительно в два раза (см.  $R_0$  в табл. 5.4). Поэтому в районах, расположенных в холодной и влажной климатической зоне, применение конструкций из бетона может не обеспечить поддержания допустимых параметров микроклимата помещений, поскольку теплотехнические характеристики являются определяющими при определении тепловой аккумуляции конструкций [196].

Снижение внутренней температуры с учётом влагонакоплений при аварийном теплообеспечении моделировалось в ПК HeatingPoint [408] для ЦТП-п27 в Первомайском районе г. Новосибирска (см. параграф 5.3). Результаты расчёта температур сетевой воды и тепловой мощности системы отопления в аварийном режиме показаны рис. 5.28, а температура наружного воздуха в период 6-10 декабря 2018 г. – на рис. 5.29.

Эксплуатационные данные о температуре сетевой воды в подающей  $t_{p1}^{exp}$  и в обратной  $t_{p2}^{exp}$  магистрали и о расходе воды в теплосети  $G$  в этот период времени показаны на рис. 5.32.

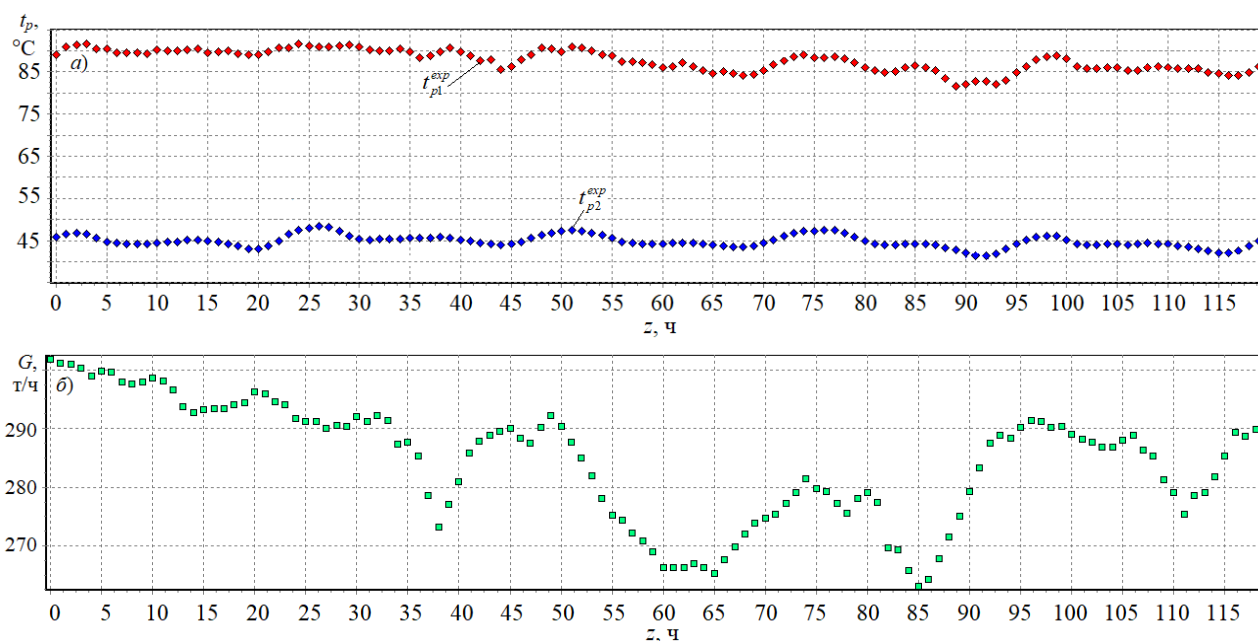


Рис. 5.32. Температура (а) и расход воды в теплосети (б) 6-10 декабря 2018 г.



Коэффициенты тепловой аккумуляции определялись по формуле Ю.В. Кононовича (4.3), для 14-этажных зданий, с железобетонными наружными стенами, показанными в табл. Б.1, прил. Б, коэффициент тепловой аккумуляции без учёта влагонакоплений в стенах составил  $\beta = 41,55$  ч (поз. 6). С учётом снижения термического сопротивления вследствие увлажнения материалов конструкций, с учётом (5.27), коэффициент тепловой аккумуляции  $\beta_w = 38,95$  ч.

Результаты расчёта температуры внутреннего воздуха  $t_{int}$  (без учёта влагонакоплений в стенах) в сравнении с  $t_{int}^w$  (с учётом свободной влаги) показаны на рис. 5.33.

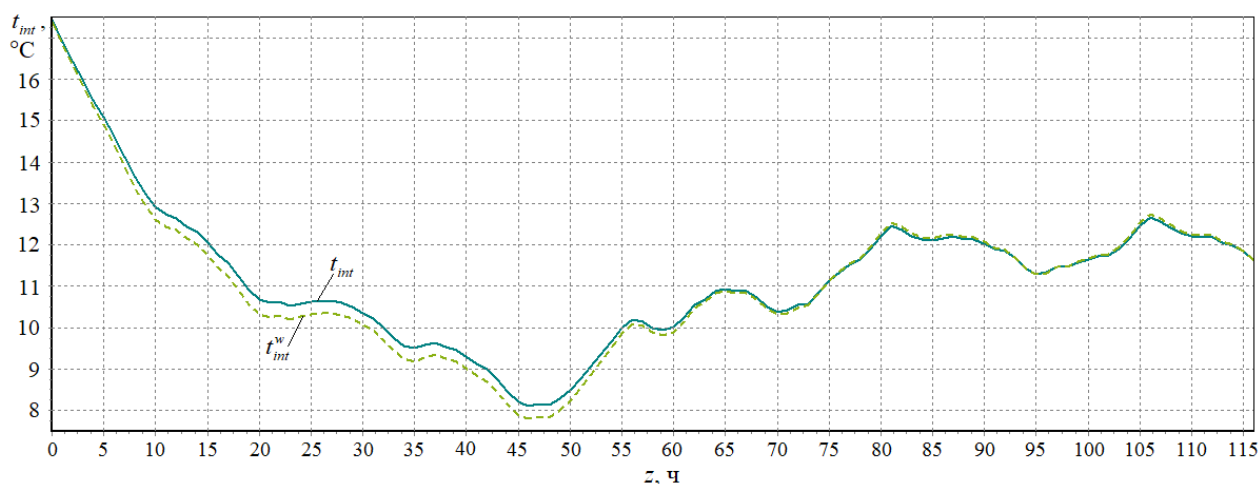


Рис. 5.33. Температура внутреннего воздуха помещений 6-10 декабря 2018 г.

После снижения параметров теплоносителя при низкой наружной температуре (рис. 5.29), температура внутреннего воздуха постепенно понижается. В начальный момент времени наличие в конструкции влаги в свободном состоянии 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. Однако с течением времени большая часть влаги конденсируется, и увеличение теплопроводности увлажненного материала сказывается на снижении термического сопротивления стены, и соответственно на снижении температуры внутреннего воздуха.

Далее, с повышением температуры наружного воздуха, температура внутреннего воздуха несколько повышается и стабилизируется приблизительно на уровне, соответствующем точке росы внутреннего воздуха (рис. 5.33).

Поведение свободной влаги в строительной конструкции необходимо учитывать при определении допустимого времени остывания помещений при аварии в тепловых сетях, чему посвящён следующий параграф.

## 5.5. Определение допустимого времени устранения аварийных ситуаций в системе теплоснабжения

При эксплуатации крупных систем централизованного теплоснабжения нередко возникают аварии на источнике теплоты и тепловой сети, что вызывает необходимость проанализировать влияние отклонений параметров в тепловой сети на отопление, формирующее температурный режим помещений, исследовать возможности теплозащиты ограждающих конструкций.

При аварийном режиме теплоснабжения применяется аварийный график отпуска теплоты, с верхней срезкой температур воды, для Новосибирска, на уровне  $t_{p1}^{em} = 85^\circ\text{C}$  в соответствии с инструкцией [421]. Непродолжительная работа по аварийному графику связанная с ремонтными работами на энергоблоках ТЭЦ наблюдается достаточно часто (рис. 5.34).

Наибольшую опасность представляют аварийные ситуации при полном отключении теплоснабжения. Так, в декабре 2019 г. в результате аварии на магистральной теплотрассе диаметром 700 мм по улице Пархоменко в Ленинском районе г. Новосибирска, теплоснабжение было отключено на четверо суток. В зону отключения попали 63 многоквартирных жилых дома, шесть детских и одно лечебное учреждение. Ещё на нескольких участках теплоснабжение осуществлялось по аварийному графику.

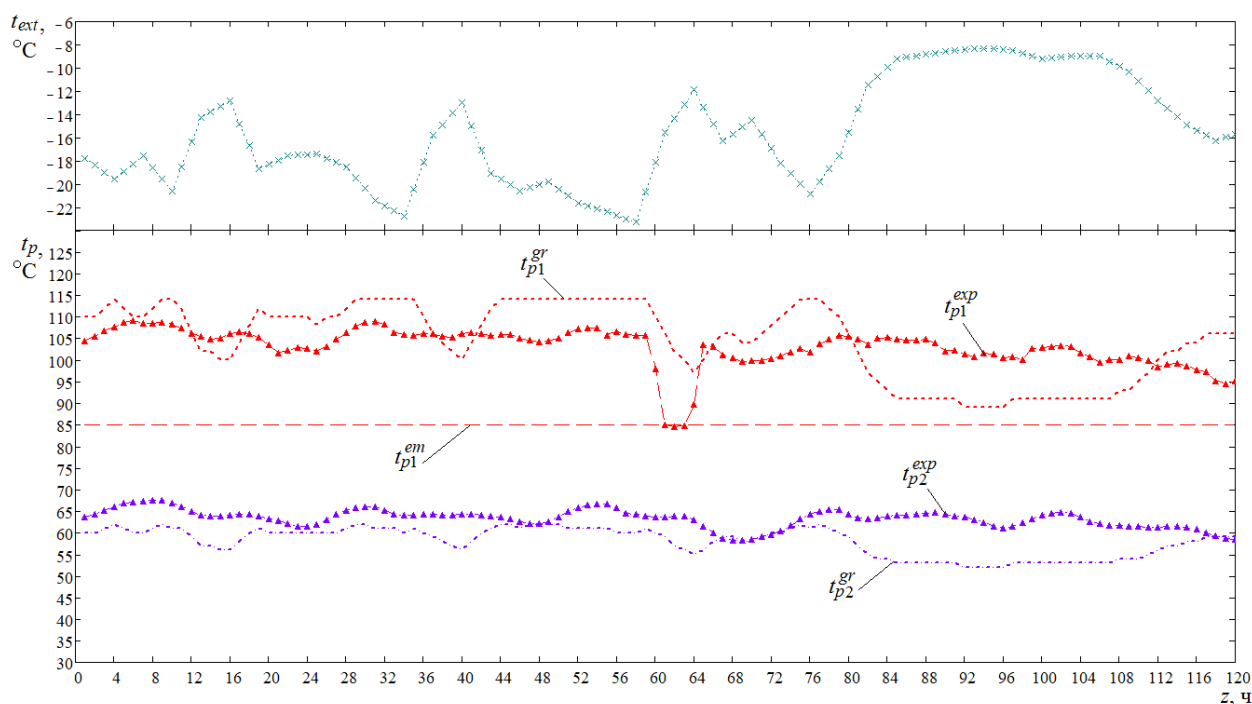


Рис. 5.34. Температура воды в теплосети от ТЭЦ-5 г. Новосибирска 16-20 декабря 2018 г.

Исследование допустимого времени устранения аварийных ситуаций в системе теплоснабжения при экстремальных для Новосибирска погодных условиях в диапазоне расчётной температуры наружного воздуха  $t_{ext.o}$  и ниже её проводилось для трёх ЦТП г. Новосибирска, обслуживающих жилые здания и имеющих различные соотношения  $\psi$  нагрузок на горячее водоснабжение  $Q_h$  и отопление  $Q_{отоп}$ .

Расчётные нагрузки ЦТП представлены в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Подключенные нагрузки ЦТП

№ ЦТП	Район	Нагрузка	Расход		$\psi = \frac{Q_h}{Q_{отоп}}$
			теплоты, МВт	воды, т/ч	
ЦТП-д12	Дзержинский	Отопление, вентиляция	17,45	188	0,79
		Горячее водоснабжение	13,74	187	
		Всего	31,19	375	
ЦТП-д66	Дзержинский	Отопление, вентиляция	11,63	125	0,5
		Горячее водоснабжение	5,82	79	
		Всего	17,45	204	
ЦТП-кл20/32	Калининский	Отопление, вентиляция	5,22	56	0,63
		Горячее водоснабжение	3,30	45	
		Всего	8,52	101	

В каждом ЦТП теплообменники системы горячего водоснабжения присоединены по двухступенчатой смешанной схеме с ограничением максимального расхода сетевой воды на ввод теплового пункта (рис. 1.34).

Расчёт проводился в программе HeatingPoint [408] (прил. А) по предложенному в параграфе 2.6 методу. Результаты показаны на рис. 5.35, 5.36 и опубликованы в [229, 235, 241].

Как показали расчёты, чем меньше  $\psi$ , тем при более высоких наружных температурах система отопления начинает недополучать необходимое количество теплоты. Так, в аварийном режиме в систему отопления поступает количество воды (и теплоты) из теплосети менее требуемого начиная с  $t_{ext} = -16^\circ\text{C}$  и ниже при  $\psi = 0,5$ ; начиная с  $t_{ext} = -18^\circ\text{C}$  и ниже при  $\psi=0,63$ ; начиная с  $t_{ext} = -20^\circ\text{C}$  и ниже при  $\psi = 0,79$ . Это связано с тем, что «резерв» тепловой мощности СГВ, который можно направить в систему отопления, при низких  $\psi$  невелик.

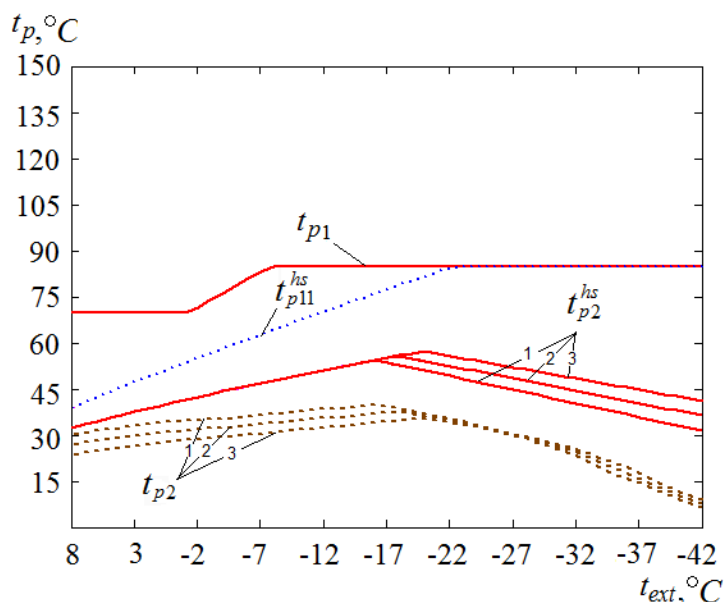


Рис. 5.35. Температуры сетевой воды в ЦТП при аварийном графике отпуска теплоты от ТЭЦ; 1 –  $\psi=0,5$ ; 2 –  $\psi=0,63$ ; 3 –  $\psi=0,79$

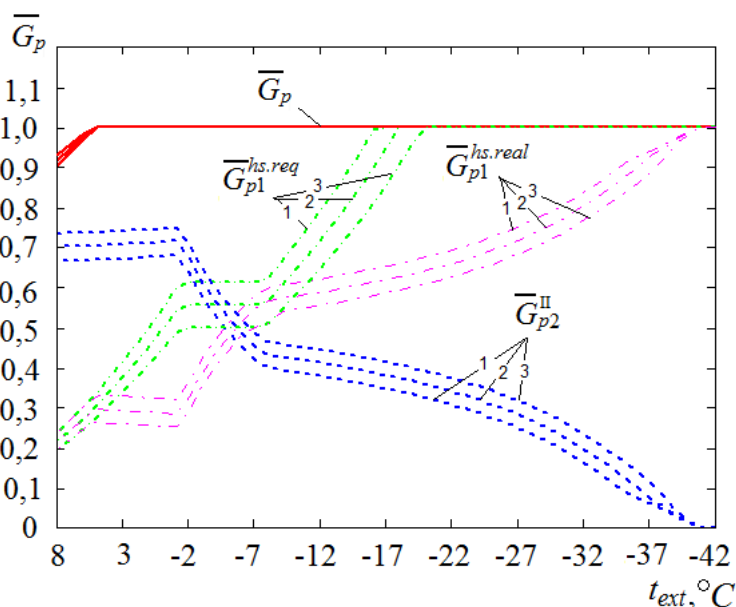


Рис. 5.36. Относительные расходы сетевой воды в ЦТП  
1 –  $\psi=0,5$ ; 2 –  $\psi=0,63$ ; 3 –  $\psi=0,79$

Относительное снижение расхода теплоты на систему отопления  $\bar{Q}_o^{em} = Q_o^{real} / Q_o^{req}$  по сравнению с требуемым расходом при текущей наружной температуре, возникающее вследствие уменьшенной подачи теплоты из подающей магистрали тепловой сети в систему отопления показано на рис. 5.37, где видно, что чем ниже  $t_{ext}$  и меньше  $\psi$  (меньше тепловая мощность горячего водоснабжения), тем сильнее снижается тепловая мощность системы отопления. Снижение тепловой мощности системы отопления в аварийный период может быть частично компенсировано теплоустойчивостью наружных ограждений зданий.

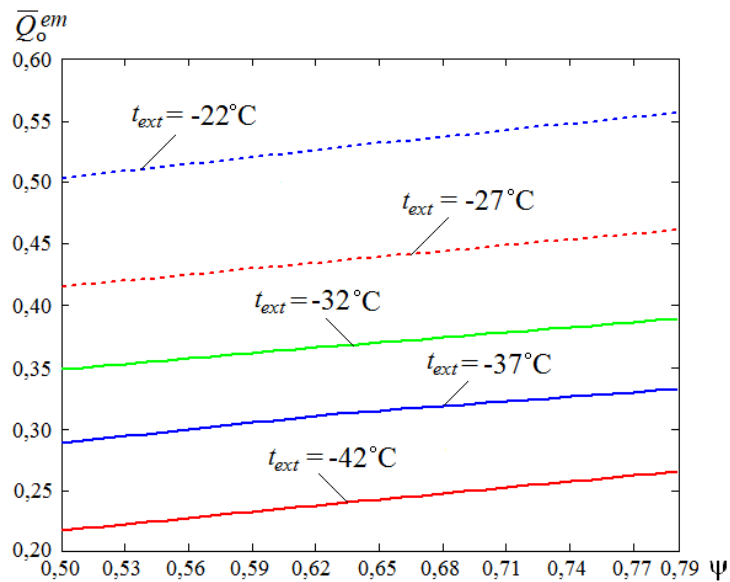


Рис. 5.37. Относительный расход теплоты на систему отопления при различных  $t_{ext}$  и  $\psi$

Вопрос о допустимом времени остывания здания в аварийном режиме важен, так как, во-первых, от него зависит комфортность нахождения в помещениях, а, во-вторых, время, которое имеется у ремонтных служб, влияет на необходимость слива из местной системы отопления дорогостоящей воды.

Для определения этого времени были рассмотрены 6 типов конструкций наружных ограждений из табл. Б.1, прил. Б, для которых определялась продолжительность снижения температуры внутреннего воздуха до  $16^\circ\text{C}$  (см. параграф 5.3) при различных наружных температурах и различном соотношении  $\psi$ . Также определялось время охлаждения помещений до температуры внутреннего воздуха, соответствующей точке росы внутренней поверхности наружных стен.

Расчёты проводились двумя способами.

*Способ 1.* По методике [266], где также, как и в ряде других работ (напр. см. [139, 140]) утверждается, что на теплоустойчивость помещений и соответственно на темп остывания помещения, влияет только внутренний слой ограждения, а также не учитывающей тепловую мощность теплообменников горячего водоснабжения (которую можно направить в систему отопления при аварии в теплосетях), площадь остекления, имеющего низкую теплоустойчивость и инфильтрацию наружного воздуха. За внутренний слой принят основной конструкционный слой, находящийся ближе к помещению (поз. 2 в табл. Б.1, прил. Б) в соответствии с экспериментальными исследованиями, описанными в параграфе 5.1.

Время охлаждения внутренней поверхности угла наружной стены от начальной температуры до точки росы,  $z$ , с, определялось по формуле [266]

$$z = 0,64 \left( \frac{t_{w.0} - t_w}{t_{int} - t_{ext.o}} \right) \lambda_{cp} (\sum R_i)^2, \quad (5.28)$$

где  $t_{w,0}$ , °C – действительная температура на внутренней поверхности стены в начальный момент времени при  $z = 0$ ;  $t_w$ , °C – действительная температура на внутренней поверхности стены за время  $z$ ;  $t_{int}$ , °C – температура внутреннего воздуха; принимается по [420, табл. 1];  $t_{ext.o}$ , °C – расчётная температура наружного воздуха для проектирования отопления по [446, табл. 3.1];  $\lambda$ , Вт/(м·К) – теплопроводность для материального слоя стены, определяется по [443, прил. С];  $c$ , кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость материального слоя стены, расположенного со стороны помещения, определяется по [443, прил. С];  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup> – плотность внутреннего слоя стены;  $\sum R_l$ , м<sup>2</sup>·К/Вт – сумма термических сопротивлений слоев многослойной ограждающей конструкции:

$$\sum R_l = R_0^{wall} - (R_{si}^{wall} + R_{se}^{wall}),$$

где  $R_0^{wall}$ , м<sup>2</sup>·К/Вт – полное сопротивление стены теплопередаче, определяется по формуле (5.6) или (5.16);  $R_{si}^{wall}$ ,  $R_{se}^{wall}$ , м<sup>2</sup>·К/Вт – соответственно сопротивление теплоотдаче внутренней и наружной поверхности наружной стены:

$$R_{si}^{wall} = 1/\alpha_{int}, \quad R_{se}^{wall} = 1/\alpha_{ext},$$

где  $\alpha_{int} = 8,7$ ;  $\alpha_{ext} = 23$  – коэффициенты теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К), соответственно внутренней и наружной поверхности ограждающей конструкции, принимаемые по [443, табл. 4, 6].

$$\sum R_l = 3,651 - \left( \frac{1}{8,7} + \frac{1}{23} \right) = 3,492 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}.$$

Начальная температура стены (в углу), °C, определяется по формуле [266]

$$t_{w,0} = t_{int} - 0,75 \left( \frac{R_{si}^{wall}}{R_0^{wall}} \right)^{\frac{2}{3}} (t_{int} - t_{ext.o});$$

$$t_{w,0} = 21 - 0,75 \left( \frac{0,115}{3,651} \right)^{\frac{2}{3}} [21 - (-37)] = 16,663 \text{ °C}.$$

Температуру точки росы, °C, на поверхности стены можно определить по [24]:

$$t_w = 20,1 - (5,75 - 0,00206e_{int})^2, \quad (5.29)$$

где  $e_{int}$ , Па – парциальное давление водяного пара внутреннего воздуха, при расчётных температуре и относительной влажности воздуха, определяемое по формуле (5.20а);

$$e_{int} = \frac{50}{100} 2488 = 1244 \text{ Па};$$

$$t_w = 20,1 - (5,75 - 0,00206 \cdot 1244)^2 = 9,941^\circ\text{C}.$$

Расчёт времени остывания внутренней поверхности наружных стен различной конструкции до температуры точки росы при расчётной температуре наружного воздуха для проектирования отопления  $t_{ext.o} = -37^\circ\text{C}$  сведён в табл. 5.7.

Таблица 5.7.

Время остывания внутренней поверхности наружной стены до температуры точки росы

№ п/п	Позиция в табл. Б.1	$\beta$ , ч	Характеристики внутреннего конструкционного слоя (поз. 2 в табл. Б.1)			Время остывания	
			$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c$ , Дж/(кг·К)	$z$ , с	$z$ , ч
1	1	97,435	0,76	1800	880	$1,262 \cdot 10^5$	35,07
2	3	87,816	0,58	1600	880	$8,563 \cdot 10^4$	23,79
3	4	60,074	0,7	1800	880	$1,163 \cdot 10^5$	32,3
4	6	41,634	1,92	1300	840	$4,228 \cdot 10^5$	117,44
5	8	33,992	0,44	1300	840	$5,038 \cdot 10^4$	14
6	9	33,151	0,14	400	840	$4,933 \cdot 10^3$	1,37

*Способ 2.* Расчёт по предложенному в параграфе 2.6 методу, с учётом снижения тепловой мощности системы теплоснабжения в аварийном режиме (рис. 5.32), различной при разном соотношении  $\psi$ . Наличие в зданиях светопрозрачных ограждений и инфильтрации воздуха учитывалось коэффициентом тепловой аккумуляции помещений  $\beta$ .

Температуру внутреннего воздуха, при которой на внутренней поверхности строительной конструкции начнёт выпадать влага (точка росы) можно определить из выражения

$$t_{int}^w = R_0^{wal} \frac{\left( t_w^{is} - t_{ext} \frac{R_{si}^{wall}}{R_0^{wal}} \right)}{R_0^{wal} - R_{si}^{wall}},$$

где  $t_w^{is}$  соответствует температуре точки росы внутренней поверхности стены.

Результаты расчёта показаны на рис. 5.38. При снижении температуры внутреннего воздуха до  $10,9-11,6^\circ\text{C}$ , на внутренней поверхности наружных стен начинает конденсироваться влага.

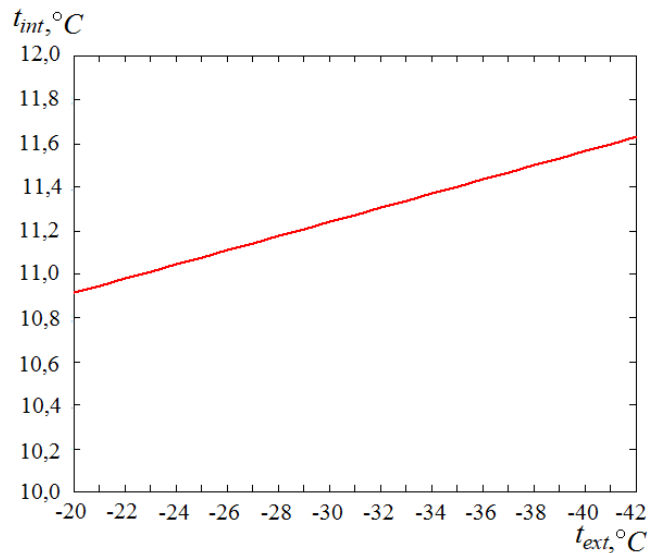


Рис. 5.38. Температура внутреннего воздуха, соответствующая точке росы внутренней поверхности наружных стен

На рис. 5.39 показано время работы системы теплоснабжения в аварийном режиме, за которое температура внутренней поверхности стен достигнет точки росы, определённое по формуле (5.29) при  $t_{int}^w$  по рис. 5.38.

Результаты расчёта показали, что время остывания помещений зависит от соотношения нагрузок на тепловой пункт  $\psi$ , т.е. определяется относительной нагрузкой горячего водоснабжения, при том же относительном отопительном расходе сетевой воды. Для сравнения, на рис. 5.39 показано время остывания внутренней поверхности наружной стены, определённое по формуле (5.28) [266], без учёта соотношения расчётных нагрузок на отопление и горячее водоснабжение. Как видно, при низких наружных и относительно высоких наружных температурах, линия 4 проходит ниже кривых 1-3, т.е. время ремонта, определённое по формуле (5.28) меньше или равно времени ремонта по уточнённой методике. В области средненезимних температур расчёты по формуле (5.28) дают несколько завышенное возможное время ремонта, особенно при низких значениях  $\psi$ , что может привести к неблагоприятным последствиям снижения внутренней температуры помещений ниже допустимых значений. В то же время, ни в одном угловом помещении не выдерживается условие, выдвинутое в стандарте СТО НОСТРОЙ 2.15.70-2012 [448].

Адекватные результаты расчётов по формуле (5.28) [266] получаются только для кирпичных наружных стен, когда слой кирпича обеспечивает достаточную теплоустойчивость внутреннего слоя. Для других типов конструкций эта формула даёт неоправданно большое время остывания (например, для железобетонной конструкции, поз. 4 в табл. 5.7) или слишком низкое (пенобетонная конструкция, поз. 6 в табл. 5.7).



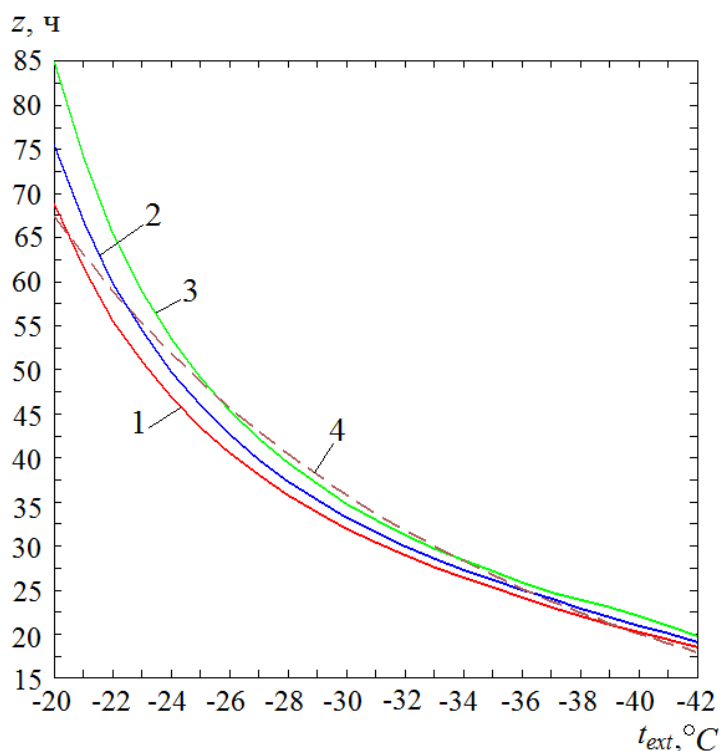


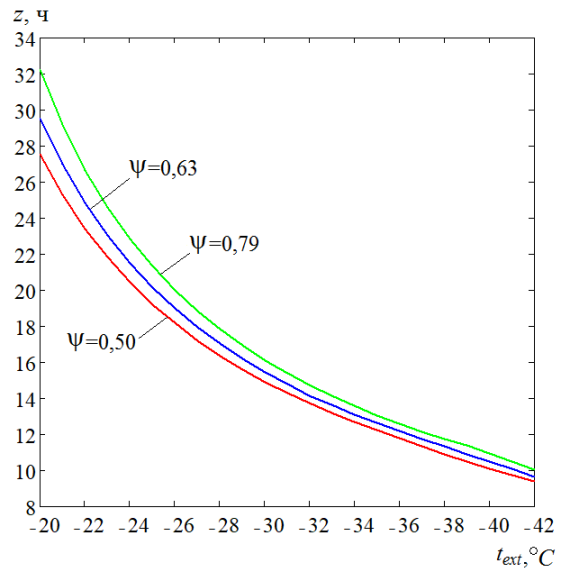
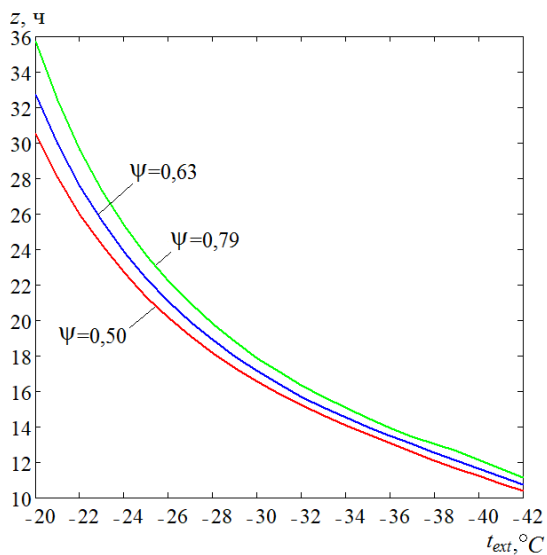
Рис. 5.39. Время снижения температуры внутреннего воздуха, до температуры, соответствующей температуре точки росы наружных стен

1 –  $\psi=0,5$ ; 2 –  $\psi=0,63$ ; 3 –  $\psi=0,79$ ; 4 – по формуле (5.28)

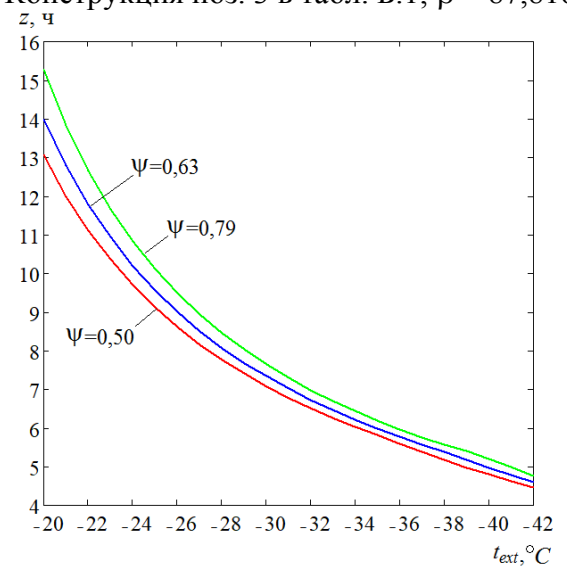
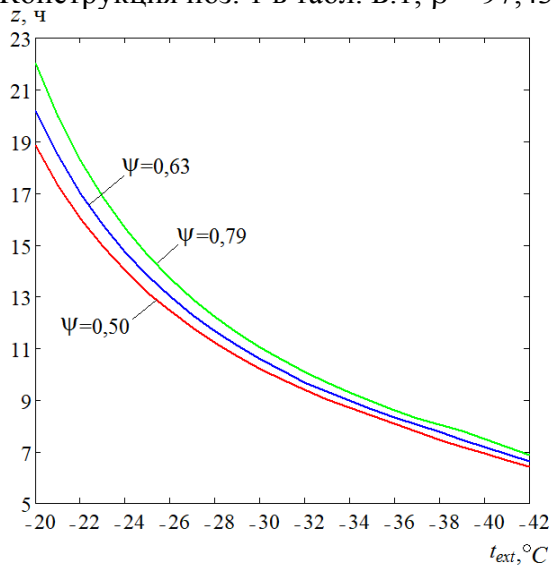
Таким образом, метод расчёта, предложенный в [266] можно применять для предварительной оценки продолжительности ремонта тепловых сетей; более точный расчёт можно сделать по предложенному в параграфе 2.6 методу, с учётом резерва тепловой мощности теплообменников горячего водоснабжения второй ступени.

Оценка возможности выполнения требований СТО НОСТРОЙ 2.15.70-2012 [448] – определение времени охлаждения внутреннего воздуха помещений при аварийном теплоснабжении до заданной температуры ( $t_{int} = 16^\circ\text{C}$ ) выполнялась для тех же конструкций наружных стен. Результаты представлены на рис. 5.40.

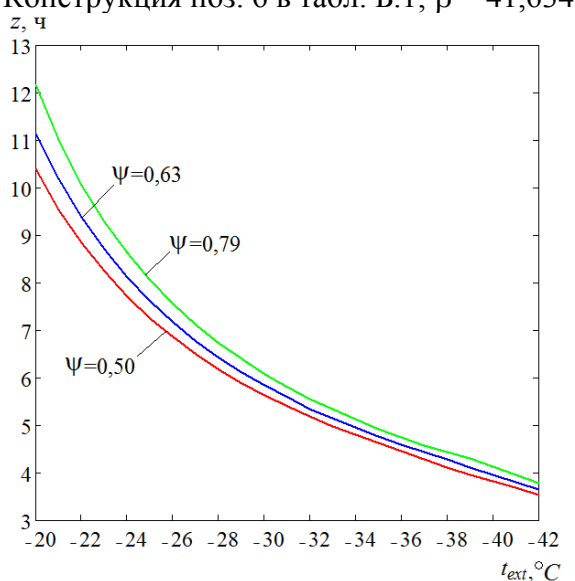
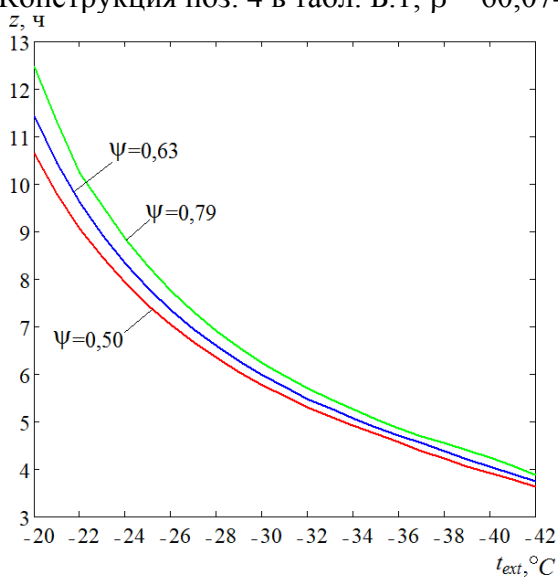
Как видно, чем меньше  $\psi$  и ниже  $t_{ext}$ , тем за более короткий промежуток времени температура внутреннего воздуха достигнет  $16^\circ\text{C}$ , что может привести к значительному нарушению теплового комфорта отапливаемых помещений. При этом конструкции любого типа при низких наружных температурах не обеспечат нормативное время (54 ч) снижения температуры внутреннего воздуха до  $16^\circ\text{C}$ .



а) Конструкция поз. 1 в табл. Б.1;  $\beta = 97,435$  ч    б) Конструкция поз. 3 в табл. Б.1;  $\beta = 87,816$  ч



в) Конструкция поз. 4 в табл. Б.1;  $\beta = 60,074$  ч    г) Конструкция поз. 6 в табл. Б.1;  $\beta = 41,634$  ч



д) Конструкция поз. 8 в табл. Б.1;  $\beta = 33,992$  ч    е) Конструкция поз. 9 в табл. Б.1;  $\beta = 33,151$  ч

Рис. 5.40. Время снижения температуры внутреннего воздуха до  $16^{\circ}\text{C}$  в период аварийных ситуаций на ТЭЦ

При различных температурах наружного воздуха, влияние соотношения тепловых потоков  $\psi$  и коэффициента тепловой аккумуляции  $\beta$  на продолжительность остывания помещений, будет различно.

Для оценки времени остывания помещений с конструкциями, имеющими различную тепловую аккумуляцию при лимитированном теплоснабжении и необходимости отключения теплообменника горячего водоснабжения второй ступени, был выполнен расчёт режимов работы центральных тепловых пунктов, с нагрузками, показанными в табл. 5.6 при различных температурах наружного воздуха, рис. 5.41. Результаты расчёта показаны на рис. 5.42-5.44.

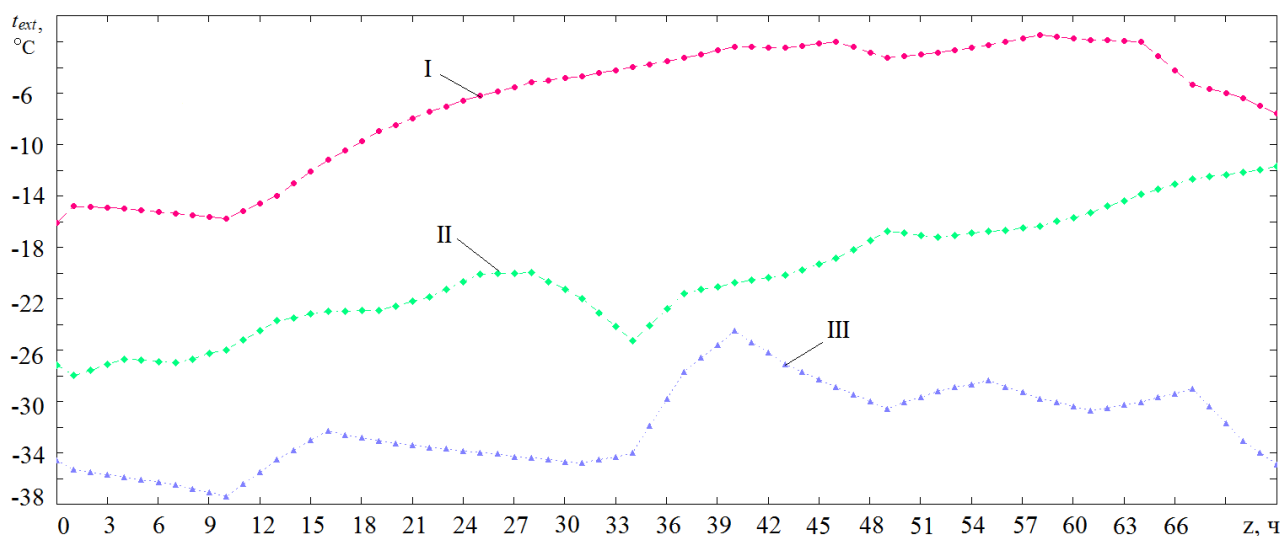


Рис. 5.41. Температура наружного воздуха:

I – 9-12 января 2018 г.; II – 14-17 января 2018 г.; III – 21-24 января 2018 г.

При относительно высоких наружных температурах (I диапазон наружных температур на рис. 5.41), снижение внутренней температуры определяется в основном соотношением тепловых потоков  $\psi$  и в меньшей степени зависит от коэффициента тепловой аккумуляции  $\beta$ . Так, на рис. 5.42, при  $\psi=0,8$  снижение  $t_{int}$  приблизительно одинаково, как при  $\beta=97$  ч, так и при  $\beta=33$  ч, хотя при  $\beta=33$  ч наблюдаются большие колебания температуры внутреннего воздуха. Однако, чем меньше  $\psi$ , тем большую роль начинает играть коэффициент тепловой аккумуляции  $\beta$ . Например, при  $\psi=0,5$  снижение  $t_{int}$  происходит быстрее при  $\beta=33$  ч, чем при  $\beta=97$  ч. Тем не менее, даже в этом случае, снижение внутренней температуры  $t_{int}$  до  $16^{\circ}\text{C}$  произойдёт приблизительно за 57 ч. В остальных случаях, длительность достижения нормативного времени будет значительно больше и система может обеспечить нагрев воды на горячее водоснабжение до нормативной температуры.

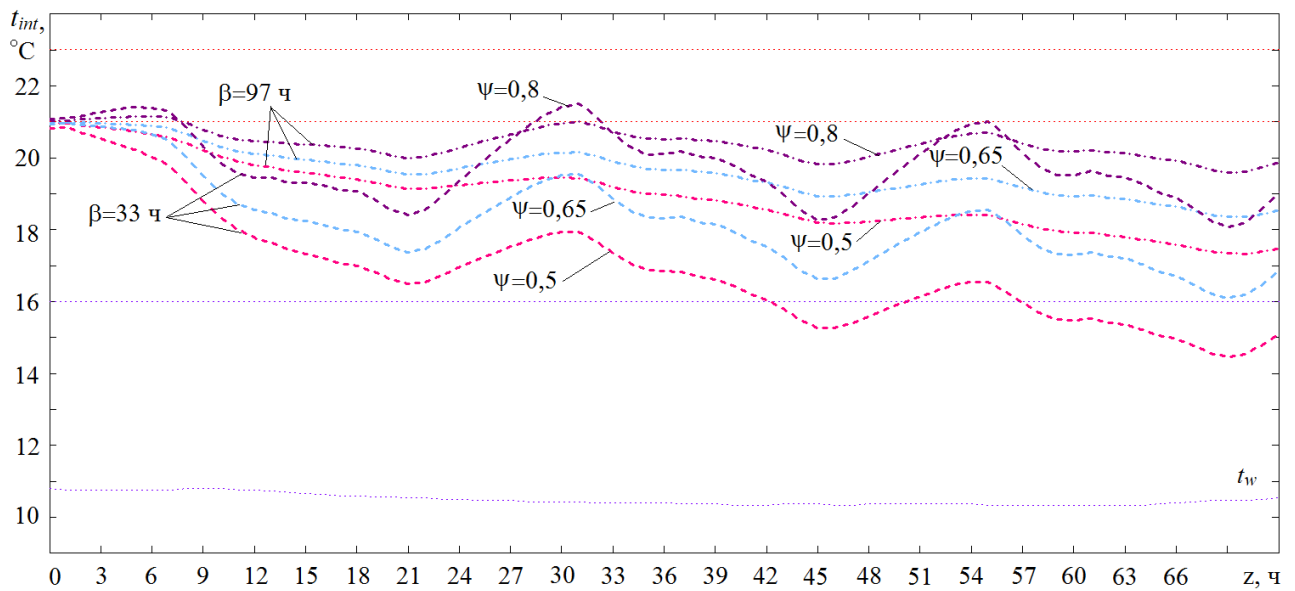


Рис. 5.42. Температура внутреннего воздуха помещений 9-12 января 2018 г.

При среднезимних наружных температурах (II диапазон наружных температур на рис. 5.41), снижение внутренней температуры будет сильно зависеть как от соотношения тепловых потоков  $\psi$ , так и от коэффициента тепловой аккумуляции  $\beta$ , рис. 5.43. При высоком  $\beta=97$  ч и различных  $\psi$  температура внутреннего воздуха достигнет  $16^{\circ}\text{C}$  за 21-33 ч, но температура внутренней поверхности стен не достигнет точки росы  $t_w$  в течение трёх суток. В конструкциях с низкой тепловой аккумуляцией  $\beta=33$  ч температура внутреннего воздуха опустится до  $16^{\circ}\text{C}$  за 7-9 ч, а температура внутренней поверхности конструкции достигнет точки росы за 16-20 ч. Отключение II ступени подогревателя горячего водоснабжения в этом диапазоне наружных температур будет эффективно для зданий с высокой тепловой аккумуляцией наружных стен при любом соотношении  $\psi$ . Так, при  $\psi=0,8$  и  $\psi=0,65$  температура внутреннего воздуха в этом случае не опустится ниже  $16^{\circ}\text{C}$ , рис. 5.43. Для зданий, имеющих низкие значения  $\beta=33$  ч отключение II ступени подогревателя СГВ будет эффективно при больших соотношениях  $\psi$ . Так, при  $\psi=0,8$  эта мера позволит значительно поднять температуру внутреннего воздуха, которая может даже в отдельные моменты времени стать выше температуры внутреннего воздуха в зданиях с  $\beta=97$  ч, хотя будут наблюдаться большие температурные колебания. При соотношении  $\psi=0,65$  также температура внутреннего воздуха может быть значительно повышена. В то же время отключение II ступени подогревателя СГВ при  $\psi=0,5$  и  $\beta=33$  ч не имеет смысла, поскольку не окажет заметного воздействия на температуру внутреннего воздуха, рис. 5.43.

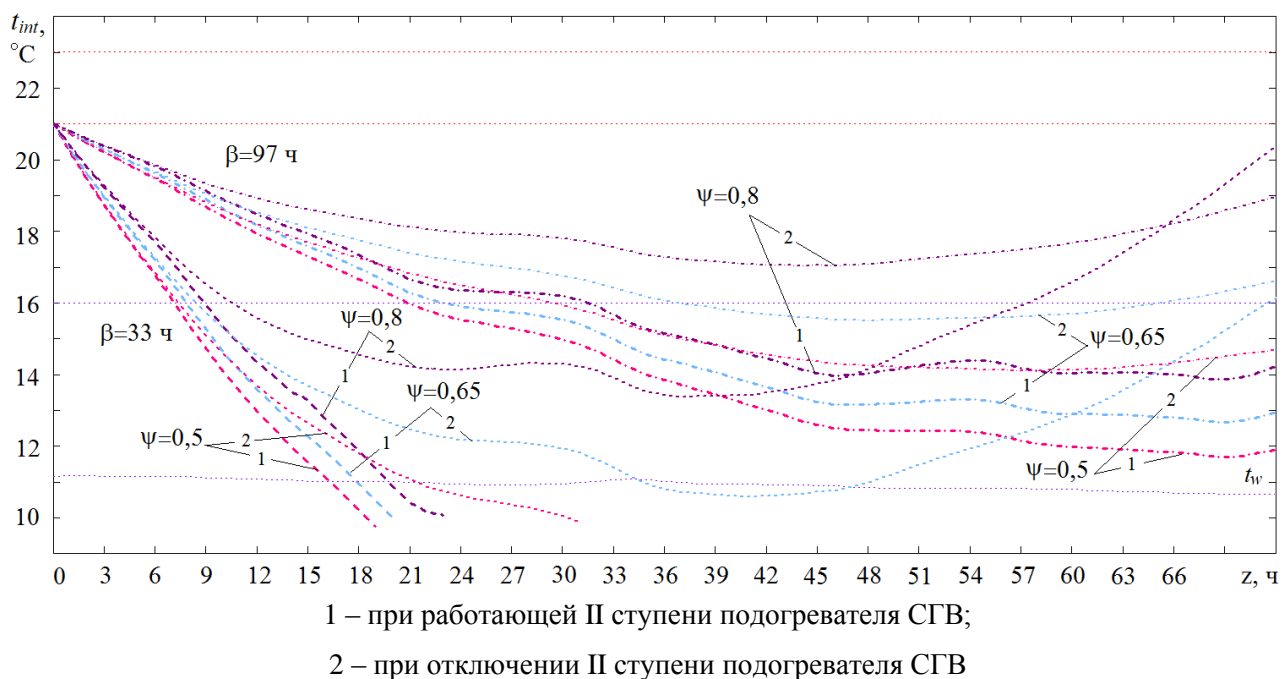


Рис. 5.43. Температура внутреннего воздуха помещений 14-17 января 2018 г.

При низких и экстремально низких температурах наружного воздуха (III диапазон наружных температур на рис. 5.41) снижение температуры внутреннего воздуха будет определяться, в основном, только коэффициентом тепловой аккумуляции  $\beta$  и мало зависеть от соотношения тепловых потоков  $\psi$ , рис. 5.44. Поэтому, в этом диапазоне наружных температур отключение II ступени подогревателя СГВ только ухудшит качество горячего водоснабжения и не приведёт к увеличению допустимого времени ремонтных работ.

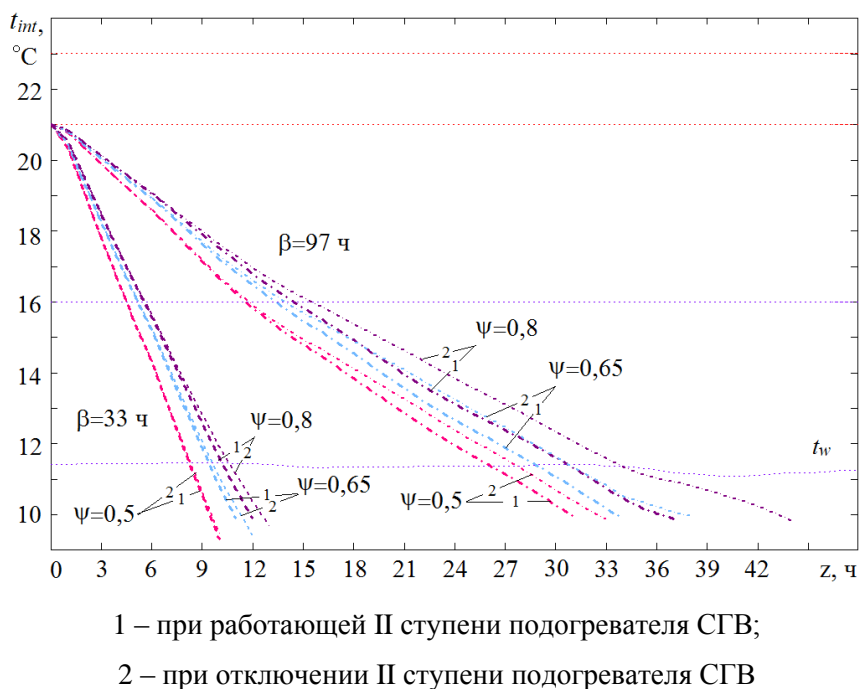


Рис. 5.44. Температура внутреннего воздуха помещений 21-24 января 2018 г.

Снижение температуры внутреннего воздуха до 14-12°C за время 6-15 ч при нарушениях теплоснабжения при низких наружных температурах и недостаточной тепловой аккумуляции помещений подтверждается также исследованиями ряда авторов, например [26, 30, 40, 53, 93, 139, 140, 266, 268, 294].

На основе проведённого исследования, можно получить аналитические зависимости, позволяющие напрямую провести расчёт допустимой длительности работы системы теплоснабжения при лимитированном отпуске теплоты в аварийных ситуациях, с учётом коэффициента тепловой аккумуляции  $\beta$  и соотношения тепловых потоков  $\psi$ .

Из формулы (2.38) время остывания помещений до заданной температуры:

$$z = -\beta \ln \left[ 1 - \frac{t_{int}^{req} - t_{int}^{ass}}{t_{int}^{req} - t_{ext}} \cdot \frac{1}{1 - \bar{Q}_o^{em}} \right], \quad (5.30)$$

где  $t_{int}^{ass}$  – заданное значение снижения температуры внутреннего воздуха, которое может приниматься равным 16°C или температуре, соответствующей точке росы внутренней поверхности ограждений или какой-либо другой температуре.

Относительное снижение тепловой мощности системы отопления при лимитированной теплоснабжении  $\bar{Q}_o^{em}$  при различных  $\psi$  можно определить по рис. 5.37.

Можно считать, что зависимость тепловой мощности системы отопления в аварийном режиме от  $\psi$  и наружной температуры описывается параллельными линейными зависимостями, угловой коэффициент (тангенс угла наклона) которых можно принять равным 0,16.

При расчётной наружной температуре для проектирования отопления  $t_{ext.o}$  и  $\psi = 0,5$  (для г. Новосибирска  $t_{ext.o} = -37^\circ\text{C}$ ),  $\bar{Q}_o^{em} \Big|_{\psi=0,5} = 0,29$  при  $t_{upper}^{cut} = 85^\circ\text{C}$ . Для другой температуры срезки графика центрального регулирования в аварийном режиме работы, учитывая, что при расчётной температуре воды в теплосети  $\bar{Q}_o^{em} = 1$ , используя рис. 5.37, получим

$$\bar{Q}_o^{em} \Big|_{\psi=0,5} = 1 - 0,008(150 - t_{upper}^{cut}).$$

Величина изменения  $\bar{Q}_o^{em}$  на один градус наружной температуры по рис. 5.37, соответствует 0,014. Для любой наружной температуры  $t_{ext}$ , при  $\psi = 0,5$ ,  $\bar{Q}_o^{em}$  можно определить так

$$\bar{Q}_o^{em} \Big|_{\psi=0,5} (t_{ext}) = [1 - 0,008(150 - t_{upper}^{cut})] - 0,014(t_{ext.o} - t_{ext}).$$

Тогда зависимость  $\bar{Q}_o^{em}$  от  $\psi$  при любой наружной температуре  $t_{ext}$  может быть описана формулой

$$\bar{Q}_o^{em}(t_{ext}, \psi) = 0,16(\psi - 0,5) + [1 - 0,008(150 - t_{upper}^{cut})] - 0,014(t_{ext.o} - t_{ext}). \quad (5.31)$$

Подставляя (5.31) в (5.30), получим

$$z = -\beta \ln \left[ 1 - \frac{t_{int}^{req} - t_{int}^{ass}}{t_{int}^{req} - t_{ext}} \cdot \frac{1}{1,28 - 0,16\psi - 0,008t_{upper}^{cut} + 0,014(t_{ext.o} - t_{ext})} \right]. \quad (5.32)$$

Формула (5.32) может применяться для расчёта времени остывания помещений до заданной температуры при аварийном теплоснабжении. Особенностью полученной формулы является возможность учёта соотношения тепловых потоков на горячее водоснабжение и отопление, т.е. части резерва тепловой мощности, который можно направить в систему отопления. Кроме того, в формулу (5.32) входит коэффициент тепловой аккумуляции, что позволяет учитывать не только внутреннюю теплоустойчивость ограждений, но теплотехнические характеристики всей ограждающей конструкции и воздухообмен в помещении.

## Выводы по главе 5

1. На основе экспериментальных данных определены теплофизические свойства наружной стены, период колебаний теплового потока, коэффициенты теплоотдачи воздуха с наружной и внутренней стороны ограждения. Экспериментально определены коэффициенты теплоусвоения наружных стен, являющиеся показателем теплоустойчивости ограждения, его свойством поддерживать постоянство температуры поверхности при изменяющихся тепловых воздействиях.

2. Результаты экспериментальных исследований показали, что материал внутреннего слоя стены не обладает достаточной теплоустойчивостью вследствие малой толщины. Основным сдерживающим слоем для распространения температурной волны является основной конструкционный слой ограждения. Результаты исследования позволяют сделать вывод о необходимости расчёта сквозной теплоустойчивости ограждения, что особенно важно при нарушениях теплоснабжения.

3. Проведено математическое моделирование теплотехнических свойств наружных ограждений, для определения способности наружных ограждений аккумулировать теплоту и сглаживать колебания температуры внутреннего воздуха при меняющейся тепловой мощности системы отопления вследствие связанной подачи теплоты в систему горячего во-

доснабжения и меняющейся температуре наружного воздуха, определяемой теплотехническими характеристиками строительных конструкций.

4. Разработана методика определения влагонакоплений в конструкциях зданий, расположенных в различных климатических зонах. Методика основана на применении потенциала влажности в расчётах влагопереноса, что позволяет количественно учесть содержание влаги в конструкциях, как в парообразном виде, так и в жидком и твёрдом состоянии, включая сорбированную влажность и область сверхсорбционного увлажнения. Такой анализ позволяет наиболее полно учесть количество влаги в строительных конструкциях и позволяет выполнить количественную оценку влагосодержания материалов строительных конструкций при любом фазовом состоянии влаги.

5. Определены показатели теплоустойчивости для десяти конструкций наружных ограждений зданий. Для различных диапазонов наружных температур определено изменение температуры внутреннего воздуха помещений при связанной подаче теплоты в системы отопления и горячего водоснабжения. Определены неблагоприятные режимы совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения, выявлены конструкции, не обеспечивающие поддержание комфортных условий в помещении.

6. Проведено исследование режимов работы системы теплоснабжения в условиях аварийного отпуска теплоты от ТЭЦ. Рассмотрены факторы, влияющие на тепловой режим помещений зданий, имеющих наружные ограждения различной конструкции.

7. Разработана методика расчёта скорости охлаждения внутренней поверхности наружного ограждения и температуры на этой поверхности в заданный момент времени. Определена температура внутреннего воздуха, при которой происходит выпадение конденсата на внутренней поверхности ограждений. Применение разработанной методики и схем автоматизации работы систем теплоснабжения может повысить энергоэффективность и способствовать энергосбережению зданий при авариях в тепловой сети.

8. Получены расчётные зависимости для определения допустимой длительности работы системы теплоснабжения при лимитированном отпуске теплоты.



## **Глава 6. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ЦЕНТРАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ**

В настоящее время основные экономические и энергетические показатели систем теплоснабжения, например, теплопотери через изоляционные конструкции в соответствии с [444] рассчитываются на среднюю температуру теплоносителя за год или за отопительный период, определяемую для условий качественного регулирования тепловой нагрузки. Наличие срезок температурного графика вызывает отклонение этой температуры от значений, приведенных в [444]. Кроме того, для других способов центрального регулирования [342, 376, 404, 405], например, количественного [398, 404], температура воды в теплосети будет постоянной в течение всего отопительного периода, но теплопотери будут различны [253, 399], поскольку в этом случае будет меняться расход сетевой воды и температура воды в обратной магистрали.

Данные вопросы не отражены в нормативных документах и требуют специального исследования, что определяет актуальность работы.

Настоящая глава посвящена применению предложенного метода моделирования для исследования энергетической и экономической эффективности систем теплоснабжения при различных графиках регулирования.

Содержание главы опубликовано в работах [116, 117, 211, 252, 305, 390].

### **6.1. Режимы работы участка магистральной теплосети при различных температурных графиках регулирования**

Режимы отпуска тепла в тепловых сетях характеризуются многофакторной взаимозависимостью параметров, и изменение одного из них приводит к соответствующему изменению других, связанных параметров и показателей. Так, изменение тепловых потерь в тепловых сетях кроме прямой экономии тепловой энергии при наличии соответствующих регуляторов на абонентских вводах, приводит к снижению расходов воды в сетях, затрат электроэнергии на перекачку теплоносителя, а также к изменению температуры в обратной линии и эффективности выработки тепла на ТЭЦ. В соответствии с этим, снижение потерь тепла через изоляцию трубопроводов является значимым энергосберегающим мероприятием, а оценка его эффективности требует проведения комплексных расчётов с учётом всех режимных факторов, определяющих потенциал энергосбережения.

Для исследования использован участок теплосети с надземной прокладкой от ТЭЦ-5 (рис. 6.3), с условным диаметром  $D_y=1000$  мм (наружный диаметр  $D_{ex} = 1020$  мм, внутренний диаметр  $D_{in} = 996$  мм), с максимальным тепловым потоком на отопление и вентиляцию  $Q_{ovmax} = 91$  МВт, на горячее водоснабжение  $Q_h = 56$  МВт. Теплоизоляционные конструкции: маты минераловатные прошивные по ГОСТ 21880-86 марки М-100 с фактической толщиной слоёв для подающего трубопровода  $\delta_{ins1} = 100$  мм, для обратного трубопровода  $\delta_{ins2} = 80$  мм, с покровным слоем из стеклопластика рулонного типа РСТ по ТУ 6-11-145-80, марки РСТ-А.

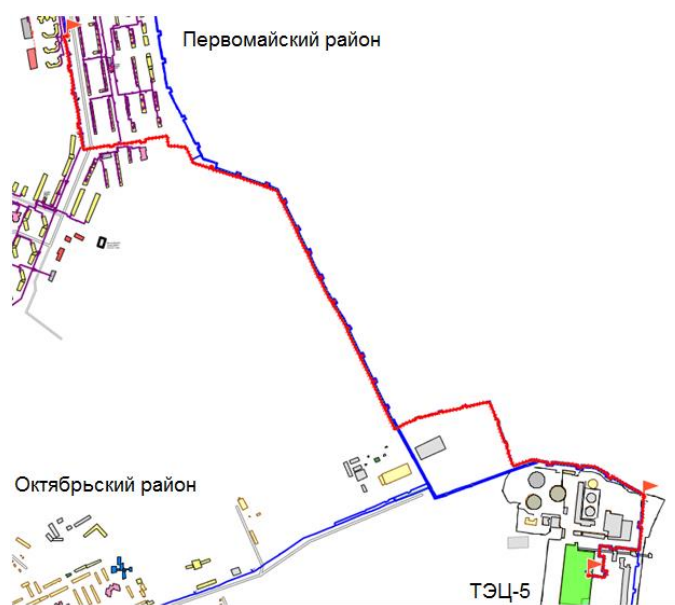


Рис. 6.1. Схема магистральной теплосети

Переход на низкотемпературные графики регулирования приведёт к значительному увеличению расходов теплоносителя в тепловых сетях при качественном способе регулирования тепловой нагрузки. Поэтому для повышения экономичности систем теплоснабжения необходим их перевод на другие способы регулирования: количественный и качественно-количественный, позволяющие сократить расходы на перекачку воды в тепловых сетях.

При помощи предложенного в параграфе 2.6 метода расчёта проводилось моделирование режимов работы участка тепловой сети (рис. 6.1) при различных способах регулирования подачи тепловой энергии:

- I. Качественный способ центрального регулирования  $150/70^{\circ}\text{C}$ , с верхней срезкой при  $114^{\circ}\text{C}$  и изломом при  $75^{\circ}\text{C}$ ;
- II. Качественный способ центрального регулирования  $114/70^{\circ}\text{C}$ , с изломом при  $75^{\circ}\text{C}$ ;
- III. Качественно-количественный способ регулирования  $114/70^{\circ}\text{C}$ ;
- IV. График совмещенного регулирования нагрузок отопления и горячего водоснабжения (повышенный температурный график)  $114/70^{\circ}\text{C}$ ;
- V. Количественный способ регулирования  $114/70^{\circ}\text{C}$ .

Результаты расчётов температур и расходов сетевой воды показаны на рис. 6.4.

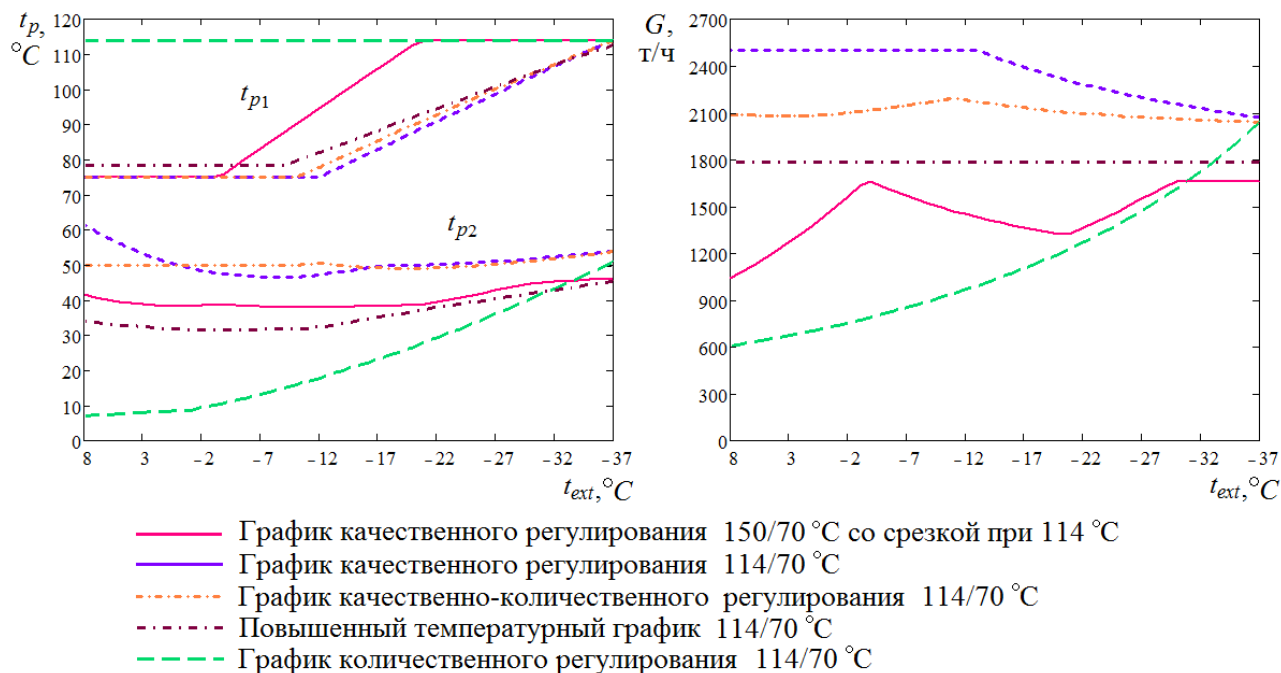


Рис. 6.2. Графики температур и расходов воды в тепловой сети при различных способах регулирования тепловой нагрузки

При низкотемпературном качественном способе регулирования, значительно сокращается температурный перепад в тепловых сетях, при этом расходы сетевой воды могут увеличиться в 1,25 – 2,5 раза (см. рис. 6.2). Применение повышенного графика центрального регулирования позволяет обеспечить стабильный гидравлический режим при постоянном расходе сетевой воды, незначительно превышающем расчётный расход воды для графика со срезкой. При этом обеспечивается более низкая температура обратной воды в тепловой сети. Существенного сокращения расходов сетевой воды можно добиться при количественном способе регулирования, однако, в этом случае расход воды меняется в течение отопительного периода более чем в 3 раза, что может вызвать большие сложности с гидравлической увязкой и обеспечением допустимого пьезометрического давления в разветвлённых сетях теплоснабжения, что потребует дополнительных затрат.

Понятно, что определение основных показателей для всех способов регулирования, при помощи только средних значений температур наружного воздуха и теплоносителей приведёт к существенной ошибке расчётов. Поэтому, в следующем параграфе получены аналитические зависимости, позволяющие выполнить расчёты с учётом продолжительности наружных температур и тепловых нагрузок для каждого способа регулирования.

## 6.2. Аналитические зависимости для расчета продолжительности тепловых нагрузок

Проектирование систем теплофикации и теплоснабжения тесно связано с анализом графика расхода тепла по продолжительности, с помощью которого решаются вопросы определения годового расхода тепла, числа часов работы насосов, средней температуры теплоносителя в тепловой сети, величин отборов пара различных параметров от турбины, расчёта тепловых потерь трубопроводами. График продолжительности обычно строится по климатическим данным повторяемости наружных температур в течение отопительного периода, например, по [149], и зависит от местных климатических условий.

Как показало исследование, выполненное в параграфе 6.2, наличие срезок температурного графика, переход на другие графики центрального регулирования приводит к тому, что в расчётах нельзя ориентироваться на среднюю температуру отопительного периода, принимаемую по [446]. В то же время, детальный расчёт режимов работы системы теплоснабжения в зависимости от продолжительности наружных температур является сложным и трудоёмким. Среднюю за отопительный период температуру воды в подающей магистрали теплосети можно определить аналитически.

На основании обработки климатических данных по городам, расположенным в различных климатических зонах, проф. Л.А. Мелентьев [153] вывел эмпирическую зависимость, связывающую часовой расход тепла с числом часов продолжительности наблюдения наружных температур. Аналогичная формула предложена также проф. Б.Л. Шифринсоном и А.П. Сафоновым [327], которая далее была уточнена в работах Б.Л. Шифринсона и В.Я Хасилева [328]. Кривая продолжительности относительного расхода тепла на отопление заменяется аналитической кривой, представляющей собой степенную функцию вида:

$$\bar{Q}_o(z) = \sigma + \varphi \left( z / z_{hp} \right)^\psi, \quad (6.1)$$

где  $z$  – число дней, в течение которых температура наружного воздуха не бывает выше заданной  $t_{ext}$ ;  $\sigma$ ,  $\varphi$ ,  $\psi$  – постоянные коэффициенты для данных климатических условий.

Основываясь на аналитических решениях [328] можно найти значения коэффициентов  $\sigma$ ,  $\varphi$  и  $\psi$ :

$$\sigma = 1;$$

$$\varphi = \bar{T}_2 - 1;$$

$$\psi = (\bar{T}_1 - \bar{T}_2) / (1 - \bar{T}_1),$$

где  $\bar{T}_1 = (t_{int} - t_h^m)/(t_{int} - t_{ext.c})$ ;  $\bar{T}_2 = (t_{int} - 8)/(t_{int} - t_{ext.c})$ .

На рис. 6.3 показана построенная по формуле (6.1) кривая продолжительности относительной нагрузки на отопление.

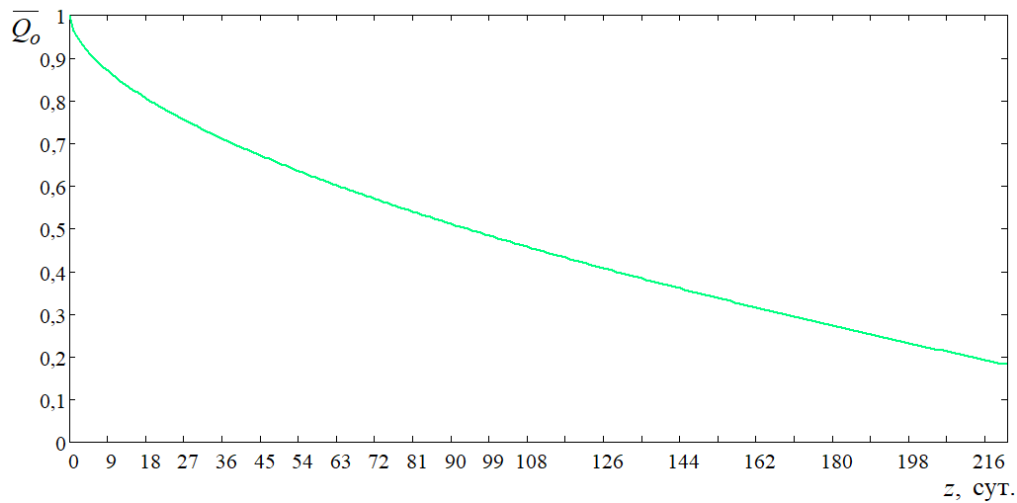


Рис. 6.3. Продолжительность относительной отопительной нагрузки

Из формулы (6.1) можно получить зависимость для относительной наружной температуры  $\bar{t}_{ext} = t_{int} - t_{ext}$ :

$$\bar{t}_{ext}(z) = \bar{T}_1 + \varphi_1 z^\psi,$$

где коэффициент  $\varphi_1 = \frac{\bar{T}_1}{z_{hp}^\psi} \varphi$ .

Учитывая, что  $\bar{Q}_o = (t_{int} - t_{ext})/(t_{int} - t_{ext.c})$ , получим зависимость для определения продолжительности наружных температур в течение отопительного периода

$$t_{ext}(z) = t_{int} - \bar{Q}_o \bar{T}_1. \quad (6.2)$$

На рис. 6.4 показана рассчитанная по формуле (6.2) продолжительность наружных температур (сплошная линия) в сравнении с климатическими данными [149] (точки), для условий г. Новосибирска. Видно, что предложенная в [328] кривая достаточно точно описывает данные по продолжительности.

Уравнение интегральной кривой продолжительности отопительной нагрузки

$$\int_0^{z_{hp}} \bar{t}_{ext} dz = \bar{T}_1 z + \frac{\varphi_1}{1 + \psi} z^{1+\psi}, \quad (6.3)$$

или для относительного расхода тепла на отопление

$$\int_0^{z_{hp}} \overline{Q}_o dz = \frac{z}{z_{hp}} + \frac{\varphi}{1+\psi} \left( \frac{z}{z_{hp}} \right)^{1+\psi}, \quad (6.4)$$

Кривая, построенная по выражению (6.3), показана на рис. 6.5.

Эта кривая соответствует градусо-суткам отопительного периода  $D_d = (t_{int} - t_h^m) z_{hp}$ .

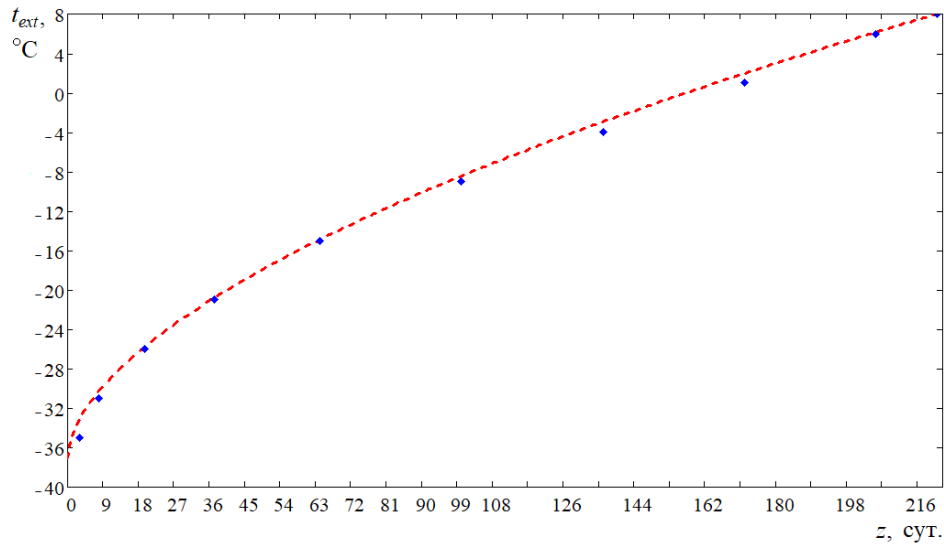


Рис. 6.4. Продолжительность температуры наружного воздуха

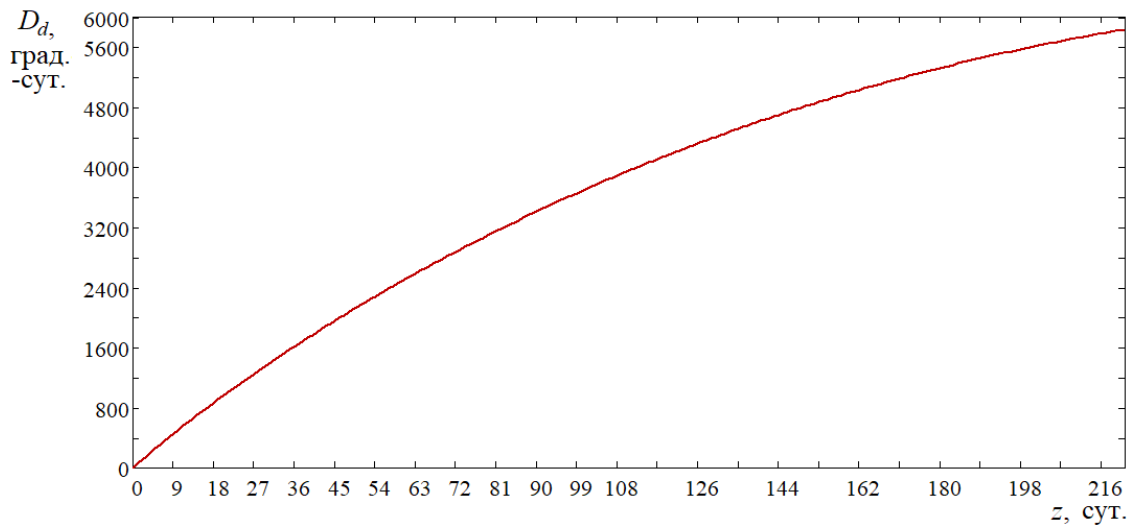


Рис. 6.5. Интегральная кривая – градусо-сутки отопительного периода

С использованием функции (6.1) можно построить кривые продолжительности всех тепловых нагрузок:  $Q(z) = Q_{o\max} \overline{Q}_o + Q_{v\max} \overline{Q}_o + Q_h$ , рис. 6.6 (для участка магистральной тепловой сети с нагрузками, приведенными в параграфе 6.2)

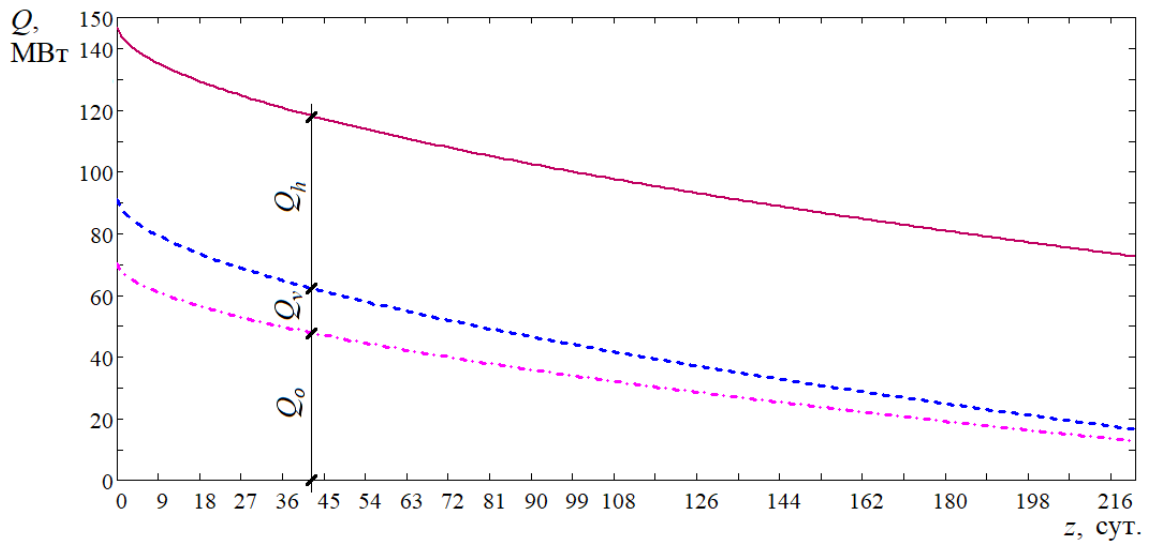
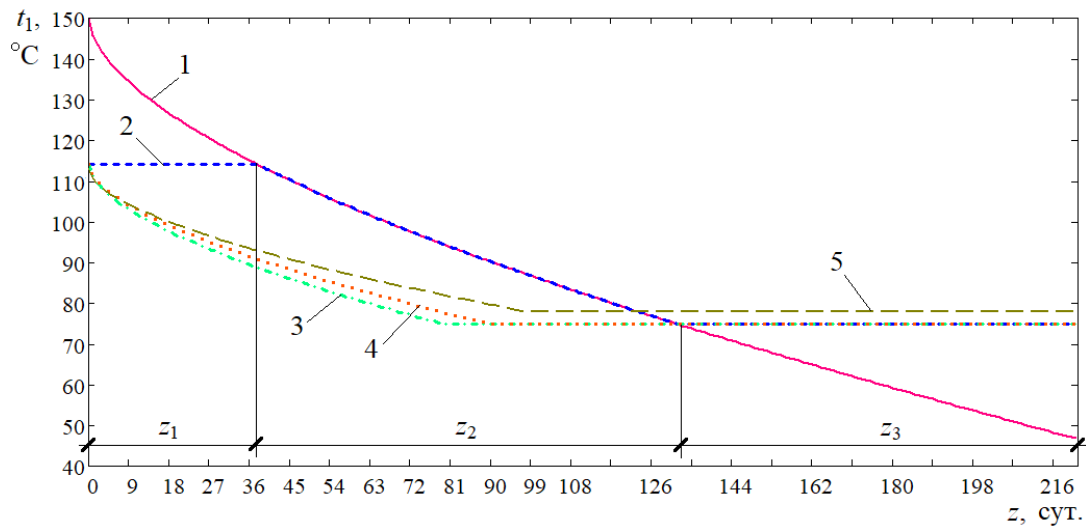


Рис. 6.6. Кривая продолжительности тепловых нагрузок

Подставляя значения  $\bar{Q}_o(z)$  из (6.1) в формулы для расчёта температурных графиков, получим продолжительность температур воды в подающей магистрали теплосети, рис. 6.7.

По графику (рис. 6.7) или аналитически достаточно легко определить продолжительность работы теплосети со срезками  $z_1, z_3$  и по графику регулирования  $z_2$ .



1 – график качественного регулирования по нагрузке отопления 150/70°C; 2 – график 150/70°C со срезкой 114°C и с изломом 75°C; 3 – график качественного регулирования 114/70°C; 4 – график качественно-количественного регулирования 114/70°C; 5 – повышенный температурный график 114/70°C

Рис. 6.7. Продолжительность температур воды в подающей магистрали теплосети

Средний относительный расход тепла для графика со срезками  $\bar{Q}_o^m(z_2)$  за период  $z_2$  можно найти, используя выражение (6.4)

$$\bar{Q}_o^m(z_2) = \frac{\varphi}{1+\psi} \left[ \frac{z_2}{z_{hp}} + \left( \frac{z_1 + z_2}{z_{hp}} \right)^{1+\psi} - \left( \frac{z_1}{z_{hp}} \right)^{1+\psi} \right] z_{hp}.$$

Подставляя полученное значение относительной тепловой мощности в уравнения графиков регулирования можно найти среднюю температуру воды в подающей магистрали теплосети за период  $z_2$ . Зная продолжительность всех периодов регулирования, можно найти средние температуры сетевой воды. Расчёт сведен в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Средние температуры сетевой воды

Показатель	Со срезками 150/70°C со срезкой 114°C	Качественный 114/70°C	Качественно-количественный 114/70°C	Качественный (повышенный) 114/70°C	Количественный 114/70°C
В подающей магистрали за ОП	89	80	81	83	114
В подающей магистрали за год	84	78	79	80	99

### 6.3. Выбор оптимального температурного графика по условию минимума годовых эксплуатационных затрат

Выбор экономического температурного графика можно провести путем определения минимума годовых эксплуатационных затрат:

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

где  $S_f$  – удельная стоимость топлива за год при работе ТЭЦ по теплофикационному циклу по сравнению с конденсационным, руб./Гкал;  $S_p$  – удельная стоимость перекачки теплоносителя и насосно-моторной группы, руб./Гкал;  $S_{hl}$  – удельная стоимость тепловых потерь за год, руб./Гкал;  $S_r$  – удельные годовые отчисления от стоимости сети (амортизация, ремонт), руб./Гкал.

**Определение тепловых потерь через теплоизоляционные конструкции для различных способов центрального регулирования.** Расчёт тепловых потерь трубопроводами теплоснабжения согласно нормативным документам выполняется на среднегодовую и среднюю за отопительный период температуру теплоносителя. Согласно рекомендациям [289] для предварительных расчётов можно принимать коэффициент теплопередачи  $k = 0,8 - 1,2$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Однако при значительном изменении температур и расходов воды в тепловой сети при переходе на новые способы регулирования, при срезках температурного графика необходимо уточнение нормативных рекомендаций по средней температуре отопительного периода, средних температурах теплоносителей в трубопроводах, поскольку от величины тепловых потерь трубопроводами зависит формирование тарифа на тепловую энергию. Так, в [99] показано, что проектные значения среднегодовых температур воды в подающей магистрали тепловой сети для ряда территорий РФ даже для качественного способа регулирования могут



существенно отличаться от рекомендуемых нормативами. Кроме того, при количественном способе регулирования при постоянной температуре теплоносителя в подающей магистрали теплосети теплотери будут больше, чем при качественном способе регулирования [261, 404], однако оценить суммарные тепловые потери через изоляцию подающего и обратного трубопровода, можно, только выполнив детальный расчёт, учитывающий время работы тепловых сетей в каждом режиме.

Задачей исследования является определение фактических тепловых потерь через тепловую изоляцию трубопроводов водяных тепловых сетей при разных температурных графиках работы систем центрального теплоснабжения. Результаты опубликованы в [390].

Тепловые потери являются важной энергетической характеристикой тепловых сетей, их определение необходимо для защиты тарифа на транспорт тепловой энергии по трубопроводам тепловых сетей и сетей горячего водоснабжения, расчёта плановых показателей отпуска тепловой энергии от теплоисточника, проведения тепловых и гидравлических расчётов тепловых сетей и сетей горячего водоснабжения, для взаиморасчётов с потребителями тепловой энергии различных собственников.

Расчёты проводились для каждой температуры наружного воздуха, с учётом её продолжительности, принятой по [149].

Для оценки влияния температур и расходов сетевой воды на тепловые потери трубопроводами определялась скорость движения воды по рассчитанным расходам сетевой воды  $G$ , кг/ч, с учётом температуры теплоносителя (см. рис. 6.2).

$$w = \frac{G}{\rho F_{in}},$$

где  $F_{in}$  – внутренняя площадь трубопровода,  $F_{in} = \pi D_{in}^2 / 4$ ;  $\rho$  – плотность воды, определяется в соответствии с [459]

$$\rho = 1000,3 - 0,06t_p - 0,0036t_p^2.$$

Расчёт скорости теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети сведён в табл. Б.3, прил. Б.

Для определения коэффициентов теплоотдачи от движущейся жидкости в трубах, необходимо найти теплотехнические характеристики теплоносителя. Так, коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К), определяется из критериального уравнения Нуссельта

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / D_{in},$$

где число Нуссельта для турбулентного режима можно найти в соответствии с [89]

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43};$$

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К), для воды в зависимости от температуры, определяется в соответствии с [459]

$$\lambda(t) = 0,553(1 + 0,003t_p);$$

число Рейнольдса

$$Re = wD_{in}/\nu,$$

$\nu$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с для воды в зависимости от температуры, определяется в соответствии с [459]

$$\nu(t) = 1,78 \cdot 10^{-6} / (1 + 0,0337t_p + 0,00022t_p^2);$$

число Прандтля

$$Pr = \nu/a,$$

$a$  – температуропроводность, м<sup>2</sup>/с для воды в зависимости от температуры, определяется в соответствии с [459]

$$a(t) = 1,32 \cdot 10^{-7} (1 + 0,003t_p).$$

Расчёт теплотехнических характеристик теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети сведён в табл. Б.4, прил. Б.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м<sup>2</sup>·К), от горизонтального трубопровода к воздуху для надземной прокладки можно определить по рекомендациям [424] по формуле

$$\alpha_k = 4,65 w_{air}^{0,7} / [D_{ex} + 2(\delta_{acc} + \delta_{ins} + \delta_{am})]^{0,3},$$

где  $w_{air}$  – скорость воздуха при надземной прокладке, принимается 10 м/с по [424];  $\delta_{acc} = 0,002$  м – толщина антикоррозионных покрытий труб;  $\delta_{cm} = 0,004$  м – толщина покровных материалов теплоизоляции для подающего и обратного трубопроводов.

Коэффициент теплоотдачи излучением  $\alpha_r = 11,6$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), по рекомендациям [289, 424] для надземной прокладки трубопроводов теплоснабжения.

Суммарный коэффициент теплоотдачи наружного воздуха

$$\alpha_{air} = \alpha_k + \alpha_r,$$

$\alpha_{air1} = 33,49$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\alpha_{air2} = 33,71$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) для подающего трубопровода и обратного трубопроводов, соответственно.

Линейные сопротивления трубопровода и изоляционной конструкции, м·К/Вт:

- теплоотдачи внутренней поверхности стенки трубопровода

$$R_{in} = (\pi D_{in} \alpha)^{-1};$$

- теплопроводности стенки трубопровода

$$R_w = (2\pi\lambda_w)^{-1} (\ln D_{ex} - \ln D_{in}),$$

где  $\lambda_w$  – коэффициент теплопроводности материала стенки трубопровода, принимается равным 52 Вт/(м·К) по [424],  $R_w = 7,288 \cdot 10^{-5}$  м·К/Вт;

- теплопроводности антикоррозионного слоя трубопровода

$$R_{acc} = (2\pi\lambda_{acc})^{-1} [\ln(D_{ex} + 2\delta_{acc}) - \ln D_{ex}],$$

где  $\lambda_{acc}$  – коэффициент теплопроводности антикоррозионного покрытия (битумная мастика), принимается равным 0,1 Вт/(м·К) по [424],  $R_{acc} = 6,229 \cdot 10^{-3}$  м·К/Вт;

- теплопроводности теплоизоляционного слоя

$$R_{ins} = (2\pi\lambda_{ins})^{-1} \{ \ln[D_{ex} + 2(\delta_{acc} + \delta_{ins})] - \ln(D_{ex} + 2\delta_{acc}) \},$$

где  $\lambda_{ins}$  – коэффициент теплопроводности теплоизоляции (маты минераловатные, марки 100), определяется в зависимости от температуры теплоносителя, в соответствии с [424]

$$\lambda_{ins}(t) = 0,045 + 0,0002 t_p;$$

- теплопроводности покровного слоя теплоизоляционного материала трубопровода

$$R_{cm} = (2\pi\lambda_{cm})^{-1} \{ \ln[D_{ex} + 2(\delta_{acc} + \delta_{ins} + \delta_{cm})] - \ln[D_{ex} + 2(\delta_{acc} + \delta_{ins})] \},$$

где  $\lambda_{cm}$  – коэффициент теплопроводности покровного слоя теплоизоляционного материала трубопровода (стеклопластик рулонный РСТ), принимается равным 0,35 Вт/(м·К) по [424],  $R_{cm} = 0,081$  м·К/Вт;

- теплоотдачи наружной поверхности теплоизоляционной конструкции трубопровода в окружающую среду

$$R_{ex} = \{ \pi\alpha_{air} [D_{ex} + 2(\delta_{acc} + \delta_{ins} + \delta_{cm})] \}^{-1}.$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м·К)

$$k = (R_{in} + R_w + R_{acc} + R_{ins} + R_{cm} + R_{ex})^{-1}.$$

Линейные потери тепла на 1 м изолированного трубопровода, Вт/м

$$q = (t - t_{ext}) / k.$$

Количество тепла, Дж/м, теряемое 1 м изолированного трубопровода в течение времени  $z$ , с, соответствующего продолжительности каждой температуры наружного воздуха  $t_{ext}$

$$q_z = qz.$$

Расчёт теплопотерь сведён в табл. Б.5, прил. Б.

По данным табл. Б.5 можно найти суммарные тепловые потери в МДж одним метром подающего и обратного изолированных трубопроводов за отопительный период  $z_{hp}$ , а также средние линейные потери тепла,  $q_m$ , Вт/м, и соответствующую им температуру наружного воздуха (табл. Б.5) и температуру сетевой воды (табл. Б.3). Расчёт сведен в табл. 6.2.

Суммарные и средние потери тепла трубопроводами за отопительный период

Показатель	Способ центрального регулирования				
	Со срезками 150/70°C со срезкой 114°C	Качественный 114/70°C	Качественно- количественный 114/70°C	Качественный (повышенный) 114/70°C	Количественный 114/70°C
$\sum_{z_{hp}} q_{z1}, \text{ МДж/м}$	3506	3058	3095	3221	4625
$\sum_{z_{hp}} q_{z2}, \text{ МДж/м}$	1726	2255	2187	1509	873
$\sum_{z_{hp}} (q_{z1} + q_{z2}),$ МДж/м (%)	5233 (100)	5314 (101,5)	5282 (100,9)	4730 (90,4)	5498 (105,1)
$q_{m1}, \text{ Вт/м}$	183,4	159,9	161,8	168,4	241,9
$t_{ext1}/t_{p1}, \text{ }^\circ\text{C}$	-10 / 90	-13 / 77	-12 / 78	-11,5 / 82	-8,5 / 114
$q_{m2}, \text{ Вт/м}$	90,3	117,9	114,4	78,9	45,7
$t_{ext2}/t_{p2}, \text{ }^\circ\text{C}$	-10 / 38	-12 / 49	-8,5 / 50	-11 / 32	-10 / 16

Во всех рассчитанных графиках температура воды в подающей магистрали не превышала 114°C. По результатам расчётов, приведенных в табл. 6.2, видно, что если принять за «базовые» линейные потери тепла для существующего графика центрального регулирования 150/70°C со срезкой при 114°C и изломом при 75°C, то для графиков качественного регулирования и качественно-количественно регулирования 114/70°C, суммарные линейные потери тепла подающим и обратным трубопроводами отличаются незначительно, несмотря на то, что температура воды в подающей магистрали в этих графиках значительно ниже. Как видно из табл. Б.5, расход воды в трубопроводе мало влияет на коэффициент теплопередачи, но оказывает существенное влияние на температуру обратной воды (рис. 6.2), что, в свою очередь, определяет теплотери. Для графика количественного регулирования суммарные линейные теплотери увеличатся на 5 %. Наименьшие потери тепла будут для повышенного графика центрального регулирования – на 10 % ниже, чем для «базового» графика.

Сравнивая с данными табл. 6.1, можно считать, что средние тепловые потери трубопроводами за отопительный период примерно соответствуют средней температуре воды в теплосети, при температуре наружного воздуха ниже средней температуры отопительного периода. Кроме того, как видно из табл. 6.2, средние линейные тепловые потери за отопительный период для большинства графиков соответствуют более низкой наружной температуре, чем средняя температура наружного воздуха отопительного периода (для Новосибирска  $t_h^m = -8,1^\circ\text{C}$ ), т.е. расчёт необходимо выполнять на более высокую температуру теплоносителя, чем принято по нормативным документам.

Считая, что в неотапительный период во всех графиках поддерживаются одинаковые температуры 75/40°C и расход сетевой воды 1000 т/ч, найдем тепловые потери по средним температурам каждого месяца неотапительного периода:

- тепловые потери подающего трубопровода  $\sum_{z_{nhp}} q_1 z_{nhp} = 1231$  МДж/м;
- тепловые потери обратного трубопровода  $\sum_{z_{nhp}} q_2 z_{nhp} = 605$  МДж/м;
- средние линейные потери тепла подающим трубопроводом,  $q_{m1} = 99$  Вт/м;
- средние линейные потери тепла обратным трубопроводом,  $q_{m2} = 49$  Вт/м.

Результаты расчёта средних потерь тепла трубопроводами за год сведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Средние потери тепла трубопроводами за год

Показатель	Способ центрального регулирования				
	Со срезками 150/70°C со срезкой 114°C	Качественный 114/70°C	Качественно- количественный 114/70°C	Качественный (повышенный) 114/70°C	Количественный 114/70°C
$\sum_{z_y} q_{z1}$ , МДж/м	4737	4289	4326	4452	5856
$\sum_{z_{hp}} q_{z2}$ , МДж/м	2331	2860	2792	2114	1478
$\sum_{z_{hp}} (q_{z1} + q_{z2})$ , МДж/м (%)	7068 (100)	7149 (101,2)	7118 (100,7)	6566 (92,9)	7334 (103,8)
$q_{m1}$ , Вт/м	150,1	135,9	137,0	141,0	185,5
$t_{ext1}/t_{p1}$ , °C	-5 / 78	-1 / 75	-2 / 75	0 / 78	> 8 / 75
$q_{m2}$ , Вт/м	73,8	90,6	88,4	67,0	46,8
$t_{ext2}/t_{p2}$ , °C	-1 / 38,4	> 8 / 75	5 / 50	-5 / 31	-10 / 16

Фактические среднегодовые линейные тепловые потери подающими трубопроводами для «базового» графика оказались несколько ниже нормативных (138,7 ккал/ч = 161,3 Вт/м), при этом соответствуют температуре наружного воздуха, ниже среднегодовой (для г. Новосибирска +1,8°C).

Исследованиями Панферова В.И., Гавей О.Ф. [32, 33, 174] на основе решения задачи оптимизации было установлено, что при одинаковой тепловой мощности, на разных расходах теплоносителя, соответствующих различным температурам сетевой воды оптимальная температура теплоносителя, при которой тепловые потери в тепловой сети будут минимальны, составляет около 100°C, поскольку такая температура является оптимальной с точки зре-

ния снижения температурного перепада между теплоносителем в трубопроводе и окружающей средой и одновременного увеличения поверхности трубопроводов.

В то же время, как показало проведенное исследование, при определении минимума тепловых потерь необходимо учитывать не только температуру воды в подающую магистраль теплосети, но и температуру в обратной магистрали, которая зависит от расхода теплоносителя, для чего необходим расчёт переменных режимов работы теплосети.

Так, минимальные линейные тепловые потери подающим трубопроводом получились для графика качественного регулирования 114/70°C (см. табл. 6.3), имеющего самую низкую температуру теплоносителя, а наибольшие тепловые потери – для графика количественного регулирования с постоянной температурой в подающей магистрали в течение отопительного периода. Однако минимальные потери тепла за год будут для низкотемпературного повышенного графика регулирования, для которого, не смотря на более высокую температуру воды в подающей магистрали, общие теплотери будут ниже за счёт более низкой температуры обратной воды.

Таким образом, результаты расчёта показали необходимость учёта режимов работы системы теплоснабжения при расчёте теплотерь, поскольку при изменении температурных графиков, ориентация только на средние нормативные значения может привести к ошибке при формировании тарифа на тепловую энергию.

**Сравнение различных способов регулирования тепловой нагрузки по условию минимума годовых эксплуатационных затрат.** Температурный график обычно имеет две или три зоны (периоды), характеризующие разные способы регулирования (рис. 6.9). Период  $z_3$  определяется режимом работы горячего водоснабжения и характеризуется количественным способом регулирования. При этом способе уменьшение количества отпускаемой тепловой энергии обеспечивается снижением расхода сетевой воды, при постоянной температуре воды в подающую магистраль. В таком режиме работает тепловая сеть и в неотапительный период  $z_4$ . В этот период тепловая нагрузка обеспечивается паром отопительного отбора турбин с минимальным значением.

Период  $z_2$  характеризует работу ТЭЦ в наиболее эффективном режиме, и считается базовым. Тепловая нагрузка обеспечивается из отопительного отбора с регулированием давления от минимального до максимального значения.

Период  $z_1$  начинается в точке максимальной теплофикационной нагрузки, в графиках со срезкой увеличение количества отпускаемой тепловой энергии обеспечивается увеличением расхода сетевой воды.

Подогрев сетевой воды на ТЭЦ обычно осуществляется двухступенчатыми подогревательными установками. В основных подогревателях, питаемых из отопительного отбора

турбин, сетевая вода нагревается до 110-120°C (в зависимости от максимально допустимого давления в камере отопительного отбора, для ТЭЦ-5 г. Новосибирска 114°C).

В турбоагрегате электроэнергия вырабатывается по теплофикационному и конденсационному циклам, при этом переменные электрические потери тепла в генераторе распределяются между теплофикационной  $P_t$  и конденсационной мощностью  $P_k$ .

Номинальная электрическая мощность турбины

$$P_e = P_k + P_t. \quad (6.5)$$

На конденсационный цикл выработки электроэнергии относятся следующие виды потерь тепла: в окружающую среду, механические, постоянные электрические потери в генераторе. Потери тепла в конденсаторе связаны только с работой турбоагрегата по конденсационному циклу, поэтому эти потери, как постоянные, так и переменные, относятся на соответствующую выработку электроэнергии по конденсационному циклу.

Электрические переменные потери делятся пропорционально соотношению  $P_t$  и  $P_k$  и в этой пропорции относятся на соответствующий цикл. Теплофикационный цикл, таким образом, рассматривается как дополнительный, который накладывается на основной конденсационный цикл с уже имеющимися потерями.

Теплофикационная мощность (характеристика) турбоагрегата, МВт,  $P_e = f(Q_d)$ , где  $Q_d$  – расход тепла на отопительные отборы.

Проведем расчёт для турбины типа Т-100/120-130-5М, номинальной электрической мощностью  $P_e = 110$  МВт при 3000 об/мин., с конденсационной установкой и двумя отопительными отборами пара предназначенной для выработки электрической энергии и отпуска теплоты для нужд теплоснабжения. Номинальная тепловая нагрузка на теплоснабжение 175 Гкал/ч (200 МВт).

Турбина имеет два отопительных отбора: верхний и нижний, предназначенных для ступенчатого подогрева сетевой воды в теплофикационных пароводяных подогревателях. Отборы пара имеют следующие пределы регулирования давления:

- верхний отопительный 0,6 – 2,5 ата;
- нижний отопительный 0,5 – 2 ата.

Энергетическая расходная характеристика теплофикационного турбоагрегата Т-100-130 [57]  $P_t = 0,614Q_d - 8,2$  МВт, если  $Q_d$  в Гкал/ч;  $P_t = 0,528Q_d - 8,2$  МВт, если  $Q_d$  в МВт.

В турбоагрегатах типа «Т» на базе пара, который идёт в отборы, вырабатывается теплофикационная мощность, а на потоке пара, поступающего в конденсатор, вырабатывается конденсационная мощность. Наряду с энергетическими характеристиками, наиболее важным показателем теплофикационного турбоагрегата является теплоэлектрический коэффициент

$X_t$ , показывающий долю выработки электрической мощности (энергии) по теплофикационному циклу в общей выработке [57, 265]

$$X_t = \frac{P_t}{P_t + P_k} = \frac{E_t}{E_t + E_k}, \quad (6.6)$$

где  $E_t$  и  $E_k$  – электроэнергия, кВт·ч, вырабатываемая по теплофикационному циклу, при отпуске внешнему потребителю  $Q_t$ , ГДж, теплоты, и по конденсационному циклу;  $P_k = P_e - P_t$  – энергетическая характеристика работы турбины в конденсационном режиме.

Количество условного топлива  $b_k$ , кг, на выработку электроэнергии в количестве 1 кВт·ч  $Q_1$  составит при КПД получения электроэнергии в конденсационном цикле  $\eta_e=36\%$  [47, 265]

$$b_k = \frac{Q_1}{Q_f \eta_e} = \frac{3600}{29330 \cdot 0,36} = 0,341 \text{ кг/кВт·ч}, \quad (6.7)$$

где  $Q_f = 29330$  кДж/кг – низшая теплота сгорания условного топлива, 1 кВт·ч = 3600 кДж.

Количество условного топлива  $b_t$  на выработку электроэнергии при КПД получения электроэнергии в теплофикационном цикле  $\eta_t=76\%$  [47, 265]

$$b_t = \frac{Q_1}{Q_f \eta_t} = \frac{3600}{29330 \cdot 0,76} = 0,162 \text{ кг/кВт·ч}. \quad (6.8)$$

Удельный расход топлива на выработку электрической энергии  $b_t$  и теплоэлектрический коэффициент  $X_t$  – обратно пропорциональны, т.е. чем выше значение  $X_t$ , тем ниже удельный расход топлива  $b$  на выработку электрической и тепловой энергии, кг/(кВт·ч):

$$b = b_t X_t + b_k (1 - X_t). \quad (6.9)$$

Таким образом, удельные затраты на условное топливо, руб./Гкал, можно определить по формуле

$$S_f = \frac{4,187 Z_f \sum_{i=z_1}^{i=z_4} (24 e_t Q_i z_i b_i)}{24 Q z}, \quad (6.10)$$

где  $e_t$  – удельная комбинированная выработка электроэнергии на тепловом потреблении, кВт·ч, на 1 ГДж теплоты, отпущенной внешнему потребителю;  $Z_f$  – стоимость условного топлива, принимается 6 руб./кг;  $z$  – продолжительность каждого периода, сут.

Затраты  $S_f$  учитывают расход топлива как на выработку тепловой, так и электрической энергии и зависят от эффективности работы турбины по теплофикационному циклу.



$$e_t = 278 \frac{(T_0^m - T_s) \eta_{em}}{T_0^m - (T_0^m - T_s)}, \quad (6.11)$$

где  $T_0^m$ ,  $T_s$  — средние температуры подвода и отвода теплоты в теплофикационном цикле, К;  $\eta_{em} = 0,9$  — электромеханический КПД генератора, учитывающий механические потери от трения и электрические потери от вихревых токов; размерный коэффициент в формуле (6.10) определяется из соотношения: 1 ГДж = 278 кВт·ч.

Для турбины Т-100/120-130-5М  $T_0^m = 616$  К;  $T_s$ , К, принимается равной температуре насыщения при известном давлении пара в отборе,  $P_t$ , МПа [47, 265]:

$$T_s = 273 + 100 \sqrt[4]{10 P_t}. \quad (6.12)$$

Тепловая нагрузка в периоды  $z_1$  и  $z_2$  покрывается паром верхнего отопительного отбора с максимальным давлением  $P_t = 0,24$  МПа, в период времени  $z_3$  и  $z_4$  — из нижнего отопительного отбора с давлением 0,06 МПа.

Используя зависимости (6.1), (6.4), (6.5-6.12), определены удельные затраты на топливо при комбинированной выработке электрической и тепловой энергии. Расчёт удельных затрат на условное топливо сведен в табл. 6.4.

Удельные годовые затраты на перекачку теплоносителя  $S_p$ , руб./Гкал, можно определить по формуле

$$S_p = \frac{1163 C_p}{Q^m z},$$

где  $C_p$  — затраты на привод насосов, руб. в течение года;  $Q^m$  — среднегодовой расход тепла, кВт;  $z = 8760$  ч — число часов в году.

Затраты на привод насосов

$$C_p = E_p Z_e,$$

где  $E_p$  — годовой расход электроэнергии на привод насосов, кВт·ч;  $Z_e$  — тариф на электроэнергию, принимался 2,8 руб./кВт·ч.

Годовой расход электроэнергии на привод насосов [261, 289]

$$E_p = \frac{G \Delta p z}{\eta_p} 10^{-3}, \quad (6.13)$$

где  $G$  — подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta p = s G^2$  — перепад давлений, развиваемый насосами, Па;  $s$  — сопротивление сети, Па·с<sup>2</sup>/м<sup>6</sup>;  $z$  — число часов работы насосов в году;  $\eta_p$  — КПД насосной установки, принимался равным 0,65.

Сопротивление сети можно описать следующим уравнением [261, 289]

$$s = A_R(l + l_{eq})\rho / D_{in}^{5,25}, \quad (6.14)$$

где коэффициент  $A_R = 0,0894k_{eq}^{0,25}$ ,  $m^{0,25}$  [289];  $k_{eq} = 0,0005$  м – эквивалентная шероховатость;  $l_{eq} = la_1$  – эквивалентная длина местных сопротивлений, м, для магистральных тепловых сетей коэффициент, учитывающий местные сопротивления  $a_1 = 0,3$ ;  $(l + l_{eq})$  – суммарная длина подающего и обратного трубопроводов, м;  $\rho$  – плотность воды,  $kg/m^3$ ;  $D_{in}$  – внутренний диаметр трубопровода, м.

При совместном решении уравнений (6.13) и (6.14) получено выражение [95, 261, 289]

$$E_p = \frac{0,0894k_{eq}^{0,25}(l + l_{eq})}{D_{in}^{5,25}\eta_p} \sum (G_i^3 \rho_i z_i) \cdot 10^{-3},$$

где  $z_i$  – число часов работы системы теплоснабжения при расходах воды  $G_i$ ,  $m^3/c$ .

По данным табл. Б.3, прил. Б о расходах теплоносителя в теплосети в течение каждого интервала времени  $z_i$  выполнен расчёт удельных годовых затрат на перекачку теплоносителя потерь для магистральной тепловой сети, длиной  $l = 10$  км, который сведен в табл. 6.4.

Удельные затраты на тепловые потери,  $S_t$ , руб./Гкал, определялись следующим образом. При тарифе на тепловую энергию в 2020 г. для г. Новосибирска  $Z_{he} = 1468$  руб./Гкал и нормативных тепловых потерях  $q_{n1} = 138,7$  ккал/(м·ч) = 161,3 Вт/м – для подающего трубопровода;  $q_{n2} = 105,8$  ккал/(м·ч) = 123 Вт/м – для обратного трубопровода, определена нормативная удельная годовая стоимость тепловых потерь для участка магистральной тепловой сети, длиной  $l = 5739$  м.

$$S_{hl}^n = Z_{he} \frac{(q_{n1} + q_{n2})l}{1000Q^m},$$

где  $Q^m$  – средняя тепловая мощность теплосети за год, определяется из формулы (6.1),  $Q^m = 82447$  кВт. Стоимость теплотерь участка изолированного трубопровода составила  $S_{hl}^n = 29,1$  руб./Гкал.

Произведем пересчёт удельной стоимости теплотерь по полученным средним значениям линейных годовых тепловых потерь для каждого графика (см. табл. 6.3) с учётом коэффициента эффективности тепловой изоляции  $\eta_{ins} = 0,8$ .

$$S_{hl} = S_{hl}^n \frac{q_{m1} + q_{m2}}{(q_{n1} + q_{n2})\eta_{ins}}.$$

Расчёт удельных затрат на тепловые потери сведен в табл. 6.4.

Удельные годовые отчисления от стоимости сети в приведенном расчёте будут одинаковыми для всех способов регулирования, поскольку диаметры трубопроводов приняты одинаковыми.

Капиталовложения в строительство участка теплосети составляют, руб.

$$K_{hs} = Z_{hs} 2l,$$

где  $Z_{hs} = 85000$  руб./м удельная стоимость надземной прокладки трубопровода с изоляцией на низких опорах.

Годовая норма амортизации на реновацию составляет  $A_r = 4,6\%$ . Норматив отчислений на ремонт, в процентах от капиталовложений в участок сети  $R_r = 8,9\%$ .

Таким образом, удельные годовые отчисления от стоимости сети, руб./Гкал

$$S_r = \frac{1163K_{hs}(A_r + R_r)}{100Q^m z}.$$

Расчёт сведен в табл. 6.4.

Поскольку  $S_p$ ,  $S_{hl}$  и  $S_r$  при одинаковой тепловой мощности, зависят от длины теплосети, в табл. 6.4 приведены также значения этих величин для тепловой сети произвольной длины, а на рис. 6.8 показано соотношение годовых эксплуатационных затрат на различные технико-экономические показатели для разных графиков регулирования и различной длины теплосети.

Таблица 6.4

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

$S$ , руб./Гкал	Способ центрального регулирования				
	Со срезками 150/70°C со срез- кой 114°C	Качественный 114/70°C	Качественно- количественный 114/70°C	Качественный (повышенный) 114/70°C	Количественный 114/70°C
$S_f$	1461	1529	1515	1506	1372
$S_p$	45,3 / 0,00788l	186,8 / 0,03256l	125,2 / 0,02181l	77,8 / 0,01356l	21,9 / 0,00382l
$S_{hl}$	28,6 / 0,00498l	28,9 / 0,00504l	28,8 / 0,00501l	26,6 / 0,00463l	29,7 / 0,00517l
$S_r$	212,1 / 0,03696l	212,1 / 0,03696l	212,1 / 0,03696l	212,1 / 0,03696l	212,1 / 0,03696l
$\sum S$	1747,0 / 1461+0,04982l	1956,8 / 1529+0,07456l	1881,1 / 1515+0,06378l	1822,5 / 1506+0,05515l	1635,7 / 1372+0,04595l

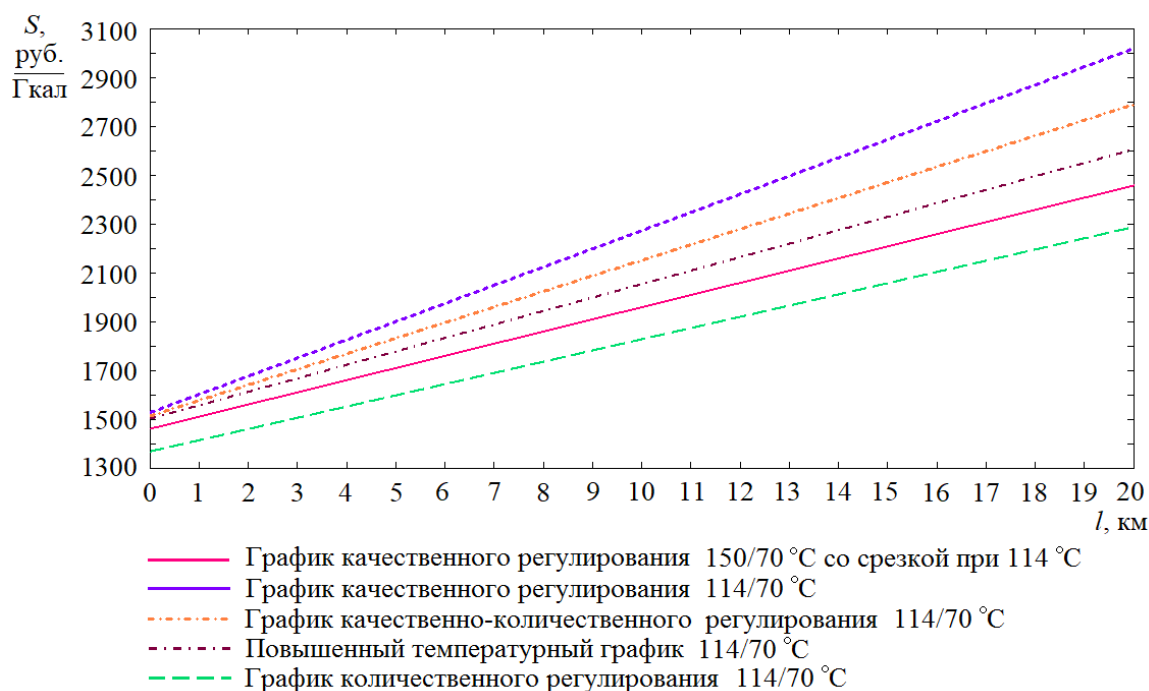


Рис. 6.8. Удельные годовые эксплуатационные затраты в зависимости от длины теплосети

Как показано на рис. 6.8, переход на низкотемпературные графики теплоснабжения в большинстве случаев приведёт к увеличению удельных эксплуатационных затрат, и соответственно, к росту тарифов на тепловую энергию. Самым неэффективным является низкотемпературный качественный способ регулирования, в котором помимо значительного увеличения затрат, не будет обеспечиваться требуемая температура внутреннего воздуха помещений (см. параграф 4.1). Существенного снижения затрат можно добиться при количественном способе регулирования тепловой нагрузки, однако, в этом случае требуется полная автоматизация и гидравлическая увязка всех абонентских установок тепловой сети. Кроме того, затраты будут значительно отличаться в зависимости от длины теплосети. Так, для базового графика на рассматриваемом участке, длиной 5,7 км (см. рис. 6.1) удельные годовые эксплуатационные затраты составят 1747 руб./Гкал (см. табл. 6.3), приблизительно такими же будут затраты при длине теплосети 2,8 км для графика качественного регулирования 114/70 °C и 9,3 км – для графика количественного регулирования 114/70 °C. Таким образом можно оценить оптимальную степень централизации теплоснабжения для разных температурных графиков.

Как показали проведенные расчёты, переход на низкотемпературные графики вызовет увеличение годовых эксплуатационных затрат по сравнению с применяемым в настоящее время графиком со срезкой. Самые большие затраты будут при низкотемпературном отопительно-бытовом графике регулирования, применение которого также не обеспечит тепловой режим помещений (см. главу 4, параграф 4.1). В то же время, применение повышенного низкотемпературного графика может оказаться достаточно перспективным, поскольку затраты

на производство тепловой энергии вырастут незначительно, при обеспечении стабильного гидравлического режима и выполнении санитарных норм по обеспечению температуры горячей воды при точке излома, соответствующей более высокой наружной температуре (см. главу 4, параграф 4.2).

Количественный способ регулирования тепловой нагрузки может обеспечить снижение затрат при низкотемпературном теплоснабжении. В [261] также отмечается, что количественное регулирование тепловой нагрузки приводит к существенной годовой экономии на ТЭЦ за счёт увеличения теплофикационной выработки электроэнергии турбинами, снижения расхода топлива водогрейными котлами и потребления энергии на транспорт теплоносителя. В то же время переход на количественный способ центрального регулирования потребует переоборудования ТЭЦ, строительства дополнительных насосных станций и гидравлической увязки разветвленных тепловых сетей в связи с большим изменением расходов воды в теплосети, что может существенно повысить капитальные и эксплуатационные затраты на систему теплоснабжения. Эти затраты будут в значительной степени определяться протяжённостью теплосети и рельефом местности, что требует отдельного технико-экономического обоснования для каждого конкретного случая.

В предложенном П.В. Ротовым в [261] комбинированном графике, сочетающем отдельные диапазоны количественного способа регулирования в периоды  $z_1$  и  $z_3$  и качественного способа регулирования в период  $z_2$  (см. рис. 6.7) изменение расходов воды в теплосети будет меньше, чем при количественном способе регулирования, что позволит применять этот график и для протяжённых тепловых сетей. Такой график регулирования может быть оптимальным как с точки зрения затрат в тепловые сети, так и обеспечения требуемого температурного режима помещений.

Результаты расчёта показали необходимость учёта режимов работы системы теплоснабжения при расчёте тепловых потерь через изоляционные конструкции трубопроводов, поскольку при изменении температурных графиков, ориентация только на средние нормативные значения может привести к ошибке при формировании тарифа на тепловую энергию.

## **Выводы по главе 6**

1. На основе разработанных методов расчёта переменных режимов работы системы теплоснабжения произведено сравнение режимных параметров различных способов регулирования тепловой нагрузки по условию минимума тепловых потерь через изоляционную конструкцию трубопроводов. Определены фактические тепловые потери через тепловую изоляцию трубопроводов водяных тепловых сетей при разных температурных графиках работы

системы центрального теплоснабжения с учётом продолжительности каждой температуры наружного воздуха.

2. Получено, что средние линейные тепловые потери за отопительный период для большинства графиков соответствуют более низкой наружной температуре, чем средняя температура наружного воздуха отопительного периода, т.е. расчёт необходимо выполнять на более высокую температуру теплоносителя, чем принято по нормативным документам.

3. Результаты расчёта показали необходимость учёта режимов работы системы теплоснабжения при расчёте теплотерь, поскольку при изменении температурных графиков, ориентация только на средние нормативные значения может привести к ошибке при формировании тарифа на тепловую энергию.

4. Произведен технико-экономический анализ и определены удельные годовые эксплуатационные затраты на Гкал тепловой энергии. Показано, что для большинства низкотемпературных графиков годовые эксплуатационные затраты увеличатся по сравнению с применяемым в настоящее время графиком со срезкой. При применении повышенного низкотемпературного графика затраты возрастут незначительно по сравнению с существующим графиком со срезкой при стабильном гидравлическом режиме. Количественный способ регулирования тепловой нагрузки может обеспечить снижение затрат при низкотемпературном теплоснабжении, но потребуются дополнительные затраты на обеспечение гидравлической устойчивости системы теплоснабжения.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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

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

3. Разработан метод численного 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 аналитически рассчитать температурные графики режимов работы тепловых пунктов с двухступенчатыми схемами присоединения подогревателей горячего водоснабжения при комбинированном способе центрального качественного регулирования тепловой нагрузки.

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

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

7. Проведено обоснование применения различных способов центрального качественно-количественного регулирования при низкотемпературном теплоснабжении.

8. Исследованы факторы, влияющие на теплоустойчивость наружных ограждений при нарушениях теплоснабжения; получена формула для определения допустимой длительности работы системы отопления при аварии с учётом резерва тепловой мощности горячего водоснабжения.

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

10. Выполнено обоснование энергетической эффективности систем теплоснабжения при различных способах центрального регулирования тепловой нагрузки.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аверкин, А.Г. Методика расчета контактных аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха на основе числа единиц переноса // Региональная архитектура и строительство, 2010. – № 2. – С. 122-128.
2. Аверкин, А.Г. Совершенствование метода расчета устройств тепловлажностной обработки воздуха на основе числа единиц переноса / А.Г. Аверкин, А.И. Еремкин // Вестник МГСУ, 2011. – № 7. – С. 362-369.
3. Акельев, В.Д. Тепловой режим в отапливаемых помещениях при заданном изменении температуры наружного воздуха / В.Д. Акельев, Н.П. Воронова, М.Ф. Костевич // Энергетика. Известия высших учебных заведений и объединений СНГ, 2014. – № 2. – С. 79-85.
4. Андреев, С.Ю. Автоматизация расчетов сопротивления теплообменников в период эксплуатации / С.Ю. Андреев, И.П. Федоров, С.В.Мельниченко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит, 2013. – № 12 (118). – С. 18-26.
5. Анциферов, С.А. Анализ влияния внутренней коррозии на эксплуатацию трубопроводов / С.А. Анциферов, Е.А. Усманова // Вестник НГИЭИ. – 2015. – № 6 (49). – С. 5–10.
6. Анциферов, С.А. Аprobация экспериментального стенда для определения гидравлического сопротивления шероховатой трубы / С.А. Анциферов, В.М. Филенков // Вестник НГИЭИ. 2015. № 6 (49). С. 10–15.
7. Арбеков, А.Н. Эффективность теплопередачи в рекуперативных теплообменниках с высокоскоростными газовыми потоками при низких числах Прандтля / А.Н. Арбеков, И.Г. Суровцев, П.Б. Дермер // Теплофизика высоких температур, 2014. – Т. 52. – № 3. – С. 463-468.
8. Балабан-Ирменин, Ю.В. Защита от внутренней коррозии трубопроводов водяных тепловых сетей / Ю.В. Балабан-Ирменин, В.М. Липовских, А.М. Рубашов. – М.: изд-во «Новости теплоснабжения», 2008. – 288 с.
9. Барановская, М.Г. Проблемы систем централизованного теплоснабжения РФ / М.Г. Барановская, А.Э. Барановская // Nauka-rastudent.ru. – 2014. – № 11 / [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL:<http://nauka-rastudent.ru/11/2173> (дата обращения: 20.01.2020).
10. Басин, А.С. Главные проблемы теплбезопасности и теплоснабжения Сибири // Энергетика: экология, надежность, безопасность / А.С. Басин. – Томск: Изд-во ТПУ, 2002. – Т. 1. – с. 3-7.



11. Басин, А.С. Общие и региональные проблемы надёжности теплоснабжения населения в городах. 1. Обоснование требований надёжности / А.С. Басин // Известия вузов. Строительство. – 1999. – №7. – С. 122-127.
12. Башмаков, И.А. Анализ основных тенденций развития систем теплоснабжения в России и за рубежом / И.А. Башмаков // Центр по эффективному использованию энергии. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: <http://www.cenef.ru/file/Heat.pdf> (Дата обращения: январь 2018).
13. Белоногов, Н.В. Расчет эффективности перекрестно-точных пластинчатых теплообменников / Н.В. Белоногов, В.А. Пронин // Вестник международной академии холода, 2004. – № 4. – С. 12-15.
14. Беляев, А.С. Оценка целесообразности снижения температурного графика тепловых сетей ТЭЦ / А.С. Беляев, Е.К. Горбатова, Н.В. Мухин // Энергосбережение и водоподготовка, 2012. – № 61(80). – С. 43-45.
15. Беляев, А.С. Повышение экономичности ТЭЦ при снижении температурного графика тепловых сетей / А.С. Беляев, Е.К. Горбатова, Н.В. Мухин // Энергосбережение и водоподготовка, 2013. – № 4(84). – С. 55-60.
16. Беляев, А.С. Снижение температурного графика тепловых сетей ТЭЦ / А.С. Беляев, Е.К. Горбатова, Н.В. Мухин // Энергосбережение и водоподготовка, 2014. – № 1(87). – С. 24-29.
17. Береговой, А.М. Наружные ограждающие конструкции для формирования стабильного теплового режима помещений / А.М. Береговой, В.А. Береговой // Региональная архитектура и строительство, 2017. – № 4. – С. 78-81.
18. Берман, Л.Д. О справедливости аналогии между тепломассообменом и соотношением Льюиса для кондиционеров и градирен / Л.Д. Берман // Холодильная техника, 1974. – № 2. – С. 34-37.
19. Богословский, В.Н. Основы теории потенциала влажности материала применительно к наружным ограждениям оболочки зданий / В.Н. Богословский. – Москва: МГСУ, 2013. – 112 с.
20. Богословский, В.Н. Тепловой режим здания / В.Н. Богословский. – Москва: Стройиздат, 1979. – 248 с.
21. Богословский, В.Н. К определению потенциала влажности наружного климата / В.Н. Богословский, Б.В. Абрамов // Сборник трудов Московского инженерно-строительного института. – Москва: Моск. инженер.-строит. ин-т., 1980. – Вып. 176. – С. 33-41.

22. Богословский, В.Н. Отопление и вентиляция. Ч. 2 Вентиляция / В.Н. Богословский, В.И. Новожилов, Б.Д. Симаков, В.П. Титов – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.
23. Богословский, В.Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В.Н. Богословский, М.Я. Поз – М.: Стройиздат, 1983. – 319 с.
24. Богословский, В.Н. Строительная теплофизика / В.Н. Богословский. – Москва: АВОК Северо-Запад, 2006. – 400 с.
25. Бодров, В.И. Регулирование интенсивности потоков влаги в наружных ограждениях / В.И. Бодров // Приволжский научный журнал, 2012. – № 4. – С. 85-89.
26. Бодров, В.И. Методика расчета теплового режима зданий массовой застройки в период «температурных срезов» / В.И. Бодров, М.В. Корягин // Известия вузов. Строительство, 2007. – № 2. – С. 42-45.
27. Братенков, В.Н. Теплоснабжение малых населённых пунктов / В.Н. Братенков, П.А. Хаванов, Л.Я. Вэскер. – Москва: Стройиздат, 1988. – 223 с.
28. Ватин, Н.И. Влияние уровня тепловой защиты ограждающих конструкций на величину потерь тепловой энергии в здании / Н.И. Ватин, Д.В. Немова, П.П. Рымкевич, А.С. Горшков // Инженерно-строительный журнал, 2012. – № 8. – С. 4-14.
29. Владимиров, Я.А. Исследование влияния температурного графика на параметры систем централизованного теплоснабжения / Я.А. Владимиров, Н.Т. Амосов, В.В. Сергеев // Неделя науки СПбПУ. – СПб.: СПбПУ, 2016. – С. 14–17.
30. Востриков, М.В. Оценка эффективности мероприятий по повышению теплоустойчивости зданий методом имитационного моделирования / М.В. Востриков // Проблемы проектирования, строительства, диагностики и технического содержания объектов железнодорожного транспорта. – Чита: ЗаБИЖТ, 2013. – С. 101-105.
31. Гавей, О.Ф. Оптимальная температура теплоносителя в системах ЦТС / О.Ф. Гавей, В.И. Панферов // Сантехника, отопление, кондиционирование, 2014. – № 1(145). – С. 68-71.
32. Гавей, О.Ф. Разработка алгоритма управления системами теплоснабжения при снижении температуры теплоносителя / О.Ф. Гавей, В.И. Панферов // Сантехника, отопление, кондиционирование, 2016. – № 2. – С. 44-46.
33. Гавей, О.Ф. Оценка влияния температуры теплоносителя на тепловые потери теплопроводов / О.Ф. Гавей, В.И. Панферов // Вестник ЮУрГУ. – 2012. – № 38. – С. 50-54.

34. Гагарин, В.Г. Применение теории потенциала влажности к моделированию нестационарного влажностного режима ограждений / В.Г. Гагарин, К.П. Зубарев // Вестник МГСУ, 2019. – Т. 14. – Вып. 4. – С. 484-493.
35. Гагарин, В.Г. Математическая модель и инженерный метод расчета влажностного состояния ограждающих конструкций / В.Г. Гагарин, В.В. Козлов // Academia. Архитектура и строительство, 2006. – № 2. – С. 60-63.
36. Гашо, Е.Г. Проблемы рационализации теплотребления и оптимизации параметров территориально-распределенных систем коммунального теплоснабжения / Е.Г. Гашо, В.А. Панфилов, Ю.П. Дудкин // Энергосбережение и водоподготовка, 2005. – № 1(33). – С. 32-34.
37. Гвоздков, А.Н. Общая характеристика процессов тепло- и влагообмена в контактных аппаратах и методов их расчета / А.Н. Гвоздков // Вестник ВолгГАСУ. Серия: Строительство и архитектура, 2006. – Вып. 6(21). – С. 148-153.
38. Гершкович, В.Ф. О возможности практической реализации регулирования теплотребления зданий методом периодического прерывания потока теплоносителя / В.Ф. Гершкович // Новости теплоснабжения. – 2000. – № 10. – С. 16-23.
39. Гершкович, В.Ф. Сто пятьдесят...Норма или перебор? (Размышления о параметрах теплоносителя) / В.Ф. Гершкович // Энергосбережение, 2004. – № 5. – С. 14-19.
40. Горелов, М.В. Сравнение коэффициентов тепловой аккумуляции многоэтажных зданий / М.В. Горелов, Е.М. Горячева, М.Ю. Юркина // Энергобезопасность и энергосбережение, 2018. – № 3(81). – С. 16-20. – DOI 10.18635/2071-2219-2018-3-16-20.
41. Гортышов, Ю.Ф. Инженерный метод расчета тепловых динамических характеристик теплообменных аппаратов / Ю.Ф. Гортышов, Э. Б. Мац, И.А. Попов // Известия вузов. Авиационная техника, 1993. – № 1. – С. 29–33.
42. Горшенин, В.П. Анализ методов решения задачи центрального качественного регулирования отпуска теплоты в водяных системах централизованного теплоснабжения / В.П. Горшенин // Строительство и реконструкция, 2011. – № 5(37). – С. 8-13.
43. Громов, Н.К. Водяные тепловые сети: Справочное пособие по проектированию / И.В. Беляйкина, В.П. Витальев, Н.К. Громов и др.; Под ред. Н.К. Громова, Е.П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.
44. Громов, Н.К. Закрытая схема тепловых сетей для теплоснабжения городов / Н.К. Громов // Электрические станции, 1949. – № 8. – С. 21-27.
45. Громов, Н.К. Проблемы повышения эффективности использования тепловых сетей от ТЭЦ / Н.К. Громов // Теплоэнергетика, 1982. – №8. – С. 31-32.

46. Громов, Н.К. Техничко-экономические основы применения контрольно-распределительных пунктов в крупных тепловых сетях при закрытой системе теплоснабжения / Н.К. Громов // Теплоэнергетика, 1980. – № 2. – С. 18-22.
47. Данилов, О.Л. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях / О.Л. Данилов, А.Б. Гаряев – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 424 с.
48. Денисенко, Ю.Н. Исследование и разработка алгоритмов регулирования систем теплоснабжения / Ю.Н. Денисенко, В.И. Панферов // Вестник Южно-Уральского государственного университета: Серия: Компьютерные технологии, управления, радиоэлектроника, 2007. – № 23 (95). – С. 55-59.
49. Дихтярь, Т.В. Тепловой режим помещений при аккумуляции тепла ограждающими конструкциями / Т.В. Дихтярь, Г.А. Илаев, О.Н. Зайцев // Строительство и технологическая безопасность, 2016. – № 4(56). – С. 92-96.
50. Драгунов, Л.В. Состояние, проблемы и перспективы развития централизованного теплоснабжения Новосибирска / Л.В. Драгунов, В.В. Калинин, А.С. Басин // Теплоэнергетические технологии, 1999. – № 2. – С. 44-46.
51. Дураева, Е. Политика в сфере теплоснабжения: ситуация в России и опыт других стран / Е. Дураева // Новости теплоснабжения, 2005. – № 2. – С. 15-19.
52. Дьяченко, Л.Ю. Выбор оптимального решения тепловой изоляции наружных ограждающих конструкций / Л.Ю. Дьяченко, Д.Н. Сербиченко, О.С. Дьяченко, М.С. Васильченко // Вісник ПДАБА, 2014. – № 3. – С. 43-49.
53. Дюпин, А.В. Температурный режим помещений с теплоаккумулирующими материалами в стенах / А.В. Дюпин, Е.В. Корепанов // Сантехника, отопление, кондиционирование, 2013. – № 10(142). – С. 60-63.
54. Дюскин, В.К. Количественно-качественное регулирование тепловых сетей / В.К. Дюскин. – Москва: Госэнергоиздат, 1959. – 145 с.
55. Дюскин, В.К. Тепловой и гидравлический режим систем водяного отопления / В.К. Дюскин. – М.-Л.: Изд-во Министерства коммунального хозяйства РСФСР, 1950. – 149 с.
56. Еремкин, А.И. Совершенствование методики расчетов контактных аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха / А.И. Еремкин, А.Г. Аверкин // Строительство и реконструкция, 2015. – № 2(58). – С. 105-114.
57. Зайцев, Е.Д. Метод расчета удельных расходов топлива на различные виды энергии, отпускаемой ТЭЦ / Е.Д. Зайцев // Современные научные исследования и инновации, 2012. – № 9. – [Электронный ресурс]. – URL: <http://web.snauka.ru/issues/2012/09/16911> (дата обращения: 11.01.2021).

58. Закатова, М.С. Методика расчета и результаты испытания двухступенчатых установок горячего водоснабжения / М.С. Закатова // Электрические станции, 1961. – № 2. – С. 27-35.
59. Закс, М.Л. Расчет и режим двухступенчатой схемы теплового ввода / М.Л. Закс // Водоснабжение и санитарная техника, 1961. – № 9. – С. 10-18.
60. Збараз, Л.И. Математическое моделирование и оптимизация работы тепловых сетей с учётом тепловых потерь / Л.И. Збараз, В.Г. Павлова // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, 2016. – № 8(221). – С. 42-50.
61. Зейгарник, Ю.А. Рациональная структура вновь сооружаемых систем централизованного теплоснабжения / Ю.А. Зейгарник, А.Г. Ротинов // Теплоэнергетика, 2008. – № 11. – С. 56–57.
62. Зингер, Н.М. Выбор оптимального режима отпуска тепла от ТЭЦ / Н.М. Зингер, А.И. Миркина // Электрические станции. – 1978. – № 5. – С. 14-18.
63. Зингер, Н.М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем / Н.М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 320 с.
64. Зингер, Н.М. Качественно-количественное регулирование закрытых систем теплоснабжения / Н.М. Зингер // Теплоэнергетика, 1964. – № 8. – С. 62-66.
65. Зингер, Н.М. Расчет на ЭВМ оптимального режима отпуска тепла от ТЭЦ в район с разнородной тепловой нагрузкой / Н.М. Зингер, А.И. Любарская, Н.П. Белова, Г.В. Монахов, С.Д. Каплан // Электрические станции. – 1980. – № 3. – С. 32-35.
66. Зингер, Н.М. Исследование характеристик абонентского ввода с последовательной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения / Н.М. Зингер, К.С. Андреева // Электрические станции, 1964. – № 10. – С. 23-28.
67. Зингер, Н.М. Повышение эффективности работы тепловых пунктов / Н.М. Зингер, В.Г. Бестолченко, А.А. Жидков. – М.: Стройиздат, 1990. – 188 с.
68. Зингер, Н.М. Экспериментальное исследование центрального теплового пункта при автоматическом регулировании отпуска тепла на отопление / Н.М. Зингер, А.Л. Бурд // Теплоэнергетика, 1979. – № 3. – С. 61-66.
69. Зингер, Н.М. Экспериментальное исследование автоматизированного центрального теплового пункта / Н.М. Зингер, А.Л. Бурд, В.И. Кривицкий // Теплоэнергетика, 1982. – № 4. – С. 42-47.
70. Зингер, Н.М. Эксплуатационные испытания автоматизированного центрального теплового пункта / Н.М. Зингер, А.Л. Бурд, В.И. Кривицкий // Водоснабжение и санитарная техника, 1980. – № 12. – С. 20-24.

71. Зингер, Н.М. Эксплуатационные испытания тепломагистральной при автоматическом регулировании в центральных тепловых пунктах / Н.М. Зингер, А.Л. Бурд, В.И. Кривицкий // Теплоэнергетика, 1983. – № 1. – С.43-48.
72. Зингер, Н.М. Определение нормативных параметров теплоносителя у абонентов водяных тепловых сетей / Н.М. Зингер, А.И. Любарская, В.А. Малафеев // Теплоэнергетика, 1992. – № 12. – С. 19-22.
73. Зингер, Н.М. Разработка методов расчета абонентских теплопотребляющих установок с применением ЭЦВМ / Н.М. Зингер, А.И. Любарская, Г.В. Монахов, С.Д. Каплан // Теплоэнергетика, 1978. – № 12. – С. 25-29.
74. Зингер, Н.М. Выбор расчетных параметров и сопоставление параллельной и смешанной схем горячего водоснабжения / Н.М. Зингер, А.И. Миркина // Теплоэнергетика, 1966. – № 2. – С. 59-64.
75. Зингер, Н.М. Выбор расчетных условий и режимы работы теплофикационного ввода / Н.М. Зингер, А.И. Миркина // Электрические станции, 1965. – № 9. – С. 31-35.
76. Зингер, Н.М. Исследование абонентских теплофикационных установок с двухступенчатой последовательной схемой с использованием ЭЦВМ / Н.М. Зингер, А.И. Миркина // Теплоэнергетика, 1970. – № 10. – С. 15-18.
77. Зингер, Н.М. Методика расчета режимов абонентских вводов со смешанной схемой горячего водоснабжения с применением ЭЦВМ / Н.М. Зингер, А.И. Миркина // Теплоэнергетика, 1973. – № 3. – С. 56-66.
78. Зингер, Н.М. Расчет на ЭЦВМ оборудования абонентских вводов с последовательной схемой / Н.М. Зингер, А.И. Миркина // Водоснабжение и санитарная техника, 1971. – № 12. – С. 25-29.
79. Зингер, Н.М. Испытание абонентского ввода с двухступенчатой последовательной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения / Н.М. Зингер, А.И. Миркина, А.П. Корп // Электрические станции, 1968. – № 11. – С. 24-30.
80. Зингер, Н.М. Система контроля и автоматического регулирования отпуска тепла на отопление / Н.М. Зингер, В.Д. Миронов, А.Л. Бурд, А.А. Жидков // Теплоэнергетика, 1978. – № 7. – С. 26-29.
81. Золотов, В.П. Комбинированное производство тепловой и электрической энергии: состояние, перспективы / В.П. Золотов, А.В. Будкин, А.А. Плисс // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Технические науки, 2008. – № 2(22). – С. 201-210.

82. Зусманович, Л.М. Особенности процессов охлаждения ненасыщенного и насыщенного воздуха / Л.М. Зусманович // Кондиционирование воздуха. – М.: Госстройиздат, 1963. – № 15. – С. 82-95.
83. Иванов, В.В. Тепловые режимы ограждающих конструкций зданий и сооружений / В.В. Иванов // Известия РГСУ, 2012. – № 16. – С. 46-52.
84. Иванова, Е.С. Расчет энергопотребления здания, построенного по минимальным требованиям к тепловой защите / Е.С. Иванова, А.С. Горшков // Строительство уникальных зданий и сооружений, 2016. – 4(43). – С. 58-72.
85. Иванова, К.П. Энергосбережение в жилых зданиях. Поквартирный учет тепла / К.П. Иванова // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость, 2014. – № 5 (10). – С. 69-73.
86. Иванцов, А.И. Температурный режим поверхности ограждающих конструкций зданий в климатических условиях РФ / А.И. Иванцов, В.Н. Куприянов // Биосферная совместимость: человек, регион, технологии, 2017. – № 3(19). – С. 44-50.
87. Ионин, А.А. Надёжность систем тепловых сетей / А.А. Ионин. – М.: Стройиздат, 1989. – 268 с.
88. Ионин, А.А. Теплоснабжение / А.А. Ионин, Б.М. Хлыбов, В.Н. Братенков и др. – М.: Стройиздат, 1982. – 336 с.
89. Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 415 с.
90. Кавыгин, А.А. Разработка способа эксплуатации пластинчатого рекуперативного теплоутилизатора в условиях обмерзания: дис...канд. техн. наук / А.А. Кавыгин. – Воронеж, 2016. – 153 с.
91. Калиткин, Н.Н. Численные методы / Н.Н. Калиткин. – М.: Наука, 1978. – 512с.
92. Каня, Я.Н. Тепломассообмен / Я.Н. Каня, В.В. Бурцев // Новосибирск: СИБПРИНТ, 2014. – 292 с.
93. Карауш, С.А. Влияние теплоустойчивости наружных ограждающих конструкций на микроклимат помещений зданий при отказах систем теплоснабжения / С.А. Карауш, Д.О. Вагин // Материалы II Всероссийской научно-практической конференции «Север России: стратегии и перспективы развития». – Сургут, 2016. – С. 268-271.
94. Карпович, Д.С. Аналитический и численный методы решения уравнения теплопроводности / Д.С. Карпович, О.Н. Суша, Н.П. Коровкина, В.П. Кобринец // Труды БГТУ, 2015. – № 6. – Физико-математические науки и информатика. – С. 122-127.
95. Качан, А.Д. Справочное пособие по технико-экономическим обоснованиям ТЭС / А.Д. Качан, Б.В. Яковлев. – Мн.: Высшая школа, 1982. – 318 с.

96. Кейс, В.И. Компактные теплообменники / В.И. Кейс, А.Л. Лондон. – М.: Энергия, 1967. – 222 с.
97. Кислов, Д.К. Разработка системы интеллектуального теплоснабжения на базе информационной сети Zulu / Д.К. Кислов, М.С. Рябенко, Т.А. Рафальская // Энергосбережение и водоподготовка, 2018. – № 2(112). – С. 55-59.
98. Китаев, Д.Н. Уравнения характерных значений температурных графиков регулирования тепловых сетей / Д.Н. Китаев, Г.Н. Мартыненко, А.В. Лобода // Научный журнал строительства и архитектуры, 2019. – № 3(55). – С. 21–27. – DOI 10.25987/VSTU.2019.55.3.002.
99. Китаев, Д.Н. Моделирование среднегодовых значений температур воды в тепловых сетях / Д.Н. Китаев, А.Т. Курносков, Д.Ю. Агапов, С.О. Харин // Научный журнал строительства и архитектуры, 2020. – № 4(60). – С. 43-50.
100. Козин, В.Е. Теплоснабжение / В.Е. Козин, Т.А. Левина, А.П. Марков, И.Б. Пронина, В.А. Слемзин. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с., ил.
101. Кононова, М.С. К вопросу оценки экономии теплоты при автоматическом регулировании температуры теплоносителя в системах централизованного теплоснабжения / М.С. Кононова // Известия вузов. Строительство, 2016. – № 7. – С. 46–52.
102. Кононович, Ю.В. Тепловой режим зданий массовой застройки / Ю.В. Кононович. – Москва: Стройиздат, 1986. – 157 с.
103. Кононович, Ю.В. Отключение подогревателя горячего водоснабжения в аварийный период / Ю.В. Кононович, А.Л. Бурд // Водоснабжение и санитарная техника, 1984. – № 8. – С. 14-16.
104. Кононович, Ю.В. Тепловой режим зданий массовой застройки / Ю.В. Кононович. – М.: Стройиздат, 1986. – 157 с.
105. Корниенко, С.В. Инженерная оценка влажности наружных стен / С.В. Корниенко // Вестник ВолгГАСУ, 2015. – Вып. 1(37). – С. 1-13.
106. Корниенко, С.В. Методы инженерной оценки влажностного режима ограждающих конструкций на основе теории потенциала влажности / С.В. Корниенко. – Волгоград.: ВолгГАСУ, 2011. – 100 с.
107. Корниенко, С.В. Новая шкала потенциала влажности для прогноза влажностного режима ограждающих конструкций зданий / С.В. Корниенко // Известия вузов. Строительство, 2002. – № 3. – С. 4-8.
108. Корниенко, С.В. Повышение энергоэффективности зданий за счет совершенствования методов расчета температурно-влажностного режима ограждающих кон-



струкций // Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / С.В. Корниенко. – Волгоград, 2018. – 380 с.

109. Корниенко, С.В. Потенциал влажности / С.В. Корниенко // Жилищное строительство, 2005. – № 7. – С. 18-18.

110. Корниенко, С.В. Температурно-влажностный режим наружных стен с вентилируемым фасадом / С.В. Корниенко // ACADEMIA. Архитектура и строительство, 2009. – № 5. – С. 389-394.

111. Корниенко, С.В. Уточнение расчетных параметров микроклимата помещений при оценке влагозащитных свойств ограждающих конструкций / С.В. Корниенко // Вестник МГСУ, 2016. – № 11. – С. 132-142.

112. Корниенко, С.В. Характеристики состояния влаги в материалах ограждающих конструкций зданий / С.В. Корниенко // Строительные материалы, 2007. – № 4. – С. 74-76.

113. Корниенко, С.В. Оценка влажностного режима многослойной стеновой конструкции в годовом цикле / С.В. Корниенко, Н.И. Ватин, М.Р. Петриченко, А.С. Горшков // Строительство уникальных зданий и сооружений, 2015. – № 6(33). – С. 19-33.

114. Корниенко, С.В. Метод инженерной оценки влажностного режима ограждающих конструкций на основе потенциала влажности / С.В. Корниенко // Промышленное и гражданское строительство, 2008. – №2. – С. 46-48.

115. Корягин, М.В. Обеспеченность и надёжность теплового режима зданий массовой застройки в период «температурных срезов» / М.В. Корягин // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Нижний Новгород, 2007. – 120 с.

116. Кочеткова, Ю.А. Определение теплотерь через теплоизоляцию трубопроводов теплоснабжения при подземной прокладке в непроходных каналах / Ю.А. Кочеткова, Т.А. Рафальская // Молодой ученый, 2016. – №10. – С. 249-253.

117. Кочеткова Ю.А., Рафальская Т.А. Определение теплотерь через теплоизоляцию трубопроводов теплоснабжения // Наука и молодёжь: проблемы, поиски, решения. – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2016. – Вып. 20. – Ч. V. Технические науки. – С. 194-195.

118. Кристенсен, О. Новые датские стандарты водоподготовки / О. Кристенсен, С. Андерсен // Водоочистка. 2008. № 6. С. 56–60.

119. Крупнов, Б.А. Экономия тепловой энергии на теплоснабжение зданий / Б.А. Крупнов // Сантехника. Отопление. Кондиционирование, 2012. – № 2. – С. 50-53.

120. Кудинов, В.А. Методы расчета уравнений теплопроводности / В.А. Кудинов, И.В. Кудинов. – Самара, 2012. – 280 с.

121. Кудрявый, В. Проблемы централизованного теплоснабжения в России / В. Кудрявый, В. Малафеев // *Мировая электроэнергетика*, 1995. – № 3. – С. 19-23.
122. Куликов, А.И. Проблемы эксплуатации зданий при систематических нарушениях теплоснабжения (недотопках) / А.И. Куликов // *Энергосбережение в городском хозяйстве*. – Ульяновск: УЛГТУ, 2000. – С. 49-51.
123. Культяев, С.Г. Сравнительный анализ и оптимизация методов регулирования совмещенной тепловой нагрузки // *Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ»* / С.Г. Культяев. – Том 9. – № 2 (2017). – URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/61TVN217.pdf>. (дата обращения февраль 2019 г.)
124. Кунаев И.О. Исследование характеристик теплообменных аппаратов / И.О. Кунаев, Т.А. Рафальская // *Интеллектуальный потенциал Сибири*. – Часть 3. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2020. – С. 397-402.
125. Кунаев, И.О. Оптимизация работы пластинчатого теплообменника / И.О. Кунаев, Т.А. Рафальская // *Интеллектуальный потенциал Сибири*. – Часть 2. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2020. – С. 265-267.
126. Куприянов, В.Н. Конденсация парообразной влаги в наружных стенах при суточных колебаниях температуры наружного воздуха / В.Н. Куприянов, А.И. Иванцов // *Приволжский научный журнал*, 2013. – № 2. – С. 17-22.
127. Кутателадзе, С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление / С.С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
128. Кучеренко, М.Н. Применение теории потенциала влажности для расчёта переноса влаги через наружные ограждения / М.Н. Кучеренко, Е.В. Чиркова // *Известия вузов. Строительство*, 2013. – № 5. – С. 63-67.
129. Кучеренко, М.Н. Термодинамическое обоснование определения коэффициента влажопроводности строительных материалов / М.Н. Кучеренко, Е.В. Чиркова // *Приволжский научный журнал*, 2010. – № 4. – С. 129-135.
130. Левин, Б.И. Теплообменные аппараты систем теплоснабжения / Б.И. Левин, Е.П. Шубин. – М.-Л.: Энергия, 1965. – 256 с.
131. Ливчак, В.И. За оптимальное сочетание автоматизации регулирования подачи и учета тепла / В.И. Ливчак // *АВОК*, 1998. – № 4. – С. 44-50.
132. Ливчак, В.И. О температурном графике отпуска тепла для систем отопления жилых зданий / В.И. Ливчак // *Водоснабжение и санитарная техника*, 1973. – № 12. – С. 19-22.
133. Ливчак, В.И. О температурном графике отпуска тепла микрорайонам / В.И. Ливчак // *Жилищное строительство*, 1975. – № 11. – С. 10-11.

134. Ливчак, В.И. Улучшение работы ЦТП – реальный путь повышения качества и экономичности теплоснабжения жилых микрорайонов / В.И. Ливчак, Н.Н. Чистяков // Водоснабжение и санитарная техника, 1976. – № 4. – С. 20-25.
135. Лобов, О.И. Основные причины несоответствия фактического уровня теплозащиты наружных стен современных зданий нормативным требованиям / О.И. Лобов, А.И. Ананьев, А.Г. Рымаров // Промышленное и гражданское строительство, 2016. – № 11. – С. 67-71.
136. Макаров, Р.А. Определение поправки к термическому сопротивлению при квазистационарном режиме теплопередачи в наружных стенах / Р.А. Макаров, П.Н. Муреев, А.Н. Макаров // Современные проблемы науки и образования, 2015. – № 1. – С. 1992.
137. Макотрина, Л.В. Сравнение некоторых разделов системы горячего водоснабжения СНиП 2.04.01-85\* «Внутренний водопровод и канализация зданий» с новыми нормативными документами / Л.В. Макотрина // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость, 2014. – № 5 (10). – С. 80-86.
138. Мальцев, А.В. Влияние теплопроводности материала наружных ограждений в стадии увлажнения и промерзания на энергоэффективность зданий / А.В. Мальцев, А.М. Береговой, В.А. Береговой, М.А. Дерина // Региональная архитектура и строительство, 2013. – № 1. – С. 57-61.
139. Малявина, Е.Г. Влияние различных факторов на темп остывания помещения после отключения теплоснабжения / Е.Г. Малявина, А.В. Цыганков // Известия вузов. Строительство, 2015. – №1. – С. 53-59.
140. Малявина, Е.Г. Расчет темпа остывания помещения после отключения теплоснабжения / Е.Г. Малявина // Промышленное и гражданское строительство, 2015. – №2. – С. 55-58.
141. Мансуров, А.Р. Особенности качественно-количественного регулирования закрытых систем теплоснабжения / А.Р. Мансуров, Т.А. Рафальская, И.Р. Мансурова // Молодёжь и XXI век-2019. – Том 4. – Строительство. Градостроительство и архитектура. Безопасность жизнедеятельности и охрана окружающей среды. – Юго-Зап. гос. ун-т. – Курск: Изд-во ЗАО «Университетская книга», 2019. – С. 147-150.
142. Мансуров, Р.Ш. Энергосберегающие технологии вентиляции жилых зданий с применением децентрализованных рекуператоров / Р.Ш. Мансуров, А.Р. Мансуров, Т.А. Рафальская // Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий. – Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН, 2017. – С. 142-151.
143. Мансуров, Р.Ш. Математическое моделирование теплотехнических характеристик наружных ограждений с воздушными прослойками / Р.Ш. Мансуров, Т.А. Рафаль-

ская // Здания и сооружения с применением новых материалов и технологий. – Вестник Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. – Макеевка: ГОУ ВПО «ДонНАСА», 2019. – Вып. 2019-3(137). – С. 74-81.

144. Мансуров, Р.Ш. Математическое моделирование теплотехнических характеристик наружных ограждений с воздушными прослойками / Р.Ш. Мансуров, Т.А. Рафальская // Техногенная энергобезопасность и энергоресурсосбережение. – М: МИЭЭ, 2018. – С. 88-89.

145. Мансуров, Р.Ш. Экспериментальное исследование теплоустойчивости наружного ограждения / Р.Ш. Мансуров, Т.А. Рафальская // Ресурсосбережение и экология строительных материалов, изделий и конструкций. – Курск: Юго-Зап. гос. ун-т, 2020. – С. 144-151.

146. Мансуров, Р.Ш. Энергосберегающие технологии децентрализованной вентиляции зданий / Р.Ш. Мансуров, Т.А. Рафальская // Современные проблемы теплофизики и энергетики. – Т. 1. – Москва: Издательский дом МЭИ, 2017. – С. 353-355.

147. Мансуров, Р.Ш. Исследование теплотехнических характеристик наружных экранированных ограждающих конструкций / Р.Ш. Мансуров, Т.А. Рафальская, Д.И. Ефимов // Инвестиции, строительство, недвижимость как драйверы социально-экономического развития территории и повышения качества жизни населения. – Ч. 2. – Томск: Изд-во Том. гос. ахит.-строит. ун-та, 2019. – С. 709-714.

148. Мануковская, Т.Г. Разработка системы снабжения тепловой энергией промышленных объектов с учетом аккумулирующей способности зданий / Т.Г. Мануковская // Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. – ВГТУ. – Воронеж, 2012. – 17 с.

149. Манюк, В.И. Справочник по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей / В.И. Манюк, Я.И. Каплинский, Э.Б. Хит, А.И. Манюк, В.К. Ильин. – М.: Стройиздат, 1982.–215 с.

150. Марченко, М.Е. Некоторые проблемы систем теплоснабжения в России и пути их решения / М.Е. Марченко // Энергосбережение и водоподготовка, 1998. – № 1. – С. 10-19.

151. Матехина, О.В. Обобщенная теоретическая модель тепловой защиты жилых зданий с помощью наружных ограждающих конструкций / О.В. Матехина, Ю.К. Осипов // Вестник Сибирского государственного индустриального университета, 2015. – № 1(11). – С. 50-54.

152. Мелентьев, А.Н. Режимы программного регулирования отпуска тепла в системах централизованного теплоснабжения / А.Н. Мелентьев // Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. – ЛИСИ. – Л., 1981. – 28 с.

153. Мелентьев, Л.А. Теплофикация. Часть I. Ч. 1: Принципы развития и выбор основных параметров теплофикационных систем / Л.А. Мелентьев. – 1944. – 248 с.
154. Мельник, И.А. Влияние температурного графика теплоснабжения на эксергетический баланс здания / И.А. Мельник, Л.М. Манзарханова // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость, 2014. – № 6(11). – С. 68–73.
155. Митапов, А.С. Повышение эффективности использования рекуператоров систем искусственного микроклимата в разные периоды года / А.С. Митапов, Т.А. Рафальская // Инновационные технологии в промышленности: образование, наука и производство. – Уфа: Изд-во «Нефтегазовое дело», 2016. – С. 238-239.
156. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. – 343 с.
157. Москалев, И.Л. Оценка очередности проведения ремонта тепловых сетей с помощью информационной сети Zulu 7.0 / И.Л. Москалев, В.В. Литвак // Электрические станции, 2016. – № 2. – С. 27-35.
158. Москалев, И.Л. Планирование и проведение ремонтной кампании тепловых сетей в зависимости от особенностей эксплуатации / И.Л. Москалев, В.В. Литвак // Энергобезопасность и энергосбережение, 2015. – № 6(66). – С. 35-43.
159. Москалев, И.Л. Повреждаемость основных узлов систем теплоснабжения городов Российской Федерации / И.Л. Москалев, В.В. Литвак // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов, 2015. – Т. 326. – № 7. – С. 70-80.
160. Мохов, А.И. Влияние возмущающих и регулирующих воздействий на температурный режим зданий / А.И. Мохов, Т.А. Рафальская // Молодой ученый, 2016. – №9. – С. 224-230.
161. Мохов, А.И. Статические характеристики системы отопления как объекта регулирования тепловой нагрузки / А.И. Мохов, Т.А. Рафальская // Наука и молодёжь: проблемы, поиски, решения. – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2016. – Вып. 20. – Ч. V. Технические науки. – С. 199-201.
162. Нащокин, В.В. Техническая термодинамика и теплопередача / В.В. Нащокин // М.: Высш. Школа, 1980. – 469 с.
163. Нестерович, Н.Ф. Аналитическое определение экономического температурного перепада в водяной тепловой сети / Н.Ф. Нестерович // Труды Новосибирского инженерно-строительного института им. В.В. Куйбышева, 1954. – Том IV. – С. 115-130.
164. Николаев, А.А. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей / А.А. Николаев. – М.: Издательство литературы по строительству, 1965. – 360 с.
165. Новицкий, Н.Н. Объектно-ориентированные модели элементов тепловых пунктов теплоснабжающих систем / Н.Н. Новицкий, З.И. Шалагинова, Е.А. Михайловский //

Вестник Иркутского государственного технического университета, 2017. – Т. 21. – № 9. – С. 157–172. – DOI: 10.21285/1814-3520-2017-9-157-172.

166. Окатов, И.М. Влияние тепловой нагрузки на температуру сетевой воды после подогревателей горячего водоснабжения различных типов / И.М. Окатов, М.С. Щербаков, В.В. Сенников, А.В. Коновалов // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии. – XVIII Бенардосовские чтения. – Иваново: ИГЭУ, 2015. – С. 190-194.

167. Орлов, М.Е. Обеспечение пиковой нагрузки ТЭЦ / М.Е. Орлов // Сантехника, отопление, кондиционирование, 2013. – № 1. – С. 90-95.

168. Орлов, М.Е. Повышение энергетической эффективности и совершенствование структуры теплофикационных систем городов / М.Е. Орлов // Труды Академэнерго, 2012. – № 1. – С. 71-89.

169. Орлов, М.Е. О перспективах использования теплоты основного конденсата теплофикационных турбин для подогрева различных теплоносителей / М.Е. Орлов, А.В. Кузьмин, В.И. Шарапов // Семинар вузов по теплофизике и энергетике. – СПб: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019. – С. 294-295.

170. Орлов, М.Е. К оценке надёжности городских систем теплоснабжения / М.Е. Орлов, В.И. Шарапов // Сантехника, отопление, кондиционирование, 2016. – № 2. – С. 48-51.

171. Орлов, М.Е. Повышение эффективности систем теплоснабжения городов / М.Е. Орлов, В.И. Шарапов // Сантехника. Отопление. Кондиционирование, 2014. – № 1(145). – С. 72-77.

172. Панферов, В.И. К теории управления режимами централизованного теплоснабжения / В.И. Панферов, С.В. Панферов // Вестник Южно-Уральского государственного университета: Серия: Строительство и архитектура, 2011. – № 16 (233). – С. 41-45.

173. Панферов, В.И. Об оптимальной температуре теплоносителя в теплотранспортных системах / В.И. Панферов, О.Ф. Гавей // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: строительство и архитектура, 2013. – Том 13. – № 1. – С. 63-66.

174. Панферов, В.И. Об оптимальном управлении температурой теплоносителя в тепловых сетях / В.И. Панферов, О.Ф. Гавей // Вестник ЮУрГУ. Серия «Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника» – 2014. – № 4. – С. 65-70.

175. Панферов, В.И. Возможности применения низкотемпературных систем теплоснабжения / В.И. Панферов, О.Ф. Гавей, С.А. Голяк, А.М. Уливанов // Сантехника, отопление, кондиционирование, 2014. – № 3(123). – С. 34-35.

176. Панферов, В.И. Оценка возможности применения низкотемпературных систем теплоснабжения в России / В.И. Панферов, О.Ф. Гавей, С.А. Голяк, А.М. Уливанов // Вестник МГСУ, 2011. – № 7. – С.440-443.
177. Панферов, С.В. Управление отоплением зданий при низкотемпературных режимах теплоснабжения / С.В. Панферов, В.И. Панферов // Вестник ЮУрГУ. Серия. Строительство и архитектура, 2018. – Т. 18. – № 3. – С. 60–67. – DOI: 10.14529/build180309.
178. Панферов, В.И. Об особенностях вывода уравнений регулирования систем централизованного теплоснабжения / В.И. Панферов // Вестник ЮУрГУ. Серия. Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника, 2016. – № 16(1). – С. 21–30.
179. Пасков, В.В. Как повысить эффективность систем централизованного теплоснабжения городов Российской Федерации / В.В. Пасков, В.Л. Якимов // Энергосбережение, 1999. – № 4. – С. 7-13.
180. Пеньковский, А.В. Оптимальное распределение нагрузки между источниками тепла на основе модели Курно / А.В. Пеньковский, В.А. Стенников, О.В. Хамисов // Теплоэнергетика, 2015. – № 8. – С. 62-71.
181. Перехоженцев, А.Г. Нормирование сопротивления теплопередаче наружных ограждений зданий по условию теплового комфорта в помещении / А.Г. Перехоженцев // Вестник МГСУ, 2016. – № 2. – С. 173-185.
182. Перехоженцев, А.Г. Расчет распределения влаги в многослойных ограждающих конструкциях на основе потенциала влажности при неизотермическом квазистационарном режиме / А.Г. Перехоженцев // Вестник ВолгГАСУ. Серия: Строительство и архитектура, 2006. – Вып. 6(21). – С. 10-13.
183. Петрущенко, В.А. Обоснование пониженного температурного графика регулирования централизованных систем теплоснабжения / В.А. Петрущенко // Новости теплоснабжения, 2015. – № 8. – С. 30-37.
184. Пивоваров, П.И. Теплофикация и централизованное теплоснабжение г. Новосибирска / П.И. Пивоваров // Теплоэнергоэффективные технологии, 1999. – № 2. – С. 41-43.
185. Пик, М.М. Выбор температурного графика регулирования отпуска тепла в системах централизованного теплоснабжения / М.М. Пик, И.А. Смирнов, Р.Л. Ермаков // Водоснабжение и санитарная техника, 1974. – № 11. – С. 16-21.
186. Плачкова, С.Г. Энергетика: История, настоящее и будущее / С.Г. Плачкова, И.В. Плачков, Н.И. Дунаевская и др. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: <http://energetika.in.ua/ru/books/book-3> (Дата обращения: январь 2018).

187. Поднебесный, С.В. Влияние на тепловой режим помещения инерционности ограждающих конструкций и отопительных приборов / С.В. Поднебесный, Н.П. Богатикова, О.Н. Зайцев // Строительство и техногенная безопасность, 2016. – № 3(55). – С. 87-91.
188. Попырин, Л.С. Исследование надёжности и живучести систем централизованного теплоснабжения городов / Л.С. Попырин // Известия А.Н. Энергетика, 1995. – № 6. – С. 63-70.
189. Попырин, Л.С. Природно-техногенные аварии в системах теплоснабжения / Л.С. Попырин // Вестник РАН, 2000, т.70. №7. – С. 604-610.
190. Поршневу, С.В. Численные методы на базе MathCad / С.В. Поршневу, И.В. Беленкова – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 464 с.
191. Пятин, А.А. Новая модель регулирования – теоретическая основа высокоэффективного отопления / А.А. Пятин. – ЭКО-ТЭК, 2019. – №1(70). – С. 16-27.
192. Пятин, А.А. Сбалансированное отопление – новые возможности эффективности и энергосбережения / А.А. Пятин // ЭКО-ТЭК, 2018. – №3(68). – С. 23-34.
193. Пятин, А.А. Расширенный график регулирования отопления: оценка влияния на эффективность паротурбинных ТЭЦ / А.А. Пятин, Д.М. Суворов // Проблемы региональной энергетики, 2020. – №3(47). – С. 40-55.
194. Рафальская, Т. А. Низкотемпературные режимы работы тепловых сетей при качественно-количественном регулировании / Т.А. Рафальская // Новая наука: теоретический и практический взгляд. – Ч. 2. – Стерлитамак: АМИ, 2016. – С. 141-143.
195. Рафальская, Т.А. Влияние влагонакоплений в наружных стенах на тепловой режим помещений при аварийном теплоснабжении / Т.А. Рафальская // Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки, 2021. – Том 48. – № 2. – С. 113-123. – DOI:10.21822/2073-6185-2021-48-2-113-123.
196. Рафальская, Т.А. Влияние влагонакоплений на теплотехнические характеристики ограждающих конструкций и температуру внутреннего воздуха помещений / Т.А. Рафальская // Инвестиции, строительство, недвижимость как драйверы социально-экономического развития территории и повышения качества жизни населения. – Ч. 2. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2021. – С. 570-579.
197. Рафальская, Т.А. Влияние водопотребления в системе горячего водоснабжения на тепловой режим отапливаемых зданий / Т.А. Рафальская // VIII Международные научные чтения (памяти С.О. Костовича. – Москва: ЕФИР, 2017. – С. 16-19.



198. Рафальская, Т.А. Влияние отклонения параметров в теплосети на температурный режим отапливаемых зданий / Т.А. Рафальская // Успехи современной науки, 2016. – №5. – Том 3. – С. 17-23.
199. Рафальская, Т.А. Графики регулирования тепловой нагрузки централизованных систем теплоснабжения / Т.А. Рафальская // Техника. Технологии. Инженерия, 2016. – № 1. – С. 40-45.
200. Рафальская, Т.А. Исследование возможности организации низкотемпературного теплоснабжения при центральном качественном регулировании / Т.А. Рафальская // Теплоэнергетика, 2019. – №11. – С. 102-112.
201. Рафальская, Т.А. Исследование нарушений режимов работы тепловых сетей крупных систем теплоснабжения / Т.А. Рафальская // Теплоэнергетика, 2017. – №4. – С. 85-90.
202. Рафальская, Т.А. Исследование переменных режимов работы тепловых сетей при низкотемпературном теплоснабжении / Т.А. Рафальская // Актуальные вопросы современного строительства промышленных регионов России. – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2016. – С. 173-178.
203. Рафальская, Т.А. Исследование переменных тепловых характеристик теплообменников / Т.А. Рафальская // Актуальные вопросы архитектуры и строительства. – Новосибирск: НГАСУ (Сибстрин), 2019. – С. 205-210.
204. Рафальская, Т.А. Методика расчета режимов двухступенчатой смешанной схемы подогревателей горячего водоснабжения с ограничением расхода / Т.А. Рафальская // Известия вузов. Строительство, 2002. – № 3. – С. 73-78.
205. Рафальская, Т.А. Моделирование режимов работы тепловых пунктов / Т.А. Рафальская // Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики. – Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН, 2002. – С. 208-209.
206. Рафальская, Т.А. Моделирование режимов совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения / Т.А. Рафальская // Информационные технологии в науке, проектировании и производстве. – Н. Новгород: МВВО АТН РФ, 2002. – С. 42-43.
207. Рафальская, Т.А. Моделирование тепловой аккумуляции помещений в аварийном режиме работы системы теплоснабжения / Т.А. Рафальская // Безопасность-2021. – Чита: ЗабГУ, 2021. – С. 122-131.
208. Рафальская, Т.А. Моделирование теплотехнических характеристик наружных ограждений при связанной подаче теплоты в системе теплоснабжения / Т.А. Рафальская // Инвестиции, строительство, недвижимость как драйверы социально-экономического развития территории и повышения качества жизни населения. – Ч. 2. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2020. – С. 565-572.

209. Рафальская, Т.А. Нарушения теплового режима зданий при высоких температурах наружного воздуха / Т.А. Рафальская // Вестник СевКавГТИ. – 2016. – №2 (25). – С. 180-186.
210. Рафальская, Т.А. Определение влагонакоплений в многослойных ограждающих конструкциях на основе потенциала влажности / Т.А. Рафальская // Современное промышленное и гражданское строительство, 2019. – Том 15. – № 2. – С. 91-98.
211. Рафальская, Т.А. Определение теплотерь через теплоизоляционные конструкции трубопроводов систем теплоснабжения / Т.А. Рафальская // Фундаментальные научные исследования: теоретические и практические аспекты. – Том I. – Кемерово: ЗапСибНЦ, 2016. – С. 157-161.
212. Рафальская, Т.А. Определение характеристик работы теплового пункта при помощи переменных параметров теплообменников / Т.А. Рафальская // Актуальные вопросы современного строительства промышленных регионов России. – Новокузнецк: Изд. Центр СибГИУ, 2019. – С.295-299.
213. Рафальская, Т.А. Особенности расчета режимов работы двухступенчатой смешанной схемы подогревателей горячего водоснабжения при повышенном графике регулирования тепловой нагрузки / Т.А. Рафальская. – Пенза: ПДЗ, 2001. – Часть I. – С. 72-74.
214. Рафальская, Т.А. Особенности совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения в условиях значительного снижения температур наружного воздуха / Т.А. Рафальская // Известия вузов. Строительство, 2010. – № 11-12. – С. 62-72.
215. Рафальская, Т.А. Особенности совместной работы систем отопления и горячего водоснабжения при высоких температурах наружного воздуха / Т.А. Рафальская // Известия вузов. Строительство, 2011. – № 11. – С. 54-62.
216. Рафальская, Т.А. Особенности схем тепловых пунктов систем теплоснабжения / Т.А. Рафальская // Технические науки. – СПб.: Своё издательство, 2016. – С. 86-88.
217. Рафальская, Т.А. Применение теории потенциала влажности для оценки влагозащитных свойств ограждающих конструкций / Т.А. Рафальская // Доклады Международной научной конференции по проблемам архитектуры и строительства. – Казань: Изд-во КГАСУ, 2019. – С. 46.
218. Рафальская, Т.А. Проблемы надёжности централизованного теплоснабжения // Перспективы развития науки и образования / Т.А. Рафальская. – Материалы II международной заочной научно-практической конференции. – Москва, 2016. – С. 165-166.
219. Рафальская, Т.А. Проблемы управления тепловыми и гидравлическими режимами теплоносителей в системах теплоснабжения при центральном регулировании теп-

ловой нагрузки / Т.А. Рафальская // Наука и мир. Международный научный журнал. – 2015. – № 3 (19). Том 2. – С. 78-81.

220. Рафальская, Т.А. Проблемы энергетической эффективности систем теплоснабжения согласно действующему законодательству РФ / Т.А. Рафальская // Технические науки – от теории к практике. – № 2(50). – Новосибирск: СибАК, 2016. – С. 141-151.

221. Рафальская, Т.А. Прогнозирование безопасной работы системы теплоснабжения при аварийном отпуске теплоты / Т.А. Рафальская // Техносферная безопасность Байкальского региона. – Чита: ЗабГУ, 2019. – С. 46-53.

222. Рафальская, Т.А. Прогнозирование переменных режимов работы систем централизованного теплоснабжения / Т.А. Рафальская // Экологическая безопасность и устойчивое развитие урбанизированных территорий. – Нижний Новгород: ННГАСУ, 2019. – С. 337-342.

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

224. Рафальская, Т.А. Создание новой теории расчета переменных режимов работы тепловых пунктов / Т.А. Рафальская // Фундаментальная наука и технологии – перспективные разработки. – North Charleston, USA, 2014. – Том 1. – С. 142-144.

225. Рафальская, Т.А. Теории расчета переменных режимов теплообменных аппаратов применительно к тепловым пунктам / Т.А. Рафальская // Сборник трудов III всероссийской научно-технической конференции, посвящённой 80-летию НГАСУ (Сибстрин). – Новосибирск: НГАСУ (Сибстрин), 2010. – С. 242-247.

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

227. Рафальская, Т.А. Теплоустойчивость наружных ограждений при нарушениях теплоснабжения / Т.А. Рафальская // Инвестиции, строительство, недвижимость как драйверы социально-экономического развития территории и повышения качества жизни населения. – Ч. 2. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2019. – С. 733-739.

228. Рафальская, Т.А. Энергетическая безопасность систем теплоснабжения в аварийном режиме работы / Т.А. Рафальская // Экологическая, промышленная и энергетическая безопасность – 2019. – Севастополь: СевГУ, 2019. – С. 1347-1351.

229. Рафальская, Т.А. Энергетическая безопасность теплоснабжения при аварийном режиме отпуски теплоты от ТЭЦ / Т.А. Рафальская // Промышленная энергетика, 2016. – №11. – С. 23-27.

230. Рафальская, Т.А. Вопросы надежности теплоснабжения при автоматизации тепловых пунктов / Т.А. Рафальская, А.С. Басин // Труды НГАСУ. – Новосибирск: НГАСУ, 2001. Вып. 2 (13). – С. 234-238.
231. Рафальская, Т.А. Моделирование и компьютеризация тепловых и гидравлических режимов систем теплоснабжения / Т.А. Рафальская, А.С. Басин // Энергетика: экология, надежность, безопасность. – Томск: Изд-во ТПУ, 2001. Т. 1. – С.133-136.
232. Рафальская, Т.А. Моделирование оптимального теплового режима установок с двухступенчатой смешанной схемой подогревателей ГВС при ограничении расхода / Т.А. Рафальская, А.С. Басин // Известия вузов. Строительство, 2003. – № 5. – С. 79-86.
233. Рафальская, Т.А. Моделирование режимов работы двухступенчатой смешанной схемы подогревателей горячего водоснабжения при повышенном температурном графике / Т.А. Рафальская, А.С. Басин // Известия вузов. Строительство. – 2002. – № 7. – С. 76-81.
234. Рафальская, Т.А. Условия применения регуляторов расхода сетевой воды при ограничениях теплоснабжения Т.А. Рафальская, А.С. Басин // Энергетика: экология, надежность, безопасность. – Томск: Изд-во ТПУ, 2001. Т. 1. – С.127-130.
235. Рафальская, Т.А. Теоретическое исследование теплозащиты ограждающих конструкций зданий при аварийном теплоснабжении / Т.А. Рафальская, А.К. Березка, А.А. Савенков // Актуальные вопросы архитектуры и строительства. – НГАСУ (Сибстрин). – Новосибирск, 2017. – С. 213-218.
236. Рафальская, Т.А. Тепловой и гидравлический расчет водо-водяных теплообменников систем отопления и горячего водоснабжения: учеб. пособие. / Т.А. Рафальская, В.В. Бурцев. – Новоси�. гос. архитектур.-строит. ун-т (Сибстрин). – Новосибирск: НГАСУ (Сибстрин), 2015. – 128 с.
237. Рафальская, Т.А. Проблемы качественно-количественного регулирования теплоснабжения / Т.А. Рафальская, А.Р. Мансуров // Инженерные системы и городское хозяйство. – СПб.: СПбГАСУ, 2019. – С. 144-149.
238. Рафальская, Т.А. Исследование переменных режимов работы системы централизованного теплоснабжения при качественно-количественном регулировании / Т.А. Рафальская, А.Р. Мансуров, И.Р. Мансурова // Вестник ПНИПУ. Строительство и архитектура, 2019. – Том 10. – № 2. – С. 79-91.
239. Рафальская, Т.А. Оценка влияния верхней и нижней срезов температурного графика на тепловой режим помещений / Т.А. Рафальская, Р.Ш. Мансуров // Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности. – Т. 1. – Ульяновск: УлГТУ, 2017. – С. 48-55.

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

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

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

243. Рафальская, Т.А. Применение теории потенциала влажности для оценки влагозащитных свойств ограждающих конструкций / Т.А. Рафальская, Р.Ш. Мансуров, А.С. Митапов, Е.А. Ракова // Актуальные вопросы архитектуры и строительства. – НГАСУ (Сибстрин). – Новосибирск, 2017. – С. 224-232.

244. 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 // Известия вузов. Инвестиции. Строительство. Недвижимость, 2017. – Т.7. – № 4. – С. 192-203. – DOI: 10.21285/2227-2917-2017-4-192-203.

245. Рафальская, Т.А. Сравнительный анализ центрального регулирования отпуска теплоты в России и за рубежом / Т.А. Рафальская, А.О. Рагинская // Труды НГАСУ. – Новосибирск: НГАСУ(Сибстрин), 2018. – Т. 21. – № 1(67). – С. 138-154.

246. Рафальская, Т.А. Теплоустойчивость и тепловой режим зданий в периоды срезок температурного графика / Т.А. Рафальская, А.О. Рагинская, Д.А. Расенко // Актуальные вопросы архитектуры и строительства. – НГАСУ (Сибстрин). – Новосибирск, 2017. – С. 219-223.

247. Рафальская, Т.А. Центральное регулирование без верхней срезки: возможности и перспективы / Т.А. Рафальская, Т.Л. Рохлецова, С.М. Тюсов // Известия вузов. Строительство, 2018. – № 5. – С. 91-104. – DOI 10.32683/0536-1052-2018-713-5-91-104.

248. Рафальская, Т.А. Влияние расходов теплоносителей на параметр теплообменника при переменных режимах его работы / Т.А. Рафальская, В.Я. Рудяк // Вестник МГСУ, 2019. – Том 14. – Выпуск 5. – С. 621-633. – DOI: 10.22227/1997-0935.2019.5.621-633.

249. Рафальская, Т.А. Моделирование тепловых характеристик систем теплоснабжения в переменных режимах работы / Т.А. Рафальская, В.Я. Рудяк // XXXV «Сибирский теплофизический семинар», посвящённой 75-летию д.т.н., профессора В.И. Терехова. – Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН, 2019. – С. 233.

250. Рафальская, Т.А. О влиянии температур теплоносителей на параметр теплообменника в переменных режимах работы / Т.А. Рафальская, В.Я. Рудяк // Известия вузов. Строительство, 2019. – № 10. – С. 28-43. – DOI: 10.32683/0536-1052-2019-730-10-28-43.
251. Рафальская, Т.А. О применимости соотношений с постоянными параметрами для расчета переменных режимов теплообменных аппаратов / Т.А. Рафальская, В.Я. Рудяк // Известия вузов. Строительство, 2018. – № 8. – С. 91-107. DOI 10.32683/0536-1052-2018-716-8-91-107.
252. Рафальская, Т.А. Выбор оптимального температурного графика системы теплоснабжения по условию минимума годовых эксплуатационных затрат / Т.А. Рафальская, В.Я. Рудяк, Т.М. Филатова // Известия вузов. Строительство, 2021. – № 4. – С. 48-64. – DOI 10.32683/0536-1052-2021-748-4-48-64.
253. Рафальская, Т.А. Анализ и перспективы центрального качественного регулирования систем теплоснабжения / Т.А. Рафальская, С.М. Тюсов // Актуальные вопросы архитектуры и строительства. – НГАСУ (Сибстрин). – Новосибирск, 2018. – С. 284-288.
254. Рафальская, Т.А. Реконструкция системы теплоснабжения центральной части г. Осинники / Т.А. Рафальская, Л.И. Ускова // Наука и молодежь: на рубеже тысячелетий. – Новокузнецк: СибГИУ, 2000. – С. 373-374.
255. Рафальская, Т. А. Уравнения температурных графиков режимов работы теплового пункта с двухступенчатой схемой присоединения подогревателей горячего водоснабжения / Т.А. Рафальская // Научный журнал строительства и архитектуры, 2020. – № 2 (58). – С. 29-41. – DOI: 10.36622/VSTU.2020.58.2.003.
256. Резанов, Е.М. К вопросу повышения эффективности утепления тепловой изоляцией наружных ограждающих конструкций стен зданий / Е.М. Резанов, П.В. Петров // Актуальные вопросы энергетики. – Омск: ОГТУ, 2017. – С. 18-21.
257. Ривкин, С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.
258. Родин, А.П. Анализ переменного режима отопления административного здания с большим коэффициентом тепловой аккумуляции / А.П. Родин, С.В. Голдаев // Теплофизические основы энергетических технологий. – Томск: ТПУ, 2012. – С. 262-265.
259. Ротов, П.В. О температурном графике центрального регулирования систем теплоснабжения / П.В. Ротов, М.Е. Орлов, В.И. Шарапов // Проблемы энергетики, 2014. – № 5-6. – С. 3–12.
260. Ротов, П.В. Особенности работы городской системы теплоснабжения в переходный период / П.В. Ротов // Новости теплоснабжения, 2009. – № 10. – С. 37-42.

261. Ротов, П.В. Совершенствование систем централизованного теплоснабжения, подключенных к ТЭЦ, путем разработки энергоэффективных технологий обеспечения нагрузок отопления и горячего водоснабжения / П.В. Ротов // Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – Ульяновск, 2015. – 410 с.
262. Ротов, П.В. Особенности регулирования нагрузки систем теплоснабжения в переходный период / П.В. Ротов, В.И. Шарапов // Энергосбережение и водоподготовка, 2010. – № 2(64). – С. 25-28.
263. Рымаров, А.Г. Температурный режим наружного воздуха в период активного похолодания в холодный период года с позиции теплотребления зданием / А.Г. Рымаров, М.И. Ботнаръ // Региональная архитектура и строительство, 2014. – № 3. – С. 87-91.
264. Рябцев, В.И. Определение значения нормативной температуры обратной сетевой воды в нерасчетном режиме / В.И. Рябцев, Г.А. Рябцев // Новости теплоснабжения, 2001. – № 3. – С. 29-30.
265. Сазанов, Б.В. Промышленные теплоэнергетические установки и системы / Б.В. Сазанов, В.И. Ситас. – М.: Издательский дом МЭИ, 2014. – 275 с.
266. Самарин, О.Д. О расчёте охлаждения наружных стен в аварийных режимах теплоснабжения / О.Д. Самарин // Известия вузов. Строительство, 2007. – № 2. – С. 46-50.
267. Самарин, О.Д. Оценка температурной эффективности теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем по безразмерным параметрам / О.Д. Самарин // Известия вузов. Строительство, 2009. – № 2. – С. 54-58.
268. Самарин, О.Д. Расчет остывания помещений здания в аварийных режимах для обеспечения надежности их теплоснабжения / О.Д. Самарин // Вестник МГСУ, 2019. – Том 14. – Выпуск 4. – С. 496-501. – DOI: 10.22227/1997-0935.2019.4.496-501.
269. Самарин, О.Д. Температурная эффективность пластинчатых и роторных теплоутилизаторов при различных расходах воздуха / О.Д. Самарин // Сантехника, отопление, кондиционирование, 2014. – № 1(145). – С. 118-119.
270. Самарин, О.Д. Учет неравномерности водопотребления в системах утилизации теплоты вытяжного воздуха на нужды горячего водоснабжения / О.Д. Самарин // Вестник МГСУ, 2017. – Т. 12. – Вып. 3(102). – С. 341-345.
271. Самарский, А.А. Численные методы / А.А. Самарский, А.В. Гулин. – М.: Наука, 1989. – 432 с.
272. Сафонов, А.П. К вопросу о температурном графике систем теплоснабжения / А.П. Сафонов // Теплоэнергетика, 1978. – № 12. – С. 21-14.

273. Свинухов, Б.И. Исследование переходных гидравлических режимов в водяных системах теплоснабжения / Б.И. Свинухов // Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. – МИСИ. – М., 1974. – 14 с.
274. Седнин, А.В. К выбору метода регулирования отпуска теплоты от ТЭЦ / А.В. Седнин, П.Ю. Марченко // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика, 2008. – № 1. – С. 48-54.
275. Седнин, В.А. Оптимизация параметров температурного графика отпуска теплоты в теплофикационных системах / В.А. Седнин, А.В. Седнин, М.Л. Богданович // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ, 2009. – № 4. – С. 55–62.
276. Семенов, В.Г. Зарубежный опыт эксплуатации систем теплоснабжения / В.Г. Семёнов // Энегосбережение, 2005. – № 7. – С. 62-66.
277. Семенов, В.Г. Теплоснабжение городов Пекин-Дрезден-Таллин / В.Г. Семёнов // Новости теплоснабжения, 2004. - №9. – С.47-54.
278. Сенков, Ф.В. Исследование режима работы систем теплофикации с автоматизацией абонентских вводов / Ф.В. Сенков // Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. – АКХ им. К.Д. Памфилова. – М., 1956. – 16 с.
279. Середкин, А.А. Критерий оценки энергоэффективности систем теплоснабжения зданий на основе параметров теплового режима / А.А. Середкин // Кулагинские чтения: техника и технология производственных процессов. – Чита: Забайкальский государственный университет, 2016. – С. 155-159.
280. Скляниченко, А.И. Влияние регуляторов температуры на качество централизованного теплоснабжения / А.И. Скляниченко // Труды Одесского политехнического университета, 2010. – Вып. 1(33). – С. 80-85.
281. Скрицкий, Л.Г. Гидравлический режим и принципы автоматизации теплоснабжающих систем / Л.Г. Скрицкий // Автореф. дис. на соиск. учен. степени доктора техн. наук. – МИСИ. – М., 1956. – 16 с.
282. Содномова, С.Д. Исследование нестационарных гидравлических режимов в системах централизованного теплоснабжения / С.Д. Содномова // Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. – МЭИ. – М., 1977. – 20 с.
283. Соколов, Е.Я. Режим работы двухступенчатой схемы присоединения установок отопления и горячего водоснабжения / Е.Я. Соколов, М.С. Закатова // Теплоэнергетика, 1965. – № 12. – С. 73-77.
284. Соколов, Е.Я. Закрытая система горячего водоснабжения с двумя последовательно включенными подогревателями / Е.Я. Соколов // Теплоэнергетика, 1954. – № 5. – С. 3-8.



285. Соколов, Е.Я. О схемах автоматизации абонентских установок крупных городских систем централизованного теплоснабжения / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер // Водоснабжение и санитарная техника, 1980. – № 10. – С. 17-18.
286. Соколов, Е.Я. О тепловых характеристиках теплообменников / Е.Я. Соколов // Водоснабжение и санитарная техника, 1963. – № 1. – С. 20-24.
287. Соколов, Е.Я. Расчет переменного теплового режима оборудования абонентских установок / Е.Я. Соколов // Известия вузов. Энергетика, 1963. – № 2. – С. 57-64.
288. Соколов, Е.Я. Тепловые характеристики теплообменных аппаратов / Е.Я. Соколов // Теплоэнергетика, 1958. – № 5. – С. 38-43.
289. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети / Е.Я. Соколов. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.
290. Соколов, Е.Я. Центральное регулирование современных городских систем теплоснабжения / Е.Я. Соколов // Электрические станции, 1963. – № 10. – С. 23-30.
291. Соколов, Е.Я. Групповое регулирование отопительной нагрузки / Е.Я. Соколов, А.В. Извеков, А.С. Булычев // Теплоэнергетика, 1985. – № 3. – С. 50-56.
292. Соколов, Е.Я. Проверка точности приближенного уравнения характеристики теплообменных аппаратов / Е.Я. Соколов, Н.В. Калинин // Теплоэнергетика, 1964. – № 2. – С. 70-74.
293. Соломин, И.Н. Оптимизация режимов эксплуатации и параметров систем централизованного коммунального теплоснабжения / И.Н. Соломин, А.З. Даминов, Р.А. Садыков // Известия КГАСУ, 2018. – № 2(44). – С. 184-192.
294. Спиринов, А.В. Снижение надежности систем централизованного теплоснабжения при несоблюдении температурного графика / А.В. Спиринов, Э.М. Малая // Вестник Саратовского государственного технического университета, 2010. – № 1(45). – Том 2. – С. 199-203.
295. Стенников, В.А. Цифровизация и интеграция – перспективные направления развития энергетики / В.А. Стенников // Семинар вузов по теплофизике и энергетике. – СПб: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2019. – С. 370-371.
296. Стенников, В.А. Методы управления теплоснабжением потребителей в условиях рынка / В.А. Стенников, О.В. Хамисов, А.В. Пеньковский // Известия академии наук. Энергетика, 2009. – № 3. – С. 27-36.
297. Стефанов, Е.В. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Е.В. Стефанов. Санкт-Петербург: «АВОК-Северо-Запад», 2005. – 400 с.

298. Терехов, Е.В. Исследование эффективности централизованных систем теплоснабжения / Е.В. Терехов // Сантехника, отопление, кондиционирование, 2013. – № 1. – С. 96-102.
299. ТОВАЖНЯНСКИЙ, Л.Л. Математическое обеспечение оптимального выбора оборудования тепловых пунктов / Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин, Л.С. Яремчук // Новости теплоснабжения, 2001. – № 12. – С. 46-48.
300. Усынина, А.Э. Современное состояние систем теплоснабжения и водоподготовительного оборудования на теплоэнергетических объектах в России и за рубежом / А.Э. Усынина, Л.В. Боронина // Инженерно-строительный вестник Прикаспия, 2012.– № 2(3).– С. 121-127.
301. Фаликов, В.С. Автоматизация тепловых пунктов / В.С. Фаликов, В.П. Витальев. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 256 с.
302. Фаликов, В.С. Тепловые пункты с относительно большой бытовой нагрузкой / В.С. Фаликов // Водоснабжение и санитарная техника, 1985. – № 8. – С. 14-16.
303. Фаликов, В.С. Возможности снижения затрат тепла на отопление зданий путем автоматизации работы ЦТП / В.С. Фаликов, В.П. Витальев, Ю.М. Варфоломеев, Н.П. Конончук, В.И. Фомин // Водоснабжение и санитарная техника, 1978. – № 4. – С. 8-10.
304. Филатова, Т.М. Особенности схем тепловых пунктов / Т.М. Филатова, Д.А. Жерикова, Т.А. Рафальская // Студенческий вестник: научный журнал. – №4(4). Часть 3. – Москва: Изд. «Интернаука», 2017. – С. 72-77.
305. Филатова, Т.М. Расчет эффективности снижения потерь тепловой энергии при восстановлении тепловой изоляции трубопроводов / Т.М. Филатова, Т.А. Рафальская // Актуальные проблемы строительства, ЖКХ и техносферной безопасности. – Волгоград: ВолГГТУ, 2021. – 439 с.
306. Флэтчер, К. Вычислительные методы в динамике жидкостей / К. Флэтчер. – М.: Мир, 1991. – 552 с.
307. Фокин, К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий / К.Ф. Фокин // Под ред. Ю.А. Табунщикова, В.Г. Гагарина. – Москва: АВОК-ПРЕСС, 2006. – 256 с.
308. Хавин, Г.Л. Расчет пластинчатого теплообменника с каналами разных типов в одном аппарате / Г.Л. Хавин // Проблемы машиностроения, 2011. – Т. 14. – № 4. – С. 40-45.
309. Хавин, Г.Л. Тепловой и гидравлический расчет пластинчатых теплообменников с учетом загрязнений / Г.Л. Хавин // Проблемы машиностроения, 2012. – Т. 15. – № 3-4. – С. 61-67.

310. Хаузен, Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрёстном токе / Х. Хаузен. – Энергоиздат, 1981. – 384 с.
311. Хисматуллин, Ш.Х. О температурном графике работы тепловых сетей г. Казани / Ш.Х. Хисматуллин, У.Б. Учаров, В.П. Кашицын // Энергетика Татарстана, 2011. – № 2. – С. 39-43.
312. Чапаев, Д.Б. Расчет скорости внутренней коррозии трубопроводов водяных тепловых сетей из углеродистых сталей / Д.Б. Чапаев, А.А. Оленников // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия, 2012. – № 4. – С. 33-36.
313. 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 // Известия вузов. Строительство, 2017. – № 3. – С. 98-107.
314. Чаплин, В.М. Курс отопления и вентиляции / В.М. Чаплин. – М: ГОСИЗДАТ, 1905. – 376 с.
315. Чаукин, П.Е. Повышение надёжности городских теплофикационных систем / П.Е. Чаукин, В.И. Шарاپов // Сантехника, отопление, кондиционирование, 2015. – № 12. – С. 56-58.
316. Черненко, В.П. Расчет графиков регулирования тепловой нагрузки в независимых автоматизированных системах теплоснабжения / В.П. Черненко, И.Д. Лихачев, М.С. Барышев, М.Б. Рахматулина // Вестник инженерной школы ДВФУ, 2017. – № 3(32). – С. 27-31.
317. Чернов, С.С. Анализ энергоэффективности системы теплоснабжения города Новосибирска / С.С. Чернов, Е.Ф. Кулак // Известия КГТУ им. И. Раззакова, 2017. – № 4(44). – С. 293–303.
318. Чистович, С.А. Автоматическое регулирование расхода тепла в системах теплоснабжения и отопления / С.А. Чистович. – С.-Петербург: Стройиздат, 1975. – 160 с.
319. Чистяков, Н.Н. Повышение эффективности работы систем горячего водоснабжения / Н.Н. Чистяков, М.М. Грудзинский, В.И. Ливчак и др.. – М.: Стройиздат, 1988. – 315 с.
320. Шарاپов, В.И. Актуальные проблемы использования вакуумных деаэраторов в открытых системах теплоснабжения / В.И. Шарاپов // Теплоэнергетика, 1994. – № 8. – С. 53-57.
321. Шарاپов, В.И. Истинные и ложные пути энергосбережения / В.И. Шарاپов // Жилищное и коммунальное хозяйство, 1999. - № 11-12. – С. 20-23.

322. Шарапов, В.И. Особенности теплоснабжения городов при дефиците топлива на электростанциях / В.И. Шарапов // Электрические станции, 1999. - № 10. – С. 63-66.
323. Шарапов, В.И. Об использовании пара нерегулируемых отборов турбин для подогрева низкопотенциальных теплоносителей / В.И. Шарапов, А.В. Кузьмин // Труды Академэнерго, 2013. – № 1. – С. 95-110.
324. Шарапов, В.И. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения / В.И. Шарапов, П.В. Ротов // Москва: Новости теплоснабжения, 2007. – 174 с.
325. Шарапов, В.И. Количественное регулирование нагрузки открытых систем теплоснабжения на ТЭЦ / В.И. Шарапов, П.В. Ротов, М.Е. Орлов // Проблемы энергетики, 2001. – № 7-8. – С. 31-40.
326. Шарапов, В.И. Защита воды в системах теплоснабжения от вторичного насыщения коррозионно-агрессивными газами / В.И. Шарапов, Э.У. Ямлеева . – Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 187 с.
327. Шифринсон, Б.Л. Теплофикация / Б.Л. Шифринсон, А.П. Сафонов. – М.-Л.: Наркомхоз РСФСР, 1946. – 194 с.
328. Шифринсон, Б.Л. Сборник материалов научно-технической информации по теплоснабжению, отоплению и вентиляции / Б.Л. Шифринсон, В.Я. Хасилев. – М.-Л.: Наркомхоз РСФСР, 1949. – 238 с.
329. Шубин, Е.П. Еще о тепловых характеристиках теплообменников // Водоснабжение и санитарная техника / Е.П. Шубин, 1963. – № 1. – С. 25-29.
330. Шубин, Е.П. Новая приближенная формула для средней логарифмической разности температур / Е.П. Шубин // Теплоэнергетика, 1957. – № 2. – С. 40-42.
331. Шубин, Е.П. Новые приближенные формулы для теплового расчета теплообменников / Е.П. Шубин // Водоснабжение и санитарная техника, 1958. – № 5. – С. 1-5.
332. Шубин, Е.П. Тепловые характеристики теплообменников / Е.П. Шубин // Водоснабжение и санитарная техника, 1962. – № 6. – С. 29-34.
333. Эккерт Э.Р., Дрейк Р.М. Теория тепло- и массообмена / Э.Р. Эккерт, Р.М. Дрейк. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 682 с.
334. Якимов, В.Л. Повышение эффективности работы систем теплоснабжения / В.Л. Якимов // Водоснабжение и санитарная техника. – 1996. – № 5. – С. 24-26.
335. Яцков, М.И. Концепция и основные положения охраны окружающей природной среды в теплоэнергетике города Новосибирска до 2005 года / М.И. Яцков, А.А. Даниленко, Е.Ф. Авдеев // Сибирский стандарт жизни: экология, образование, здоровье. – Новосибирск: МАСС, 1997. – с. 35-44.

336. Andrskevicius, R. Investigation of temperature variations in heated rooms / R. Andrskevicius, F. Bielinskis // Pap. of 4th Conf. of VGTU, 2000. – Pp. 215-222.
337. Antonopoulos, K.A. Time Constant of Greek Buildings. Energy / K.A. Antonopoulos, C. Tzivanidis. – Vol. 20. – No 8. – Pp. 789-802.
338. Bhat, J. Design and development of wired building automation systems / J. Bhat, H.K. Verma // Energy and Buildings, 2015. – Vol. 103. – Pp. 396-413.
339. Braun, J.E. Load Control Using Building Thermal Mass / J.E. Braun // Journal of Solar Energy Engineering. – Transactions of the ASME, 2003. – Vol. 125.
340. Chen, H.-T. Prediction of heat transfer coefficient on the fin-inside one-tube plate finned tube heat exchangers / H.-T. Chen, J.-P. Song, Y.-T. Wang // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005. – Vol. 48. – No 13. – Pp. 2697-2707.
341. D'Agostino, D. Moisture dynamics in an historical masonry structures: the Cathedral of Lecce (South Italy) / D. D'Agostino // Building and Environment, 2013. – Vol. 63. – Pp. 122-133.
342. Detroja, K.P. Plant-wide detection and diagnosis using correspondence analysis / K.P. Detroja, R.D. Gudi, S.C. Patwardhan // Control Engineering Practice, 2007. – V. 15. – Iss. 12. – Pp. 1468-1483.
343. Energy Distribution: District Heating and Cooling // Intelligent Energy. Europe. Электронный ресурс – [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: <http://www.euroheat.org> (дата обращения: май 2019).
344. Fasia, M.A. Energy performance of windows in office buildings considering daylight integration and visual comfort in hot climates / M.A. Fasia, I.M. Budaiwib // Energy and Buildings, 2015. – Vol. 108. – Pp. 307-316.
345. Fernández-Torrijos, M.  $\varepsilon$ -NTU relationships in parallel series arrangements: application to plate and tubular heat exchangers / M. Fernández-Torrijos, C. Sobrino, D. Santana et al. // Applied Thermal Engineering, 2016. – Vol. 99. – Pp. 1119-1132. – DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.02.003.
346. Flemming, U. Low temperature heat sources / U. Flemming // New of DHDB, 2003. – No 2. – Pp. 42-45.
347. Geni, S.B. Direct-contact condensation heat transfer on downcomerless trays for steam-water system / S.B. Geni // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006. – Vol. 49. – No 7-8. – Pp. 1225-1230. – DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.10.003.
348. Hai, W. A new hydraulic regulation method on district heating system with distributed variable-speed pumps / W. Hai, W. Haiying, Zh. Tong // Energy Conversion and Management, 2017. – № 147. – Pp. 174-189.

349. Han, C. Study on the heat transfer characteristics of a moderate temperature heat pipe heat exchanger / C. Han, L. Zou // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015. – Vol. 91. – Pp. 302-310.
350. Hans, B. From Greenfield to a new district heating system / B. Hans // *New of DHDB*, 2005. – No 1. – Pp. 18-21.
351. Hesselgrave, J.E. An approach to fouling allowances in the design of compact heat exchangers / J.E. Hesselgrave // *Apl. Thermal Eng.*, 2002. – Vol. 22. – Pp. 755-762.
352. Hongwei, Li. Load Management in District Heating Operation / Li Hongwei, J.W. Stephen // *Energy Procedia*, 2015. – Vol. 75. – Pp. 1205-1207. – Doi:10.1016/j.egypro.2015.07.155.
353. Hu, Y. Exergy analysis and optimization of charging-discharging processes of latent heat thermal energy storage system with three phase change materials / Y. Hu, Y.L. He, Y.Q. Li et al. // *Solar energy*, 2016. – Vol. 123. – Pp. 206-216. – DOI: 10.1016/j.solener.2015.09.021.
354. Iliev, I.K. Study of integral characteristics and efficiency of a heat exchanger of thermosyphon type with finned tubes / I.K. Iliev, V. Kamburova, K. Uzunianu et al. // *Thermal Science*, 2016. – Vol. 20. – No 1. – Pp. S1227-S.1235. – DOI: 10.2298/TSCI16S5227I.
355. Jaraminieme, E. The discrepancy between design heat demand and actual heat consumption due to air infiltration / E. Jaraminieme, E. Juodis // *Pap. of Conf. of VGTU*. – 2008. – Vol II. – Pp. 804-809.
356. Jinming, Y. Management and Control for Optimal Performance of the Heating Substation / Y. Jinming // *Building Commissioning for Energy Efficiency and Comfort*, 2006. – Vol. VI. – Pp. 7-5.
357. Kaubasi, E. Simulation of heat exchangers and heat exchanger networks with an economic aspect / E. Kaubasi, H. Kurt // *Engineering Science and Technology*, 2018. – Pp. 70-76. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2018.02.006>.
358. Kays, W.M. Loss coefficients for abrupt changes in flow cross section with low reynolds number flow in single and multiple tube systems / W.M. Kays // *Transactions of the ASME*, 1950. – Vol. 72. – Pp. 1067-1074.
359. Keller, B. A simple calculation method of general validity for the design parameters of a room/building, minimizing its energy and power demand for heating and cooling in a given climate / B. Keller, E. Magyari. – Zurich, 1998. – 57 p.
360. Kharlamova, T. The state of modern heat power engineering and increasing the economic efficiency of heat supply / T. Kharlamova, K. Osipova. – *MATEC Web of Conferences*, 2018. – Vol. 245. – Pp. 05002. – DOI: 10.1051/mateconf/201824505002.

361. Khorasani, S. Effect of air-bubble injection on the performance of a horizontal helical shell and coiled tube heat exchanger: an experimental study / S. Khorasani, A. Dadvand // *Applied Thermal Engineering*, 2017. – Vol. 111. – Pp. 676-683. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.101>.
362. Lars, G. Introduction of incentive traffics – a benefit for the environment / G. Lars // *New of DHDB*, 2005. – No 1. – Pp. 12-14.
363. Lee, R.J. The effect of a surfactant monolayer of oxygen transfer across an air/water interface during mixed convection / R.J. Lee, J.R Saylor // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010. – Vol. 53. – Pp. 3405-3413.
364. Levin, Sh. Modular design and improvement system in the smart home with the use of interval multiset estimates / Sh. Levin // *Journal of communication technology and electronics*, 2013. – Vol. 58. – Pp. 584-593.
365. Liu, H. Generalized weighted ratio method for accurate turbidity measurement over a wide range / H. Liu, H. Song, Y. Guo et al. // *Optic Express*, 2015. – Vol. 23. – No 25. – Pp. 32703-32717. – DOI: [10.1364/OE.23.032703](https://doi.org/10.1364/OE.23.032703).
366. Male, van P. Heat and mass transfer in a square microchannel with asymmetric heating / van P. Male, de M.H.J.M. Croon, R.M. Tiggelaar, van den A. Berg, J.G. Shouten // *International journal of heat and mass transfer*, 2004. – Vol. 47. – Pp. 87-99.
367. Mansurov, R.Sh. Energy saving technologies of the decentralized ventilation of buildings / R.Sh. Mansurov, T.A. Rafalskaya // *Journal of Physics: Conference Series*, 2017. – Vol. 891. – Pp. 012156. – DOI: [10.1088/1742-6596/891/1/012156](https://doi.org/10.1088/1742-6596/891/1/012156).
368. Mansurov, R.Sh. Mathematical modeling of thermal technical characteristics of external protections with air layers / R.Sh. Mansurov, T.A. Rafalskaya, D.I. Efimov // *E3S Web of Conferences*, 2019. – Vol. 97. – Pp. 06007. – <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20199706007>.
369. Mirgolbabaie, H. Numerical investigation of vertical helically coiled tube heat exchangers thermal performance / H. Mirgolbabaie // *Applied Thermal Engineering*, 2018. – Vol. 136. – Pp. 252-259. – DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2018.02.061](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.02.061).
370. Navarro, H.A. A new approach for thermal-performance calculation of cross-flow heat exchangers / H.A. Navarro, L. Cabezas-Gmez // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005. – Vol. 48. – No 18. – Pp. 3880-3888. – DOI: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.03.027](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.03.027).
371. Navarro, H.A. Effectiveness – NTU data and analysis for air-conditioning and refrigeration air coils / H.A. Navarro, J.R.B.Z. Filho, G. Ribatski et al. // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2010. – Vol. 32. – No 3. – Pp. 218-226.

372. Nellis, G.F. Regenerative heat-exchangers with significant entrained heat capacity / G.F. Nellis, S.A. Klein // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006. – Vol. 49. – No 1-2. – Pp. 329-340.
373. Orlov, M.E. Using full-flow cogeneration turbine condensate to heat various heat transfer agents / TPEAC-2019 / M.E. Orlov, A.V. Kuz'min, V.I. Sharapov // *Journal of Physics: Conference Series*, 2020. – Vol. 1565. – Pp. 012002. – <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1565/1/012002>.
374. Pasztory, Z. Multi-Layer Heat-Insulation System for Frame Construction Buildings / Z. Pasztory, P.N. Peralta, I. Peszlen // *Energy and Buildings*, 2011. – Vol 23. – Iss. 2-3. – Pp. 713-717. – DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.11.016>.
375. Per, R. A remarkable district heating system / R. Per // *New of DHDB*, 2003. – No 2. – P. 51-55.
376. Pieper, H. Optimal usage of low temperature sources to supply district heating by heat pumps / H. Pieper, T.S. Ommen, W.B. Markussen, B. Elmegaard // *Proc. of ECOS 2017: 30th Intern. Conf. of Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. San Diego, California, USA, 2017.* – [http://orbit.dtu.dk/files/134463914/ECOS\\_2017\\_paper\\_191.pdf](http://orbit.dtu.dk/files/134463914/ECOS_2017_paper_191.pdf).
377. Popescu, T. Microchannel heat exchanger – present and perspectives / T. Popescu // *U.P.B. Sci. Bul. Series D.*, 2012. – Vol. 74. – Iss. 3. – Pp. 55-70.
378. Rafalskaya, T.A. Equations of temperature graphics of a heating point with a two-stage scheme of heat exchangers of hot water supply / T.A. Rafalskaya // *E3S Web of Conferences*, 2020. – 208. – Pp. 02001. – <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202020802001>.
379. Rafalskaya, T.A. Investigating the Possibility of Using Low-Temperature Heat Supply with the Central Qualitative Regulation / T.A. Rafalskaya // *Thermal Engineering*, 2019. – Vol. 66. – No 11. – Pp. 858-867. – DOI: 10.1134/S0040601519110041.
380. Rafalskaya, T. Investigation into the thermal protection of building enclosing structures in the case of emergency heat supply / T.A. Rafalskaya // *BoZPE*. – Vol. 10. – No 1/2021. – 87-96. – DOI: 10.17512/bozpe.2021.1.09.
381. Rafalskaya, T.A. Investigation of Failure,s in Operation of Heat Networks of Large Heat Supply Systems / T.A. Rafalskaya // *Thermal Engineering*, 2017. – Vol. 64. – No 4. – Pp. 313-317.
382. Rafalskaya, T.A. Problems of energy efficiency of heat supply systems / T.A. Rafalskaya // *E3S Web of Conferences*, 2019. – Vol. 114. – Pp. 07002. – <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911407002>.



383. Rafalskaya, T.A. Modeling of Variable Operating Modes of Water-to-Water Heat Exchangers / T.A. Rafalskaya // *Journal of Physics: Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021. – Vol. 1079. – Pp. 022085. – doi: 10.1088/1757-899X/1079/2/022085.
384. Rafalskaya, T.A. Reliability and Controllability of Systems of Centralized Heat Supply / T.A. Rafalskaya // *Eastern European Scientific Journal (Gesellschaftswissenschaften): Düsseldorf (Germany): Auris Verlag*, 2016. – Vol. 2 – Pp. 228-235.
385. Rafalskaya, T.A. Simulation of thermal characteristics of heat supply systems in variable operating modes / T.A. Rafalskaya // *Journal of Physics: Conference Series*, 2019. – Vol. 1382. – Pp. 012140. – doi:10.1088/1742-6596/1382/1/012140.
386. Rafalskaya, T.A. Engineering method for calculating the operation modes of the heat supply station with the associated heat supply / T.A. Rafalskaya, V.Ya. Rudyak // *Journal of Physics: Conference Series*, 2020. – Vol. 1683. – Pp. 042016. – doi:10.1088/1742-6596/1683/4/042016.
387. Rafalskaya, T.A. Equations of temperature graphs of heating station with two-stage sequential scheme / T.A. Rafalskaya, V.Ya. Rudyak // *Contemporary Problems of Architecture and Construction*. – Saint Petersburg, Russia, 2021. – Pp. 251-256.
388. Rafalskaya, T.A. Modeling of characteristics of heat exchangers of heat supply systems in variable operating modes / T.A. Rafalskaya, V.Ya. Rudyak // *Journal of Physics: Conference Series*, 2020. – Vol. 1565. – Pp. 012005. – <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1565/1/012005>.
389. Rafalskaya, T.A. Research of variable characteristics of heat exchange equipment / T.A. Rafalskaya, V.Ya. Rudyak // *E3S Web of Conferences*, 2019. – Vol. 114. – Pp. 07001. – <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911407001>.
390. Rafalskaya, T. Determination of the Temperature Graph of Heat Supply With Minimal Heat Losses / T. Rafalskaya, T. Filatova // *Journal of Physics: Conference Series*, 2021. – Vol. 2131. – Pp. 032107. – doi:10.1088/1742-6596/2131/3/032107.
391. Ravi Kumar, N.T. Heat transfer, friction factor and effectiveness analysis of Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>/water nanofluid flow in a double-pipe heat exchanger with returned bend / N.T. Ravi Kumar, P. Bhrumara, B.M. Addis et al. // *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2017. – Vol. 81. – Pp. 155-163. – DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.12.019.
392. Ren, C.Q. Effectiveness NTU-relation for pack bed-liquid desiccant-air contact systems with a double film model for heat and mass transfer / C.Q. Ren // *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008. – Vol. 51. – No 7-8. – Pp. 1793-1803. – DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.07.038.

393. Revel, G.M. Development and Experimental Evaluation of a Thermography Measurement System for Real-Time Monitoring of Comfort and Heat Rate Exchange in the Built Environment / G.M. Revel, F. Sabbatini, M. Arnesalo // *Measurement Science and Technology*, 2012. – Vol. 23. – No 3. – Pp. 223-231.
394. Rita, Yi. The usage of automation system in smart home to provide a sustainable indoor environment: a content analysis in web 1.0 / Yi Rita, Li Man // *International journal of smart home*, 2013. – Vol. 7. – Pp. 47-59.
395. Sadiq, H. Heat transfer model for a cementitious-based insulation with moisture / H. Sadiq, M.B. Wong, X.L. Zhao, R. Al-Mahaidi // *Fire and materials*, 2014. – Vol. 38. – Iss. 5. – Pp. 550-558.
396. Sharqawy, M.H. Heat exchangers design under variable overall heat transfer coefficient: improved analytical and numerical approaches / M.H. Sharqawy, S.M. Zubair // *Heat Transfer Engineering*, 2010. – Vol. 31. – No 13. – Pp. 1051-1056.
397. Siegel, R. *Thermal Radiation Heat Transfer*. Hemisphere Publishing Corporation / R. Siegel, J. R. Howell. – Washington DC, 1992.
398. Tokarev, V.V. The method of adjustment of heat supply systems with the multistage temperature control at pumping stations / V.V. Tokarev, N.N. Novitsky // *MATEC Web of Conferences*, 2018. – Pp. 02006. – DOI 10.1051/mateconf/201821202006.
399. Tokarev, V.V. Development of operating conditions of district heating systems with quality regulation / V.V. Tokarev, Z.I. Shalaginova // *E3S Web of Conferences*, 2019. – Pp. 03011. – DOI 10.1051/e3sconf/201910203011.
400. Urbikain, M.K. Analysis of different models to estimate energy savings related to windows in residential buildings / M.K. Urbikain, J.M. Sala // *Energy and Buildings*, 2009. – Vol. 41. – Iss. 6. – Pp. 687-695.
401. Vlachogiannis, M. Observations of solitary wave dynamics of film flows / M. Vlachogiannis, V. Bontozoglou // *J. Fluid Mech.*, 2001. – Vol. 435. – Pp. 191-215.
402. Woroniak, G. Effects of pollution reduction and energy consumption reduction in small churches in Drohiczyn community / G. Woroniak, J. Piotrowska-Woroniak // *Energy and Buildings*, 2014. – Vol. 72. – Pp. 51-61.
403. Wu, Z.C. Comparison of heat transfer efficiency between heat pipe and tube bundles heat exchanger / Z.C. Wu, X.P. Zhu // *Thermal Science*, 2015. – Vol. 19. – No 4. – Pp. 1397-1402.
404. Xiaofang, Sh. The Influence of Central Regulation Methods upon Annual Heat Loss in Heating Network / Sh. Xiaofang, W. Peng, R. Panhong and Zh. Hua // *MATEC Web of Conferences*, 2016. – Vol. 54. – Pp. 06004.

405. Yiwen, J. Real Operation Pattern of District Heating System and Its Heating Effects / J. Yiwen, Li Yi, Liu Zhaohui, Li Rui // *Procedia Engineering*, 2015. – Vol. 121. – Pp. 1741-1748.
406. 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.
407. 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.
408. 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.
409. 04401.СТ-ПСТ.000.000. Схема теплоснабжения г. Красноярск до 2033 г. - Красноярск: Мин-во Энергетики РФ, 2016. – 357 с.
410. 22401.СТ-ПСТ.000.000. Схемы теплоснабжения города Нижнего Новгорода до 2031 г. – Нижний Новгород: Мин-во Энергетики РФ, 2016. – 494 с.
411. 50401.СТ-ПСТ.000.000. Схема теплоснабжения города Новосибирска до 2030 года. – Новосибирск: Мин-во Энергетики РФ, 2013. – 227 с.
412. ISO 6949:2007 (E) Building components and building elements – Thermal resistance and thermal transmittance – Calculation method.
413. Актуализация схемы теплоснабжения в административных границах г. Ессентуки Ставропольского края на период с 2014 по 2028 год. – Ессентуки: ДЖИ «Динамика», 2016. – 26 с.
414. Актуализация схемы теплоснабжения города Орла до 2030 года. – Орёл: Мин-во Энергетики РФ, 2016. – 66 с.
415. Актуализация схемы теплоснабжения города Перми (на период до 2032 года). – [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: <http://www.gorodperm.ru/actions/jkh/Razvitie%20infrastrukturi/teplo/schema2017/> (дата обращения: январь 2018).
416. Актуализация схемы теплоснабжения города Смоленска до 2029 года. – Смоленск: Мин-во Энергетики РФ, 2016. – 26 с.
417. Актуализация схемы теплоснабжения городского округа город Улан-Удэ на период до 2033 года. – Новосибирск: ООО «Корпус», 2019. – 360 с.

418. Актуализированная схема теплоснабжения города Самара до 2032 года. – Самара: Мин-во Энергетики РФ, 2016. – 400 с.
419. Актуализированная схема теплоснабжения муниципального образования городской округ город Тюмень на период 2018-2033 гг. – Тюмень: Мин-во Энергетики РФ, 2019. – 394 с.
420. ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. введ. в действ. 2013-01-01. – Москва: Стандартинформ, 2013. – 15 с.
421. Инструкция по действию персонала тепловых сетей при недостатке топлива на ТЭЦ при длительном стоянии температур наружного воздуха / А.С. Осовский, Ю.В. Щербук, В.О. Потапкин и др. – Новосибирск: ОАО «НГТЭ», 1996.
422. Концепция РАО «ЕЭС России» технической и организационно-экономической политики в области теплофикации и централизованного теплоснабжения // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 1. – С. 1-11.
423. Международный стандарт ISO 13788 “Hydrothermal performance of building components and building elements – Internal surface temperature to avoid critical surface humidity and interstitial condensation – Calculation methods”.
424. Методика определения тепловых потерь через теплоизоляционные конструкции трубопроводов водяных сетей систем теплоснабжения / В.О. Потапкин, Ю.А. Кичкайло // Новосибирск: ОАО «Новосибирскгортеплоэнерго», 2009. – 92 с.
425. Муниципальный контракт №11-ГХ от 06.04.2016 Актуализация схем теплоснабжения муниципального образования городской округ город Сургут до 2026 г. – Сургут, 2016. – 135 с.
426. Научно-методическое обоснование микробиологической безопасности снижения температуры горячей воды в системах водоснабжения закрытого типа // Отчёт о научно-исследовательской работе – Москва: ФГБУ ФНИЦЭМ, 2015.– 48 с.
427. Национальный доклад «Теплоснабжение Российской Федерации. Пути выхода из кризиса» / Книга 1 «Реформа системы теплоснабжения и теплопотребления Российской Федерации» в рамках проекта ГЭФ/ПРООН «Создание условий для сокращения основных барьеров на пути энергоэффективности в российском жилищном хозяйстве и теплоснабжении». – М.: АНО «РУСДЕМ-Энергоэффект», 2002. – 142 с.
428. Постановление администрации города от 28.11.2013 № 16180-П «Об утверждении схемы теплоснабжения города Магнитогорска на период 2012-2027 гг.». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: <https://www.magnitogorsk.ru/en/about-city/news/item/3833-skHEMA-teplosnabzheniya.html> (дата обращения: январь 2018).

429. Постановление от 1 апреля 2014 года № 699 «Об утверждении схемы теплоснабжения города Иванова» - [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: <http://www.ivgoradm.ru/news?nid=27602> (дата обращения: январь 2018).

430. Постановление от 31 марта 2015 года № 2953 «Об утверждении актуализированной схемы теплоснабжения муниципального образования города Кургана на период до 2028 года». – Курган, 2017. – 303 с.

431. Постановление от 6 июля 2016 года № 800 «Об утверждении актуализированной схемы теплоснабжения города Вологды до 2028 года на 2017 год». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: <http://base.garant.ru/46305214/> (дата обращения: январь 2018).

432. Постановление администрации г. Железнодорожска Курской области от 22.07.2013 N 2608 «Об утверждении схемы теплоснабжения города Железнодорожска на период с 2013 года по 2027 год». – [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: <http://lawru.info/dok/2013/07/22/n693632.htm> (дата обращения: январь 2018).

433. Правила эксплуатации теплопотребляющих установок и тепловых сетей потребителей и Правила техники безопасности при эксплуатации теплопотребляющих установок и тепловых сетей потребителей (Минтопэнерго России). Госэнергонадзор. – М.: Энергоатомиздат. – 1992. – 160 с.

434. СанПиН 2.1.4.1074-01. Питьевая вода и водоснабжение населённых мест. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества: взамен СанПиН 2.1.4.559-96: введ. в действ. 2002-01-01.– Минздрав России, 2002.– 62 с.

435. СанПиН 2.1.4.2496-09. Санитарно-эпидемиологические правила и нормативы. Питьевая вода. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества: изм. к СанПиН 2.1.4.1074-01: введ. в действ. 2009-09-01 / Минздрав России, 2009. – 7 с.

436. СНиП II-34-76. Горячее водоснабжение: взамен СНиП II-Г.8-62: введ. в действ. 1977-01-01 – Москва: Стройиздат, 1976. – 30 с.

437. СНиП 2.04.07-86\* Тепловые сети. – Москва, Госстрой СССР, 1986 г. – 59 с.: введ. в действ. 1988-01-01.

438. СП 7.13130.2013. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Требования пожарной безопасности. – Утв. приказом МЧС России от 21 № 116: введ. в действ. 2013-02-21.

439. СП 23-101-2004. Проектирование тепловой защиты зданий. – Москва: Минрегион России, 2004. – 186 с.

440. СП 30.13330.2012. Внутренний водопровод и канализация зданий. Актуализированная редакция СНиП 2.04.01-85\*: введ. в действ. 2011-12-29 / Минрегион России, 2011. – 65 с.
441. СНиП 41-02-2003 Тепловые сети. – Москва, Госстрой России, 2004. – 41 с.: введ. в действ. 2003-09-01.
442. СП 41-101-95. Правила по проектированию и строительству тепловых пунктов: введ. в действ. 1996-07-01 / Минстрой России – Москва: ГУП ЦПП, 1997. – 78 с.
443. СП 50.13330.2012. Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003 – Москва: Минрегион России, 2012.
444. СП 61.13330.2012. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. Актуализированная редакция СНиП 41-03-2003" (утв. Приказом Минрегиона России от 27.12.2011 N 608) (ред. от 03.12.2016). 69 с.
445. СП 124.13330.2012. Тепловые сети. Актуализированная редакция СНиП 41-02-2003. – Москва: Минрегион России, 2012. – 79 с.: введ. в действ. 2013-01-01.
446. СП 131.13330.2012. Строительная климатология. Актуализированная версия СНиП 23-01-99: введ. в действ. 2013-01-01. – М., 2012.
447. СП 510.1325800.2022. Тепловые пункты и системы внутреннего теплоснабжения: введ. в действ. 2022-02-26. – Москва: Министерство строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации, 2022. – 83 с.
448. СТО НОСТРОЙ 2.15.70-2012. Устройство систем теплоснабжения, отопления, вентиляции, кондиционирования и холодоснабжения: введ. в действ. 2012-06-22. – Москва: ИСЗС «Консалт», 2013. – 64 с.
449. Схема теплоснабжения города Омска до 2032 года. – Омск: Мин-во Энергетики РФ, 2017. – 198 с.
450. Схема теплоснабжения города Ростова-на-Дону до 2031 г. – Ростов-на-Дону: ОАО «Росгазификация», 2016. – 219 с.
451. Схема теплоснабжения городского округа город Уфа до 2028 года. – Москва: ООО НИЦ «Аксиос», 2013. – 288 с.
452. Таблица сетевой воды от Казанских ТЭЦ на отопительный сезон 2017-2018 гг. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа. – URL: [http://www.tatenergo.ru/press/news/news\\_484.html?year=2017&v=1&PAGEN\\_2=3](http://www.tatenergo.ru/press/news/news_484.html?year=2017&v=1&PAGEN_2=3) (дата обращения: январь 2018).
453. Технический регламент о безопасности зданий и сооружений: федер. закон от 30 декабря 2009 года № 384-ФЗ // Российская газета. 2009. 31 дек.

454. ЭГ-10-13.УЧ-ПСТ.000.000.А-2016. Схема теплоснабжения города Екатеринбурга до 2030 г. – Екатеринбург: Мин-во Энергетики РФ, 2015. – 286 с.
455. ЭНИН.ПСТ.000.000. Схема теплоснабжения города Томска до 2031 года. – Томск: Мин-во Энергетики РФ, 2016. – 271 с.
456. ANSYS Fluent 2019 R2 User's Guide. Heat Exchangers. [Электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: [http:// https://cfd.ninja/ansys-fluent/ansys-fluent-heat-exchanger-shell-and-tube/](http://https://cfd.ninja/ansys-fluent/ansys-fluent-heat-exchanger-shell-and-tube/) (дата обращения 10.10.2019).
457. WMO (GSOD) Всемирная Метеорологическая организация. – [Электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://www7.ncdc.noaa.gov/CDO/cdoselect.cmd?datasetabbv=GSOD&countryabbv=RS&georegionabbv=&resolution=40>. (дата обращения 10.05.2018).
458. Погода и климат в Новосибирске. – [Электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://www.pogodaiklimat.ru> (дата обращения 10.02.2016).
459. Физические свойства воды. – [Электронный ресурс] – Режим доступа.–URL: <http://www.highexpert.ru/content/liquids/water.html> (дата обращения 20.05.2020).

## **ПРИЛОЖЕНИЕ А**

Разработанное программное обеспечение



## Программный комплекс HeatingPoint

Программный комплекс HeatingPoint включает в себя все расчёты по предложенным в диссертационной работе методам, подробно описанные в справочной системе программы. В ПК HeatingPoint входит открытая база данных, в которой могут быть записаны сведения о температуре наружного воздуха, эксплуатационных температурах и расходах воды в теплосети, принятые на источнике теплоты графики центрального регулирования, типовые графики водопотребления района. Результаты расчета выводятся на экран и печать в виде отчётов, графиков и таблиц. Программный комплекс зарегистрирован в Российском агентстве по патентам и товарным знакам [408]. Структурная схема ПК HeatingPoint показана на рис. А.1.

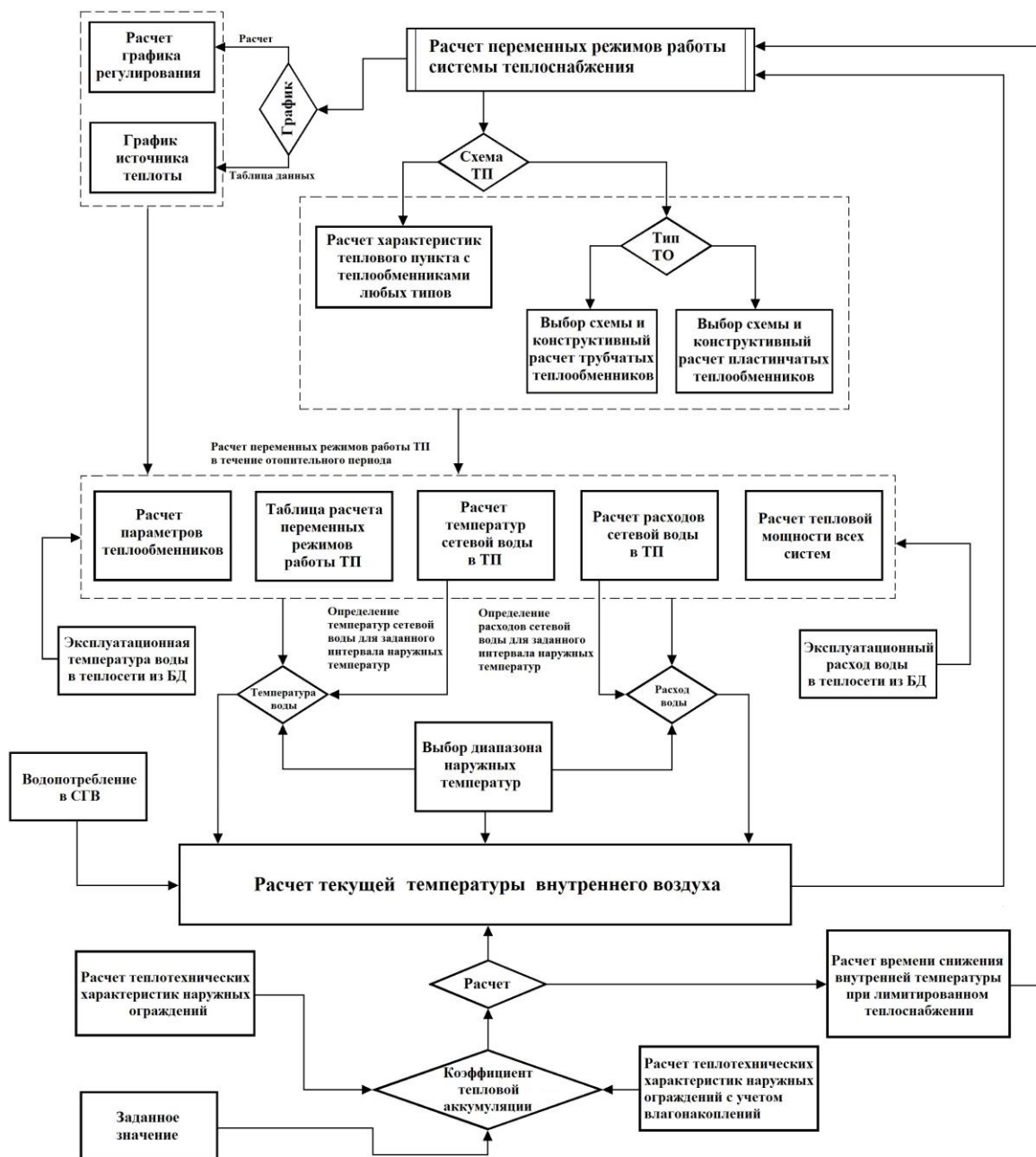


Рис. А.1. Структурная схема программного комплекса HeatingPoint

Все структурные блоки ПК HeatingPoint взаимосвязаны; данные, полученные в каждом из расчётов, передаются в другие расчёты. Программа позволяет для любого графика центрального регулирования, в том числе, произвольно заданного источником теплоты, рассчитать переменные режимы работы тепловых пунктов, при любой схеме присоединения теплообменников горячего водоснабжения, определить температуру внутреннего воздуха при текущей наружной температуре и рассчитываемым или эксплуатационным данным о температурах и расходах сетевой воды. Температура внутреннего воздуха определяется с учетом тепловой аккумуляции зданий, как без учета влагонакоплений в стенах (по [102]), так и с учетом влагонакоплений. Для аварийного графика отпуска теплоты также рассчитываются режимы работы теплового пункта с выбранной схемой присоединения теплообменников горячего водоснабжения и определяется время допустимой работы системы теплоснабжения для зданий, имеющих конструкции с различной тепловой аккумуляцией.

Основные окна программы показаны на рис. А.2.

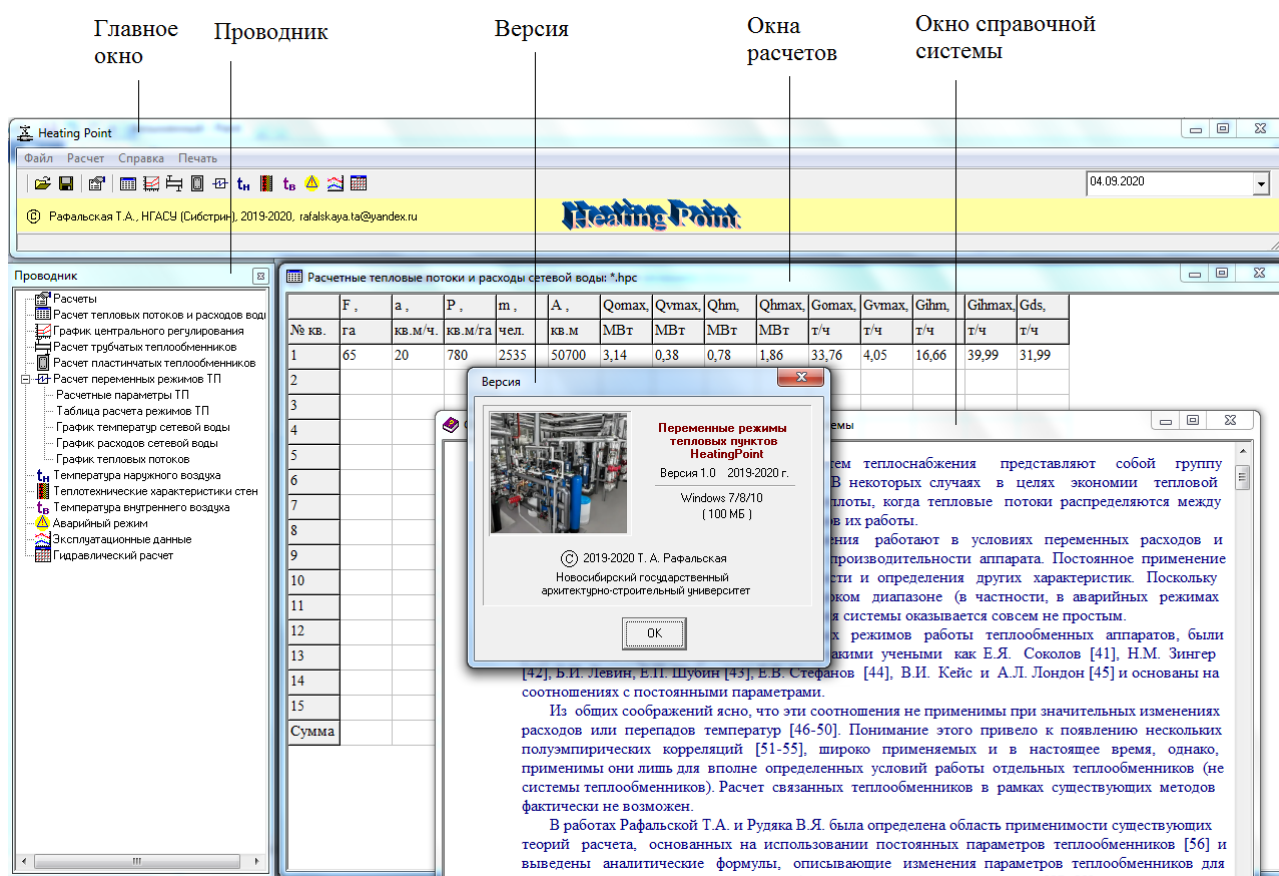





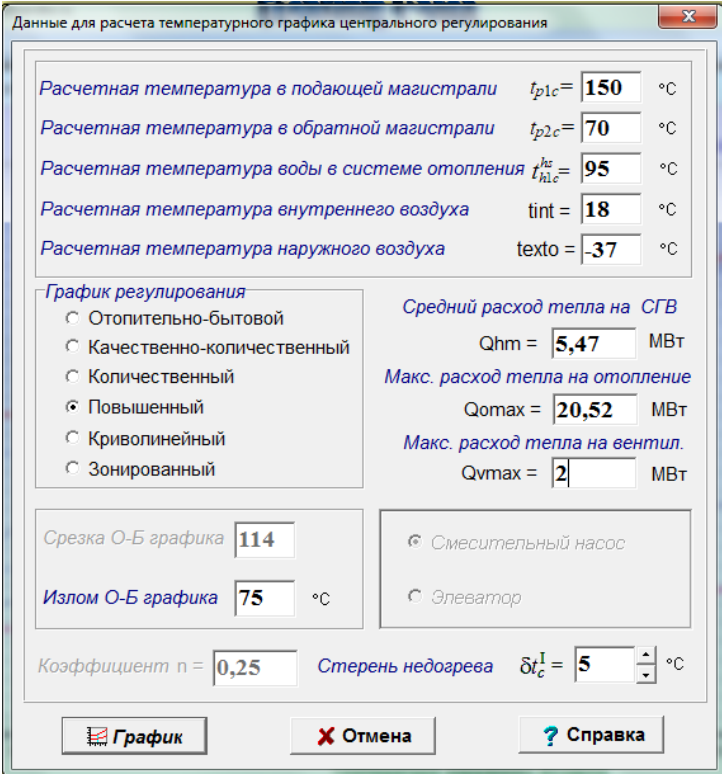
Рис. А.2. Основные окна ПК HeatingPoint

Главное окно предназначено для выбора необходимого расчёта, вызова справочной системы, открытия, сохранения и печати файлов. Левая панель представляет собой проводник, позволяющий быстро найти нужный из выполненных расчетов. Проводник

вызывается кнопкой . Центральное окно представляет собой окно расчетов, в котором могут вводиться (или загружаться из файлов) необходимые данные, выводиться графики, таблицы, отчеты.

При отсутствии исходных данных, можно определить расходы сетевой воды и тепловые потоки для каждого микрорайона (ЦТП) по укрупненным показателям в соответствии с [445]. (Пиктографическая кнопка ).

Для расчёта графика центрального регулирования необходимо выбрать пиктографическую кнопку  на панели инструментов главного окна или на вкладке «Расчеты», после чего появляется диалоговое окно, которое показано на рис. А.3.



Данные для расчета температурного графика центрального регулирования

Расчетная температура в подающей магистрали  $t_{p1c} = 150$  °C

Расчетная температура в обратной магистрали  $t_{p2c} = 70$  °C

Расчетная температура воды в системе отопления  $t_{hlc}^{hc} = 95$  °C

Расчетная температура внутреннего воздуха  $t_{int} = 18$  °C

Расчетная температура наружного воздуха  $t_{exto} = -37$  °C

График регулирования

- Отопительно-бытовой
- Качественно-количественный
- Количественный
- Повышенный
- Криволинейный
- Зонированный

Средний расход тепла на СГВ  $Q_{hm} = 5,47$  МВт

Макс. расход тепла на отопление  $Q_{omax} = 20,52$  МВт

Макс. расход тепла на вентил.  $Q_{vmax} = 2$  МВт

Срезка О-Б графика  $114$

Излом О-Б графика  $75$  °C

Смесительный насос

Элеватор

Коэффициент  $n = 0,25$  Степень недогрева  $\delta t_c^I = 5$  °C

Рис. А.3. Диалоговое окно расчёта графика центрального регулирования

Расчёт температурных графиков предусматривает различные способы центрального регулирования, в том числе криволинейный график В.Ф. Гершковича [39], зонированный график П.В. Ротова [261]. Имеется возможность рассчитать графики со срезкой при комбинированном центральном качественном регулировании (отопительно-бытовой график) и учесть способ местного регулирования в тепловом пункте при помощи смесительного насоса (переменный коэффициент смешения) или элеватора (постоянный коэффициент смешения). Для графиков качественно-количественного регулирования можно задать коэффициент кривизны  $n$ , который в соответствии с исследованиями В.И. Панферова, Ю.Н. Денисенко [48, 172] для современных отопительных приборов может отличаться от коэффициента  $n = 0,25$  для чугунных радиаторов и однотрубных систем отопления, предложенного Е.Я. Соколовым [290]. Расчет выполняется по формулам, приведенным в

главе 4, параграф 4.3. Результат расчёта в виде графика выводится в окно расчетов, показанное на рис. А.4.

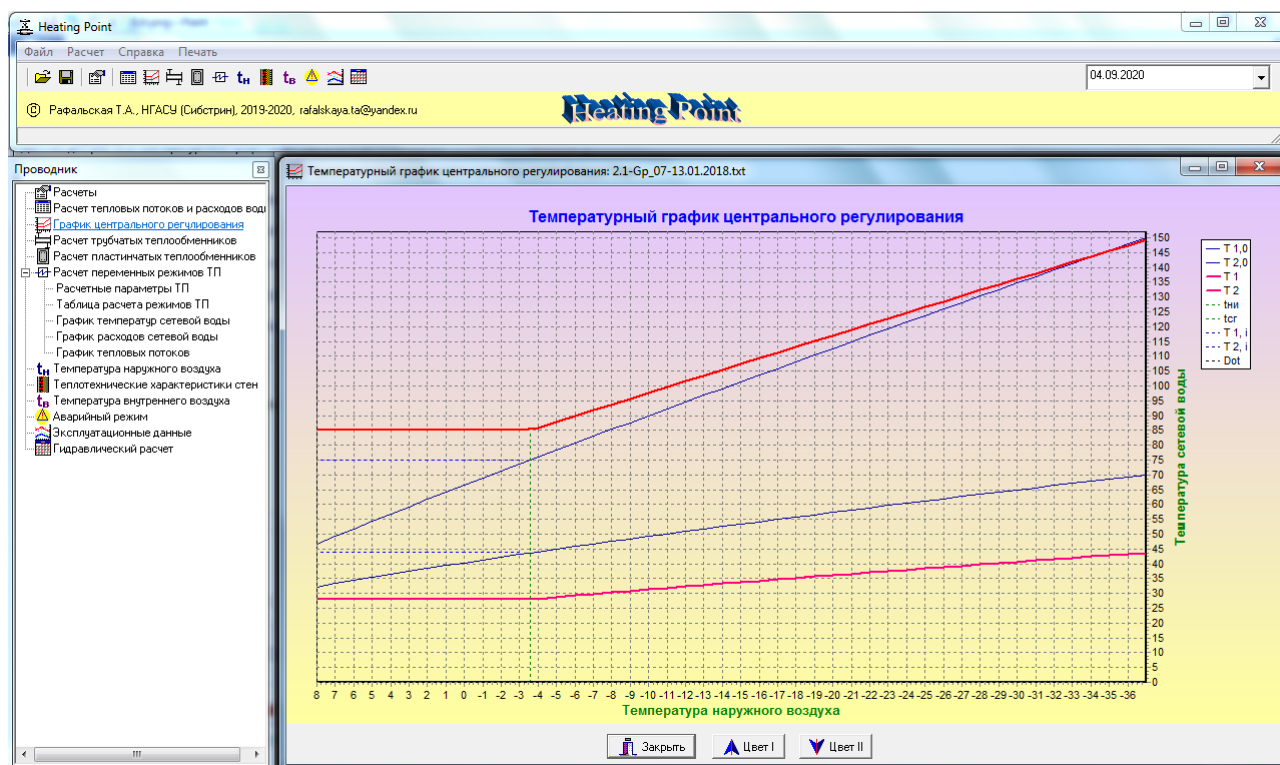

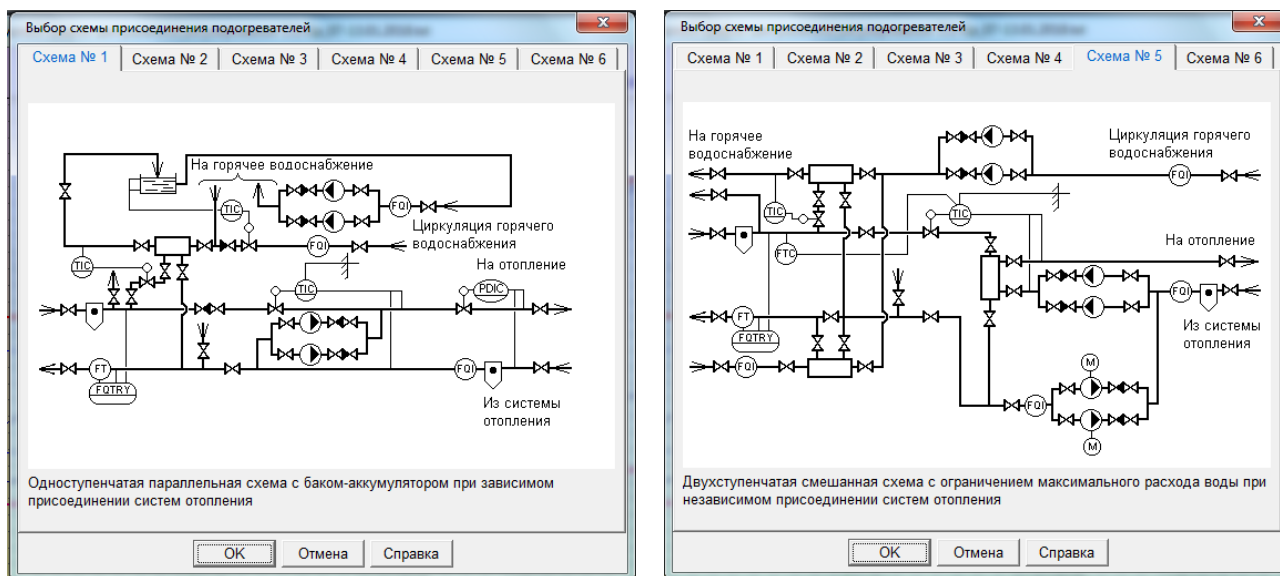


Рис. А.4. Температурный график центрального регулирования

Программа позволяет рассчитывать тепловые пункты с теплообменниками различных типов (трубчатые и пластинчатые), присоединенные по различным схемам (одноступенчатой и двухступенчатой). Расчёт требуемой площади теплообмена трубчатых теплообменников и выбор размера, производится по методике [442].

Диалоговое окно для выбора схемы присоединения теплообменников, вызываемое пиктографической кнопкой , показано на рис. А.5.



а) Одноступенчатая схема

б) Двухступенчатая схема

Рис. А.5. Диалоговое окно выбора схемы присоединения теплообменников

После выбора схемы появляется диалоговое окно задания исходных данных для расчёта, показанное на рис. А.6. Поля для ввода данных становятся доступными в зависимости от выбранной схемы.

Диалоговое окно "Данные для расчета водоподогревателей СГВ".

Система ГВС:  
 без баков - аккумуляторов  
 с баками - аккумуляторами

с циркуляцией  
 Степень недогрева: 5

Толщ. стенки трубки: 0,001 м  
 Толщина накипи: 0,0005 м  
 Теплопров. трубки: 104,4  $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$   
 Теплопров. накипи: 2,3  $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$

Средний тепловой поток на СГВ:  $Q_{Tm}^h = 4300$  кВт  
 Максимальный тепловой поток на СГВ:  $Q_{hr}^h = 8400$  кВт  
 Расчетный расход на отопление:  $G_{отоп} = 235670$  кг/ч  
 Максимальный часовой:  $q_{hr} = 113,9$  м<sup>3</sup>/ч  
 В средние сутки:  $q_{Tm} = 50,3$  м<sup>3</sup>/ч

— Температуры в точке излома —  
 В подающей магистрали:  $t_{p1f} = 70$  °C  
 В обратной после системы отопления:  $t_{p2f}^h = 45,5$  °C

Кнопки: ОК, Отмена

Рис. А.6. Диалоговое окно ввода исходных данных для расчёта трубчатых подогревателей

Результаты расчёта выводятся в виде отчёта, с подробным описанием методики, окно выполненного расчёта показано на рис. А.7.

Heating Point  
 04.09.2020  
 © Рафальская Т.А., НГАСУ (Сибстрин), 2019-2020. rafalskaya.ta@yandex.ru

Расчет трубчатых подогревателей СГВ: \*.hrc

**Температура сетевой воды на выходе из подогревателя II ступени**  

$$t_{p2f}^{\text{II}} = t_{p1f} - \frac{3,6 Q_{hc}^{\text{II}}}{4,187 G_{pc}} = 70,0 - \frac{3,6 * 3697243,00}{4,187 * 336090,02} = 60,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

**Средняя разность температур в теплообменнике II ступени**  

$$\Delta t_c^{\text{II}} = \frac{(t_{p2f}^{\text{II}} - t_{hc}^{\text{II}}) - (t_{p1f} - t_h)}{\ln \frac{t_{p2f}^{\text{II}} - t_{hc}^{\text{II}}}{t_{p1f} - t_h}} = \frac{(60,5 - 35,8) - (70,0 - 60)}{\ln \frac{60,5 - 35,8}{70,0 - 60}} = 16,3 \text{ } ^\circ\text{C};$$

**Определение действительной плотности сетевой и водопроводной воды:**  
 Средняя температура нагреваемой (водопроводной) воды  $t_h^{\text{сп}} = \frac{t_{hc}^{\text{II}} + t_h}{2} = \frac{35,8 + 60}{2} = 47,9 \text{ } ^\circ\text{C};$   
 Средняя температура сетевой воды в водоподогревателе II ст  $t_p^{\text{сп}} = \frac{t_{p1f} + t_{p2f}^{\text{II}}}{2} = \frac{70,0 + 60,5}{2} = 65,3 \text{ } ^\circ\text{C};$   
 Средняя плотность водопроводной воды  $\rho_h = 988,95$  кг/м<sup>3</sup>, по [4], прил. 6;  
 Средняя плотность сетевой воды  $\rho_p = 980,06$  кг/м<sup>3</sup>.

**Действительные скорости воды в трубах и межтрубном пространстве подогревателя I ст:**  

$$w_{is}^{\text{II}} = \frac{G_{hc}^{\text{II}}}{3600 \cdot f_{ts} \cdot \rho_h} = \frac{131315,5}{3600 * 0,04356 * 988,95} = 0,85 \text{ м/с};$$
  

$$w_{is}^{\text{II}} = \frac{G_{pc}^{\text{II}}}{3600 \cdot f_{ms} \cdot \rho_p} = \frac{336090,0}{3600 * 0,07191 * 980,06} = 1,32 \text{ м/с};$$

**Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенкам трубок, Вт/(м<sup>2</sup>·°C), по [6], ф-ла (2.1):**  

$$\alpha_1^{\text{II}} = \frac{4,187}{3,6} (1210 + 18 t_p^{\text{сп}} - 0,038 t_p^{\text{сп}^2}) \frac{w_{is}^{\text{II},0,8}}{d_{eq}^{0,2}} = \frac{4,187}{3,6} (1210 + 18 \cdot 65,3 - 0,038 \cdot 65,3^2) \frac{1,32^{0,8}}{0,01905^{0,2}} = 7148,5$$

**Коэффициент теплоотдачи от стенок к нагреваемой воде, Вт/(м<sup>2</sup>·°C), по [6], ф-ла (2.2):**

Рис. А.7. Окно расчёта площади трубчатых теплообменников

Блок-схема алгоритма расчёта площади подогревателей СГВ представлена на рис. А.8.

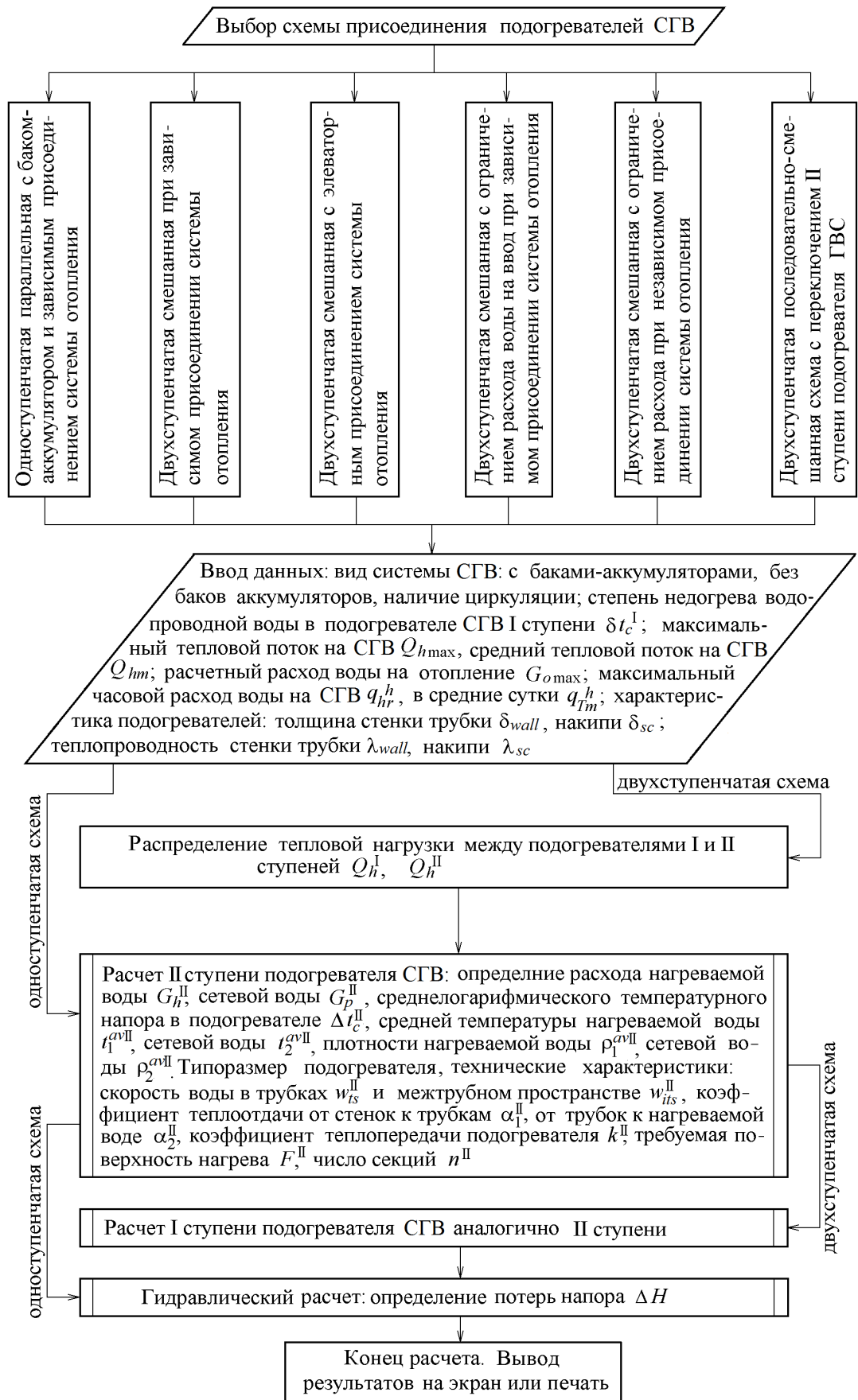



Рис. А.8. Блок-схема алгоритма расчёта требуемой площади подогревателей СГВ

Для расчёта площади пластинчатых теплообменников (ПТО) служит кнопка , вызывающая диалоговое окно выбора схемы присоединения теплообменников, показанное на рис. А.9. Схема 1 предназначена для расчета теплообменника отопления, схемы 2 – 4 для расчета одно- и двухступенчатых теплообменников СГВ.

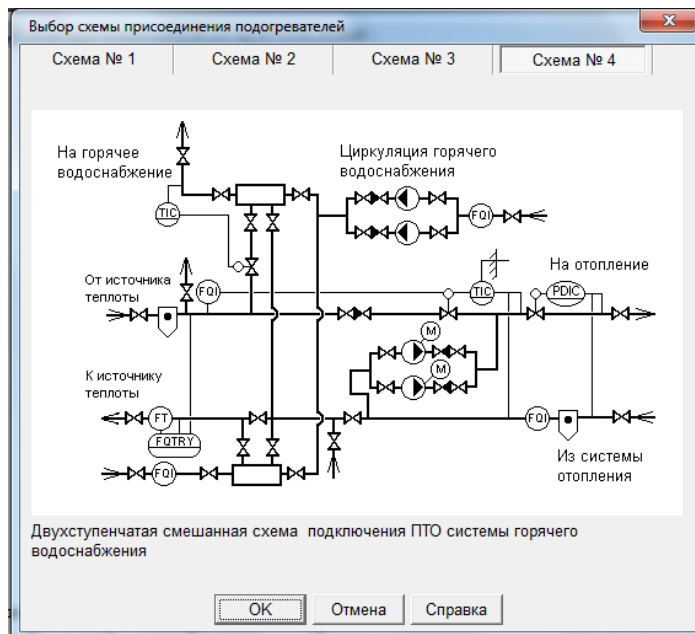


Рис. А.9. Окно выбора схемы присоединения пластинчатых теплообменников

После выбора схемы необходимо выбрать марку теплообменника и задать исходные данные, для чего служит диалоговое окно, показанное на рис. А.10.

Тепловой пункт:  ИТП  ЦТП

Марка ПТО: Alfa Laval Число потоков Z= 1

Расход тепла на отопление и вентиляцию  $Q_{ov} = 1$  Гкал/ч

Максимальная нагрузка СГВ  $Q_{hmax} = 0,2$  Гкал/ч

Тепловые потери через теплоизоляционные конструкции трубопроводов с учетом транспортного запаздывания

известны  $Q_{l1} = 0,06$  Гкал/ч

Тепловые потери с утечкой

известны  $Q_{l2} = 0,01$  Гкал/ч

Температуры наружного воздуха

Расчетная для ОВ  $text.o = -37$  °C В точке излома  $text.f = 0,5$  °C

Выбрать другой тип ПТО: \_\_\_\_\_

Температура внутреннего воздуха  $t_{int} = 18$  °C

Расчетные температуры воды:

При text.o

На входе в ПТО	$tp1c = 150$
На выходе из ПТО	$tp2c = 80$
На входе в СО	$th1c = 130$
На выходе из СО	$th2c = 70$

При text.f

На входе в ПТО	$tp1f = 70$ °C
На выходе из ПТО	$tp2f = 45,3$ °C
На входе в СО	$th1f = 63$ °C
На выходе из СО	$th2f = 41,7$ °C

Ввод данных доступен при расчете теплообменника отопления

Рис. А.10. Диалоговое окно ввода исходных данных для расчета пластинчатых теплообменников

При известных величинах тепловых потерь с учётом транспортного запаздывания и с утечкой теплоносителя, они могут быть заданы в соответствующих полях. При неизвестных величинах теплотерь, они определяются по нормам.

Программа автоматически подбирает тип теплообменника. При необходимости, после выполнения расчёта можно выбрать другой тип теплообменника выбранной марки, изменить марку теплообменника или толщину пластин (если для данной марки имеются пластины разной толщины), снова вызвав диалоговое окно, рис. А.11.

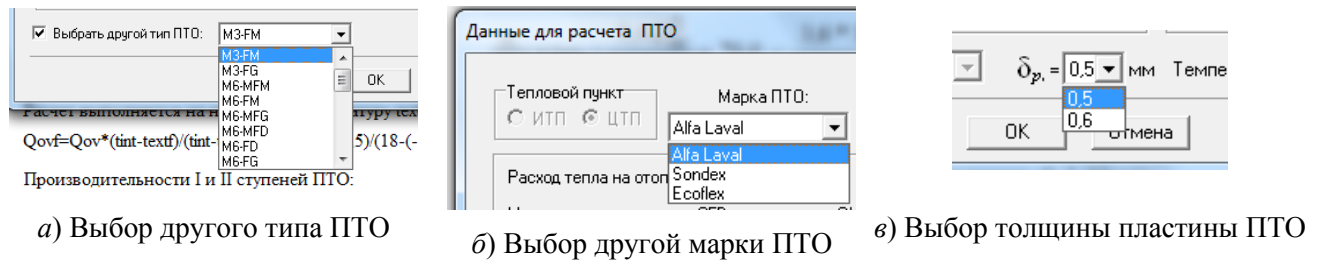


Рис. А.11. Изменение характеристик ПТО

Расчёт требуемой площади ПТО производится по методике [236]. Результаты расчёта выводятся в виде отчёта, с подробными пояснениями, рис. А.12.

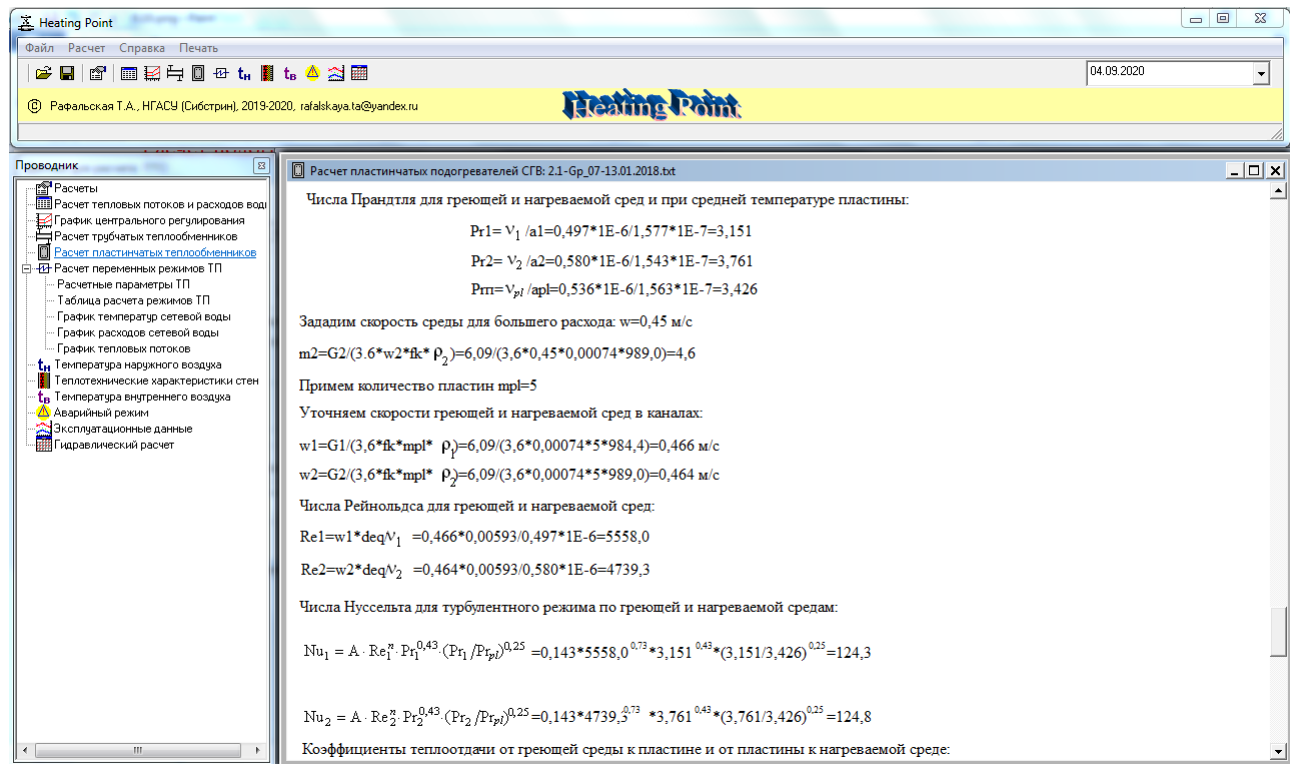



Рис. А.12. Результаты расчёта требуемой площади пластинчатых теплообменников

Результаты всех описанных расчётов необходимы в качестве исходных данных для выполнения расчёта переменных режимов работы тепловых пунктов по методике,



изложенной в параграфе 2.6. Диалоговое окно вызывается пиктографической кнопкой , рис. А.13.

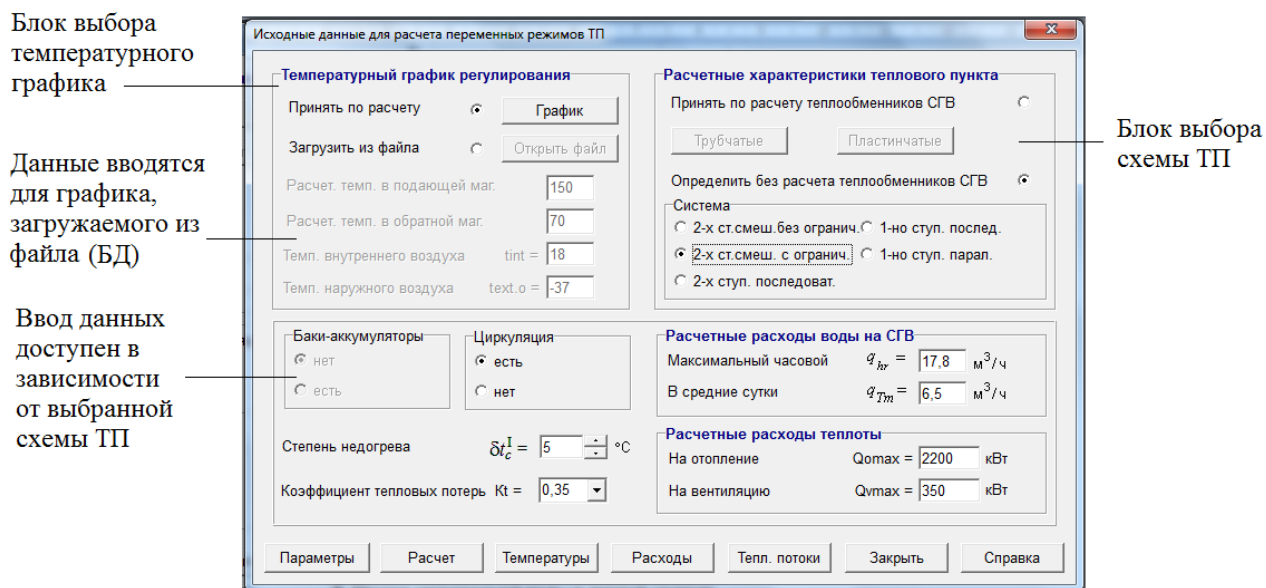


Рис. А.13. Диалоговое окно ввода исходных для расчёта переменных режимов работы тепловых пунктов

Программа позволяет загрузить данные из расчёта температурного графика (блок выбора температурного графика). При выборе опции «Принять по расчету» данные о ранее рассчитанном графике используются для расчета переменных режимов ТП. При необходимости изменить график центрального регулирования или его расчетные характеристики, необходимо нажать на кнопку «График», после чего появляется диалоговое окно, показанное на рис. А.3, где можно задать новые данные для расчёта графика. При выборе опции «Загрузить из файла» появляется диалоговое окно выбора файла и загружается эксплуатационный график, принятый на источнике теплоты, после чего необходимо ввести расчётные характеристики этого графика для выполнения дальнейших расчётов.

Далее необходимо выбрать схему присоединения теплообменников в тепловом пункте (блок выбора схемы ТП). При выборе опции «Принять по расчету теплообменников СГВ» в расчете используются данные, полученные при ранее выполненном расчете теплообменников, становятся доступными кнопки «Трубчатые» и «Пластинчатые», вызывающие диалоговые окна, показанные на рис. А.5 и А.9 в зависимости от выбранного типа теплообменников и можно изменить схему или исходные данные для расчёта, если в этом имеется необходимость. В случае, когда рассчитывать площадь теплообменников не требуется, но необходимо рассчитать переменные режимы работы теплового пункта с выбранной схемой, следует выбрать опцию «Определить без расчёта теплообменников СГВ»

и ввести все необходимые исходные данные. Расчёт в этом случае выполняется с использованием комплекса  $kF$  (см. параграф 2.6).

После ввода всех исходных данных рассчитываются основные характеристики и параметры теплообменников (кнопка «Параметры») по методике [445], приведенной в параграфе 2.6. Результаты расчета выводятся в виде отчёта, рис. А.14.

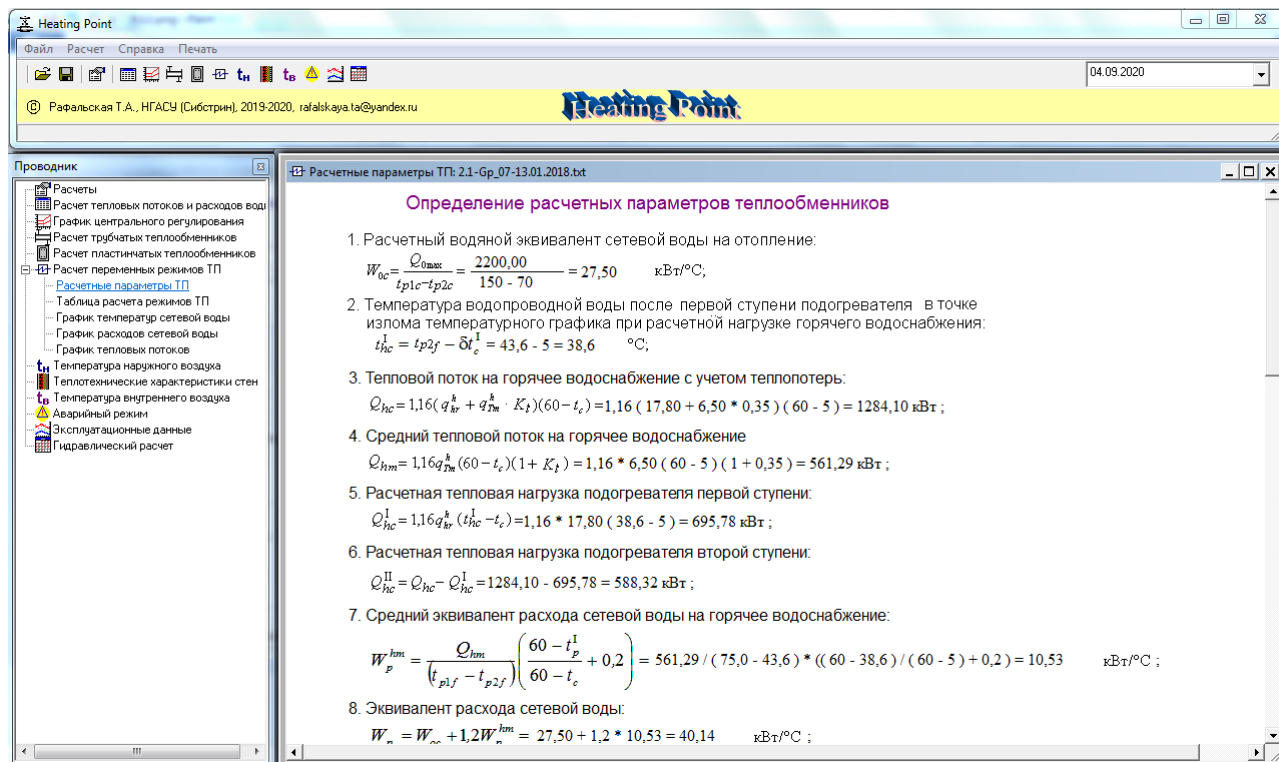


Рис. А.14. Результаты расчёта основных расчетных характеристик и параметров теплообменников в тепловом пункте

После расчёта параметров теплообменников можно выполнить расчет переменных режимов работы теплового пункта для выбранного графика центрального регулирования и выбранной схемы присоединения теплообменников по методике, разработанной в параграфе 2.6. Результаты расчёта можно увидеть в табличной форме (кнопка «Таблица»), рис. А.15; в виде графиков температур сетевой воды в тепловом пункте (кнопка «Температуры»), рис. А.16, расходов сетевой воды (кнопка «Расходы»), рис. А.17, тепловых потоков (кнопка «Тепловые потоки»), рис. А.18.

При изменении каких либо данных необходимо обязательно пересчитать расчётные характеристики и параметры теплообменников.

Укрупненная блок-схема алгоритма расчёта показана на рис. А.19.

Heating Point

Файл Расчет Справка Печать

04.09.2020

Рафальская Т.А., НГАСУ (Сибстрин), 2019-2020, rafalskaya.ta@yandex.ru

Heating Point

Проводник

Переменные режимы ТП: 2.1-Gp\_07-13.01.2018.txt

$t_{ext}, ^\circ\text{C}$	$t_{p1}^I, ^\circ\text{C}$	$t_{p2}^I, ^\circ\text{C}$	$t_{p1}, ^\circ\text{C}$	$t_{p2}, ^\circ\text{C}$	$\epsilon^I$	$\epsilon^{II}$	$D_i^I, ^\circ\text{C}$	$D_i^{II}, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_1^I, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_2^I, ^\circ\text{C}$	$kT_{KBH}^I, ^\circ\text{C}$	$kT_{KBH}^{II}, ^\circ\text{C}$	$\Phi^I$	$\Phi^{II}$	$t_{p2}^{II}, ^\circ\text{C}$
-37,00	150,00	70,01	114,00	70,01	0,71	0,81	63,98	63,50	28,85	26,11	33,75	11,89	1,08	1,05	62,28
-36,00	147,84	69,29	114,00	69,29	0,70	0,80	63,28	64,51	28,97	26,79	32,87	12,39	1,05	1,06	62,08
-35,00	145,67	68,58	114,00	68,58	0,69	0,80	62,58	65,51	29,08	27,45	32,00	12,87	1,03	1,07	61,88
-34,00	143,49	67,86	114,00	67,86	0,69	0,79	61,88	66,51	29,19	28,09	31,15	13,34	1,00	1,08	61,68
-33,00	141,32	67,13	114,00	67,13	0,68	0,78	61,19	67,51	29,31	28,71	30,30	13,80	0,97	1,09	61,48
-32,00	139,13	66,41	114,00	66,41	0,67	0,77	60,51	68,50	29,42	29,31	29,46	14,24	0,95	1,09	61,27
-31,00	136,95	65,68	114,00	65,68	0,66	0,76	59,83	69,49	29,54	29,90	28,63	14,66	0,92	1,10	61,07
-30,00	134,76	64,94	114,00	64,94	0,65	0,75	59,16	70,47	29,66	30,47	27,81	15,08	0,89	1,11	60,86
-29,00	132,57	64,20	114,00	64,20	0,64	0,75	58,50	71,45	29,77	31,03	27,00	15,48	0,87	1,12	60,66
-28,00	130,37	63,46	114,00	63,46	0,63	0,74	57,82	72,42	29,68	31,58	26,37	15,87	0,86	1,12	60,45
-27,00	128,17	62,71	114,00	62,71	0,62	0,73	57,16	73,39	29,60	32,11	25,75	16,25	0,85	1,13	60,25
-26,00	125,96	61,96	114,00	61,96	0,61	0,73	56,50	74,35	29,53	32,63	25,12	16,63	0,84	1,13	60,04
-25,00	123,75	61,20	114,00	61,20	0,60	0,72	55,86	75,31	29,46	33,14	24,48	16,99	0,83	1,14	59,84
-24,00	121,53	60,44	114,00	60,44	0,59	0,71	55,22	76,26	29,40	33,64	23,83	17,34	0,82	1,14	59,63
-23,00	119,31	59,68	114,00	59,68	0,58	0,71	54,61	77,21	29,36	34,13	23,17	17,69	0,80	1,15	59,42
-22,00	117,09	58,91	114,00	58,91	0,57	0,70	54,00	78,15	29,33	34,62	22,51	18,02	0,79	1,15	59,21
-21,00	114,86	58,13	114,00	58,13	0,56	0,70	53,41	79,09	29,31	35,09	21,84	18,35	0,78	1,16	59,01
-20,00	112,63	57,35	112,63	57,35	0,55	0,69	52,85	78,35	29,23	34,83	21,44	18,87	0,77	1,17	58,85
-19,00	110,39	56,57	110,39	56,57	0,55	0,68	52,32	76,55	29,12	34,11	21,19	19,55	0,75	1,18	58,71
-18,00	108,14	55,78	108,14	55,78	0,55	0,66	51,80	74,75	29,03	33,36	20,93	20,28	0,74	1,19	58,57
-17,00	105,89	54,98	105,89	54,98	0,54	0,65	51,30	72,94	28,97	32,58	20,65	21,06	0,73	1,20	58,42

Рис. А.15. Таблица результатов расчёта переменных режимов работы теплового пункта в течение отопительного периода

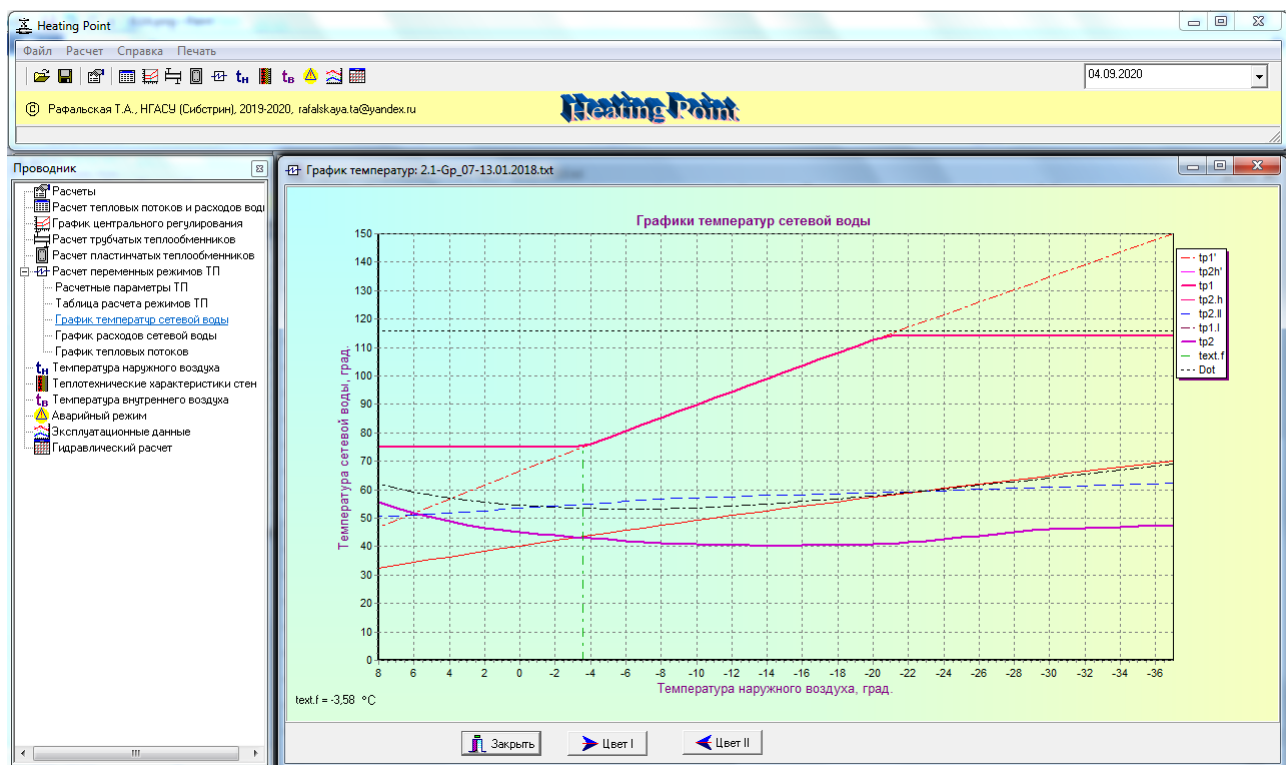


Рис. А.16. График температур сетевой воды в условиях максимального водопотребления в СГВ в течение отопительного периода



Рис. А.17. График расходов сетевой воды в условиях максимального водопотребления в СГВ в течение отопительного периода



Рис. А.18. График тепловых потоков в условиях максимального водопотребления в СГВ в течение отопительного периода

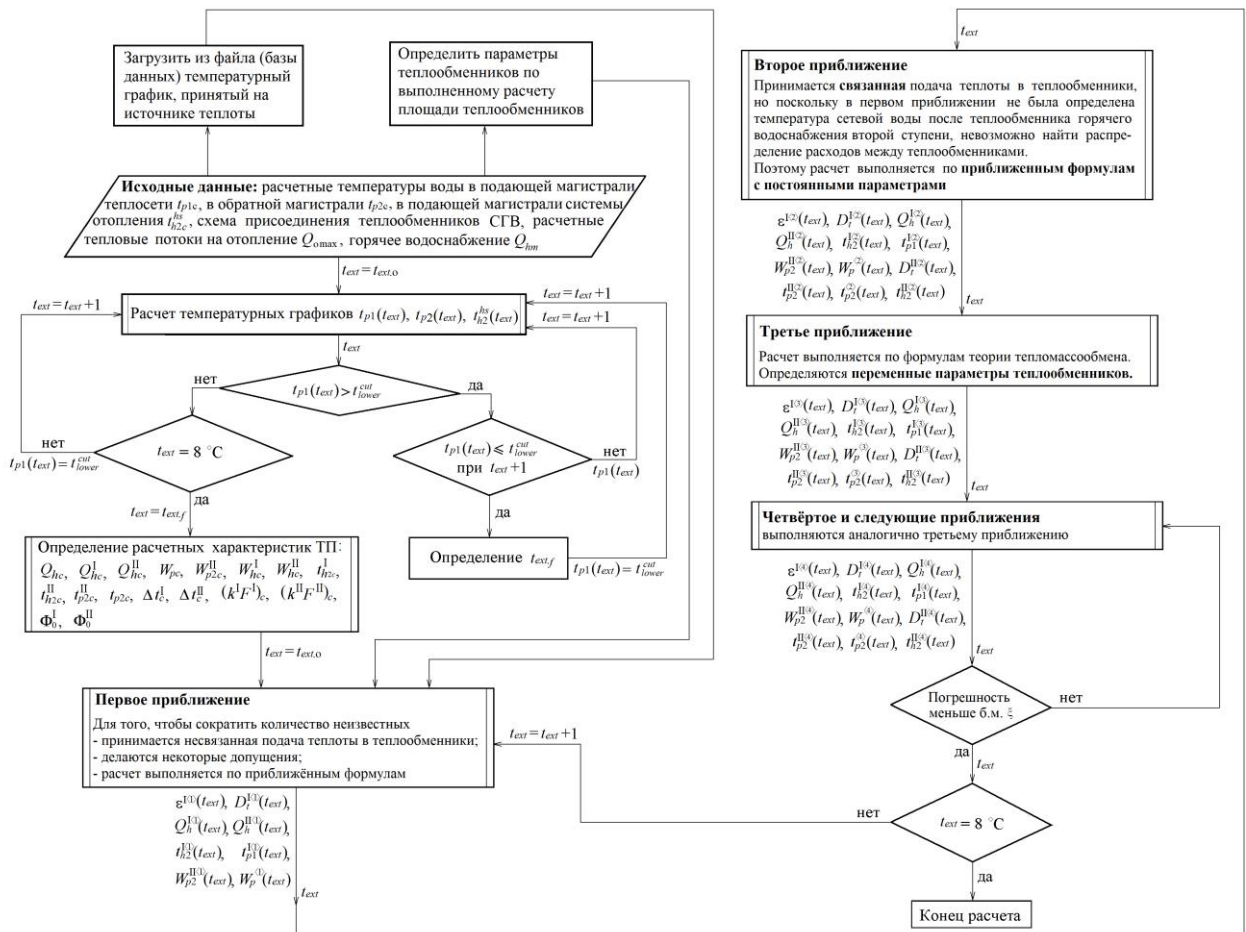



Рис. А.19. Блок-схема алгоритма расчета переменных режимов работы теплового пункта

ПК HeatingPoint позволяет определить теплотехнические характеристики стен с учётом влагонакоплений с использованием теории потенциала влажности, по методу расчёта, описанному в параграфе 5.3. Для вызова диалогового окна, показанного на рис. А.20, служит кнопка .

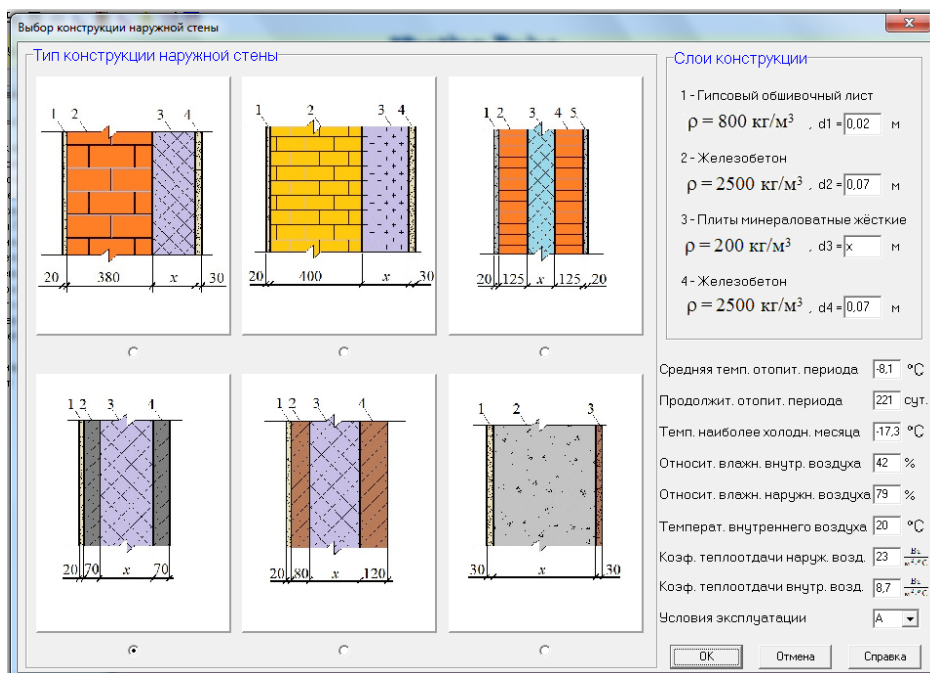


Рис. А.20. Диалоговое окно для выбора конструкции наружной стены

После ввода всех исходных данных можно увидеть результаты расчёта, рис. А.21.

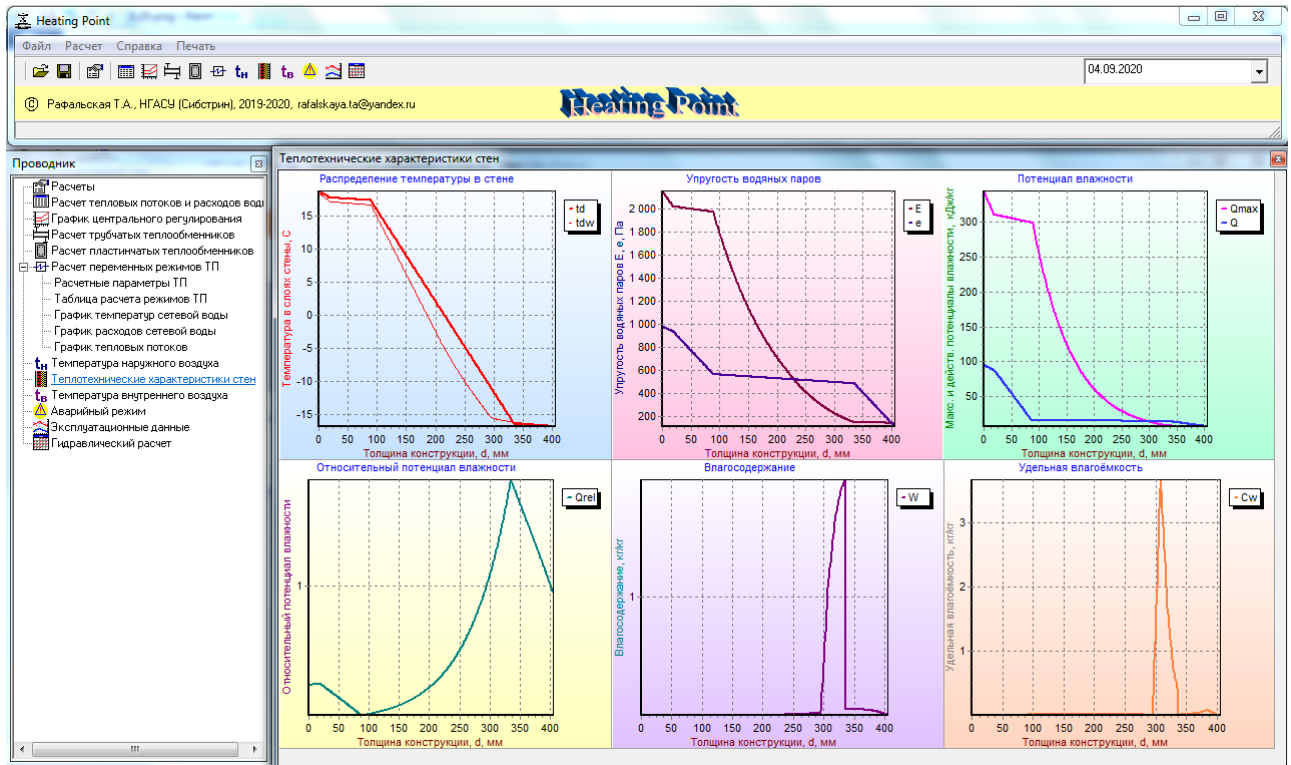
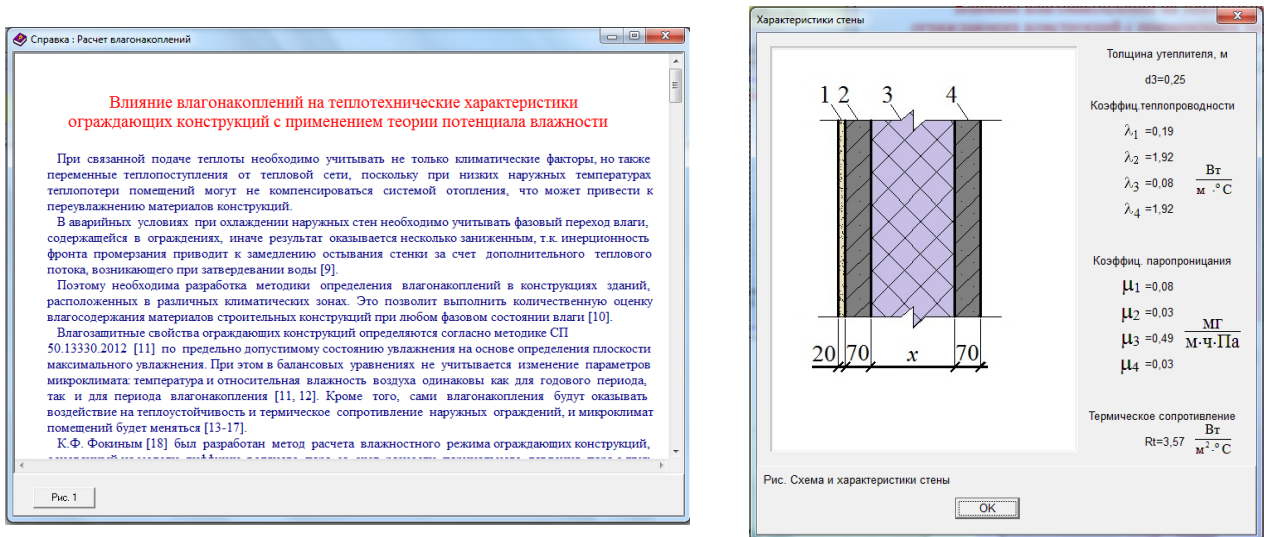


Рис. А.21. Результаты расчёта влагонакоплений (конструкция № 4)

Найденную толщину утеплителя и расчетные теплотехнические характеристики стены можно увидеть при вызове «Справки», нажав на кнопку «Рис. 1», см. рис. А.22.



а) Справка: Расчет влагонакоплений

б) Характеристики стены

Рис. А.22. Толщина утеплителя и расчётные характеристики стены

Выделение влаги из воздуха, особенно в сверхсорбционной области изменяет теплотехнические характеристики стены и снижает коэффициент теплопередачи (см. параграф 5.3). Также изменяется температурное поле внутри конструкции, см. рис. А.21, график 1.

Изменение теплотехнических характеристик стен под воздействием влаги снижает теплоустойчивость конструкций и коэффициент тепловой аккумуляции помещений, применяемый при расчёте температуры внутреннего воздуха.

Перед выполнением расчёта температуры внутреннего воздуха необходимо загрузить данные из файла (БД) об изменении температуры наружного воздуха в выбранный период времени. Окно, показанное на рис. А.23, вызывается кнопкой  $t_n$ .

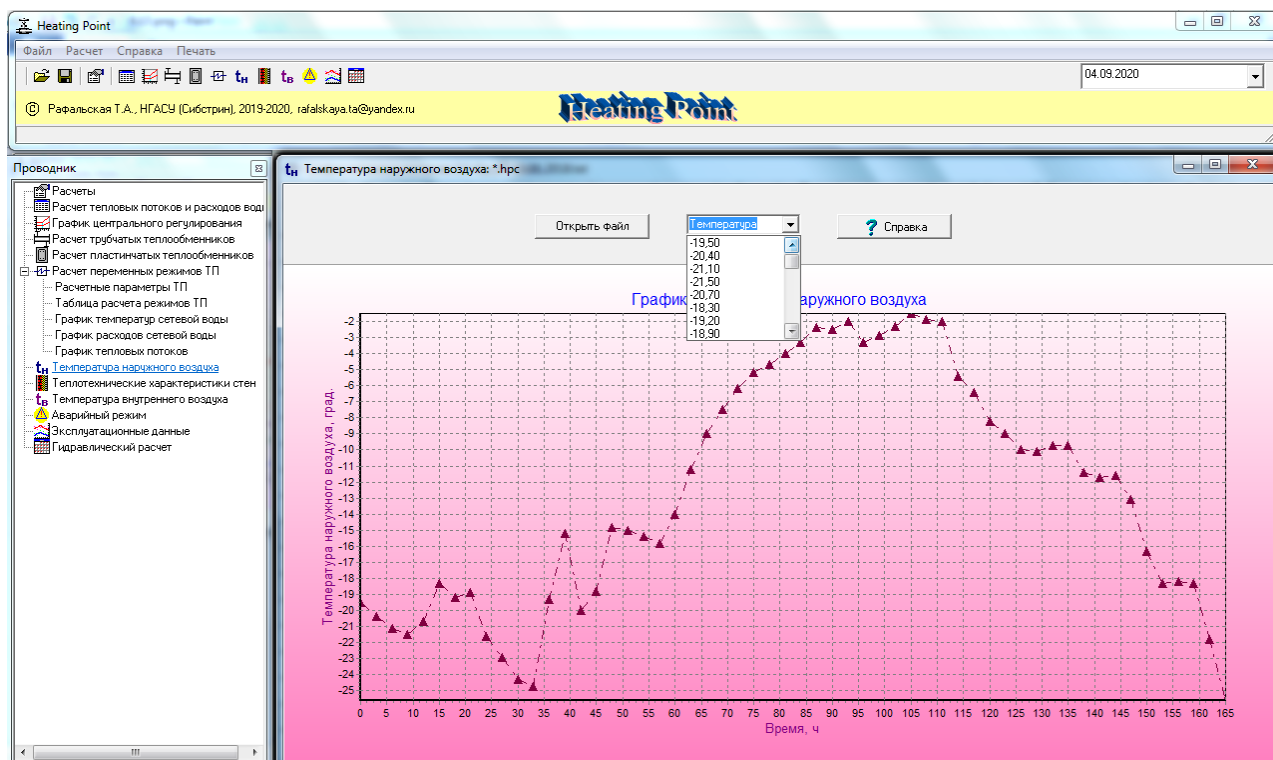



Рис. А.23. График температуры наружного воздуха

Также имеется возможность загрузить архивные данные источника теплоты (ТЭЦ) о часовых эксплуатационных значениях температур и расходов сетевой воды в течение выбранного интервала времени.

Окно, показанное на рис. А.24, вызывается кнопкой . В программу загружаются как эксплуатационные значения температур сетевой воды (точки), так и требуемые по графику центрального регулирования при соответствующей температуре наружного воздуха (линии).

При загрузке данных по расходам сетевой воды необходимо, чтобы расчетные расходы воды (и тепловые потоки), введенные в диалоговые окна, показанные на рис. А.3, А.6, А.10, А.13 соответствовали расчетным расходам (и тепловым потокам) источника эксплуатационных данных.

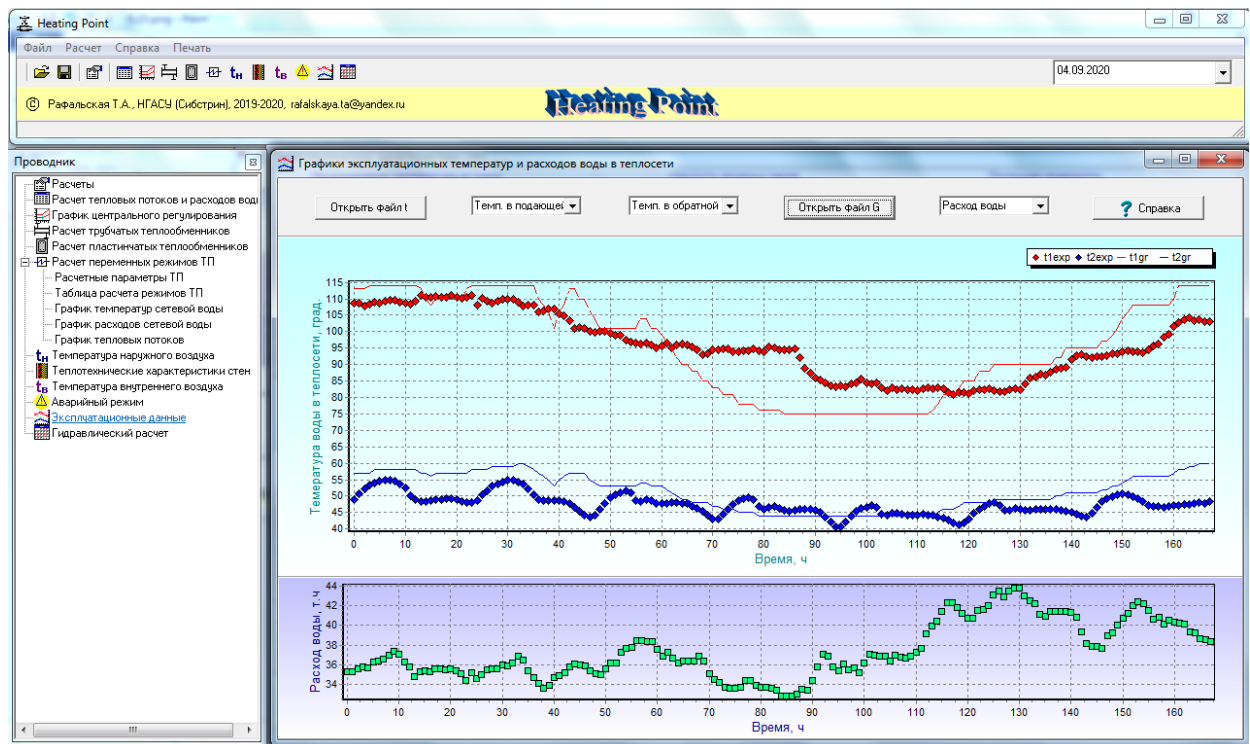


Рис. А.24. Эксплуатационные значения температур и расходов сетевой воды

Окно для расчёта температуры внутреннего воздуха в течение выбранного периода времени, рис. А.25, вызывается кнопкой  $t_{в}$ . Если предварительно не были рассчитаны переменные режимы работы тепловых пунктов, необходимо рассчитать тепловые потоки  $Q$  (кнопка «Рассчитать» вызывает окно, показанное на рис. А.13) и загрузить данные о температуре наружного воздуха  $t_{ext}$ , если ранее они не были загружены (кнопка «Загрузить» вызывает окно, показанное на рис. А.23).

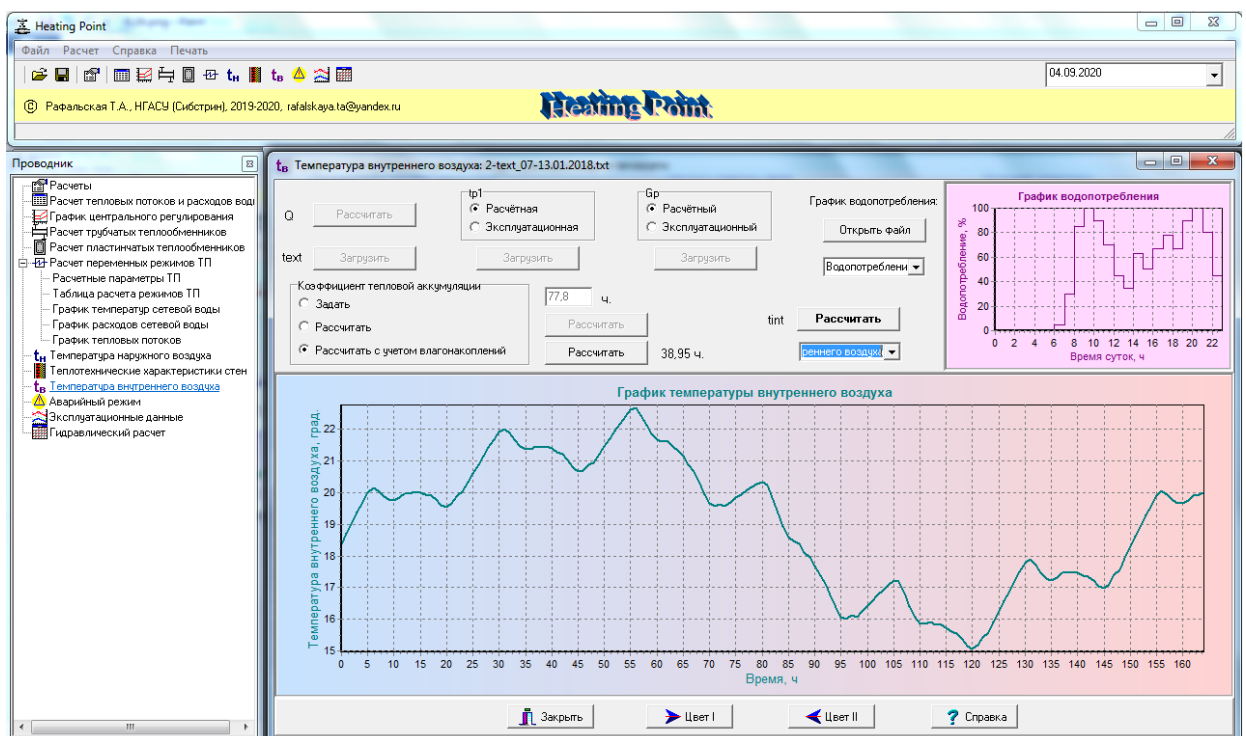


Рис. А.25. Расчёт температуры внутреннего воздуха (расчётные значения температуры воды в теплосети)



Расчёт температуры внутреннего воздуха может выполняться по температурам и расходам воды в теплосети, определяемым расчетом или по эксплуатационным значениям, которые также можно загрузить из файлов в окне, показанном на рис. А.24.

Например, можно сравнить температуру внутреннего воздуха, определенную по расчётным значениям температуры воды в теплосети (рис. А.25) и по эксплуатационным данным, показанным на рис. А.24 для двухступенчатой смешанной схемы с ограничением расхода, рис. А.26.

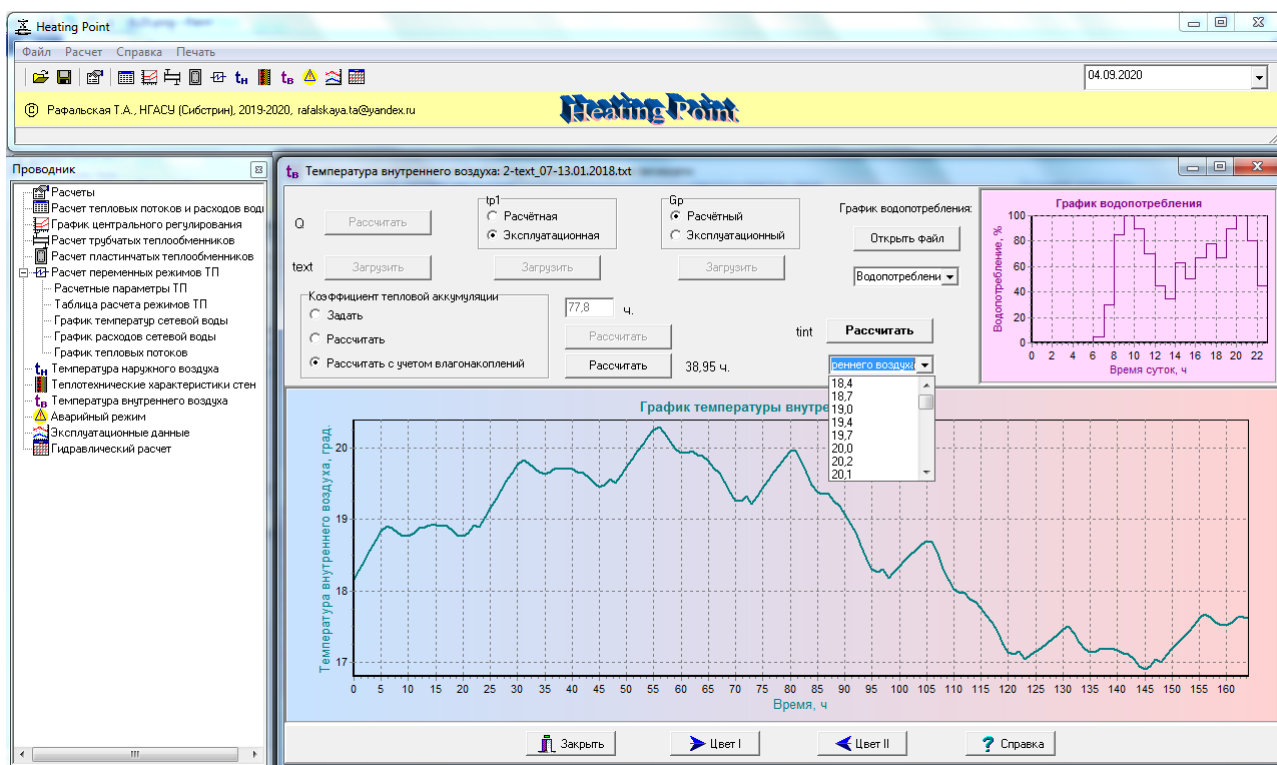


Рис. А.26. Расчёт температуры внутреннего воздуха  
(эксплуатационные значения температуры воды в теплосети)

Тепловая мощность, поступающая в систему отопления определяется по графику тепловых потоков (рис. А.18), где рассчитано изменение тепловой мощности от минимального до максимального значения при каждой температуре наружного воздуха в течение отопительного периода. Изменение тепловой мощности в течение суток определяется по типовому графику водопотребления, который необходимо загрузить из файла (рис. А.25, А.26).

Для расчёта текущей температуры внутреннего воздуха программа позволяет задать значение тепловой аккумуляции помещений, либо рассчитать коэффициент тепловой аккумуляции для выбранного здания как по расчётным теплотехническим характеристикам, так и с учётом влагонакоплений в конструкции.

Для расчёта коэффициента тепловой аккумуляции необходимо нажать кнопку «Расчитать», рис. А.25, А.26. В появившемся диалоговом окне, рис. А.27, необходимо ввести размеры здания, тип помещения и характеристики системы отопления.

Данные для расчета коэффициента тепловой аккумуляции

Площади наружных ограждений

Площадь наружных стен,  $F_w = 2373 \text{ м}^2$

Площадь окон,  $F_c = 594 \text{ м}^2$

Площадь дверей,  $F_d = 3 \text{ м}^2$

Коэффициенты теплопередачи

Коэф. теплопередачи окон,  $k_c = 1.724 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$

Коэф. теплопередачи дверей,  $k_d = 0.457 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}$

Тип нагревательных приборов: Радиаторы и конвект

Помещение: Угловое  $k_t = 0.92$

Инфильтрация/вентиляция,  $L = 2300 \text{ м}^3/\text{ч}$

Выбор конструкции    **Расчитать**    Закрыть

Рис. А.27. Диалоговое окно ввода данных для расчёта коэффициента тепловой аккумуляции

После ввода исходных данных необходимо выбрать конструкцию наружных ограждений, нажав на кнопку «Выбор конструкции», после чего появляется диалоговое окно, рис. А.20 для расчета коэффициента тепловой аккумуляции с учётом влагонакоплений или аналогичное окно выбора конструкций для расчёта без учёта влагонакоплений.

После определения теплотехнических характеристик наружных стен необходимо нажать на кнопку «Расчитать» в окне, показанном на рис. А.27, после чего рассчитанное значение коэффициента тепловой аккумуляции появится в окне, показанном на рис. А.25 и можно рассчитать температуру внутреннего воздуха.

Программа позволяет определить, какая схема теплового пункта обеспечит лучший температурный режим помещений в различных режимах работы. Например, на рис. А.28 показано изменение температуры наружного воздуха.

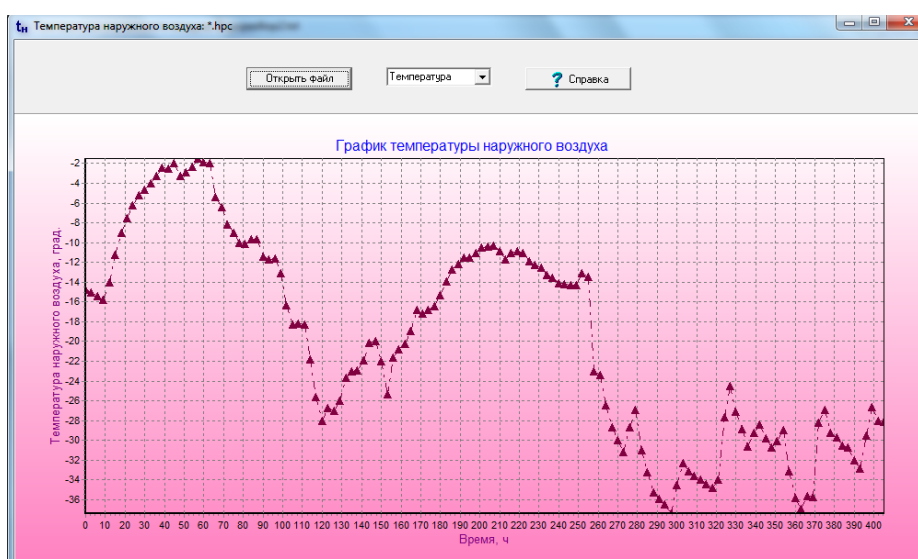


Рис. А.28. Температура наружного воздуха 09 – 25 января 2018 г.

Температура внутреннего воздуха для двухступенчатой смешанной схемы с ограничением расхода показана на рис. А.29.

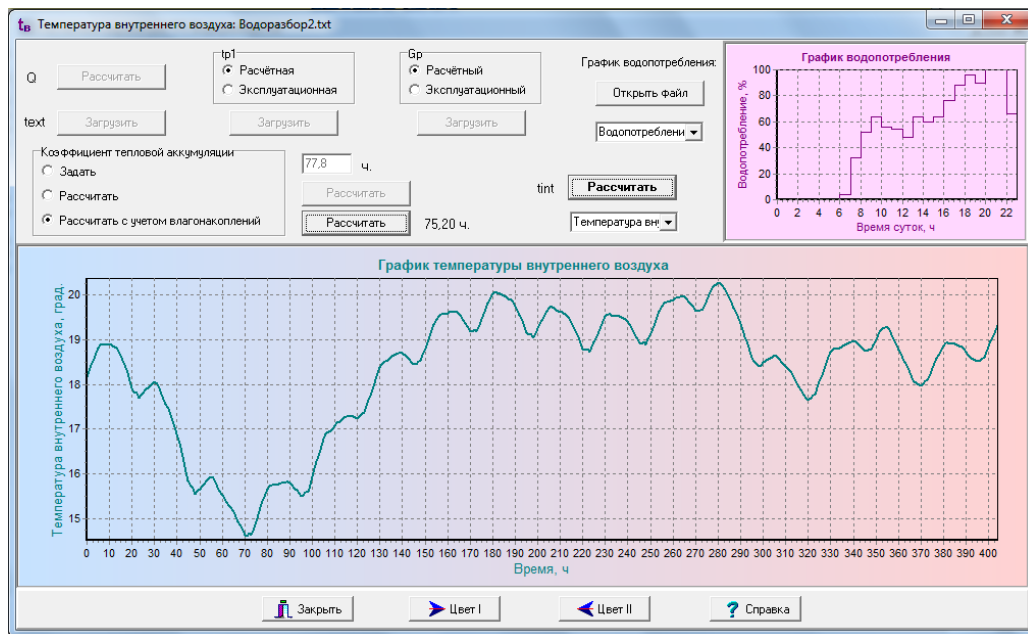


Рис. А.29. Температура внутреннего воздуха для двухступенчатой смешанной схемы с ограничением расхода

Для двухступенчатой последовательной схемы с теми же расчетными характеристиками, температура внутреннего воздуха показана на рис. А.30.

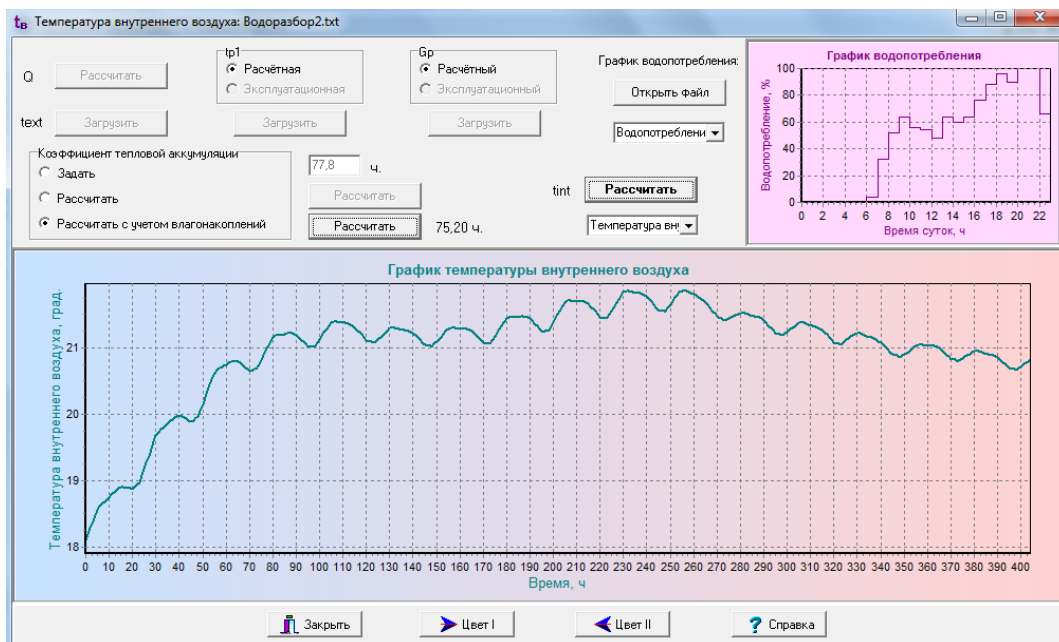



Рис. А.30. Температура внутреннего воздуха для двухступенчатой последовательной схемы

Как видно, для выбранного соотношения тепловых потоков ( $\psi = Q_h / Q_o = 0,6$ ) работа двухступенчатой последовательной схемы обеспечивает лучший температурный режим помещений, чем двухступенчатая смешанная схема с ограничением расхода. Однако при

увеличении  $\psi$  работа двухступенчатой последовательной схемы может вызвать перетоп помещений, так при  $\psi = 0,8 \div 0,9$  температура внутреннего воздуха может повыситься до  $30^\circ\text{C}$ .

Таким образом, можно спрогнозировать режимы работы теплового пункта и определить условия переключения теплового пункта с работы по двухступенчатой смешанной схеме на последовательную и обратно.

При работе системы теплоснабжения по аварийному графику отпуска теплоты, можно рассчитать допустимую длительность такой работы и определить время проведения ремонтных работ по расчётному методу, предложенному в параграфе 5.5. Для вызова диалогового окна расчёта аварийного режима, рис. А.31, служит кнопка .

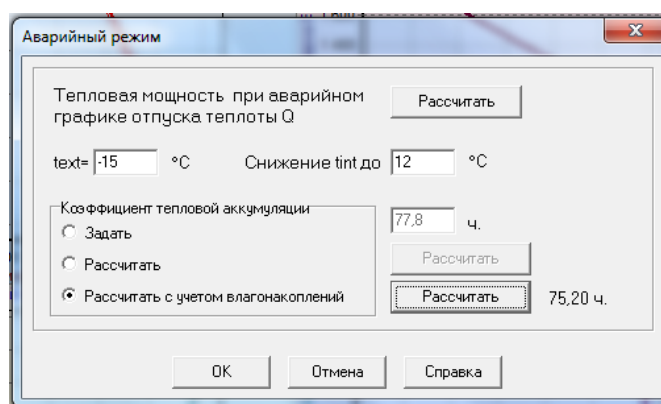




Рис. А.31. Диалоговое окно расчёта допустимой длительности работы системы теплоснабжения в аварийных условиях

Прежде всего, необходимо рассчитать переменные режимы работы системы теплоснабжения при работе по аварийному графику, нажав на кнопку «Рассчитать» или вызвав диалоговое окно расчета переменных режимов (рис. А.13) кнопкой , чтобы рассчитать снижение тепловой мощности системы отопления в условиях лимитированного отпуска теплоты. Расчёт должен производиться на график центрального регулирования при работе в аварийных условиях (например,  $85/70^\circ\text{C}$  для г. Новосибирска в соответствии с [421]), диалоговое окно для расчета графика можно вызвать из окна, показанного на рис. А.13 или при помощи кнопки , где необходимо задать срезку температурного графика.

Далее в диалоговом окне (рис. А.31) нужно задать максимальную температуру наружного воздуха, до которой будет производиться расчёт (минимальной температурой является расчётная наружная температура  $t_{ext.o}$ ) и величину допустимого снижения температуры внутреннего воздуха. Также определяется коэффициент тепловой аккумуляции помещений  $\beta$ , как и для расчёта текущей температуры внутреннего воздуха.

На рис. А.32. показан пример расчёта переменных режимов теплового пункта при лимитированном отпуске теплоты.



а) Температуры сетевой воды



б) Тепловые потоки

Рис. А.32. Режимы работы теплового пункта при аварийном графике центрального регулирования

После ввода всех исходных данных программа позволяет определить время снижения температуры внутреннего воздуха до заданного значения при различных наружных температурах для выбранной схемы теплообменников горячего водоснабжения и зданий с различной тепловой аккумуляцией, рис. А.33.

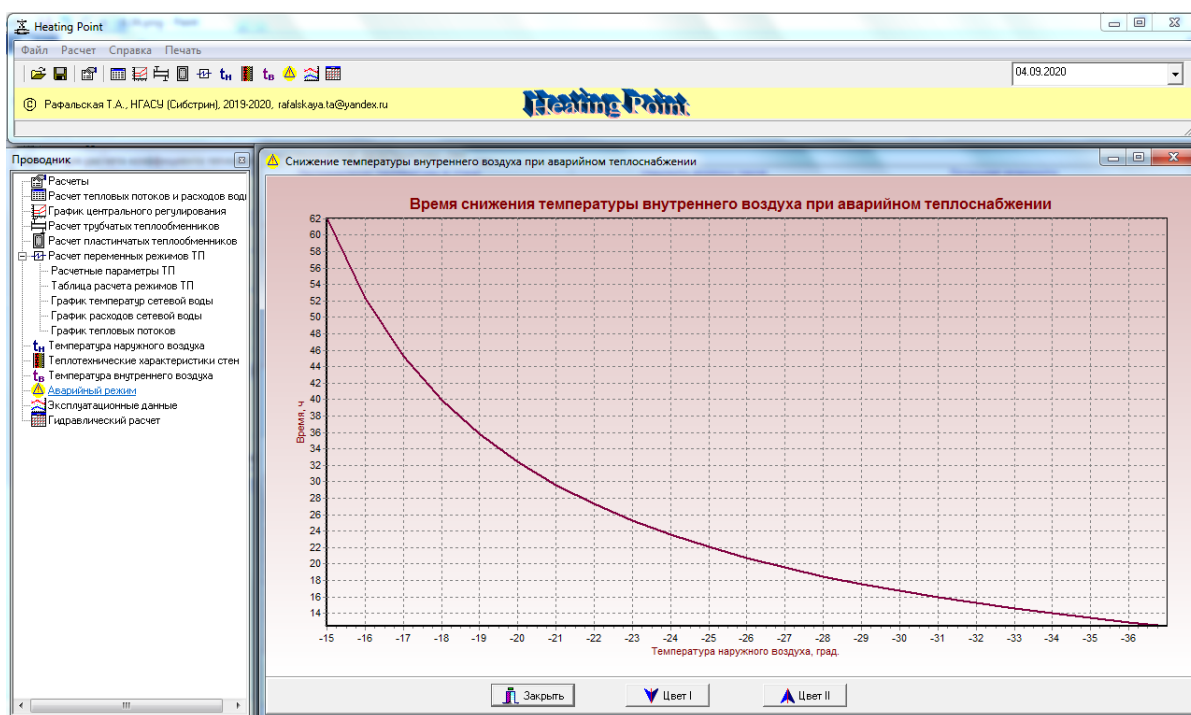



Рис. А.33. Расчёт времени снижения температуры внутреннего воздуха при аварийном теплоснабжении

В программный комплекс HeatingPoint входит также гидравлический расчёт тепловой сети (кнопка ).

## Программный комплекс HeatSupply\_R3

Программный комплекс HeatSupply\_R3 включает в себя расчёты для проектирования систем теплоснабжения в целом, как закрытых, так и открытых. Программа представляет собой версию 3 (Release 3) программного комплекса «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply) [406]. Программный комплекс зарегистрирован в Российском агентстве по патентам и товарным знакам [407].

В программу входит предложенный метод расчёта переменных режимов работы для тепловых пунктов с двухступенчатой смешанной схемой (параграф 2.6), а также методики расчётов из СП 124.13330.2012 Тепловые сети [445], СП 41-101-95 Правила по проектированию и строительству тепловых пунктов [442], СП 510.1325800.2022 [447], СП 30.13330.2012 Внутренний водопровод и канализация зданий [441], СП 61.13330.2012 Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов [444], справочников по проектированию тепловых сетей Н.М. Зингера [64], Н.К. Громова [53], А.А. Николаева [164], справочника по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей В.И. Манюка [149], учебных пособий В.Е. Козина [100], Е.Я. Соколова [290] в соответствии с действующими «Правилами эксплуатации теплопотребляющих установок и тепловых сетей потребителей» [433].

Программный комплекс написан в стиле многодокументного приложения (MDI), т.е. позволяет работать одновременно и независимо с несколькими окнами, в которых выполняются различные расчёты. В главном окне программы задаются основные исходные данные: температура сетевой воды в подающей и обратной магистрали, температура наружного воздуха; производится вызов диалоговых окон расчетов, печать, просмотр ранее выполненных расчетов. Главное окно программы показано на рис. А.34.

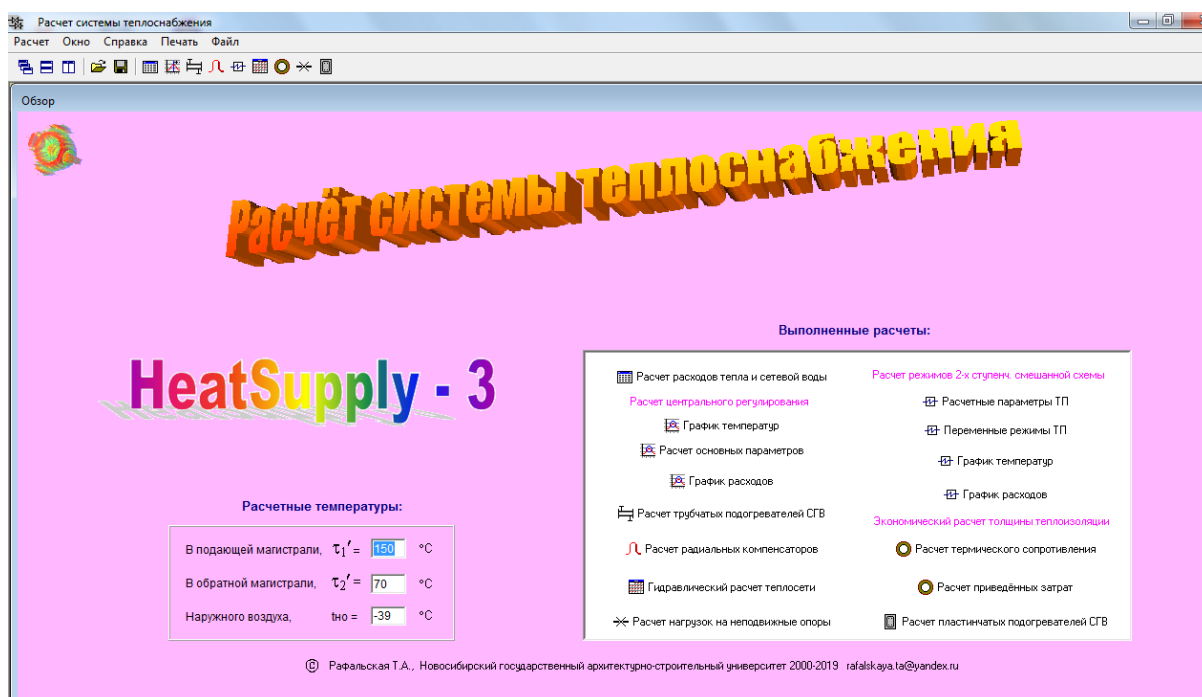


Рис. А.34. Главное окно ПК HeatSupply\_R3

Программный комплекс HeatSupply\_R3 включает следующие расчёты:

1. Расчёт тепловых потоков и расходов сетевой воды по всем видам тепловой нагрузки в каждом микрорайоне для открытых и закрытых систем теплоснабжения и при различных схемах присоединения теплообменников горячего водоснабжения в закрытых системах. Определение оптимального потокораспределения в тепловых сетях при эксплуатации.

2. Расчёт и построение графиков регулирования и расходов сетевой воды при различных методах отпуска тепла, для открытых и закрытых систем теплоснабжения.

3. Выбор и расчёт схемы присоединения трубчатых водоподогревателей горячего водоснабжения для одноступенчатых и двухступенчатых схем тепловых пунктов.

4. Выбор и расчёт схемы присоединения пластинчатых водоподогревателей горячего водоснабжения при проектировании и реконструкции тепловых пунктов.

5. Определение температуры сетевой воды после каждой ступени водоподогревателей в переменных режимах работы и температуры воды, возвращаемой в тепловую сеть для тепловых пунктов с двухступенчатой смешанной схемой присоединения теплообменников. Расчет выполняется для схем с без ограничения расхода сетевой воды, с ограничением расхода и со стабилизацией расхода сетевой воды по разработанному расчётному методу (параграф 2.6).

6. Гидравлический расчёт магистральных и квартальных тепловых сетей.

7. Выбор вида гибких компенсаторов и расчет компенсации температурных удлинений; оценка прочностного состояния подземных трубопроводов по результатам ежегодных гидравлических опрессовок.

8. Определение экономической толщины тепловой изоляции, соответствующей минимуму приведенных затрат на тепловую энергию.

9. Расчёт нагрузок на неподвижные опоры трубопроводов.

При работе с программным комплексом необходимо выбрать нужный вид расчёта (опция меню «Расчет» на панели инструментов) или воспользоваться пиктографической кнопкой.

Структурная схема программного комплекса показана на рис. А.35.

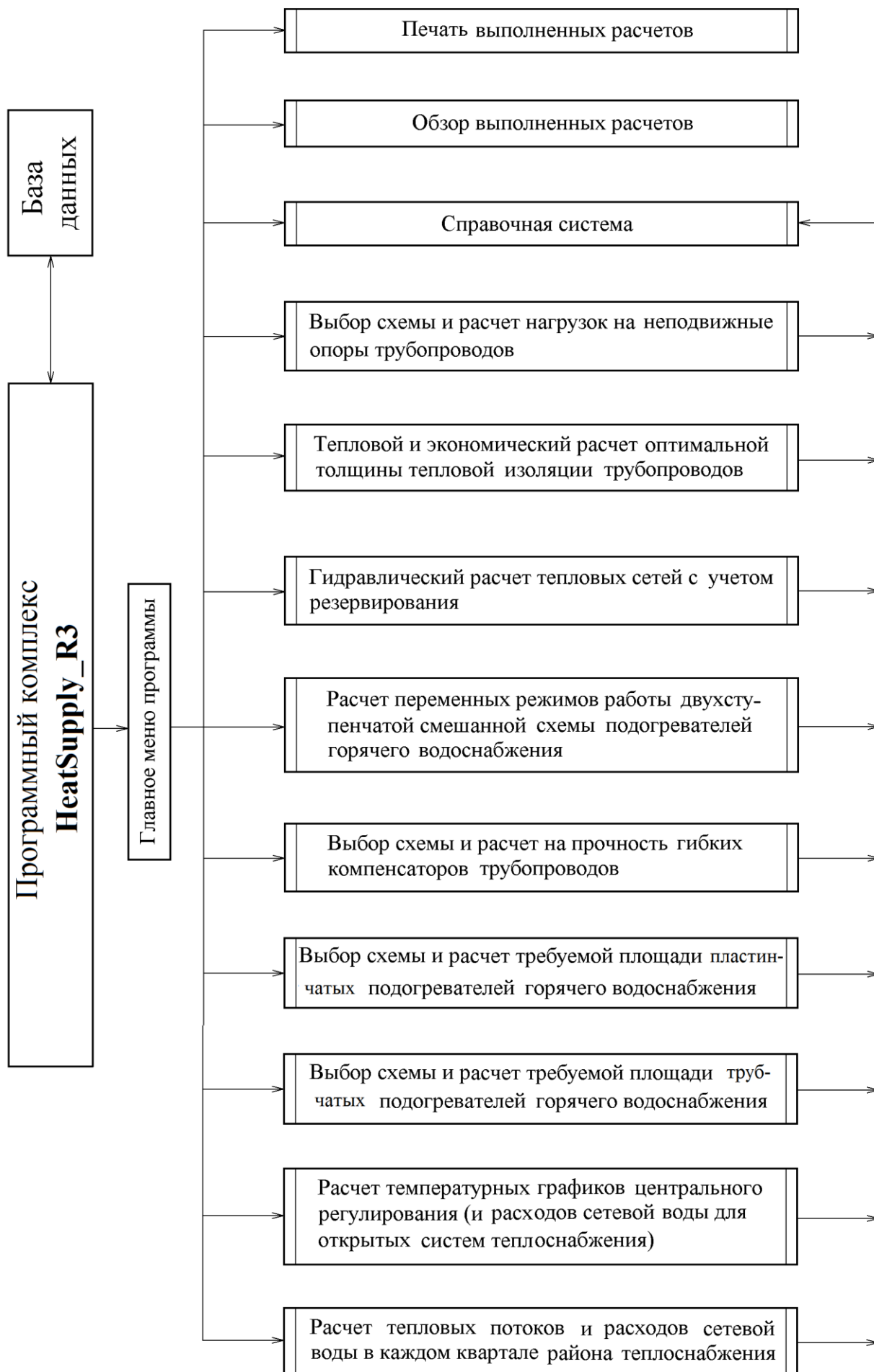


Рис. А.35. Структурная схема ПК HeatSupply\_R3



**Расчет тепловых потоков и расходов сетевой воды.** При проектировании новых или реконструкции существующих систем теплоснабжения необходимо выполнить расчёт тепловых потоков и расходов сетевой воды на отопление, вентиляцию, СГВ для каждого квартала в районе в зависимости от вида системы теплоснабжения и схемы присоединения подогревателей СГВ. Расчёт выполняется с целью выбора источника тепла, оценки требуемых диаметров трубопроводов, необходимого потокораспределения в районе или выбора оптимальных расходов тепла и сетевой воды для существующих систем, подлежащих реконструкции.

Расчёт производится в соответствии со СП «Тепловые сети» [445].


Диалоговое окно расчёта расходов тепла и сетевой воды показано на рис. А.36.

Данные для расчета расходов

Расчетная температура сетевой воды	$\tau_1' =$	<input type="text" value="150"/>	°C
Расчетная температура обратной воды	$\tau_2' =$	<input type="text" value="70"/>	°C
Расчетная наружная температура	$t_{но} =$	<input type="text" value="-37"/>	°C
Число кварталов	$n =$	<input type="text" value="12"/>	
Макс. удельный тепловой поток на отопление	$q_o =$	<input type="text" value="49,6"/>	Вт/м <sup>2</sup>
Средний тепл. поток на горячее водоснабж.	$q_h =$	<input type="text" value="15,3"/>	Вт/м <sup>2</sup>
Вид системы теплоснабжения		<input type="text" value="Закрытая"/>	
Схема присоединения подогревателей			
<input type="radio"/> Параллельная			
<input checked="" type="radio"/> Двухступенчатая			
Температуры в точке излома			
В подающей магистрали	$\tau_1''' =$	<input type="text" value="70"/>	°C
В обратной магистрали после системы отопления	$\tau_{20}''' =$	<input type="text" value="0,0"/>	°C
После I ступени подогревателей	$t_{пI}''' =$	<input type="text" value="40,5"/>	°C

Продолжить
  Пересчитать
  Очистить

Рис. А.36. Диалоговое окно расчета расходов тепла и сетевой воды

При обращении к пиктографической кнопке  панели инструментов главного меню появляется диалоговое окно, показанное на рис. А.36. При двойном щелчке по левой кнопке мыши в строке ввода появляется рассчитанное значение максимального теплового потока на отопление жилых зданий на 1 м<sup>2</sup> общей жилой площади  $q_o$  из базы данных программы, соответствующее данной температуре наружного воздуха, при этажности застройки 5 и более этажей по [445]. При другой этажности застройки укрупненные показатели  $q_o$ , Вт, принимаются по [445], в зависимости от  $t_{ext}$ .

После ввода всех исходных данных следует нажать кнопку «ОК».

Блок-схема алгоритма расчёта расходов тепла и сетевой воды представлена на рис. А.37.

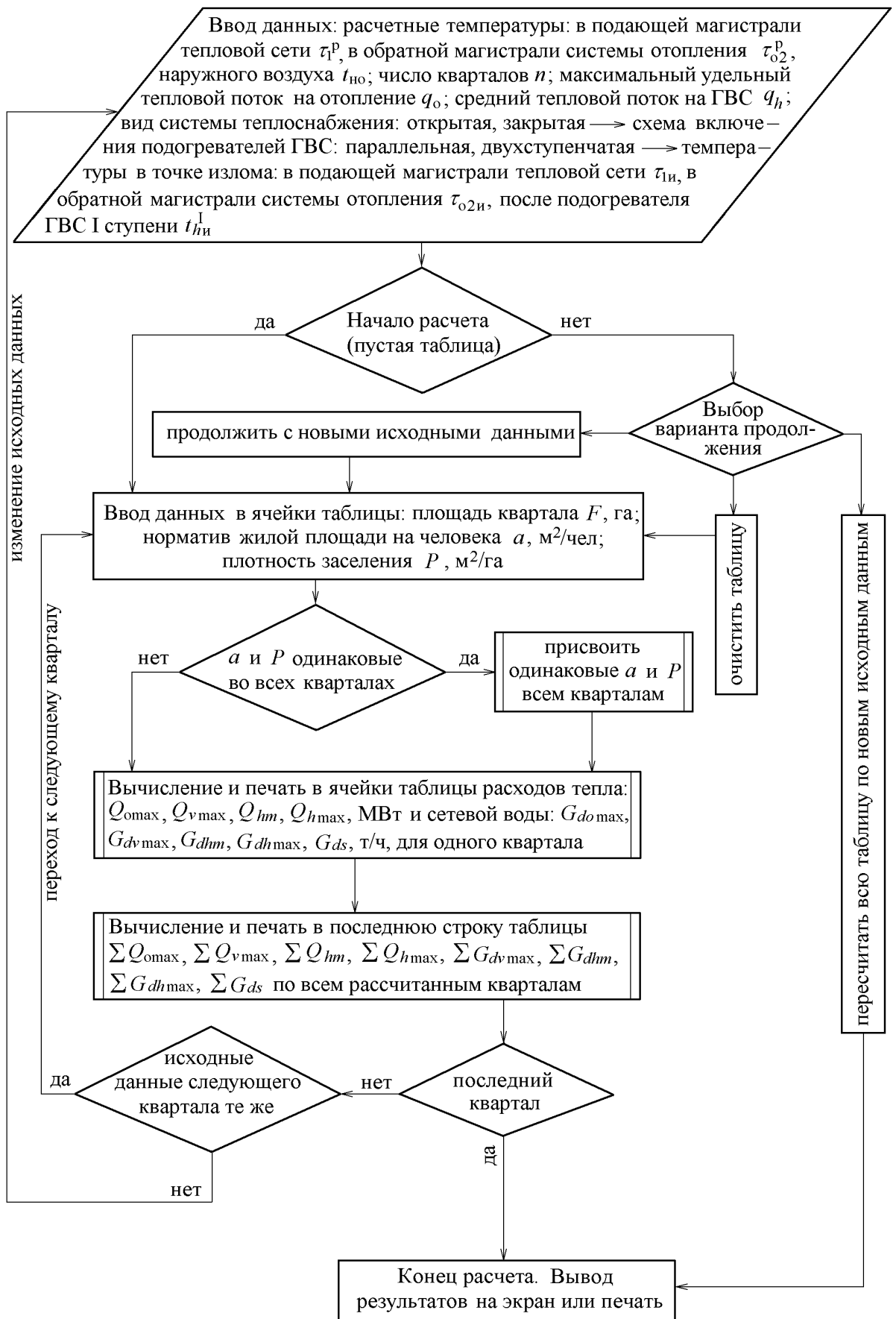


Рис А.37. Блок-схема алгоритма расчета тепловых потоков и расходов сетевой воды

Алгоритмом расчёта предусматривается возможность действия в теплоснабжаемом районе нескольких источников тепла, имеющих различные виды систем теплоснабжения (открытая, закрытая), различные схемы присоединения подогревателей горячего водоснабжения при закрытой системе теплоснабжения с учётом применяемых температурных графиков центрального регулирования. Для изменения исходных данных какого-либо из кварталов необходимо вызвать диалоговое окно, показанное на рис. А.36, ввести требуемые исходные данные и установить переключатель «Продолжить» в правом нижнем углу диалогового окна.

При проектировании системы теплоснабжения часто возникает потребность сравнить различные варианты систем (необходимые расходы сетевой воды) при различных видах систем теплоснабжения или способах присоединения подогревателей горячего водоснабжения. В этом случае, после расчёта какого-либо варианта, необходимо вызвать диалоговое окно, (рис. А.36), изменить исходные данные и установить переключатель «Пересчитать». После этого программой автоматически производится пересчёт каждого квартала в районе и суммарных тепловых потоков и расходов сетевой воды по новым исходным данным.

При необходимости, можно очистить таблицу, вызвав диалоговое окно и установив переключатель «Очистить».


Результаты расчётов, выводимые на экран компьютера, показаны на рис. А.38.

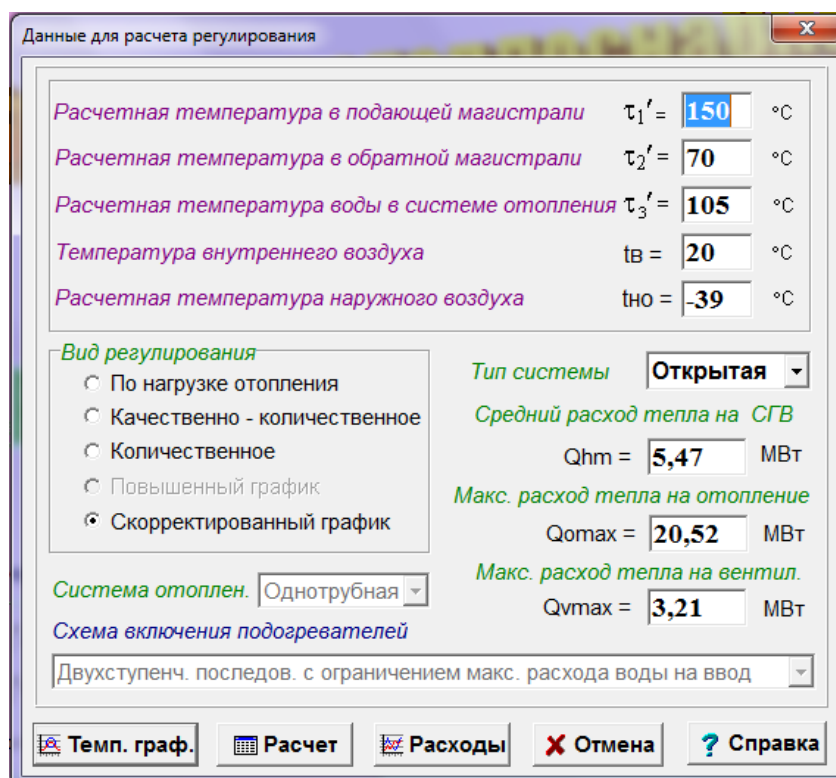
№ кв.	F, га	a, кв.м/ч.	P, кв.м/га	m, чел.	A, кв.м	Qomax, МВт	Qvmax, МВт	Qhm, МВт	Qhmax, МВт	Gomax, т/ч	Gvmax, т/ч	Gihm, т/ч	Gihmax, т/ч	Gds, т/ч
1	23	20	1,23Е3	1414	28290	16,02	1,92	0,53	1,28	172,04	20,65	9,14	24,61	19,69
2	43	20	1,23Е3	2644	52890	29,95	3,59	0,99	2,39	321,65	38,60	17,08	46,02	36,82
3	12	20	1,23Е3	738	14760	8,36	1,00	0,28	0,67	89,76	10,77	4,77	12,85	10,28
4	67	20	1,23Е3	4120	82410	46,66	5,60	1,55	3,72	501,17	60,14	26,62	71,71	57,37
5	32	20	1,23Е3	1968	39360	22,29	2,67	0,74	1,78	239,37	28,72	12,72	34,25	27,40
6	87	20	1,23Е3	5350	107010	60,59	7,27	2,01	4,83	650,78	78,09	34,57	93,12	74,50
7	53	20	1,23Е3	3260	65190	36,91	4,43	1,23	2,94	396,45	47,57	21,06	56,74	45,39
8	37	20	1,23Е3	2276	45510	25,77	3,09	0,86	2,05	276,77	33,21	14,71	39,61	31,69
9	28	20	1,23Е3	1722	34440	19,50	2,34	0,65	1,55	209,44	25,13	11,13	29,97	23,98
10	17	20	1,23Е3	1046	20910	11,84	1,42	0,39	0,94	127,16	15,26	6,76	18,21	14,56
11	21	20	1,23Е3	1292	25830	14,63	1,76	0,49	1,17	157,08	18,85	8,35	22,49	17,99
12	63	20	1,23Е3	3874	77490	43,88	5,27	1,46	3,50	471,25	56,55	16,02	43,14	34,52
Сумма						336,40	40,36	11,18	26,82	3612,92	433,54	182,93	492,72	394,19

Рис. А.38. Результаты расчёта расходов тепла и воды

**Расчет центрального регулирования.** Расчет центрального регулирования тепловой нагрузки заключается в расчёте и построении температурных графиков отпуска тепла на источнике теплоты в зависимости от наружной температуры для открытых и закрытых систем теплоснабжения; графиков расходов сетевой воды: суммарного в подающей магистрали тепловых сетей, на отопление, на калориферы вентиляции, на водоразбор из подающей и обратной магистралей, суммарного в обратной магистрали для открытых систем теплоснабжения.

Расчёт в программе HeatSupply\_R3 выполняется по формулам отпуска тепла, предложенным Е.Я. Соколовым [290]; Н.М. Зингером [64], В.Е. Козиным [100].

Исходные данные для расчета необходимо ввести в диалоговое окно, показанное на рис. А.39, которое появляется при обращении к пиктографической кнопке .



Диалоговое окно "Данные для расчета регулирования" содержит следующие элементы:

- Расчетная температура в подающей магистрали:  $\tau_1' = 150$  °C
- Расчетная температура в обратной магистрали:  $\tau_2' = 70$  °C
- Расчетная температура воды в системе отопления:  $\tau_3' = 105$  °C
- Температура внутреннего воздуха:  $t_{в} = 20$  °C
- Расчетная температура наружного воздуха:  $t_{но} = -39$  °C
- Вид регулирования:
  - По нагрузке отопления
  - Качественно - количественное
  - Количественное
  - Повышенный график
  - Скорректированный график
- Тип системы: Открытая
- Средний расход тепла на СГВ:  $Q_{hm} = 5,47$  МВт
- Макс. расход тепла на отопление:  $Q_{omax} = 20,52$  МВт
- Макс. расход тепла на вентил.:  $Q_{vmax} = 3,21$  МВт
- Система отоплен.: Однотрубная
- Схема включения подогревателей: Двухступенч. последов. с ограничением макс. расхода воды на ввод
- Кнопки: Темп. граф., Расчет, Расходы, Отмена, Справка

Рис. А.39. Диалоговое окно расчета центрального регулирования

После ввода исходных данных, выбрав соответствующую кнопку в диалоговом окне, можно просмотреть графики температур (рис. А.40), расходов сетевой воды (рис. А.41) или рассчитанные данные в табличной форме. Для возврата в диалоговое окно достаточно щелкнуть по графику или таблице правой кнопкой мыши. Построенные графики и таблицы можно вывести на печать. Блок-схема алгоритма расчёта показана на рис. А.42.

Формулы для расчёта графиков регулирования закрытых систем теплоснабжения приведены в главе 4.

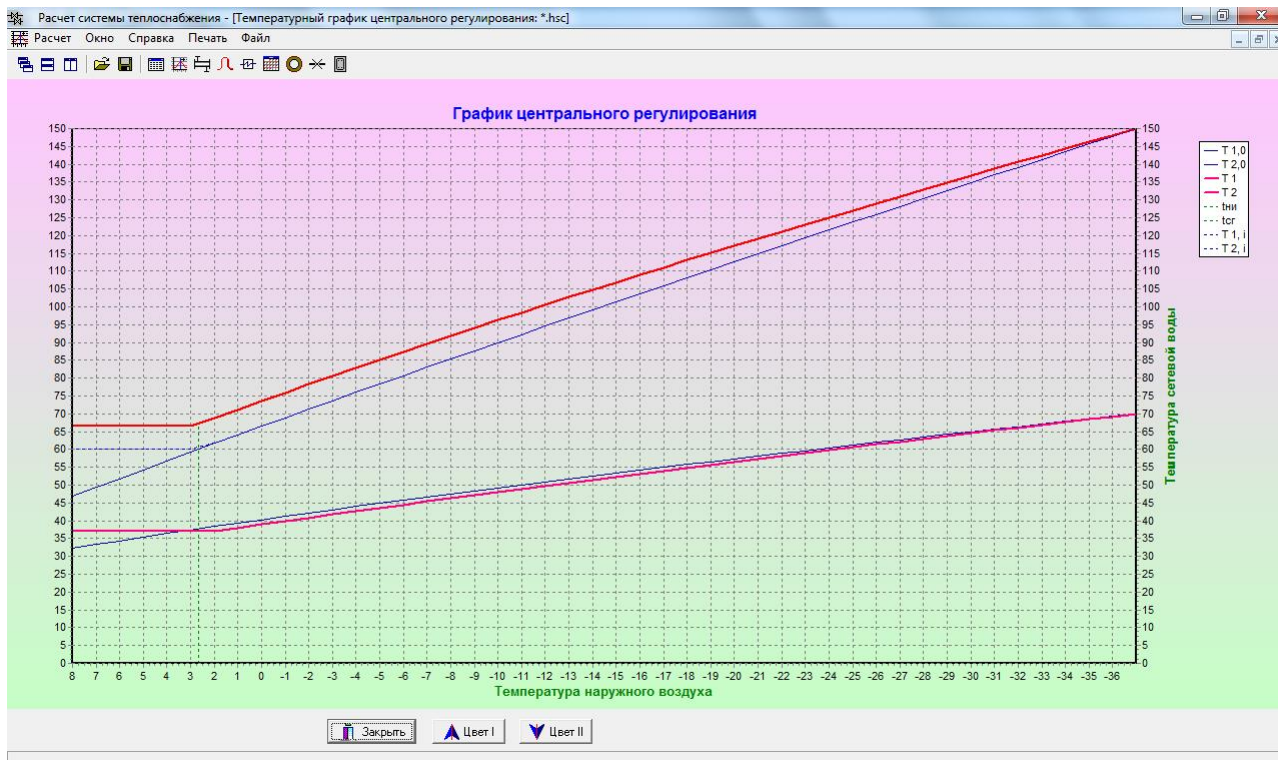


Рис. А.40. График температур сетевой воды (качественно-количественный способ)

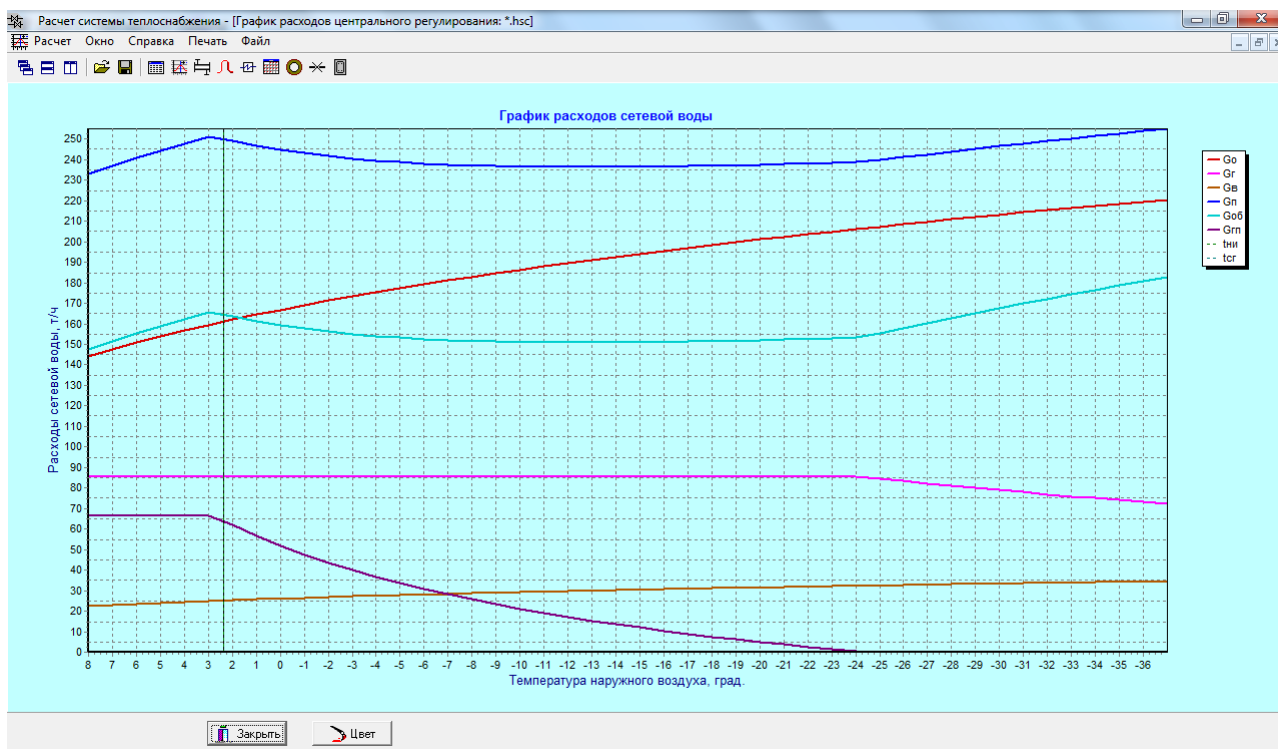


Рис. А.41. График расходов сетевой воды (качественно-количественный способ)

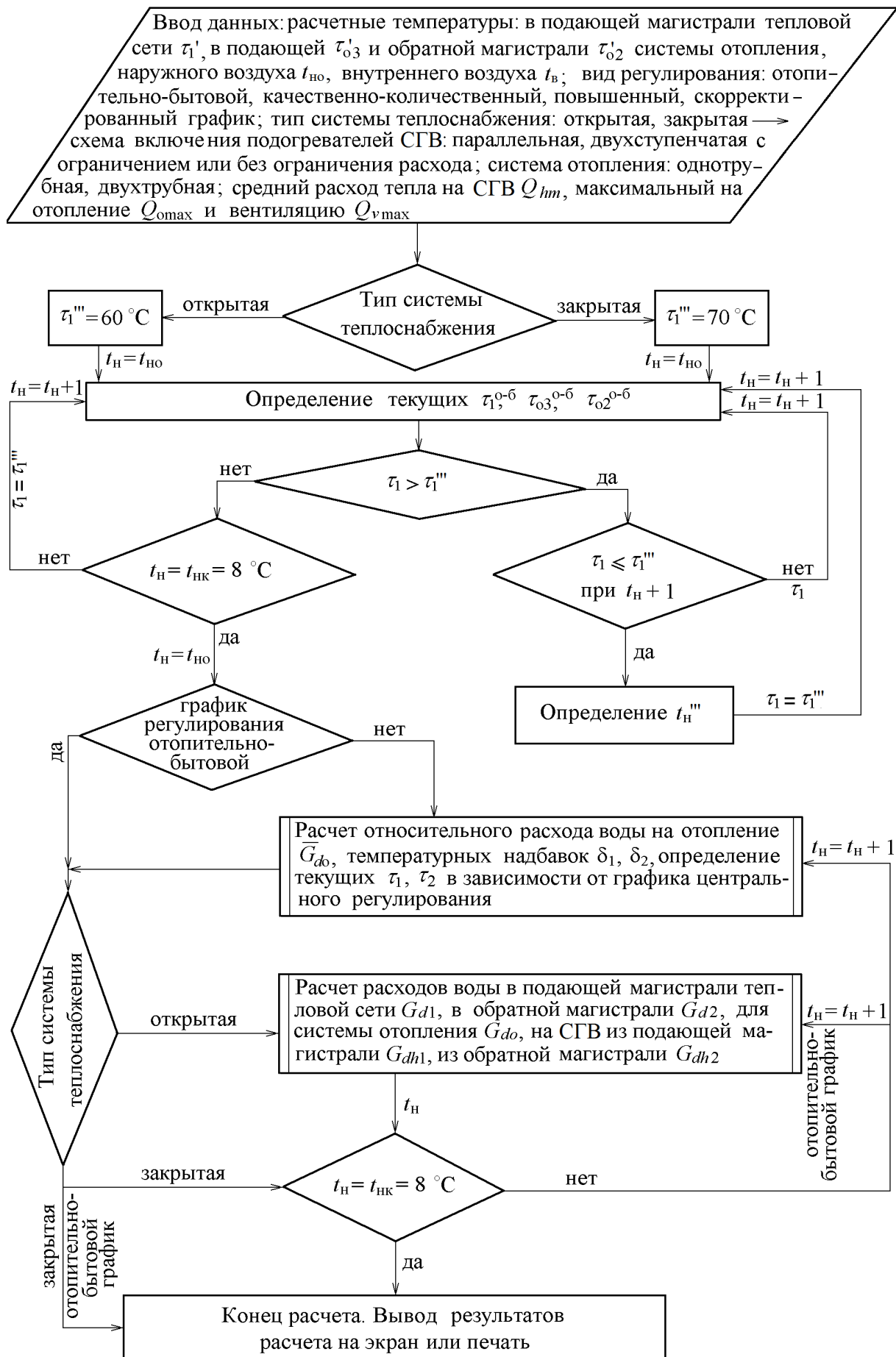






Рис. А.42. Блок-схема алгоритма расчета графиков центрального регулирования

Программа HeatSupply\_R3 также позволяет выполнять расчеты требуемой площади трубчатых теплообменников тепловых пунктов (кнопка  на панели инструментов, вызывает диалоговое окно, рис. А.5, А.6) и пластинчатых теплообменников (кнопка  на панели инструментов, вызывает диалоговое окно, рис. А.9, А.10). Расчет переменных режимов работы тепловых пунктов с двухступенчатой смешанной схемой присоединения подогревателей СГВ. Вызов диалогового окна производится кнопкой  главного меню.

**Выбор схемы и расчет на прочность гибких компенсаторов.** В программе HeatSupply\_R3 приняты методики расчёта гибких компенсаторов и самокомпенсации трубопроводов, позволяющие определить силы упругого отпора компенсаторов, максимальные изгибающие моменты и максимальные напряжения изгиба трубопроводов, приведённые в справочниках проектировщика Н.К. Громова [43] и А.А. Николаева [164]. Программа позволяет рассчитывать П-, L-образные компенсаторы, плоские Г- и Z-образные компенсаторы с прямыми углами.

Вызов диалогового окна ввода данных для расчёта гибких компенсаторов, рис. А.43, производится кнопкой  главного меню.

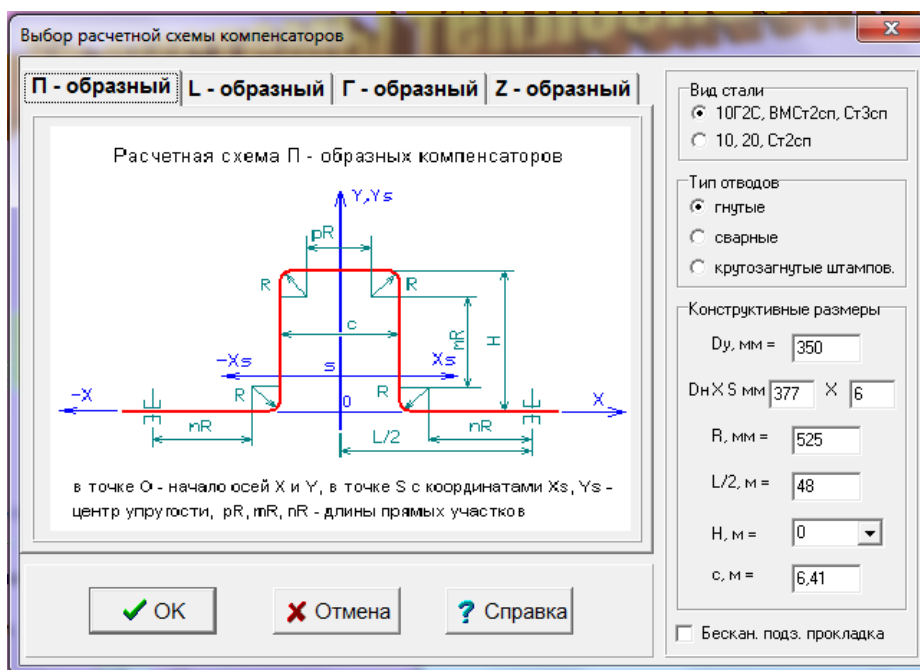


Рис. А.43. Диалоговое окно ввода исходных данных для расчёта компенсаторов

При расчёте П-образных компенсаторов после ввода условного диаметра трубопровода  $D_y$ , в выпадающем списке появляются размеры: пролёт компенсатора  $H$  и соответствующие им значения ширины  $c$  из базы данных программы. Размеры в базе данных приняты по [43, таблица 11.8]; если необходимы другие размеры, их значения вводятся в поля ввода с клавиатуры.

Блок-схема алгоритма расчёта гибких компенсаторов представлена на рис. А.44.

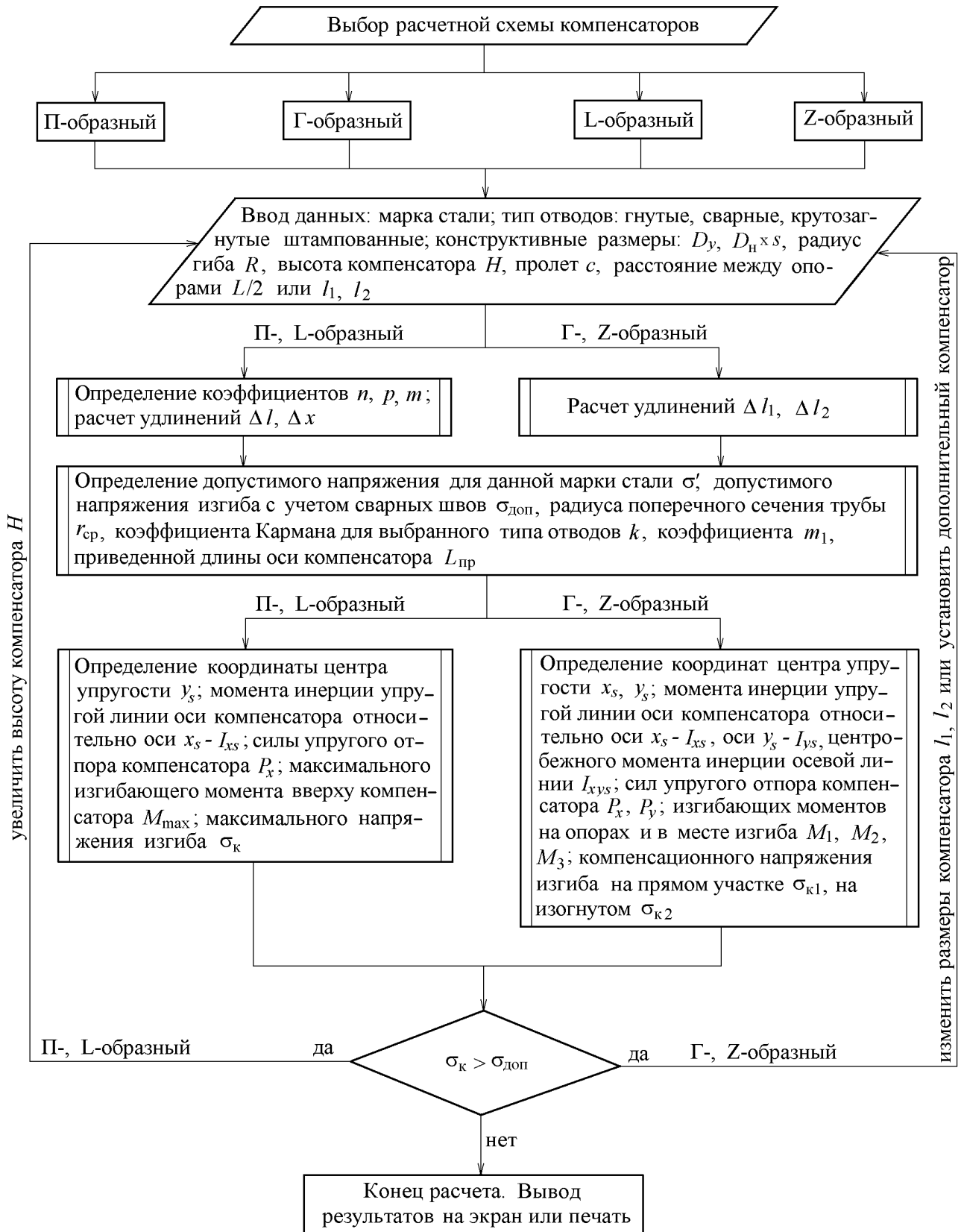


Рис. А.44. Блок-схема алгоритма расчёта на прочность гибких компенсаторов

Результаты расчётов выводятся в виде формул и пояснений к ним на экран, рис. А.45 и на печать.



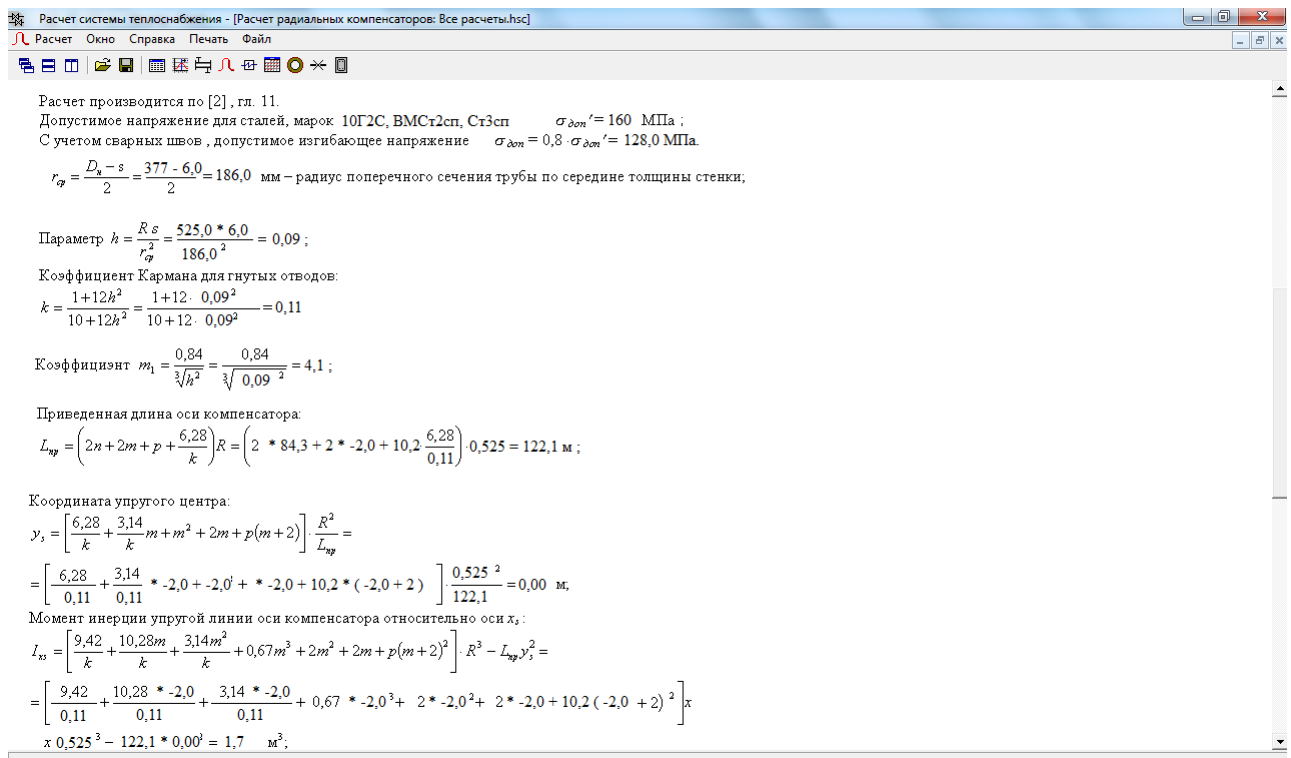



Рис. А.45. Результаты расчёта гибких компенсаторов

**Гидравлический расчет тепловых сетей.** Гидравлический расчёт по программе HeatSupply\_R3 производится для магистральных и квартальных разветвлённых тепловых сетей в табличной форме. Диалоговое окно для ввода исходных данных, показанное на рис. А.46, вызывается кнопкой .

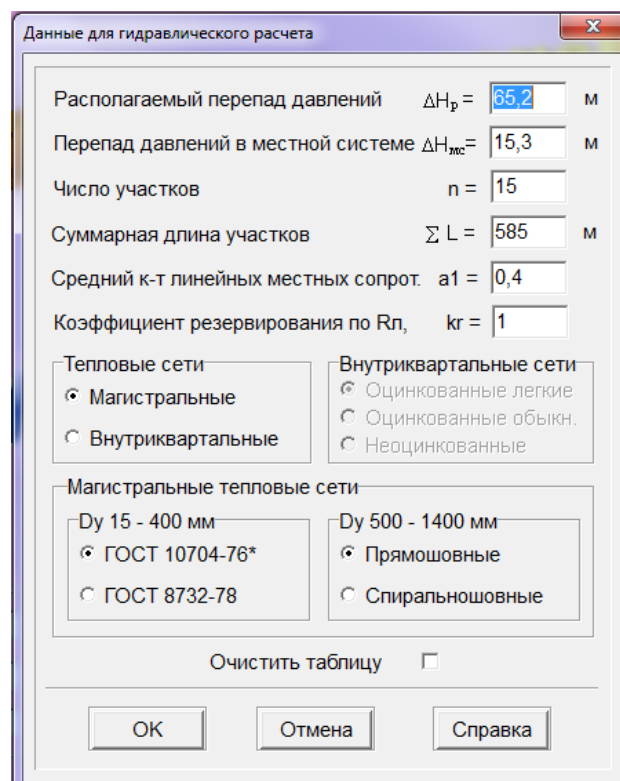


Рис. А.46. Диалоговое окно для гидравлического расчёта

Блок-схема алгоритма гидравлического расчёта представлена на рис. А.47, результаты расчёта – на рис. А.48.

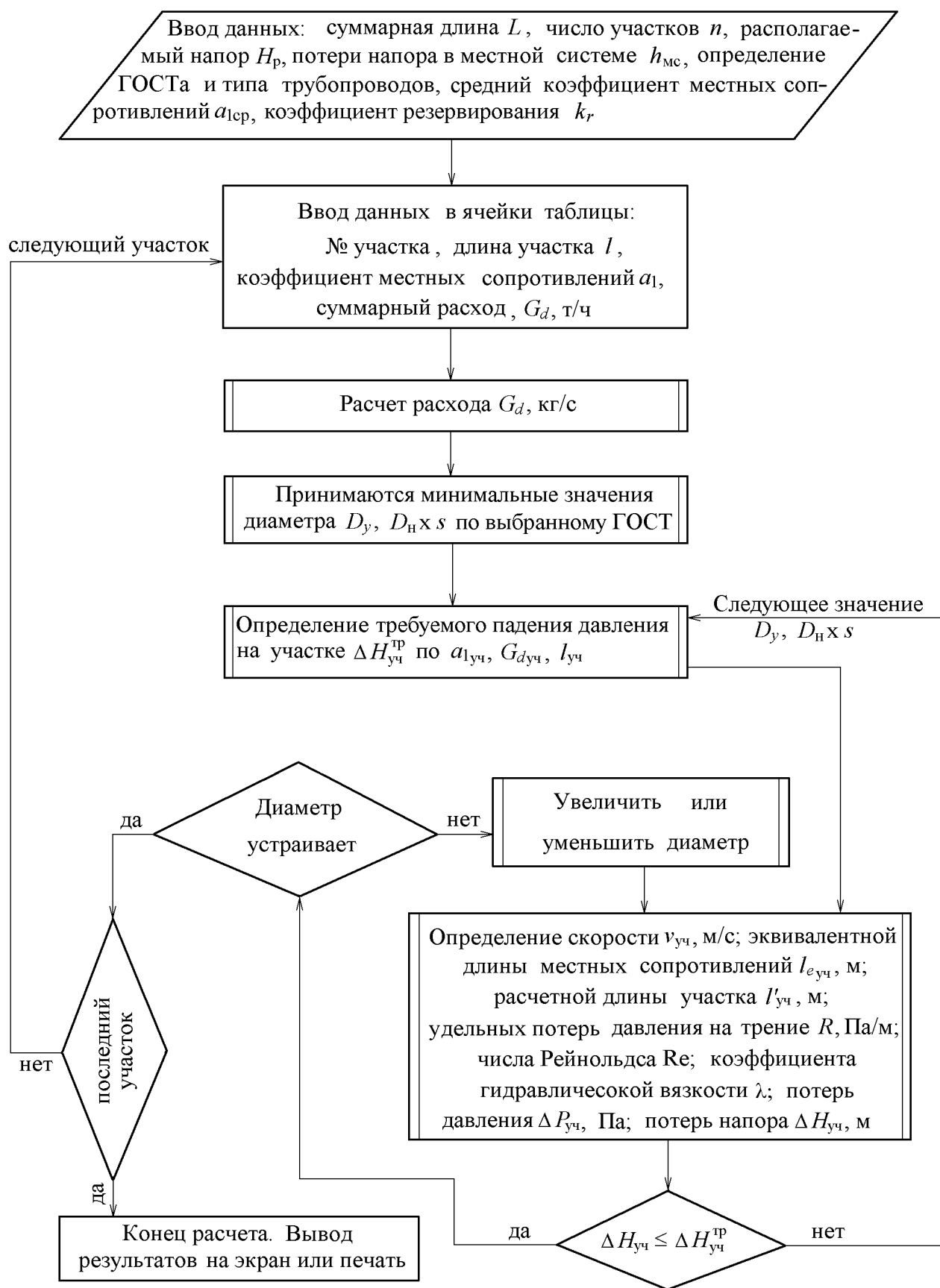


Рис. А.47. Блок-схема алгоритма гидравлического расчёта тепловых сетей

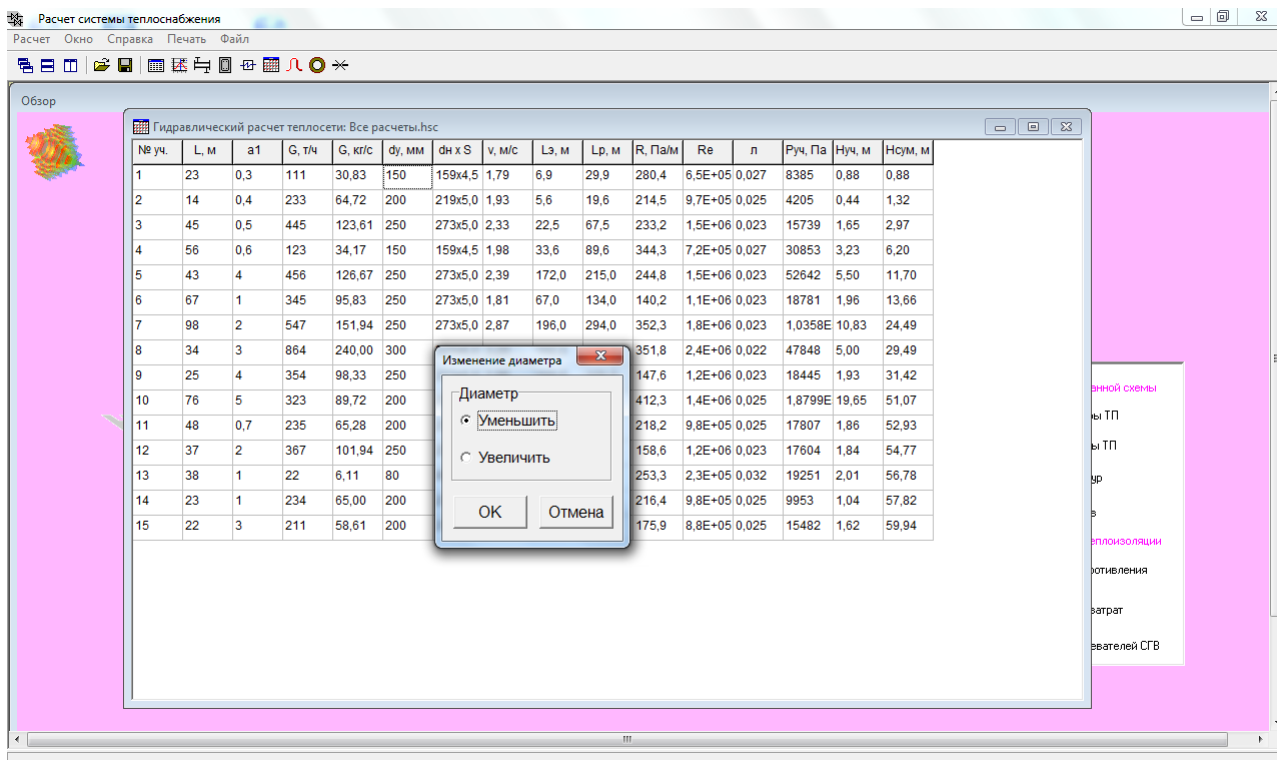


Рис. А.48. Результаты гидравлического расчёта тепловых сетей

**Тепловой и экономический расчет оптимальной толщины тепловой изоляции трубопроводов.** Толщина тепловой изоляции определяется на основании теплового и технико-экономического расчёта. В тепловом расчёте определяется термическое сопротивление изоляционной конструкции. Термическое сопротивление изоляционной конструкции при различных толщинах изоляции в программе HeatSupply\_R3 определяется по методике А.А. Николаева [164]. Технико-экономический расчёт заключается в определении приведённых затрат при различных толщинах изоляции, минимум которых соответствует оптимальной толщине тепловой изоляции, производится по методике В.Е. Козина [100, § XIII.7].


Вызов диалогового окна, рис. А.49, производится кнопкой .



Рис. А.49. Расчётная схема трубопровода в канале

Ввод исходных данных для расчёта толщины изоляции осуществляется в диалоговое окно, показанное на рис. А.50, которое появляется при нажатии на кнопку «ОК» диалогового окна с расчётной схемой.

Исходные данные для расчета толщины изоляции

Средняя температура в подающей магистрали  $T_{cp1} = 60,4$  °C

Средняя температура в обратной магистрали  $T_{cp2} = 48,5$  °C

Средняя температура грунта  $t_0 = 0,3$  °C

Колич. часов работы систем отопления и вентил.  $n = 5448$

Наружный диаметр участка трубопровода  $d_n = 377$  мм

Кoeffициент теплопроводности грунта,  $\lambda_{гр} = 2,56$   $\frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$

Кoeff. теплопров. изоляции подающ. трубопр.,  $\lambda_{из1} = 0,056$   $\frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$

Кoeff. теплопров. изоляции обратного. трубопр.,  $\lambda_{из2} = 0,054$   $\frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$

Кoeffиц. теплоотдачи в окруж. воздух канала,  $\alpha_n = 8$   $\frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$

Кoeff. теплоотд. от окр. воздуха к стенке канала,  $\alpha_{кан} = 8$   $\frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$

Внутренняя ширина канала.  $A = 1580$  мм

Термич. сопротивление      Приведенные затраты      Отмена

Рис. А.50. Диалоговое окно ввода исходных данных для расчёта толщины изоляции

Результаты теплового и экономического расчёта оптимальной толщины изоляции трубопроводов представлены на рис. А.51, А.52. Блок-схема алгоритма расчёта – на рис. А.53.

Наименование величины	Формула для определения	Толщина изоляции, $\delta_{из}$ , мм						
		40	50	60	70	80	90	100
Термическое сопротивление изоляции подающего трубопровода, $m^2 \cdot ^\circ C / Вт$	$R_{из1} = \frac{\ln \frac{d_{из}}{d_n}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{из1}}$	0,547	0,669	0,785	0,898	1,005	1,109	1,210
Диаметр изоляционной конструкции, м	$d_x = d_n + 2 \cdot \delta_{из} + 2 \cdot \delta_n$	0,464	0,484	0,504	0,524	0,544	0,564	0,584
Термическое сопротивление теплоотдаче в окружающую среду, $m^2 \cdot ^\circ C / Вт$	$R_n = \frac{1}{\alpha_n \cdot \pi \cdot d_x}$	0,086	0,082	0,079	0,076	0,073	0,071	0,068
Эквивалентный диаметр канала, м	$d_{экив.кан} = \frac{P_{эн}}{\pi} = \frac{2 \cdot (A+B)}{\pi}$	1,579						
Термическое сопротивление грунта для канала, $m^2 \cdot ^\circ C / Вт$	$R_{кан}^{гр} = \frac{\ln \frac{4h}{d_{экив.кан}}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{гр}}$	0,087						
Термическое сопротивление теплоотдаче от воздуха к стенке канала, $m^2 \cdot ^\circ C / Вт$	$R_{кан}^{возд} = \frac{1}{\alpha_{кан} \cdot \pi \cdot d_{экив.кан}}$	0,025						
Термическое сопротивление теп-								

Рис. А.51. Результаты расчёта термического сопротивления изоляционной конструкции

Приведенные затраты для подающего трубопровода

Толщ. изол.	40	50	60	70	80	90	100
Ки, руб/м	5,544	6,418	7,324	8,262	9,232	10,234	11,268
R1, Вт/м.град	0,826	0,945	1,059	1,168	1,274	1,375	1,474
qтп, МВт.ч/г.м	0,397	0,347	0,309	0,280	0,257	0,238	0,222
Стп, руб/г.м	3,570	3,119	2,783	2,522	2,313	2,142	2,000
П, руб/м	4,678	4,403	4,248	4,174	4,160	4,189	4,253

Приведенные затраты для обратного трубопровода

Толщ. изол.	40	50	60	70	80	90	100
Ки, руб/м	5,544	6,418	7,324	8,262	9,232	10,234	11,268
R2, Вт/м.град	0,921	1,042	1,159	1,271	1,380	1,484	1,585
qтп, МВт.ч/г.м	0,285	0,252	0,227	0,207	0,190	0,177	0,166
Стп, руб/г.м	2,565	2,268	2,040	1,859	1,713	1,592	1,491
П, руб/м	3,674	3,551	3,504	3,512	3,560	3,639	3,744

Рис. А.52. Результаты технико-экономического расчёта толщины изоляции

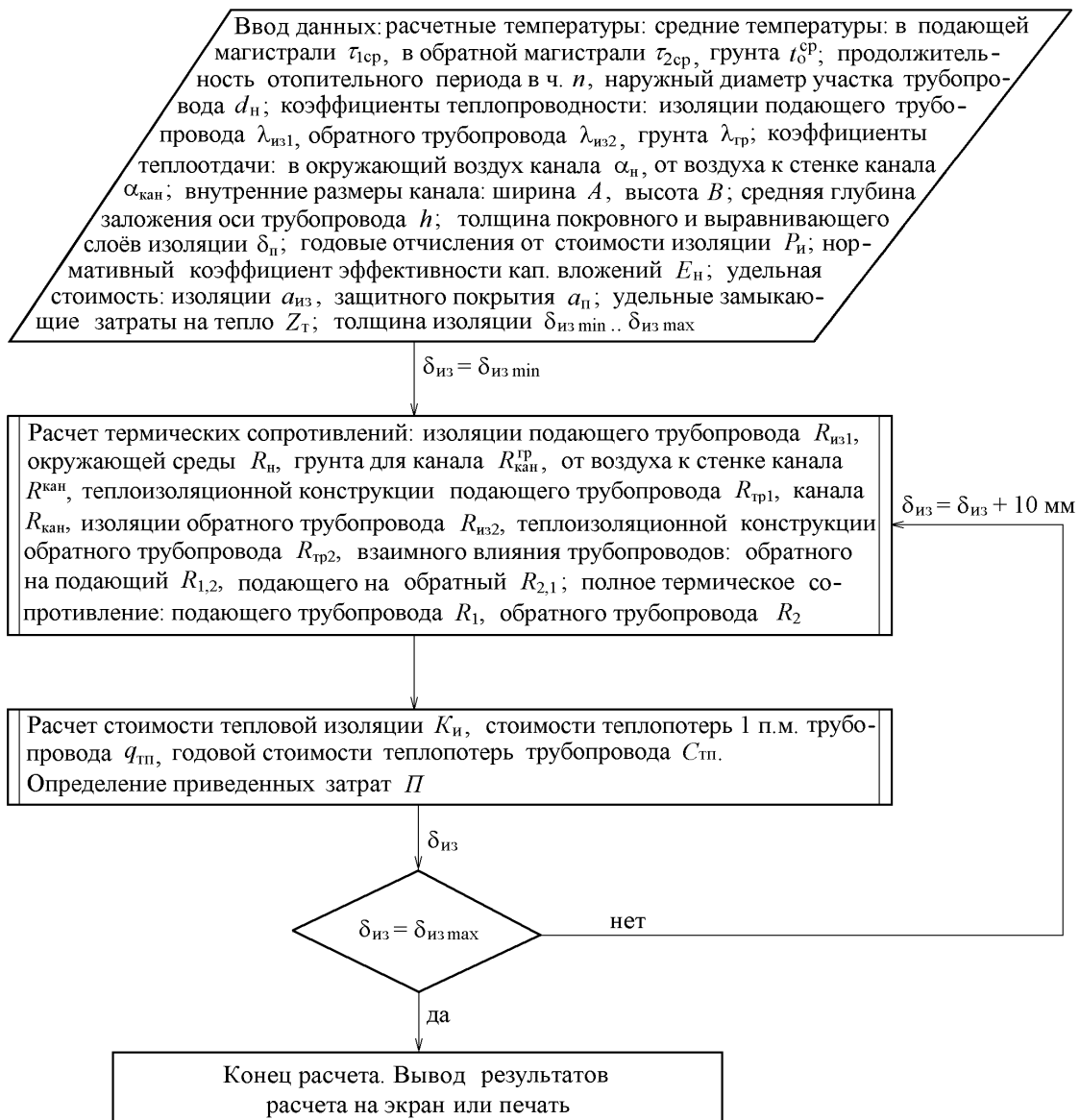



Рис. А.53. Блок-схема алгоритма расчёта оптимальной толщины изоляции трубопроводов

### Расчет нагрузок на неподвижные опоры трубопроводов

Для расчёта нагрузок на неподвижные опоры трубопроводов в программе HeatSupply\_R3 принята методика из справочнике проектировщика А.А. Николаева [164, гл. 11]. Здесь учитываются: площадь поперечного сечения набивки компенсатора, площадь наружного диаметра и число болтов компенсатора, тип подвижных опор (скользящие, катковые, подвесные), схемы тепловых сетей (лучевые и кольцевые при открытых и закрытых задвижках). Боковые и осевые усилия определяются по нескольким формулам, учитывающим взаимное влияние сил, действующих на опору, из которых выбирается большее (рис. А.56).

Расчётную схему трубопроводов необходимо выбрать в диалоговом окне, показанном на рис. А.54. Окно вызывается кнопкой . Необходимые данные для расчёта задаются в окне, представленном на рис. А.55.

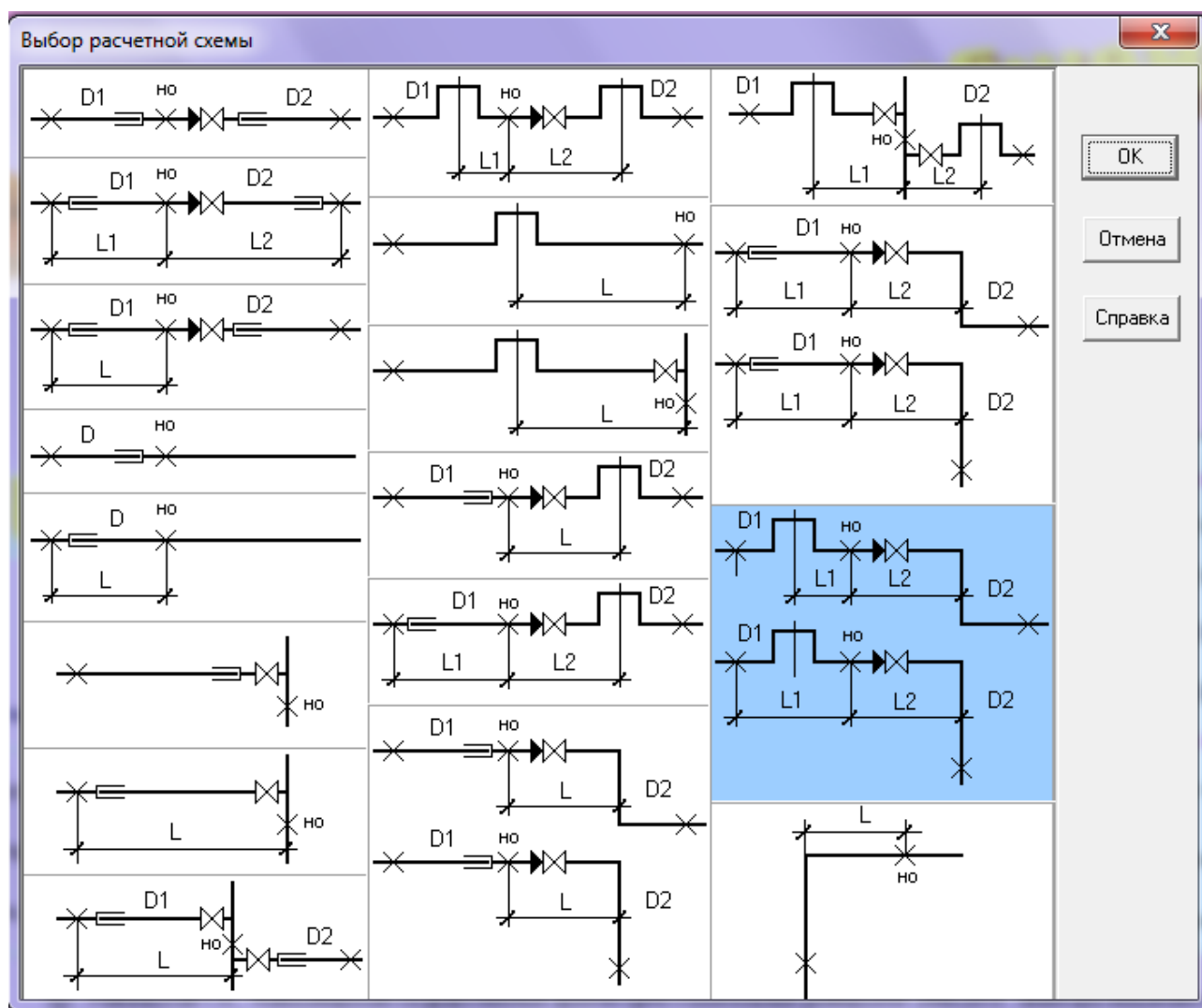


Рис. А.54. Диалоговое окно выбора расчётной схемы трубопроводов

Диалоговое окно "Данные для расчета нагрузок на опоры".

**1 Трубопровод**  
 Условный диаметр,  $Dy1 = 350$  мм    Длина трубопровода,  $L1 = 54$  м  
 Наружный диаметр,  $Dn1 = 377$  мм    Толщина стенки,  $s1 = 10$  мм  
 Плотность изоляции,  $\rho_{из1} = 117$  кг/м<sup>3</sup>    Толщина изоляции,  $\delta_{из1} = 80$  мм

**2 Трубопровод**  
 Условный диаметр,  $Dy2 = 250$  мм    Длина трубопровода,  $L2 = 75$  м  
 Наружный диаметр,  $Dn2 = 273$  мм    Толщина стенки,  $s2 = 9$  мм  
 Плотность изоляции,  $\rho_{из2} = 117$  кг/м<sup>3</sup>    Толщина изоляции,  $\delta_{из2} = 60$  мм

Тип подвижных опор:

Рабочее давление:  $P_{раб} = 1,6$  МПа

Вид схемы:  
 без задвижек или при открытых задвижках  
 лучевые схемы при закрытых задвижках  
 кольцевые схемы при закрытых задвижках

Силы упругого отпора компенсаторов:  
 $P_x = 1236$  Н  
 $P_y = 2578$  Н

Кнопки: ОК, Отмена

Рис. А.55. Диалоговое окно ввода исходных данных для расчёта нагрузок на опоры

При вводе  $D_y$  в диалоговом окне появляется соответствующее значение  $D_n$ , а в выпадающем списке – толщины стенок  $s$ , соответствующие данному  $D_n$  из базы данных.

В соответствии со СП 124.13330.2012. Тепловые сети [445], горизонтальная осевая нагрузка на неподвижную концевую опору определяется как сумма сил, действующих на опору; на промежуточную опору – как разность сумм сил, действующих с каждой стороны опоры; при этом меньшая сумма сил принимается с коэффициентом 0,7.

Согласно [445], силы трения в подвижных опорах труб, Н, определяются по формуле

$$P_f^{op} = \mu q_h L,$$

где  $\mu$  – коэффициент трения в подвижных опорах труб, принимается по [164, табл. 11.1];  $q_h$  – вес 1 п. м. трубопровода в рабочем состоянии, Н/м, включающий вес трубы, теплоизоляционной конструкции и воды:

$$q_h = q_h^{тр} + q_h^в + q_h^{из},$$

где  $P_h^{тр}$  – вес 1 п. м. трубы, принимается по справочнику Н.К. Громова [43, табл. 3.4], где приведены характеристики трубопроводов;  $q_h^в$  – вес воды в 1 п. м. трубопровода в зависимости от диаметра и толщины стенки, принимается по [164, табл. 2.10];  $q_h^{из}$  – вес изоляции в 1 п. м. трубопровода, определяется по формуле

$$q_h^{из} = V_{из} \cdot \rho_{из} \cdot 1 \cdot g,$$

где  $V_{из}$  – объем изоляции, м<sup>3</sup> на 1 м длины трубопровода,  $\rho_{из}$  – плотность изоляции, кг/м<sup>3</sup>, принимается по СП 61.13330.2012 Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов [444].

Силы трения в сальниковых компенсаторах, Н, принимается большее значение:

$$P_c = 2P_{раб} l_2 D_2 f \pi; \quad P_c = 400 n l_2 D_2 f \pi / f_n,$$

где  $P_{раб}$  – рабочее давление теплоносителя;  $l_2$  – длина слоя набивки по оси сальникового компенсатора;  $D_2$  – наружный диаметр стакана сальникового компенсатора;  $f = 0,15$  – коэффициент трения набивки о металл;  $n$  – число болтов компенсатора;  $f_n$  – площадь поперечного сечения набивки.

Неуравновешенные силы внутреннего давления, Н, определяются по формуле

$$P_{вд} = P_{раб} F_{сн},$$

где  $F_{сн}$  – площадь поперечного сечения по наружному диаметру стакана сальникового компенсатора. Характеристики сальниковых компенсаторов заложены в базу данных программы по [164].

Расчёт выполняется по алгоритму, представленному на рис. А.57. Результаты расчёта показаны на рис. А.56.

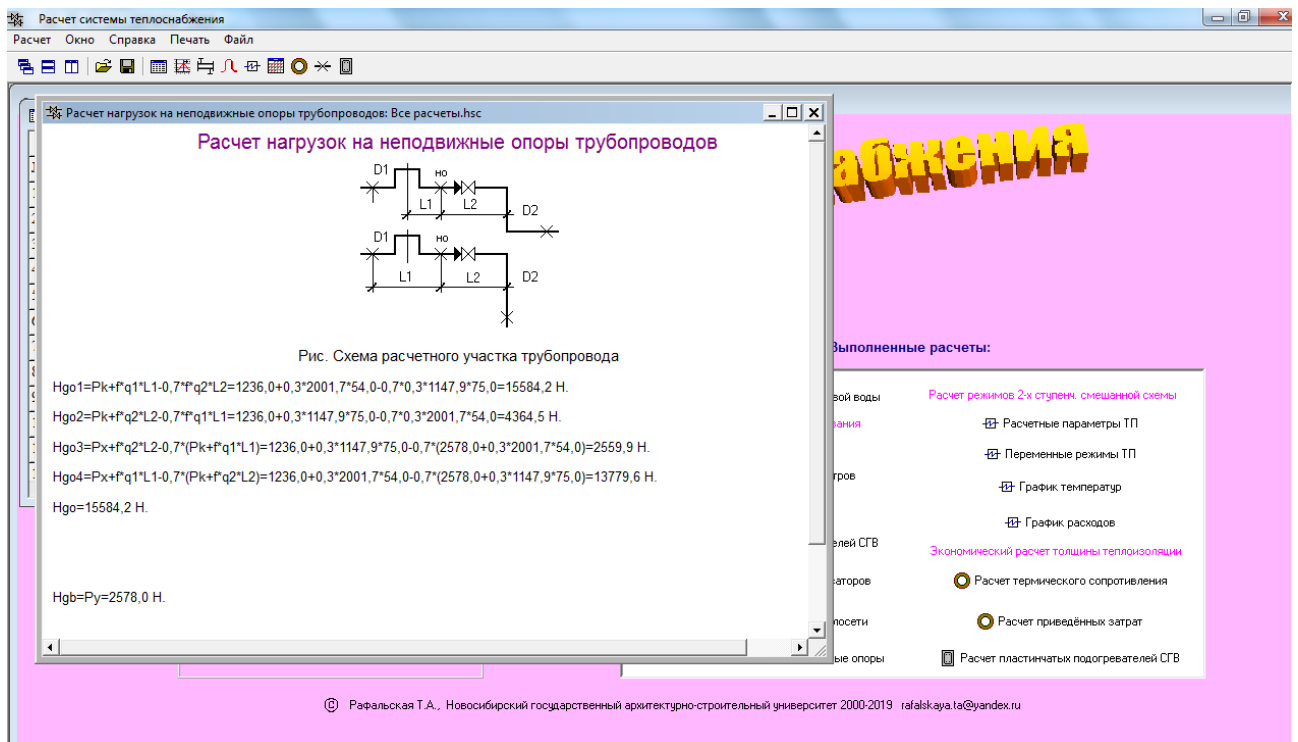


Рис. А.56. Результаты расчёта нагрузок на неподвижные опоры трубопроводов



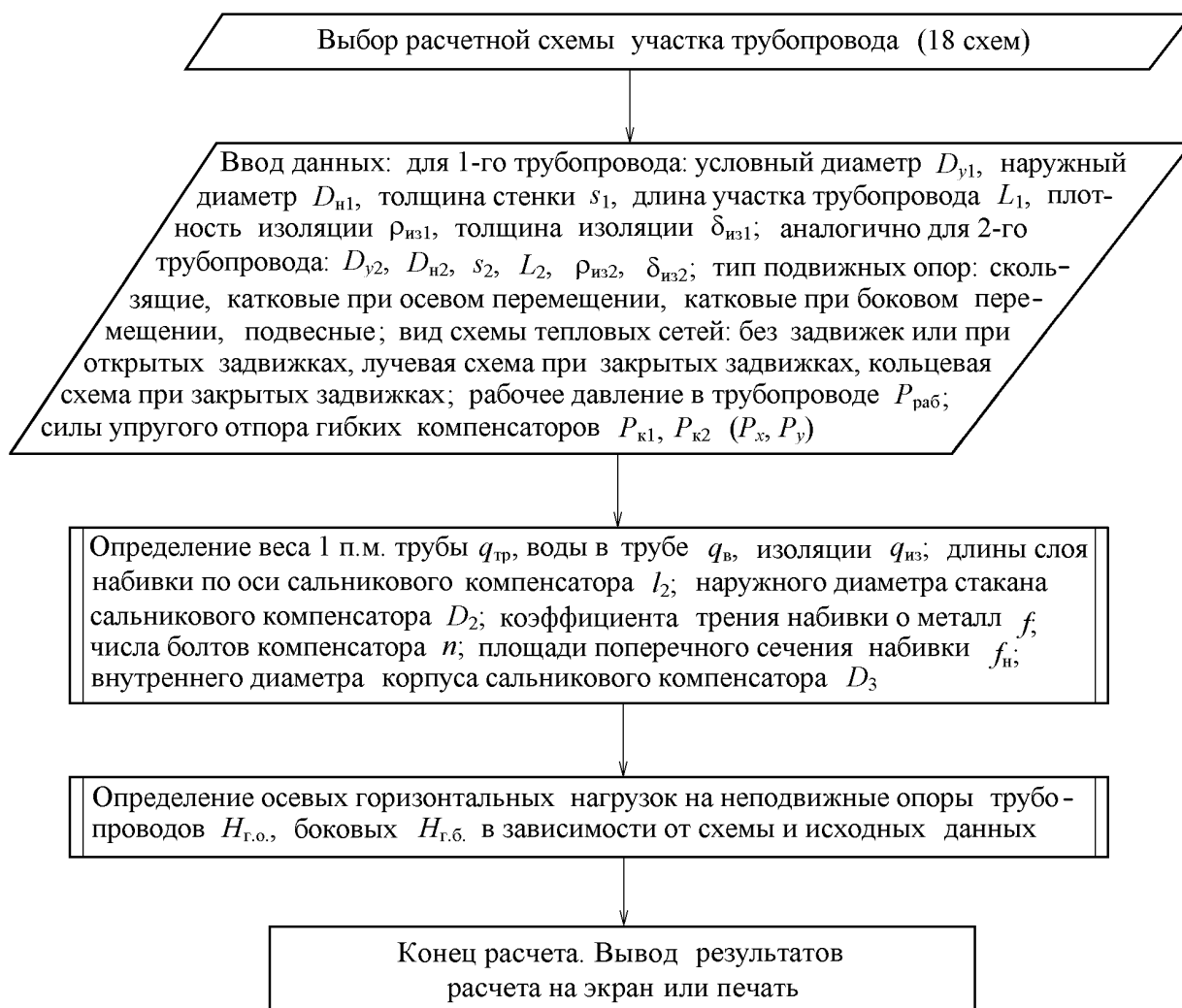


Рис. А.57. Блок-схема алгоритма расчёта нагрузок на неподвижные опоры трубопроводов

## Выводы

1. Разработано программное обеспечение для выполнения расчётов переменных режимов работы тепловых пунктов и основных расчётов при проектировании и эксплуатации тепловых сетей.
2. В программы входит предложенный в диссертационной работе метод расчёта переменных режимов работы тепловых пунктов для различных графиков центрального регулирования и для различных схем присоединения подогревателей горячего водоснабжения, в том числе при связанной подаче теплоты (учитывается влияние нагрузки горячего водоснабжения на работу системы отопления), с учётом тепловой аккумуляции зданий и влагонакопителей в строительных конструкциях.
3. Программное обеспечение предназначено для проектных, эксплуатационных организаций, диспетчерских и управляющих служб, а также для вузов, как составляющая системы информатизации образования.



**РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ**  
**РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО ПО ПАТЕНТАМ**  
**И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ**  
**(РОСПАТЕНТ)**

**СВИДЕТЕЛЬСТВО**

**Об официальной регистрации программы для ЭВМ**

**№ 2001611276**

На основании Закона Российской Федерации “О правовой охране программ для электронных вычислительных машин и баз данных”, введенного в действие 20 октября 1992 года, Российским агентством по патентам и товарным знакам выдано настоящее свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ

**РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**

Правообладатель(ли):

*Рафальская Татьяна Анатольевна (RU),  
Новосибирский государственный  
архитектурно-строительный университет (RU)*

Автор(ы):

*Рафальская Татьяна Анатольевна (RU)*

Страна: Российская Федерация

по заявке № 2001610944, дата поступления: 18 июля 2001 г.

Зарегистрировано в  
Реестре программ для ЭВМ

г. Москва, 18 сентября 2001 г.



Генеральный директор

*A.D. Korotkiy*

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



# СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2020666554

HeatingPoint

Правообладатель: *Рафальская Татьяна Анатольевна (RU)*

Автор: *Рафальская Татьяна Анатольевна (RU)*

Заявка № 2020665908

Дата поступления 03 ноября 2020 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 11 декабря 2020 г.

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



# РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

**№ 2020611438**

**HeatSupply\_R3**

Правообладатели: **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)» (RU), Рафальская Татьяна Анатольевна (RU)**

Автор: **Рафальская Татьяна Анатольевна (RU)**

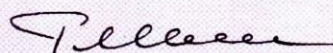
Заявка № **2019664727**

Дата поступления **18 ноября 2019 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **30 января 2020 г.**

Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

 **Г.П. Ивлиев**



## **ПРИЛОЖЕНИЕ Б**

Таблицы результатов расчетов

Типы конструкций наружных стен и коэффициенты тепловой аккумуляции

№ п/п	Конструкция наружной стены	Состав и характеристики слоёв	Коэффициент тепловой аккумуляции $\beta$ , ч
1		<p>1, 4 – цементно-песчаный раствор (<math>\rho = 1800 \text{ кг/м}^3</math>);</p> <p>2 – кладка из силикатного кирпича (<math>\rho = 1800 \text{ кг/м}^3</math>);</p> <p>3 – плиты минераловатные жёсткие (<math>\rho = 200 \text{ кг/м}^3</math>)</p>	97,435
2		<p>1 – гипсовый обшивочный лист (<math>\rho = 800 \text{ кг/м}^3</math>);</p> <p>2 – кладка из глиняного кирпича (<math>\rho = 1600 \text{ кг/м}^3</math>);</p> <p>3 – плиты минераловатные жёсткие (<math>\rho = 300 \text{ кг/м}^3</math>);</p> <p>4 – воздушная вентиляционная полость, сообщающаяся с наружным воздухом</p>	90,433
3		<p>1 – гипсовый обшивочный лист (<math>\rho = 800 \text{ кг/м}^3</math>);</p> <p>2 – кладка из глиняного кирпича (<math>\rho = 1600 \text{ кг/м}^3</math>);</p> <p>3 – плиты минераловатные жёсткие (<math>\rho = 300 \text{ кг/м}^3</math>);</p> <p>4 – цементно-песчаный раствор (<math>\rho = 2200 \text{ кг/м}^3</math>)</p>	87,816
4		<p>1, 5 – гипсовый обшивочный лист (<math>\rho = 800 \text{ кг/м}^3</math>);</p> <p>2, 4 – кладка из глиняного кирпича (<math>\rho = 1800 \text{ кг/м}^3</math>);</p> <p>3 – пенополистирол (<math>\rho = 100 \text{ кг/м}^3</math>)</p>	60,074

<p>5</p>		<p>1 – цементно-песчаный раствор (<math>\rho = 1800 \text{ кг/м}^3</math>);                  2, 5 – железобетон (<math>\rho = 2500 \text{ кг/м}^3</math>);                  3 – плиты минераловатные жёсткие (<math>\rho = 200 \text{ кг/м}^3</math>);                  4 – воздушная замкнутая прослойка</p>	<p>51,489</p>
<p>6</p>		<p>1 – гипсовый обшивочный лист (<math>\rho = 800 \text{ кг/м}^3</math>);                  2, 4 – железобетон (<math>\rho = 2500 \text{ кг/м}^3</math>);                  3 – плиты минераловатные жёсткие (<math>\rho = 200 \text{ кг/м}^3</math>)</p>	<p>41,634</p>
<p>7</p>		<p>1 – цементно-песчаный раствор (<math>\rho = 1800 \text{ кг/м}^3</math>);                  2 – железобетон (<math>\rho = 2500 \text{ кг/м}^3</math>);                  3, 5 – воздушные замкнутые прослойки;                  4 – плиты минераловатные жёсткие (<math>\rho = 200 \text{ кг/м}^3</math>)</p>	<p>36,887</p>
<p>8</p>		<p>1 – цементно-песчаный раствор (<math>\rho = 1800 \text{ кг/м}^3</math>);                  2, 4 – керамзитобетон (<math>\rho = 1300 \text{ кг/м}^3</math>);                  3 – плиты минераловатные жёсткие (<math>\rho = 200 \text{ кг/м}^3</math>)</p>	<p>33,992</p>

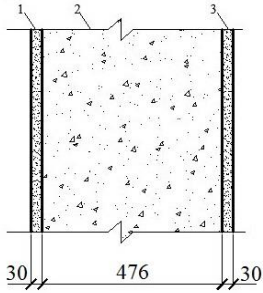
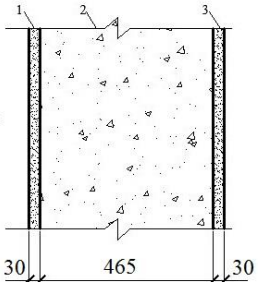
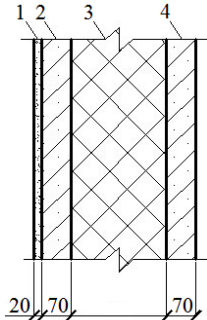
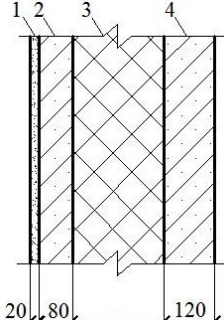
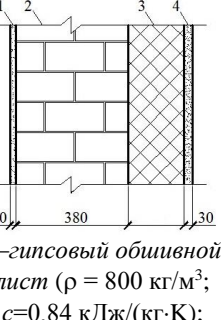
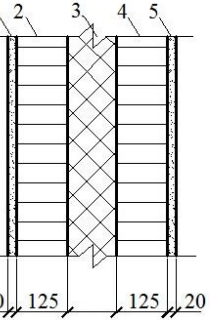
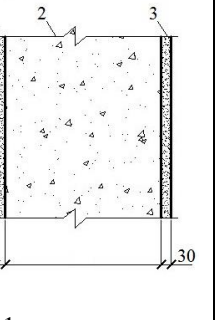
9		1 – цементно-песчаный раствор ( $\rho = 1800 \text{ кг/м}^3$ ); 2 – пенобетон ( $\rho = 400 \text{ кг/м}^3$ ); 3 – ракушечник ( $\rho = 1400 \text{ кг/м}^3$ )	33,151
10		1 – известковый раствор ( $\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$ ); 2 – пенобетон ( $\rho = 400 \text{ кг/м}^3$ ); 3 – вермикулитобетон ( $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ )	29,646

Таблица Б.2

Результаты расчёта распределения температуры и влагонакоплений в наружных ограждениях

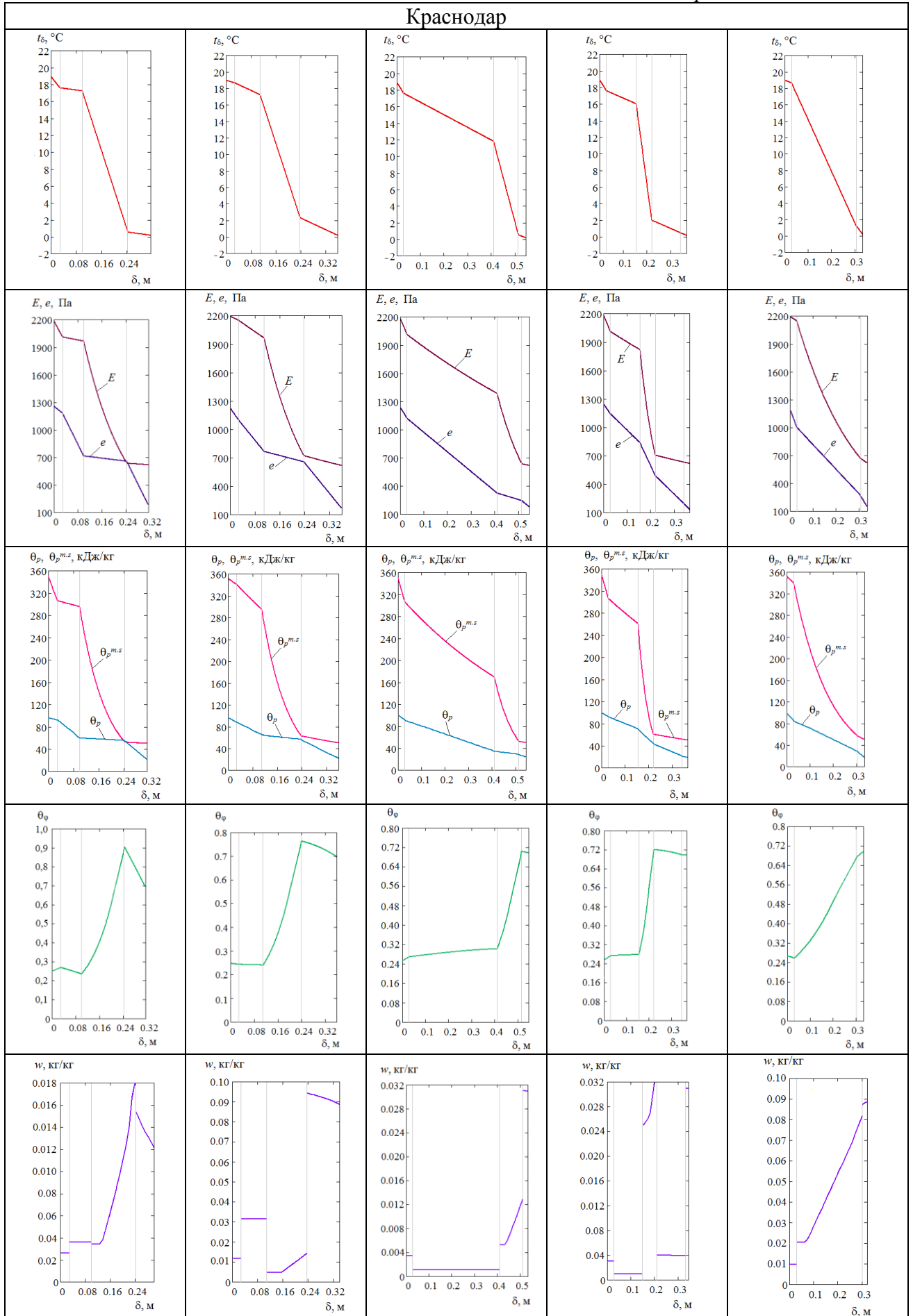
Конструкция наружной стены				
1	2	3	4	5
				
1 – гипсовый обшивной лист ( $\rho=800 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,19 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,21 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,075 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ ); 2, 4 – железобетон ( $\rho=2500 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=1,74 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=1,86 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,03 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ ); 3 – плиты минераловатные жесткие ( $\rho=200 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,076 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,08 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,49 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ )	1 – цементно-песчаный раствор ( $\rho=1800 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,76 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,93 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,009 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ ); 2, 4 – керамзитобетон ( $\rho=1300 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,5 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,585 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,104 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ ); 3 – плиты минераловатные жесткие ( $\rho=200 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,076 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,08 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,49 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ )	1 – гипсовый обшивной лист ( $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,19 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,21 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,075 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ ); 2 – кладка из глиняного кирпича ( $\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,88 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,58 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,7 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,15 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ ); 3 – плиты минераловатные ( $\rho = 250 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,082 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,085 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,41 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ ); 4 – цементно-песчаный раствор ( $\rho=1800 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,76 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,93 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,15 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ )	1, 5 – гипсовый обшивной лист ( $\rho=800 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,19 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,21 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,075 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ ); 2, 4 – кладка из глиняного кирпича ( $\rho=1800 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,88 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,7 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,81 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,11 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ ); 3 – пенополистирол ( $\rho=100 \text{ кг/м}^3$ ; $c=1,34 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,041 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,052 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,05 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ )	1 – цементно-песчаный раствор ( $\rho=1600 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,76 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,93 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,009 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ ); 2 – пенобетон ( $\rho=400 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,14 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,15 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,23 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ ); 3 – известняк ( $\rho=800 \text{ кг/м}^3$ ; $c=0,84 \text{ кДж/(кг·К)}$ ; $\lambda_A=0,23 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\lambda_B=0,26 \text{ Вт/(м·К)}$ ; $\mu=0,15 \text{ мг/(м·ч·Па)}$ )



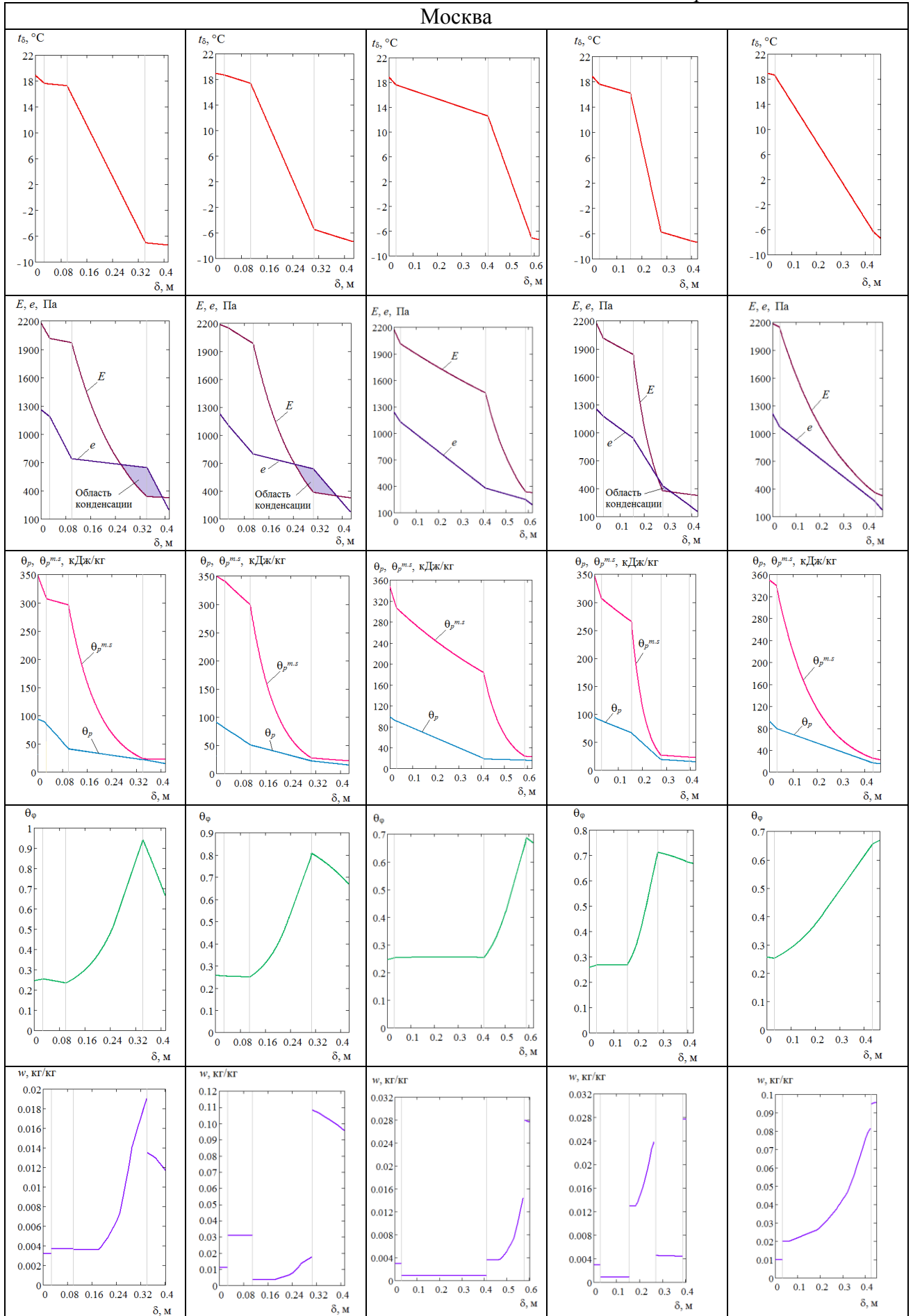
Владивосток



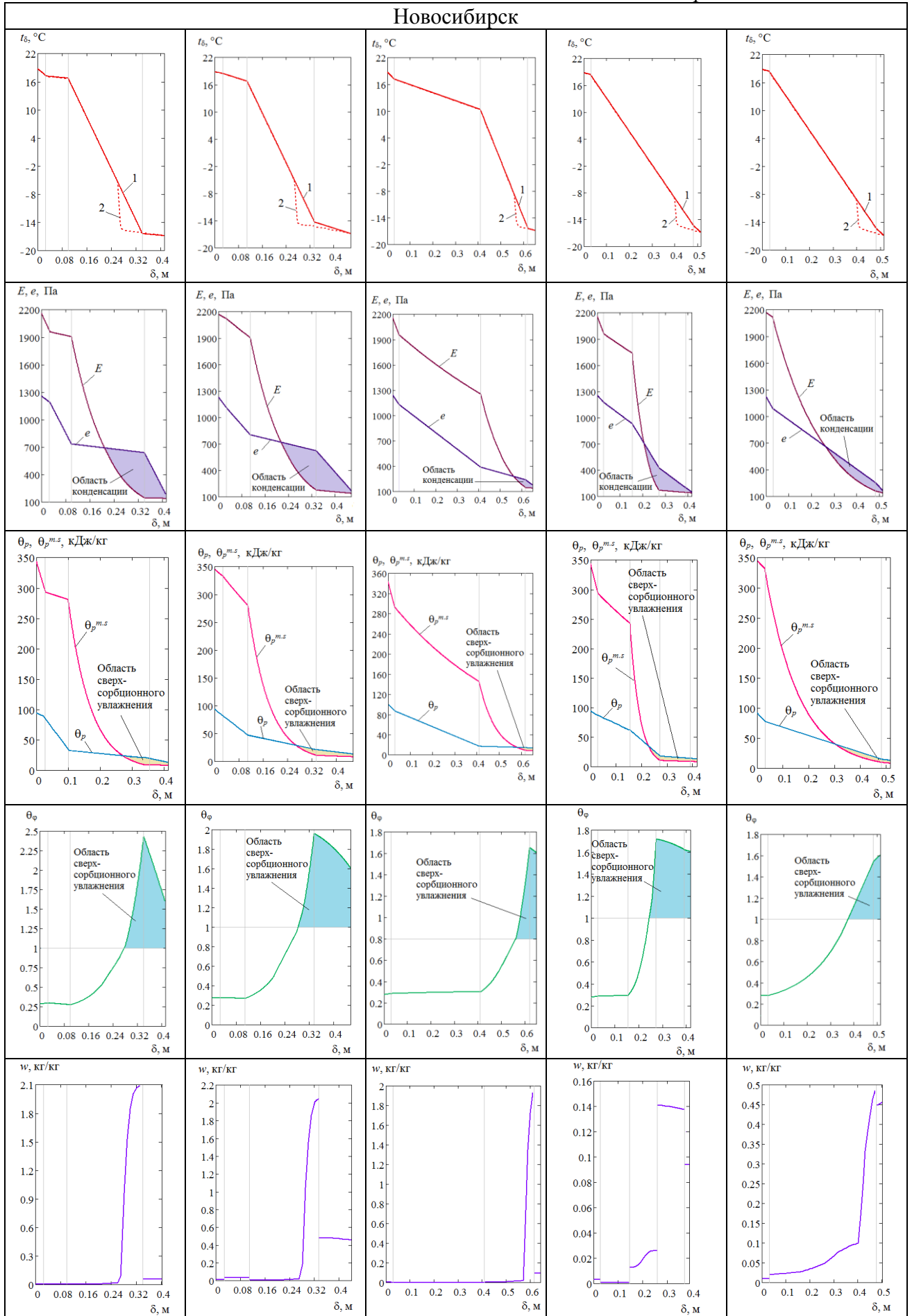
Краснодар



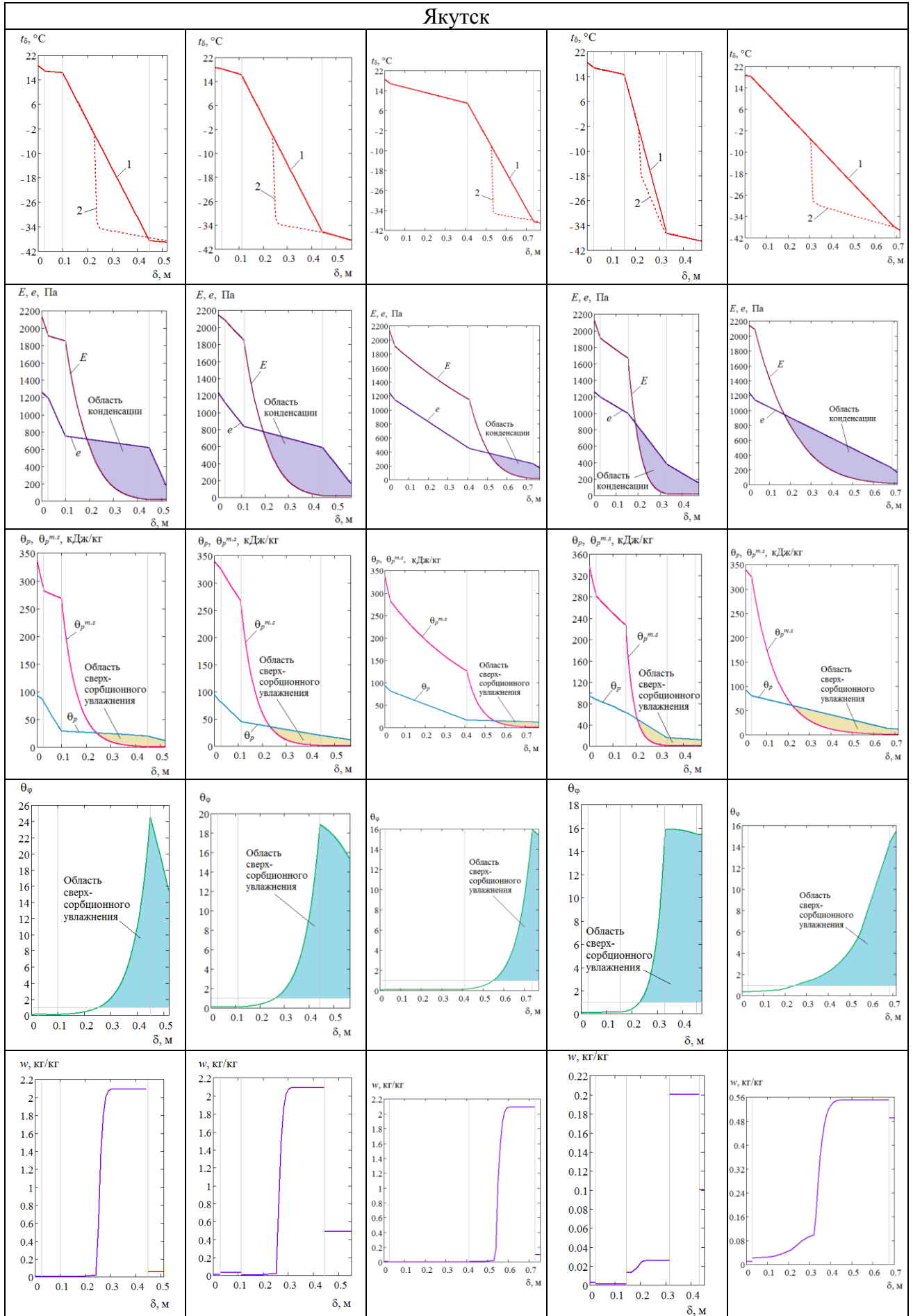
Москва



Новосибирск



Якутск



## Расчет скорости движения воды в трубопроводах

I. Качественный способ центрального регулирования 150/70°C, с верхней срезкой при 114°C и изломом при 75°C										
$t_{ext}, °C$	$z, ч$	$t_{p1}, °C$	$t_{p2}, °C$	$G, Т/ч$	$\rho_1, кг/м^3$	$\rho_2, кг/м^3$	$w_1,$		$w_2,$	
							м/ч	м/с	м/ч	м/с
-37	72	114	46,25	1662	946,674	989,825	2235,62	0,621	2138,16	0,594
-36		114	46,03	1662	946,674	989,912	2235,62	0,621	2137,97	0,594
-35		114	45,81	1662	946,674	989,997	2235,62	0,621	2137,79	0,594
-34	112	114	45,59	1662	946,674	990,082	2235,62	0,621	2137,60	0,594
-33		114	45,38	1662	946,674	990,165	2235,62	0,621	2137,42	0,594
-32		114	45,16	1662	946,674	990,248	2235,62	0,621	2137,24	0,594
-31		114	44,95	1662	946,674	990,33	2235,62	0,621	2137,07	0,594
-30	275	114	44,74	1662	946,674	990,411	2235,62	0,621	2136,89	0,594
-29		114	44,12	1629	946,674	990,646	2190,5	0,608	2093,27	0,581
-28		114	43,41	1588	946,674	990,91	2135,27	0,593	2039,95	0,567
-27		114	42,72	1548	946,674	991,166	2081,43	0,578	1988,00	0,552
-26		114	42,05	1509	946,674	991,412	2028,94	0,564	1937,39	0,538
-25		114	41,39	1470	946,674	991,648	1977,76	0,549	1888,06	0,524
-24	414	114	40,76	1433	946,674	991,874	1927,84	0,536	1839,99	0,511
-23		114	40,14	1397	946,674	992,091	1879,14	0,522	1793,12	0,498
-22		114	39,54	1362	946,674	992,091	1831,63	0,509	1747,42	0,485
-21		114	38,97	1327	946,674	992,495	1785,27	0,496	1702,85	0,473
-20		112,62	38,67	1322	947,883	992,597	1775,98	0,493	1695,97	0,471
-19	630	110,38	38,54	1335	949,816	992,642	1789,91	0,497	1712,69	0,476
-18		108,14	38,41	1349	951,717	992,683	1804,78	0,501	1730,3	0,481
-17		105,88	38,30	1364	953,586	992,72	1820,65	0,506	1748,88	0,486
-16		103,63	38,21	1379	955,424	992,752	1837,6	0,51	1768,5	0,491
-15		101,36	38,12	1395	957,230	992,78	1855,71	0,515	1789,26	0,497
-14	844	99,09	38,06	1412	959,004	992,803	1875,08	0,521	1811,24	0,503
-13		96,82	38,00	1431	960,746	992,82	1895,82	0,527	1834,58	0,510
-12		94,53	37,97	1450	962,456	992,831	1918,06	0,533	1859,37	0,516
-11		92,24	37,96	1470	964,133	992,835	1941,92	0,539	1885,78	0,524
-10		89,95	37,97	1492	965,777	992,832	1967,57	0,547	1913,95	0,532
-9	847	87,64	38,01	1516	967,389	992,819	1995,17	0,554	1944,07	0,540
-8		85,33	38,07	1541	968,968	992,798	2024,94	0,562	1976,34	0,549
-7		83,01	38,17	1568	970,515	992,765	2057,1	0,571	2010,99	0,559
-6		80,68	38,31	1597	972,027	992,719	2091,91	0,581	2048,31	0,569
-5		78,34	38,49	1628	973,507	992,658	2129,68	0,592	2088,59	0,580
-4	846	75,99	38,72	1662	974,953	992,58	2170,77	0,603	2132,22	0,592
-3		75	38,69	1636	975,55	992,589	2134,83	0,593	2098,19	0,583
-2		75	38,50	1567	975,55	992,653	2045,07	0,568	2009,83	0,558
-1		75	38,39	1502	975,55	992,693	1959,79	0,544	1925,94	0,535
0		75	38,35	1439	975,55	992,706	1878,76	0,522	1846,29	0,513
1	782	75	38,40	1381	975,55	992,689	1802,13	0,501	1771,02	0,492
2		75	38,54	1325	975,55	992,642	1729,08	0,480	1699,30	0,472
3		75	38,80	1271	975,55	992,563	1659,4	0,461	1630,96	0,453
4		75	39,10	1220	975,55	992,449	1592,91	0,442	1565,78	0,435
5		75	39,55	1172	975,55	992,298	1529,42	0,425	1503,61	0,418
6	491	75	40,10	1125	975,55	992,104	1468,79	0,408	1444,28	0,401
7		75	40,79	1081	975,55	991,863	1410,87	0,392	1387,66	0,385
8		75	41,61	1039	975,55	991,571	1355,51	0,377	1333,61	0,370

II. Качественный способ центрального регулирования 114/70°C, с изломом при 75°C										
$t_{ext}, ^\circ\text{C}$	$z, \text{ч}$	$t_{p1}, ^\circ\text{C}$	$t_{p2}, ^\circ\text{C}$	$G, \text{т/ч}$	$\rho_1, \text{кг/м}^3$	$\rho_2, \text{кг/м}^3$	$w_1,$		$w_2,$	
							м/ч	м/с	м/ч	м/с
-37	72	114	53,76	2071.25	946,67	986,67	2785,75	0,77	2672,83	0,74
-36		112,49	53,45	2081.79	948,0	986,81	2796,02	0,78	2686,05	0,75
-35		110,97	53,14	2092.72	949,31	986,94	2806,81	0,78	2699,78	0,75
-34	112	109,45	52,84	2104.05	950,61	987,08	2818,16	0,78	2714,03	0,75
-33		107,93	52,55	2115.81	951,89	987,2	2830,09	0,79	2728,85	0,76
-32		106,4	52,27	2128.03	953,16	987,33	2842,64	0,79	2744,27	0,76
-31		104,87	52	2140.73	954,42	986,45	2855,84	0,79	2760,31	0,77
-30		103,34	51,74	2153.93	955,66	987,56	2869,72	0,8	2777,02	0,77
-29	275	101,8	51,48	2166.68	956,89	987,67	2884,32	0,8	2794,43	0,78
-28		100,25	51,24	2181.99	958,1	987,77	2899,69	0,81	2812,59	0,78
-27		98,71	51,02	2196.92	959,3	987,87	2915,87	0,81	2831,55	0,79
-26		97,16	50,8	2212.48	960,49	987,96	2932,9	0,81	2851,35	0,79
-25		95,6	50,6	2228.74	961,66	988,05	2950,85	0,82	2872,05	0,8
-24	414	94,04	50,42	2245.73	962,82	988,12	2969,76	0,82	2893,72	0,8
-23		92,47	50,25	2263.5	963,97	988,19	2989,7	0,83	2916,41	0,81
-22		90,9	50,11	2282.11	965,1	988,26	3010,75	0,84	2940,2	0,82
-21		89,33	49,98	2301.61	966,21	988,31	3032,97	0,84	2965,17	0,82
-20		87,75	49,88	2322.07	967,32	988,35	3056,45	0,85	2991,4	0,83
-19	630	86,16	49,8	2343.56	968,4	988,38	3081,27	0,86	3018,98	0,84
-18		84,57	49,75	2366.17	969,48	988,41	3107,55	0,86	3048,04	0,85
-17		82,97	49,73	2389.97	970,54	988,41	3135,38	0,87	3078,67	0,86
-16		81,37	49,57	2415.06	971,58	988,48	3164,9	0,88	3110,79	0,86
-15		79,76	49,4	2441.55	972,61	988,55	3196,23	0,89	3144,69	0,87
-14	844	78,15	49,23	2469.56	973,63	988,62	3229,52	0,9	3180,54	0,88
-13		76,53	49,06	2499.22	974,63	988,69	3264,95	0,91	3218,51	0,89
-12		75	48,89	2499,22	975,55	988,76	3261,86	0,91	3218,28	0,89
-11		75	48,72	2499,2	975,55	988,83	3261,83	0,91	3218,02	0,89
-10		75	48,55	2499,2	975,55	988,9	3261,83	0,91	3217,79	0,89
-9	847	75	48,38	2499,2	975,55	988,97	3261,83	0,91	3217,57	0,89
-8		75	48,21	2499,2	975,55	989,04	3261,83	0,91	3217,34	0,89
-7		75	48,04	2499,2	975,55	989,11	3261,83	0,91	3217,12	0,89
-6		75	48,43	2499,2	975,55	988,95	3261,83	0,91	3217,63	0,89
-5		75	48,82	2499,2	975,55	988,79	3261,83	0,91	3218,15	0,89
-4	846	75	49,21	2499,2	975,55	988,63	3261,83	0,91	3218,68	0,89
-3		75	49,6	2499,2	975,55	988,47	3261,83	0,91	3219,21	0,89
-2		75	49,99	2499,2	975,55	988,3	3261,83	0,91	3219,74	0,89
-1		75	51,1	2499,2	975,55	987,83	3261,83	0,91	3221,27	0,89
0		75	52,21	2499,2	975,55	987,35	3261,83	0,91	3222,84	0,9
1	782	75	53,32	2499,2	975,55	986,87	3261,83	0,91	3224,43	0,9
2		75	54,43	2499,2	975,55	986,37	3261,83	0,91	3226,06	0,9
3		75	55,54	2499,2	975,55	985,86	3261,83	0,91	3227,71	0,9
4		75	56,65	2499,2	975,55	985,35	3261,83	0,91	3229,4	0,9
5		75	57,76	2499,2	975,55	984,82	3261,83	0,91	3231,12	0,9
6	491	75	58,87	2499,2	975,55	984,29	3261,83	0,91	3232,86	0,9
7		75	59,98	2499,2	975,55	983,75	3261,83	0,91	3234,64	0,9
8		75	61,09	2499,2	975,55	983,2	3261,83	0,91	3236,45	0,9

III. Качественно-количественный способ регулирования 114/70°C										
$t_{ext}, °C$	$z, ч$	$t_{p1}, °C$	$t_{p2}, °C$	$G, т/ч$	$\rho_1, кг/м^3$	$\rho_2, кг/м^3$	$w_1,$		$w_2,$	
							м/ч	м/с	м/ч	м/с
-37	72	114	53,83	2041,38	946,674	986,637	2745,57	0,763	2634,37	0,732
-36		112,63	53,38	2043,1	947,875	986,84	2744,41	0,762	2636,05	0,732
-35		111,25	52,94	2045,69	949,066	987,035	2744,44	0,762	2638,86	0,733
-34	112	109,87	52,51	2048,28	950,249	987,222	2744,49	0,762	2641,7	0,734
-33		108,48	52,11	2050,86	951,423	987,399	2744,56	0,762	2644,56	0,735
-32		107,09	51,72	2053,45	952,587	987,567	2744,66	0,762	2647,45	0,735
-31		105,69	51,35	2056,9	953,743	987,725	2745,94	0,763	2651,47	0,737
-30	275	104,29	51,01	2059,48	954,89	987,873	2746,09	0,763	2654,4	0,737
-29		102,88	50,68	2063,79	956,027	988,011	2748,56	0,763	2659,59	0,739
-28		101,46	50,38	2067,24	957,156	988,139	2749,91	0,764	2663,69	0,74
-27		100,03	50,11	2071,55	958,275	988,255	2752,43	0,765	2668,93	0,741
-26		98,6	49,86	2075,86	959,384	988,359	2754,96	0,765	2674,2	0,743
-25		97,16	49,64	2080,17	960,485	988,451	2757,52	0,766	2679,5	0,744
-24	414	95,72	49,45	2085,34	961,575	988,529	2761,24	0,767	2685,95	0,746
-23		94,26	49,3	2091,38	962,657	988,594	2766,12	0,768	2693,55	0,748
-22		92,8	49,18	2096,55	963,728	988,643	2769,88	0,769	2700,08	0,75
-21		91,33	49,1	2103,45	964,79	988,677	2775,93	0,771	2708,87	0,752
-20		89,86	49,06	2109,48	965,842	988,693	2780,86	0,772	2716,59	0,755
-19	630	88,37	49,06	2117,24	966,885	988,691	2788,08	0,774	2726,59	0,757
-18		86,88	49,12	2125	967,917	988,668	2795,32	0,776	2736,65	0,76
-17		85,37	49,23	2132,76	968,939	988,623	2802,56	0,778	2746,76	0,763
-16		83,86	49,39	2142,24	969,952	988,554	2812,08	0,781	2759,17	0,766
-15		82,34	49,62	2151,72	970,954	988,458	2821,62	0,784	2771,65	0,77
-14	844	80,81	49,93	2162,07	971,946	988,331	2832,29	0,787	2785,33	0,774
-13		79,26	50,3	2172,41	972,927	988,172	2842,97	0,79	2799,11	0,778
-12		77,71	50,65	2184,48	973,898	988,027	2855,91	0,793	2815,08	0,782
-11		76,14	50,18	2188	974,859	988,224	2857,69	0,794	2819,04	0,783
-10		75	49,83	2178	975,55	988,372	2842,62	0,79	2805,74	0,779
-9	847	75	49,84	2168	975,55	988,367	2829,57	0,786	2792,87	0,776
-8		75	49,85	2158	975,55	988,363	2816,51	0,782	2780	0,772
-7		75	49,86	2148	975,55	988,358	2803,46	0,779	2767,13	0,769
-6		75	49,87	2138	975,55	988,354	2790,41	0,775	2754,26	0,765
-5		75	49,88	2128	975,55	988,351	2777,36	0,771	2741,39	0,761
-4	846	75	49,89	2118	975,55	988,347	2764,31	0,768	2728,52	0,758
-3		75	49,9	2108	975,55	988,343	2751,26	0,764	2715,64	0,754
-2		75	49,9	2098	975,55	988,34	2738,21	0,761	2702,77	0,751
-1		75	49,91	2098	975,55	988,337	2738,21	0,761	2702,78	0,751
0		75	49,92	2098	975,55	988,334	2738,21	0,761	2702,79	0,751
1	782	75	49,93	2098	975,55	988,331	2738,21	0,761	2702,8	0,751
2		75	49,93	2098	975,55	988,328	2738,21	0,761	2702,8	0,751
3		75	49,94	2098	975,55	988,325	2738,21	0,761	2702,81	0,751
4		75	49,95	2098	975,55	988,323	2738,21	0,761	2702,82	0,751
5		75	49,95	2098	975,55	988,32	2738,21	0,761	2702,82	0,751
6	491	75	49,96	2098	975,55	988,318	2738,21	0,761	2702,83	0,751
7		75	49,96	2098	975,55	988,316	2738,21	0,761	2702,84	0,751
8		75	49,97	2098	975,55	988,315	2738,21	0,761	2702,84	0,751



IV. Повышенный температурный график 114/70°C										
$t_{ext}, °C$	$z, ч$	$t_{p1}, °C$	$t_{p2}, °C$	$G, т/ч$	$\rho_1, кг/м^3$	$\rho_2, кг/м^3$	$w_1,$		$w_2,$	
							м/ч	м/с	м/ч	м/с
-37	72	112,76	45,17	1782,72	947,762	990,245	2394,94	0,665	2292,19	0,637
-36		111,55	44,71	1782,72	948,804	990,423	2392,31	0,665	2291,78	0,637
-35		110,36	44,24	1782,72	949,837	990,600	2389,7	0,664	2291,37	0,636
-34	112	109,15	43,77	1782,72	950,861	990,776	2387,13	0,663	2290,96	0,636
-33		107,94	43,30	1782,72	951,877	990,952	2384,58	0,662	2290,55	0,636
-32		106,74	42,83	1782,72	952,883	991,127	2382,06	0,662	2290,15	0,636
-31		105,52	42,35	1782,72	953,881	991,301	2379,57	0,661	2289,75	0,636
-30	275	104,31	41,87	1782,72	954,871	991,475	2377,11	0,66	2289,34	0,636
-29		103,10	41,39	1782,72	955,851	991,649	2374,67	0,66	2288,94	0,636
-28		101,88	40,90	1782,72	956,823	991,822	2372,26	0,659	2288,54	0,636
-27		100,66	40,41	1782,72	957,786	991,996	2369,87	0,658	2288,14	0,636
-26		99,43	39,92	1782,72	958,74	992,169	2367,51	0,658	2287,74	0,635
-25	414	98,21	39,42	1782,72	959,685	992,342	2365,18	0,657	2287,34	0,635
-24		96,98	38,91	1782,72	960,622	992,516	2362,87	0,656	2286,94	0,635
-23		95,75	38,39	1782,72	961,549	992,69	2360,6	0,656	2286,54	0,635
-22		94,52	37,87	1782,72	962,468	992,864	2358,34	0,655	2286,14	0,635
-21		93,28	37,34	1782,72	963,378	993,039	2356,12	0,654	2285,74	0,635
-20		92,04	36,81	1782,72	964,279	993,215	2353,91	0,654	2285,33	0,635
-19	630	90,80	36,26	1782,72	965,17	993,391	2351,74	0,653	2284,93	0,635
-18		89,56	35,71	1782,72	966,053	993,568	2349,59	0,653	2284,52	0,635
-17		88,31	35,14	1782,72	966,928	993,745	2347,47	0,652	2284,11	0,634
-16		87,06	34,57	1782,72	967,793	993,923	2345,37	0,651	2283,71	0,634
-15		85,80	34,00	1782,72	968,649	994,099	2343,29	0,651	2283,3	0,634
-14	844	84,54	33,43	1782,72	969,496	994,272	2341,25	0,65	2282,91	0,634
-13		83,28	32,87	1782,72	970,334	994,439	2339,22	0,65	2282,52	0,634
-12		82,02	32,34	1782,72	971,164	994,595	2337,23	0,649	2282,16	0,634
-11		80,75	31,9	1782,72	971,984	994,723	2335,25	0,649	2281,87	0,634
-10	847	79,47	31,73	1782,72	972,795	994,773	2333,31	0,648	2281,76	0,634
-9		78,22	31,96	1782,72	973,583	994,704	2331,42	0,648	2281,91	0,634
-8		78,22	31,75	1782,72	973,583	994,765	2331,42	0,648	2281,77	0,634
-7		78,22	31,6	1782,72	973,583	994,809	2331,42	0,648	2281,67	0,634
-6		78,22	31,5	1782,72	973,583	994,839	2331,42	0,648	2281,61	0,634
-5	846	78,22	31,44	1782,72	973,583	994,854	2331,42	0,648	2281,57	0,634
-4		78,22	31,44	1782,72	973,583	994,856	2331,42	0,648	2281,57	0,634
-3		78,22	31,47	1782,72	973,583	994,846	2331,42	0,648	2281,59	0,634
-2		78,22	31,55	1782,72	973,583	994,824	2331,42	0,648	2281,64	0,634
-1		78,22	31,65	1782,72	973,583	994,794	2331,42	0,648	2281,71	0,634
0		78,22	31,77	1782,72	973,583	994,759	2331,42	0,648	2281,79	0,634
1	782	78,22	31,93	1782,72	973,583	994,713	2331,42	0,648	2281,89	0,634
2		78,22	32,12	1782,72	973,583	994,658	2331,42	0,648	2282,02	0,634
3		78,22	32,35	1782,72	973,583	994,592	2331,42	0,648	2282,17	0,634
4		78,22	32,61	1782,72	973,583	994,517	2331,42	0,648	2282,34	0,634
5		78,22	32,89	1782,72	973,583	994,431	2331,42	0,648	2282,54	0,634
6	491	78,22	33,21	1782,72	973,583	994,337	2331,42	0,648	2282,76	0,634
7		78,22	33,56	1782,72	973,583	994,233	2331,42	0,648	2282,99	0,634
8		78,22	33,93	1782,72	973,583	994,120	2331,42	0,648	2283,26	0,634

V. Количественный способ регулирования 114/70°C										
$t_{ext}, °C$	$z, ч$	$t_{p1}, °C$	$t_{p2}, °C$	$G, т/ч$	$\rho_1, кг/м^3$	$\rho_2, кг/м^3$	$w_1,$		$w_2,$	
							м/ч	м/с	м/ч	м/с
-37	72	114	50,92	2041,86	946,674	987,91	2746,23	0,763	2631,6	0,731
-36		114	49,37	1970,73	946,674	988,564	2650,56	0,736	2538,24	0,705
-35		114	47,83	1903,32	946,674	989,195	2559,89	0,711	2449,86	0,681
-34	112	114	46,3	1839,36	946,674	989,803	2473,87	0,687	2366,07	0,657
-33		114	44,79	1778,59	946,674	990,389	2392,14	0,664	2286,55	0,635
-32		114	43,3	1720,79	946,674	990,954	2314,4	0,643	2210,98	0,614
-31		114	41,82	1665,75	946,674	991,496	2240,37	0,622	2139,1	0,594
-30		114	40,35	1613,29	946,674	992,017	2169,81	0,603	2070,64	0,575
-29	275	114	38,91	1563,23	946,674	992,516	2102,48	0,584	2005,37	0,557
-28		114	37,48	1515,41	946,674	992,994	2038,17	0,566	1943,09	0,54
-27		114	36,07	1469,7	946,674	993,452	1976,68	0,549	1883,61	0,523
-26		114	34,68	1425,95	946,674	993,89	1917,85	0,533	1826,74	0,507
-25		114	33,31	1384,05	946,674	994,308	1861,5	0,517	1772,32	0,492
-24	414	114	31,96	1343,89	946,674	994,706	1807,48	0,502	1720,2	0,478
-23		114	30,63	1305,37	946,674	995,085	1755,67	0,488	1670,25	0,464
-22		114	29,32	1268,38	946,674	995,445	1705,92	0,474	1622,34	0,451
-21		114	28,04	1232,84	946,674	995,788	1658,12	0,461	1576,34	0,438
-20		114	26,78	1198,68	946,674	996,112	1612,17	0,448	1532,16	0,426
-19	630	114	25,54	1165,8	946,674	996,419	1567,96	0,436	1489,68	0,414
-18		114	24,34	1134,34	946,674	996,706	1525,64	0,424	1449,06	0,403
-17		114	23,2	1104,34	946,674	996,97	1485,3	0,413	1410,37	0,392
-16		114	22,08	1075,36	946,674	997,22	1446,32	0,402	1373,01	0,381
-15		114	20,98	1047,36	946,674	997,456	1408,65	0,391	1336,94	0,371
-14	844	114	19,91	1020,27	946,674	997,678	1372,23	0,381	1302,07	0,362
-13		114	18,87	994,07	946,674	997,886	1336,98	0,371	1268,37	0,352
-12		114	17,85	968,7	946,674	998,082	1302,87	0,362	1235,76	0,343
-11		114	16,86	944,14	946,674	998,265	1269,83	0,353	1204,21	0,335
-10		114	15,9	920,35	946,674	998,437	1237,83	0,344	1173,66	0,326
-9	847	114	14,96	897,28	946,674	998,596	1206,81	0,335	1144,06	0,318
-8		114	14,06	874,91	946,674	998,744	1176,73	0,327	1115,38	0,31
-7		114	13,19	853,22	946,674	998,882	1147,54	0,319	1087,57	0,302
-6		114	12,35	832,16	946,674	999,009	1119,22	0,311	1060,59	0,295
-5		114	11,55	811,71	946,674	999,127	1091,72	0,303	1034,41	0,287
-4	846	114	10,78	791,85	946,674	999,234	1065,01	0,296	1008,99	0,28
-3		114	10,05	772,55	946,674	999,333	1039,05	0,289	984,3	0,273
-2		114	9,36	753,79	946,674	999,424	1013,82	0,282	960,31	0,267
-1		114	8,7	735,54	946,674	999,506	989,28	0,275	936,99	0,26
0		114	8,43	720,2	946,674	999,538	968,64	0,269	917,41	0,255
1	782	114	8,29	705,71	946,674	999,555	949,16	0,264	898,94	0,25
2		114	8,14	691,24	946,674	999,573	929,68	0,258	880,48	0,245
3		114	7,98	676,77	946,674	999,592	910,23	0,253	862,04	0,239
4		114	7,82	662,31	946,674	999,61	890,78	0,247	843,61	0,234
5		114	7,65	647,86	946,674	999,63	871,35	0,242	825,19	0,229
6	491	114	7,48	633,43	946,674	999,649	851,94	0,237	806,79	0,224
7		114	7,31	619,01	946,674	999,67	832,54	0,231	788,4	0,219
8		114	7,12	604,6	946,674	999,69	813,16	0,226	770,04	0,214

## Расчет теплотехнических характеристик теплоносителя

I. Качественный способ центрального регулирования 150/70°C, с верхней срезкой при 114°C и изломом при 75°C													
$t_{ext}, °C$	$z, ч$	$v_1 \cdot 10^7, м^2/с$	$v_2 \cdot 10^7, м^2/с$	$Re_1$	$Re_2$	$a_1 \cdot 10^7, м^2/с$	$a_2 \cdot 10^7, м^2/с$	$Pr_1$	$Pr_2$	$Nu_1$	$Nu_2$	$\lambda_1, Вт/(мК)$	$\lambda_2, Вт/(мК)$
-37	72	2,308	5,872	2680460	1007376	1,771	1,503	1,303	3,907	3267,07	2394,69	0,742	0,63
-36		2,308	5,895	2680460	1003322	1,771	1,502	1,303	3,924	3267,07	2391,63	0,742	0,629
-35		2,308	5,919	2680460	999313	1,771	1,501	1,303	3,942	3267,07	2388,59	0,742	0,629
-34	112	2,308	5,942	2680460	995343	1,771	1,501	1,303	3,96	3267,07	2385,57	0,742	0,629
-33		2,308	5,965	2680460	991408	1,771	1,5	1,303	3,977	3267,07	2382,58	0,742	0,628
-32		2,308	5,988	2680460	987503	1,771	1,499	1,303	3,995	3267,07	2379,59	0,742	0,628
-31		2,308	6,011	2680460	983624	1,771	1,498	1,303	4,013	3267,07	2376,62	0,742	0,628
-30	275	2,308	6,034	2680460	979767	1,771	1,497	1,303	4,03	3267,07	2373,66	0,742	0,627
-29		2,308	6,102	2626364	949059	1,771	1,495	1,303	4,083	3214,22	2326,78	0,742	0,626
-28		2,308	6,182	2560144	913012	1,771	1,492	1,303	4,143	3149,22	2270,2	0,742	0,625
-27		2,308	6,261	2495594	878521	1,771	1,489	1,303	4,204	3085,53	2215,14	0,742	0,624
-26		2,308	6,339	2432661	845525	1,771	1,487	1,303	4,265	3023,13	2161,56	0,742	0,623
-25		2,308	6,418	2371292	813967	1,771	1,484	1,303	4,325	2961,96	2109,43	0,742	0,622
-24	414	2,308	6,495	2311438	783794	1,771	1,481	1,303	4,384	2902	2058,72	0,742	0,621
-23		2,308	6,571	2253052	754953	1,771	1,479	1,303	4,443	2843,21	2009,38	0,742	0,62
-22		2,308	6,646	2196088	727395	1,771	1,477	1,303	4,501	2785,55	1961,39	0,742	0,619
-21		2,308	6,72	2140502	701071	1,771	1,474	1,303	4,558	2729	1914,72	0,742	0,618
-20		2,343	6,759	2097452	694210	1,766	1,473	1,327	4,588	2706,08	1905,11	0,74	0,617
-19	630	2,401	6,776	2062195	699269	1,757	1,473	1,367	4,602	2704,07	1918,6	0,736	0,617
-18		2,463	6,792	2027674	704804	1,748	1,472	1,409	4,614	2702,7	1932,96	0,732	0,617
-17		2,526	6,807	1993899	710861	1,739	1,472	1,452	4,625	2702,01	1948,26	0,729	0,617
-16		2,593	6,819	1960881	717486	1,73	1,471	1,498	4,635	2702,07	1964,58	0,725	0,616
-15		2,662	6,83	1928634	724736	1,721	1,471	1,546	4,644	2702,92	1982,01	0,721	0,616
-14	844	2,734	6,839	1897174	732675	1,712	1,471	1,597	4,65	2704,63	2000,66	0,717	0,616
-13		2,81	6,846	1866521	741373	1,703	1,47	1,65	4,656	2707,26	2020,62	0,714	0,616
-12		2,889	6,851	1836694	750916	1,694	1,47	1,705	4,659	2710,9	2042,04	0,71	0,616
-11		2,972	6,852	1807721	761398	1,685	1,47	1,764	4,66	2715,62	2065,05	0,706	0,616
-10		3,059	6,851	1779631	772933	1,676	1,47	1,825	4,659	2721,53	2089,83	0,702	0,616
-9	847	3,15	6,846	1752458	785652	1,667	1,471	1,889	4,656	2728,74	2116,56	0,698	0,616
-8		3,245	6,837	1726242	799709	1,658	1,471	1,958	4,649	2737,38	2145,47	0,695	0,616
-7		3,346	6,824	1701030	815289	1,649	1,471	2,029	4,639	2747,59	2176,8	0,691	0,616
-6		3,451	6,806	1676877	832614	1,639	1,472	2,105	4,625	2759,53	2210,87	0,687	0,617
-5		3,563	6,783	1653846	851952	1,63	1,472	2,185	4,606	2773,41	2248,02	0,683	0,617
-4	846	3,68	6,752	1632012	873633	1,621	1,473	2,27	4,583	2789,43	2288,67	0,679	0,617
-3		3,731	6,756	1582983	859258	1,617	1,473	2,307	4,586	2741,25	2259,04	0,677	0,617
-2		3,731	6,78	1516420	820081	1,617	1,472	2,307	4,605	2648,64	2180,15	0,677	0,617
-1		3,731	6,796	1453184	784061	1,617	1,472	2,307	4,617	2559,9	2105,55	0,677	0,617
0		3,731	6,801	1393103	751043	1,617	1,472	2,307	4,621	2474,88	2035,1	0,677	0,617
1	782	3,731	6,794	1336281	721154	1,617	1,472	2,307	4,616	2393,79	1969,06	0,677	0,617
2		3,731	6,776	1282113	693821	1,617	1,473	2,307	4,601	2315,84	1906,61	0,677	0,617
3		3,731	6,746	1230447	668913	1,617	1,474	2,307	4,578	2240,87	1847,58	0,677	0,617
4		3,731	6,703	1181142	646317	1,617	1,475	2,307	4,545	2168,75	1791,84	0,677	0,618
5		3,731	6,646	1134070	625930	1,617	1,477	2,307	4,501	2099,32	1739,24	0,677	0,619
6	491	3,731	6,576	1089112	607668	1,617	1,479	2,307	4,447	2032,48	1689,68	0,677	0,62
7		3,731	6,491	1046160	591461	1,617	1,482	2,307	4,381	1968,09	1643,05	0,677	0,621
8		3,731	6,392	1005114	577253	1,617	1,485	2,307	4,305	1906,07	1599,25	0,677	0,622

II. Качественный способ центрального регулирования 114/70°C, с изломом при 75°C													
$t_{ext}, °C$	$z, ч$	$v_1 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$v_2 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$Re_1$	$Re_2$	$a_1 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$a_2 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$Pr_1$	$Pr_2$	$Nu_1$	$Nu_2$	$\lambda_1, \text{ Вт}/(\text{мК})$	$\lambda_2, \text{ Вт}/(\text{мК})$
-37	72	2,308	5,159	3340062	1433484	1,771	1,533	1,303	3,365	3895,78	2978,2	0,742	0,642
-36		2,346	5,186	3297310	1433064	1,765	1,532	1,329	3,386	3889,06	2985,24	0,74	0,642
-35		2,386	5,212	3255083	1433027	1,759	1,53	1,356	3,406	3882,65	2992,78	0,737	0,641
-34	112	2,426	5,238	3213385	1433397	1,753	1,529	1,384	3,426	3876,59	3000,85	0,735	0,641
-33		2,468	5,264	3172219	1434201	1,747	1,528	1,413	3,445	3870,89	3009,48	0,732	0,64
-32		2,511	5,289	3131588	1435466	1,741	1,527	1,442	3,464	3865,57	3018,71	0,73	0,64
-31		2,556	5,314	3091498	1437224	1,735	1,526	1,473	3,482	3860,64	3028,58	0,727	0,639
-30		2,601	5,337	3051953	1439508	1,729	1,525	1,504	3,5	3856,13	3039,12	0,724	0,639
-29	275	2,649	5,36	3012961	1442357	1,723	1,524	1,537	3,517	3852,05	3050,39	0,722	0,638
-28		2,697	5,382	2974526	1445811	1,717	1,523	1,571	3,534	3848,44	3062,43	0,719	0,638
-27		2,747	5,403	2936657	1449917	1,711	1,522	1,606	3,55	3845,32	3075,29	0,717	0,638
-26		2,799	5,423	2899363	1454726	1,705	1,521	1,642	3,565	3842,72	3089,04	0,714	0,637
-25		2,852	5,441	2862652	1460295	1,699	1,52	1,679	3,579	3840,66	3103,75	0,712	0,637
-24	414	2,907	5,459	2826535	1466688	1,692	1,52	1,718	3,592	3839,19	3119,47	0,709	0,637
-23		2,964	5,474	2791023	1473978	1,686	1,519	1,758	3,604	3838,34	3136,29	0,706	0,636
-22		3,022	5,488	2756131	1482244	1,68	1,518	1,799	3,614	3838,15	3154,31	0,704	0,636
-21		3,083	5,5	2721872	1491580	1,674	1,518	1,842	3,623	3838,66	3173,61	0,701	0,636
-20		3,146	5,51	2688263	1502088	1,667	1,518	1,886	3,631	3839,92	3194,31	0,699	0,636
-19	630	3,21	5,517	2655321	1513889	1,661	1,517	1,933	3,636	3841,99	3216,53	0,696	0,636
-18		3,278	5,522	2623067	1527118	1,655	1,517	1,981	3,64	3844,93	3240,4	0,693	0,636
-17		3,347	5,524	2591524	1541935	1,649	1,517	2,03	3,642	3848,79	3266,08	0,691	0,635
-16		3,419	5,539	2560716	1553789	1,642	1,516	2,082	3,653	3853,65	3290,58	0,688	0,635
-15		3,494	5,555	2530672	1566103	1,636	1,516	2,136	3,665	3859,59	3316,26	0,685	0,635
-14	844	3,572	5,572	2501424	1579292	1,629	1,515	2,192	3,678	3866,7	3343,46	0,683	0,635
-13		3,653	5,588	2473008	1593432	1,623	1,514	2,25	3,69	3875,07	3372,31	0,68	0,634
-12		3,731	5,605	2418676	1588613	1,617	1,514	2,307	3,703	3847,95	3369,07	0,677	0,634
-11		3,731	5,621	2418654	1583786	1,617	1,513	2,307	3,716	3847,92	3365,81	0,677	0,634
-10		3,731	5,638	2418654	1578982	1,617	1,512	2,307	3,728	3847,92	3362,57	0,677	0,634
-9	847	3,731	5,655	2418654	1574184	1,617	1,512	2,307	3,741	3847,92	3359,33	0,677	0,633
-8		3,731	5,672	2418654	1569394	1,617	1,511	2,307	3,754	3847,92	3356,08	0,677	0,633
-7		3,731	5,689	2418654	1564612	1,617	1,51	2,307	3,767	3847,92	3352,84	0,677	0,633
-6		3,731	5,65	2418654	1575594	1,617	1,512	2,307	3,737	3847,92	3360,28	0,677	0,633
-5		3,731	5,612	2418654	1586616	1,617	1,513	2,307	3,708	3847,92	3367,71	0,677	0,634
-4	846	3,731	5,574	2418654	1597677	1,617	1,515	2,307	3,679	3847,92	3375,14	0,677	0,635
-3		3,731	5,536	2418654	1608776	1,617	1,516	2,307	3,651	3847,92	3382,55	0,677	0,635
-2		3,731	5,499	2418654	1619915	1,617	1,518	2,307	3,623	3847,92	3389,95	0,677	0,636
-1		3,731	5,395	2418654	1651832	1,617	1,522	2,307	3,544	3847,92	3410,97	0,677	0,638
0		3,731	5,295	2418654	1684067	1,617	1,527	2,307	3,468	3847,92	3431,91	0,677	0,64
1	782	3,731	5,197	2418654	1716622	1,617	1,531	2,307	3,394	3847,92	3452,77	0,677	0,641
2		3,731	5,102	2418654	1749498	1,617	1,536	2,307	3,322	3847,92	3473,56	0,677	0,643
3		3,731	5,009	2418654	1782697	1,617	1,54	2,307	3,253	3847,92	3494,28	0,677	0,645
4		3,731	4,919	2418654	1816219	1,617	1,544	2,307	3,185	3847,92	3514,93	0,677	0,647
5		3,731	4,832	2418654	1850066	1,617	1,549	2,307	3,12	3847,92	3535,51	0,677	0,649
6	491	3,731	4,747	2418654	1884240	1,617	1,553	2,307	3,056	3847,92	3556,03	0,677	0,651
7		3,731	4,664	2418654	1918742	1,617	1,558	2,307	2,995	3847,92	3576,48	0,677	0,653
8		3,731	4,583	2418654	1953574	1,617	1,562	2,307	2,935	3847,92	3596,87	0,677	0,654

III. Качественно-количественный способ регулирования 114/70°C													
$t_{ext}, °C$	$z, ч$	$v_1 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$v_2 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$Re_1$	$Re_2$	$a_1 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$a_2 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$Pr_1$	$Pr_2$	$Nu_1$	$Nu_2$	$\lambda_1, \text{ Вт}/(\text{мК})$	$\lambda_2, \text{ Вт}/(\text{мК})$
-37	72	2,308	5,152	3291887	1414554	1,771	1,533	1,303	3,361	3850,77	2944,93	0,742	0,642
-36		2,342	5,192	3241516	1404725	1,766	1,531	1,326	3,39	3833,22	2939,64	0,74	0,642
-35		2,378	5,23	3192725	1395895	1,761	1,53	1,351	3,419	3816,85	2935,58	0,738	0,641
-34	112	2,415	5,268	3144123	1387483	1,755	1,528	1,376	3,447	3800,36	2931,76	0,735	0,64
-33		2,453	5,304	3095707	1379508	1,75	1,526	1,402	3,475	3783,74	2928,2	0,733	0,639
-32		2,492	5,339	3047477	1371990	1,744	1,525	1,429	3,501	3767	2924,91	0,731	0,639
-31		2,532	5,372	3000689	1365526	1,739	1,523	1,456	3,526	3751,37	2922,91	0,728	0,638
-30		2,573	5,404	2952803	1358991	1,733	1,522	1,485	3,551	3734,34	2920,25	0,726	0,638
-29	275	2,615	5,434	2907527	1354121	1,727	1,521	1,514	3,573	3719,65	2919,88	0,724	0,637
-28		2,659	5,462	2861152	1349242	1,722	1,52	1,544	3,595	3703,55	2918,9	0,721	0,637
-27		2,704	5,488	2816083	1345516	1,716	1,518	1,576	3,614	3688,51	2919,28	0,719	0,636
-26		2,751	5,511	2771106	1342420	1,71	1,517	1,608	3,632	3673,28	2920,08	0,717	0,636
-25		2,798	5,532	2726220	1339996	1,705	1,517	1,642	3,648	3657,85	2921,33	0,714	0,635
-24	414	2,848	5,55	2682531	1338847	1,699	1,516	1,676	3,662	3643,43	2924,04	0,712	0,635
-23		2,899	5,565	2639977	1339025	1,693	1,515	1,712	3,673	3629,98	2928,25	0,709	0,635
-22		2,952	5,577	2596359	1339487	1,687	1,515	1,749	3,682	3615,1	2932,07	0,707	0,635
-21		3,006	5,585	2554880	1341958	1,682	1,514	1,788	3,688	3602,34	2938,44	0,705	0,634
-20		3,062	5,589	2512335	1344865	1,676	1,514	1,827	3,691	3588,13	2944,53	0,702	0,634
-19	630	3,121	5,588	2471805	1349952	1,67	1,514	1,869	3,69	3575,98	2953,29	0,7	0,634
-18		3,181	5,583	2431193	1356224	1,664	1,515	1,912	3,686	3563,53	2962,86	0,697	0,634
-17		3,244	5,572	2390500	1363803	1,658	1,515	1,956	3,678	3550,75	2973,33	0,695	0,635
-16		3,308	5,556	2351616	1373934	1,652	1,516	2,003	3,666	3539,93	2986,7	0,692	0,635
-15		3,376	5,534	2312570	1385681	1,646	1,517	2,051	3,649	3528,73	3001,17	0,69	0,635
-14	844	3,446	5,505	2274266	1399790	1,64	1,518	2,101	3,627	3518,27	3017,8	0,687	0,636
-13		3,518	5,469	2235758	1415929	1,634	1,519	2,153	3,6	3507,4	3035,78	0,684	0,636
-12		3,594	5,437	2198779	1432403	1,628	1,521	2,208	3,576	3498,31	3055,09	0,682	0,637
-11		3,672	5,481	2153099	1422954	1,622	1,519	2,265	3,609	3477,87	3051,06	0,679	0,636
-10		3,731	5,514	2107806	1407717	1,617	1,517	2,307	3,634	3446,92	3033,95	0,677	0,636
-9	847	3,731	5,513	2098128	1401528	1,617	1,517	2,307	3,633	3434,26	3022,99	0,677	0,636
-8		3,731	5,512	2088450	1395324	1,617	1,517	2,307	3,633	3421,58	3012,01	0,677	0,636
-7		3,731	5,511	2078773	1389105	1,617	1,517	2,307	3,632	3408,89	3001	0,677	0,636
-6		3,731	5,51	2069095	1382871	1,617	1,517	2,307	3,631	3396,19	2989,98	0,677	0,636
-5		3,731	5,509	2059417	1376624	1,617	1,518	2,307	3,631	3383,47	2978,94	0,677	0,636
-4	846	3,731	5,509	2049739	1370365	1,617	1,518	2,307	3,63	3370,75	2967,88	0,677	0,636
-3		3,731	5,508	2040062	1364093	1,617	1,518	2,307	3,629	3358,01	2956,8	0,677	0,636
-2		3,731	5,507	2030384	1357809	1,617	1,518	2,307	3,629	3345,26	2945,7	0,677	0,636
-1		3,731	5,506	2030384	1357986	1,617	1,518	2,307	3,628	3345,26	2945,82	0,677	0,636
0		3,731	5,506	2030384	1358166	1,617	1,518	2,307	3,628	3345,26	2945,95	0,677	0,636
1	782	3,731	5,505	2030384	1358344	1,617	1,518	2,307	3,627	3345,26	2946,07	0,677	0,636
2		3,731	5,504	2030384	1358512	1,617	1,518	2,307	3,627	3345,26	2946,18	0,677	0,636
3		3,731	5,504	2030384	1358668	1,617	1,518	2,307	3,626	3345,26	2946,29	0,677	0,636
4		3,731	5,503	2030384	1358813	1,617	1,518	2,307	3,626	3345,26	2946,39	0,677	0,636
5		3,731	5,503	2030384	1358946	1,617	1,518	2,307	3,625	3345,26	2946,48	0,677	0,636
6	491	3,731	5,502	2030384	1359067	1,617	1,518	2,307	3,625	3345,26	2946,57	0,677	0,636
7		3,731	5,502	2030384	1359176	1,617	1,518	2,307	3,625	3345,26	2946,64	0,677	0,636
8		3,731	5,501	2030384	1359271	1,617	1,518	2,307	3,624	3345,26	2946,71	0,677	0,636

IV. Повышенный температурный график 114/70°C													
$t_{ext}, ^\circ\text{C}$	$z, \text{ч}$	$v_1 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$v_2 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$Re_1$	$Re_2$	$a_1 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$a_2 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$Pr_1$	$Pr_2$	$Nu_1$	$Nu_2$	$\lambda_1, \text{ Вт}/(\text{мК})$	$\lambda_2, \text{ Вт}/(\text{мК})$
-37	72	2,339	5,987	2832766	1059249	1,767	1,499	1,324	3,994	3438,85	2516,74	0,74	0,628
-36		2,37	6,038	2792473	1050194	1,762	1,497	1,345	4,033	3423,02	2509,89	0,738	0,627
-35		2,402	6,089	2752471	1041157	1,757	1,495	1,367	4,072	3407,17	2503,02	0,736	0,626
-34	112	2,435	6,141	2712756	1032119	1,752	1,493	1,389	4,112	3391,29	2496,09	0,734	0,626
-33		2,468	6,194	2673328	1023076	1,747	1,491	1,412	4,153	3375,38	2489,12	0,732	0,625
-32		2,502	6,248	2634183	1014021	1,743	1,49	1,436	4,195	3359,44	2482,1	0,73	0,624
-31		2,537	6,304	2595320	1004949	1,738	1,488	1,46	4,237	3343,47	2475,02	0,728	0,623
-30		2,572	6,36	2556735	995856	1,733	1,486	1,484	4,281	3327,47	2467,88	0,726	0,622
-29	275	2,609	6,418	2518428	986734	1,728	1,484	1,509	4,325	3311,44	2460,67	0,724	0,622
-28		2,646	6,477	2480396	977577	1,723	1,482	1,535	4,37	3295,36	2453,38	0,722	0,621
-27		2,684	6,537	2442637	968378	1,719	1,48	1,562	4,417	3279,25	2446,01	0,72	0,62
-26		2,723	6,599	2405148	959130	1,714	1,478	1,589	4,465	3263,1	2438,55	0,718	0,619
-25		2,763	6,663	2367927	949823	1,709	1,476	1,617	4,514	3246,9	2430,99	0,716	0,618
-24	414	2,805	6,728	2330971	940451	1,704	1,474	1,646	4,564	3230,66	2423,33	0,714	0,618
-23		2,847	6,795	2294280	931003	1,699	1,472	1,675	4,616	3214,38	2415,54	0,712	0,617
-22		2,89	6,864	2257850	921472	1,694	1,47	1,706	4,669	3198,04	2407,64	0,71	0,616
-21		2,934	6,935	2221679	911850	1,689	1,468	1,737	4,725	3181,65	2399,59	0,708	0,615
-20		2,98	7,009	2185764	902130	1,684	1,466	1,769	4,782	3165,21	2391,41	0,706	0,614
-19	630	3,026	7,085	2150103	892308	1,68	1,464	1,802	4,841	3148,71	2383,07	0,704	0,613
-18		3,074	7,163	2114694	882385	1,675	1,461	1,836	4,901	3132,15	2374,58	0,702	0,612
-17		3,123	7,244	2079535	872372	1,67	1,459	1,87	4,964	3115,53	2365,94	0,7	0,611
-16		3,174	7,327	2044622	862291	1,665	1,457	1,906	5,029	3098,84	2357,18	0,697	0,61
-15		3,226	7,413	2009952	852193	1,66	1,455	1,943	5,096	3082,08	2348,32	0,695	0,609
-14	844	3,279	6,5	1975524	842173	1,655	1,452	1,981	5,164	3065,25	2339,46	0,693	0,608
-13		3,334	6,586	1941335	832414	1,65	1,45	2,021	5,231	3048,34	2330,76	0,691	0,608
-12		3,39	6,669	1907380	823290	1,645	1,448	2,061	5,296	3031,36	2322,55	0,689	0,607
-11		3,448	7,74	1873658	815682	1,64	1,446	2,103	5,351	3014,29	2315,66	0,687	0,606
-10		3,508	6,767	1840165	812744	1,635	1,446	2,146	5,373	2997,14	2312,99	0,685	0,606
-9	847	3,569	7,729	1807512	816813	1,63	1,447	2,19	5,343	2980,21	2316,69	0,683	0,606
-8		3,569	7,763	1807512	813210	1,63	1,446	2,19	5,37	2980,21	2313,42	0,683	0,606
-7		3,569	6,788	1807512	810568	1,63	1,445	2,19	5,389	2980,21	2311,01	0,683	0,605
-6		3,569	6,805	1807512	808819	1,63	1,445	2,19	5,402	2980,21	2309,41	0,683	0,605
-5		3,569	7,813	1807512	807905	1,63	1,445	2,19	5,409	2980,21	2308,57	0,683	0,605
-4	846	3,569	7,814	1807512	807773	1,63	1,444	2,19	5,41	2980,21	2308,45	0,683	0,605
-3		3,569	7,809	1807512	808374	1,63	1,445	2,19	5,405	2980,21	2309	0,683	0,605
-2		3,569	7,796	1807512	809668	1,63	1,445	2,19	5,396	2980,21	2310,18	0,683	0,605
-1		3,569	7,779	1807512	811496	1,63	1,445	2,19	5,382	2980,21	2311,85	0,683	0,606
0		3,569	7,76	1807512	813567	1,63	1,446	2,19	5,367	2980,21	2313,74	0,683	0,606
1	782	3,569	7,734	1807512	816263	1,63	1,446	2,19	5,347	2980,21	2316,19	0,683	0,606
2		3,569	7,704	1807512	819562	1,63	1,447	2,19	5,323	2980,21	2319,18	0,683	0,606
3		3,569	7,668	1807512	823442	1,63	1,448	2,19	5,295	2980,21	2322,69	0,683	0,607
4		3,569	7,627	1807512	827885	1,63	1,449	2,19	5,263	2980,21	2326,69	0,683	0,607
5		3,569	7,582	1807512	832873	1,63	1,45	2,19	5,228	2980,21	2331,17	0,683	0,608
6	491	3,569	7,533	1807512	838391	1,63	1,452	2,19	5,19	2980,21	2336,1	0,683	0,608
7		3,569	7,48	1807512	844428	1,63	1,453	2,19	5,148	2980,21	2341,46	0,683	0,609
8		3,569	7,423	1807512	850973	1,63	1,454	2,19	5,104	2980,21	2347,25	0,683	0,609

V. Количественный способ регулирования 114/70°C													
$t_{ext}, °C$	$z, ч$	$v_1 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$v_2 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$Re_1$	$Re_2$	$a_1 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$a_2 \cdot 10^7, \text{ м}^2/\text{с}$	$Pr_1$	$Pr_2$	$Nu_1$	$Nu_2$	$\lambda_1, \text{ Вт}/(\text{мК})$	$\lambda_2, \text{ Вт}/(\text{мК})$
-37	72	2,308	5,412	3292670	1345364	1,771	1,522	1,303	3,556	3851,5	2898,88	0,742	0,637
-36		2,308	5,558	3177963	1263407	1,771	1,516	1,303	3,668	3743,78	2793,46	0,742	0,635
-35		2,308	5,71	3069260	1187061	1,771	1,509	1,303	3,783	3640,98	2693,15	0,742	0,632
-34	112	2,308	5,866	2966115	1115882	1,771	1,503	1,303	3,902	3542,76	2597,61	0,742	0,63
-33		2,308	6,028	2868122	1049468	1,771	1,497	1,303	4,026	3448,81	2506,54	0,742	0,627
-32		2,308	6,195	2774915	987454	1,771	1,491	1,303	4,154	3358,85	2419,64	0,742	0,625
-31		2,308	6,367	2686163	929512	1,771	1,486	1,303	4,286	3272,63	2336,67	0,742	0,622
-30		2,308	6,545	2601560	875339	1,771	1,48	1,303	4,423	3189,91	2257,37	0,742	0,62
-29	275	2,308	6,728	2520831	824662	1,771	1,474	1,303	4,564	3110,47	2181,54	0,742	0,618
-28		2,308	6,917	2443722	777232	1,771	1,468	1,303	4,71	3034,12	2108,98	0,742	0,615
-27		2,308	7,111	2370002	732819	1,771	1,463	1,303	4,861	2960,67	2039,49	0,742	0,613
-26		2,308	7,312	2299458	691213	1,771	1,457	1,303	5,017	2889,96	1972,92	0,742	0,611
-25		2,308	7,518	2231896	652224	1,771	1,452	1,303	5,178	2821,83	1909,1	0,742	0,608
-24	414	2,308	7,73	2167134	615672	1,771	1,447	1,303	5,344	2756,13	1847,89	0,742	0,606
-23		2,308	7,948	2105007	581397	1,771	1,441	1,303	5,515	2692,74	1789,16	0,742	0,604
-22		2,308	8,172	2045362	549248	1,771	1,436	1,303	5,69	2631,52	1732,78	0,742	0,602
-21		2,308	8,402	1988057	519087	1,771	1,431	1,303	5,871	2572,38	1678,65	0,742	0,6
-20		2,308	8,637	1932961	490785	1,771	1,426	1,303	6,057	2515,18	1626,65	0,742	0,597
-19	630	2,308	8,878	1879953	464225	1,771	1,421	1,303	6,247	2459,85	1576,69	0,742	0,595
-18		2,308	9,122	1829208	439510	1,771	1,416	1,303	6,44	2406,59	1529,03	0,742	0,593
-17		2,308	9,364	1780839	416692	1,771	1,412	1,303	6,632	2355,54	1483,86	0,742	0,591
-16		2,308	9,612	1734111	395205	1,771	1,407	1,303	6,829	2305,97	1440,33	0,742	0,59
-15		2,308	9,864	1688946	374975	1,771	1,403	1,303	7,03	2257,79	1398,37	0,742	0,588
-14	844	2,308	10,121	1645271	355930	1,771	1,399	1,303	7,235	2210,96	1357,93	0,742	0,586
-13		2,308	10,382	1603015	338004	1,771	1,395	1,303	7,444	2165,42	1318,95	0,742	0,584
-12		2,308	10,646	1562114	321134	1,771	1,391	1,303	7,656	2121,1	1281,38	0,742	0,583
-11		2,308	10,914	1522505	305262	1,771	1,387	1,303	7,87	2077,97	1245,18	0,742	0,581
-10		2,308	11,184	1484132	290332	1,771	1,383	1,303	8,087	2035,96	1210,29	0,742	0,579
-9	847	2,308	11,456	1446937	276292	1,771	1,379	1,303	8,306	1995,04	1176,67	0,742	0,578
-8		2,308	11,729	1410870	263095	1,771	1,376	1,303	8,526	1955,15	1144,27	0,742	0,576
-7		2,308	12,002	1375881	250693	1,771	1,372	1,303	8,747	1916,27	1113,07	0,742	0,575
-6		2,308	12,275	1341923	239045	1,771	1,369	1,303	8,967	1878,34	1083,03	0,742	0,573
-5		2,308	12,546	1308952	228109	1,771	1,366	1,303	9,186	1841,32	1054,1	0,742	0,572
-4	846	2,308	12,814	1276925	217847	1,771	1,363	1,303	9,404	1805,19	1026,26	0,742	0,571
-3		2,308	13,078	1245803	208224	1,771	1,36	1,303	9,618	1769,91	999,47	0,742	0,57
-2		2,308	13,337	1215547	199206	1,771	1,357	1,303	9,828	1735,44	973,7	0,742	0,569
-1		2,308	13,589	1186122	190761	1,771	1,354	1,303	10,033	1701,75	948,92	0,742	0,567
0		2,308	13,693	1161379	185369	1,771	1,353	1,303	10,117	1673,29	930,73	0,742	0,567
1	782	2,308	13,75	1138019	180874	1,771	1,353	1,303	10,164	1646,31	914,45	0,742	0,567
2		2,308	13,81	1114673	176390	1,771	1,352	1,303	10,213	1619,23	898,12	0,742	0,567
3		2,308	13,873	1091342	171917	1,771	1,352	1,303	10,264	1592,06	881,74	0,742	0,566
4		2,308	13,938	1068028	167456	1,771	1,351	1,303	10,317	1564,79	865,3	0,742	0,566
5		2,308	14,006	1044731	163009	1,771	1,35	1,303	10,372	1537,43	848,81	0,742	0,566
6	491	2,308	14,076	1021454	158575	1,771	1,35	1,303	10,43	1509,96	832,27	0,742	0,565
7		2,308	14,15	998198	154157	1,771	1,349	1,303	10,489	1482,4	815,67	0,742	0,565
8		2,308	14,226	974965	149755	1,771	1,348	1,303	10,552	1454,73	799,02	0,742	0,565

## Расчет теплопотерь трубопроводами

I. Качественный способ центрального регулирования 150/70°C, с верхней срезкой при 114°C и изломом при 75°C														
$t_{ext}$ , °C	$\alpha_1$ , Вт/(м²К)	$\alpha_2$ , Вт/(м²К)	$R_1 \cdot 10^4$ , м·К/Вт	$R_2 \cdot 10^4$ , м·К/Вт	$\lambda_{ins1}$ , Вт/(м·К)	$\lambda_{ins2}$ , Вт/(м·К)	$R_{ins1}$ , мК/Вт	$R_{ins2}$ , м·К/Вт	$k_1$ , Вт/(м·К)	$k_2$ , Вт/(м·К)	$q_1$ , Вт/м	$q_2$ , Вт/м	$q_{z1}$ , МДж/м	$q_{z2}$ , МДж/м
-37	2434,3	1514	1,313	2,111	0,069	0,055	0,412	0,422	1,974	1,934	298,08	160,99	25,754	13,909
-36	2434,3	1511,2	1,313	2,115	0,069	0,055	0,412	0,423	1,974	1,932	296,11	158,52	25,584	13,696
-35	2434,3	1508,4	1,313	2,119	0,069	0,055	0,412	0,423	1,974	1,931	294,13	156,05	25,413	13,483
-34	2434,3	1505,7	1,313	2,123	0,069	0,055	0,412	0,423	1,974	1,93	292,16	153,6	23,56	12,386
-33	2434,3	1502,9	1,313	2,126	0,069	0,055	0,412	0,424	1,974	1,929	290,19	151,15	23,401	12,189
-32	2434,3	1500,2	1,313	2,13	0,069	0,054	0,412	0,424	1,974	1,927	288,21	148,71	23,241	11,992
-31	2434,3	1497,5	1,313	2,134	0,069	0,054	0,412	0,424	1,974	1,926	286,24	146,27	23,082	11,795
-30	2434,3	1494,8	1,313	2,138	0,069	0,054	0,412	0,425	1,974	1,925	284,26	143,84	22,923	11,599
-29	2394,9	1462,9	1,334	2,185	0,069	0,054	0,412	0,426	1,974	1,921	282,29	140,45	55,893	27,81
-28	2346,5	1424,6	1,362	2,243	0,069	0,054	0,412	0,427	1,974	1,917	280,31	136,87	55,502	27,1
-27	2299,1	1387,5	1,39	2,303	0,069	0,054	0,412	0,428	1,974	1,912	278,34	133,33	55,111	26,4
-26	2252,6	1351,5	1,419	2,365	0,069	0,054	0,412	0,429	1,974	1,908	276,36	129,85	54,72	25,711
-25	2207	1316,6	1,448	2,427	0,069	0,054	0,412	0,43	1,974	1,904	274,39	126,43	54,329	25,033
-24	2162,3	1282,8	1,478	2,491	0,069	0,054	0,412	0,431	1,974	1,9	272,41	123,06	81,2	36,681
-23	2118,5	1250	1,509	2,557	0,069	0,053	0,412	0,432	1,974	1,896	270,44	119,74	80,611	35,693
-22	2075,5	1218,2	1,54	2,623	0,069	0,053	0,412	0,433	1,974	1,893	268,46	116,49	80,023	34,723
-21	2033,4	1187,4	1,572	2,692	0,069	0,053	0,412	0,434	1,974	1,889	266,48	113,3	79,434	33,771
-20	2010,1	1180,5	1,59	2,707	0,069	0,053	0,414	0,435	1,967	1,887	260,89	110,73	77,766	33,006
-19	1998,5	1188,4	1,599	2,689	0,068	0,053	0,416	0,435	1,956	1,887	253,1	108,55	114,804	49,237
-18	1987,4	1196,9	1,608	2,67	0,068	0,053	0,419	0,435	1,945	1,886	245,35	106,39	111,292	48,258
-17	1976,8	1206	1,617	2,65	0,067	0,053	0,422	0,436	1,934	1,885	237,67	104,26	107,805	47,292
-16	1966,6	1215,8	1,625	2,629	0,067	0,053	0,425	0,436	1,923	1,885	230,03	102,16	104,342	46,34
-15	1957,1	1226,3	1,633	2,606	0,066	0,053	0,428	0,436	1,912	1,884	222,45	100,09	100,904	45,402
-14	1948,1	1237,6	1,641	2,582	0,066	0,053	0,431	0,436	1,9	1,884	214,93	98,06	130,452	59,518
-13	1939,7	1249,8	1,648	2,557	0,065	0,053	0,435	0,436	1,889	1,883	207,46	96,06	125,917	58,306
-12	1932	1262,9	1,654	2,531	0,065	0,053	0,438	0,436	1,878	1,883	200,04	94,11	121,416	57,12
-11	1925	1277,1	1,66	2,502	0,064	0,053	0,441	0,436	1,866	1,883	192,68	92,2	116,948	55,961
-10	1918,8	1292,5	1,666	2,473	0,064	0,053	0,444	0,436	1,855	1,883	185,37	90,34	112,514	54,832
-9	1913,4	1309,2	1,67	2,441	0,063	0,053	0,448	0,436	1,843	1,883	178,12	88,54	108,626	53,992
-8	1908,9	1327,3	1,674	2,408	0,063	0,053	0,451	0,436	1,831	1,884	170,93	86,79	104,238	52,931
-7	1905,4	1347	1,677	2,373	0,062	0,053	0,455	0,436	1,82	1,884	163,79	85,12	99,883	51,912
-6	1903	1368,6	1,679	2,335	0,062	0,053	0,458	0,436	1,808	1,885	156,7	83,53	95,563	50,942
-5	1901,7	1392,3	1,681	2,295	0,061	0,053	0,462	0,435	1,796	1,886	149,67	82,04	91,276	50,029
-4	1901,8	1418,3	1,68	2,253	0,061	0,053	0,466	0,435	1,784	1,888	142,7	80,65	86,921	49,124
-3	1864,4	1399,9	1,714	2,283	0,061	0,053	0,467	0,435	1,779	1,888	138,76	78,7	84,519	47,94
-2	1801,5	1350,3	1,774	2,367	0,061	0,053	0,467	0,435	1,779	1,887	136,98	76,41	83,435	46,543
-1	1741,1	1303,7	1,836	2,451	0,061	0,053	0,467	0,435	1,779	1,886	135,2	74,27	82,35	45,241
0	1683,3	1259,9	1,899	2,537	0,061	0,053	0,467	0,436	1,779	1,886	133,42	72,3	81,266	44,039
1	1628,1	1219,2	1,963	2,621	0,061	0,053	0,467	0,435	1,779	1,886	131,63	70,52	74,116	39,707
2	1575,1	1181	2,029	2,706	0,061	0,053	0,467	0,435	1,779	1,887	129,85	68,93	73,113	38,811
3	1524,1	1145,1	2,097	2,791	0,061	0,053	0,467	0,435	1,779	1,888	128,07	67,53	72,111	38,024
4	1475,1	1111,6	2,167	2,875	0,061	0,053	0,467	0,434	1,779	1,89	126,29	66,35	71,108	37,355
5	1427,8	1080,2	2,238	2,959	0,061	0,053	0,467	0,433	1,779	1,893	124,51	65,38	70,106	36,814
6	1382,4	1051	2,312	3,041	0,061	0,053	0,467	0,433	1,779	1,896	122,73	64,66	72,329	38,108
7	1338,6	1023,9	2,387	3,121	0,061	0,054	0,467	0,431	1,779	1,9	120,95	64,21	71,28	37,838
8	1296,4	998,8	2,465	3,2	0,061	0,054	0,467	0,43	1,779	1,905	119,17	64,03	70,23	37,736



II. Качественный способ центрального регулирования 114/70°C, с изломом при 75°C														
$t_{ext}$ , °C	$\alpha_1$ , Вт/(м²К)	$\alpha_2$ , Вт/(м²К)	$R_1 \cdot 10^4$ , м·К/Вт	$R_2 \cdot 10^4$ , м·К/Вт	$\lambda_{ins1}$ , Вт/(м·К)	$\lambda_{ins2}$ , Вт/(м·К)	$R_{ins1}$ , мК/Вт	$R_{ins2}$ , м·К/Вт	$k_1$ , Вт/(м·К)	$k_2$ , Вт/(м·К)	$q_1$ , Вт/м	$q_2$ , Вт/м	$q_{z1}$ , МДж/м	$q_{z2}$ , МДж/м
-37	2902,8	1920,3	1,101	1,664	0,069	0,056	0,412	0,41	1,974	1,979	298,1	179,65	25,755	15,521
-36	2888	1923,2	1,107	1,662	0,069	0,056	0,414	0,411	1,967	1,977	292,04	176,88	25,232	15,282
-35	2873,4	1926,6	1,112	1,659	0,068	0,056	0,416	0,411	1,959	1,976	286	174,13	24,711	15,045
-34	2859,1	1930,3	1,118	1,656	0,068	0,056	0,418	0,412	1,952	1,974	279,99	171,41	22,579	13,823
-33	2845,1	1934,4	1,123	1,652	0,068	0,056	0,42	0,412	1,944	1,972	274,01	168,72	22,096	13,605
-32	2831,3	1938,9	1,129	1,648	0,067	0,056	0,422	0,413	1,937	1,97	268,06	166,04	21,616	13,39
-31	2817,9	1943,8	1,134	1,644	0,067	0,056	0,424	0,413	1,929	1,969	262,13	163,4	21,138	13,177
-30	2804,7	1949,3	1,139	1,64	0,067	0,056	0,426	0,414	1,922	1,967	256,23	160,79	20,662	12,966
-29	2791,9	1955,2	1,145	1,635	0,066	0,056	0,428	0,414	1,914	1,966	250,35	158,2	49,569	31,324
-28	2779,4	1961,7	1,15	1,629	0,066	0,056	0,43	0,414	1,906	1,964	244,5	155,65	48,411	30,819
-27	2767,2	1968,8	1,155	1,623	0,066	0,056	0,432	0,415	1,899	1,963	238,68	153,13	47,258	30,32
-26	2755,4	1976,5	1,16	1,617	0,065	0,056	0,434	0,415	1,891	1,962	232,88	150,65	46,11	29,829
-25	2744	1984,9	1,165	1,61	0,065	0,056	0,436	0,415	1,883	1,96	227,11	148,21	44,968	29,345
-24	2733	1994	1,169	1,603	0,065	0,055	0,439	0,416	1,875	1,959	221,37	145,81	65,986	43,462
-23	2722,3	2003,9	1,174	1,595	0,064	0,055	0,441	0,416	1,868	1,958	215,65	143,45	64,282	42,759
-22	2712,2	2014,6	1,178	1,586	0,064	0,055	0,443	0,416	1,86	1,957	209,96	141,14	62,586	42,071
-21	2702,5	2026,3	1,183	1,577	0,064	0,055	0,445	0,416	1,852	1,957	204,3	138,88	60,898	41,397
-20	2693,2	2038,9	1,187	1,567	0,063	0,055	0,448	0,417	1,844	1,956	198,67	136,68	59,218	40,741
-19	2684,5	2052,7	1,19	1,557	0,063	0,055	0,45	0,417	1,836	1,956	193,06	134,54	87,571	61,025
-18	2676,4	2067,6	1,194	1,546	0,063	0,055	0,452	0,417	1,828	1,955	187,48	132,46	85,039	60,084
-17	2668,9	2083,9	1,197	1,534	0,062	0,055	0,455	0,417	1,82	1,955	181,92	130,46	82,519	59,176
-16	2661,9	2098,7	1,201	1,523	0,062	0,055	0,457	0,417	1,812	1,954	176,39	128,13	80,012	58,122
-15	2655,7	2114,1	1,203	1,512	0,062	0,055	0,46	0,417	1,803	1,953	170,89	125,78	77,517	57,055
-14	2650,2	2130,5	1,206	1,5	0,061	0,055	0,462	0,418	1,795	1,952	165,42	123,43	100,403	74,918
-13	2645,5	2148	1,208	1,488	0,061	0,055	0,465	0,418	1,787	1,951	159,97	121,08	97,097	73,494
-12	2617,2	2144,9	1,221	1,49	0,061	0,055	0,467	0,418	1,779	1,95	154,78	118,74	93,945	72,07
-11	2617,1	2141,9	1,221	1,492	0,061	0,055	0,467	0,418	1,779	1,949	153	116,4	92,865	70,648
-10	2617,1	2138,9	1,221	1,494	0,061	0,055	0,467	0,419	1,779	1,948	151,22	114,06	91,786	69,227
-9	2617,1	2135,9	1,221	1,496	0,061	0,055	0,467	0,419	1,779	1,947	149,44	111,72	91,136	68,13
-8	2617,1	2132,9	1,221	1,498	0,061	0,055	0,467	0,419	1,779	1,946	147,66	109,38	90,051	66,705
-7	2617,1	2129,9	1,221	1,501	0,061	0,055	0,467	0,419	1,779	1,945	145,88	107,05	88,966	65,282
-6	2617,1	2136,8	1,221	1,496	0,061	0,055	0,467	0,419	1,779	1,947	144,11	105,99	87,881	64,637
-5	2617,1	2143,7	1,221	1,491	0,061	0,055	0,467	0,418	1,779	1,95	142,33	104,93	86,796	63,99
-4	2617,1	2150,6	1,221	1,486	0,061	0,055	0,467	0,418	1,779	1,952	140,55	103,87	85,61	63,267
-3	2617,1	2157,5	1,221	1,481	0,061	0,055	0,467	0,417	1,779	1,954	138,77	102,8	84,527	62,617
-2	2617,1	2164,4	1,221	1,477	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,957	136,99	101,73	83,443	61,965
-1	2617,1	2184,2	1,221	1,463	0,061	0,056	0,467	0,415	1,779	1,963	135,21	102,29	82,359	62,309
0	2617,1	2203,9	1,221	1,45	0,061	0,056	0,467	0,413	1,779	1,97	133,43	102,86	81,276	62,653
1	2617,1	2223,7	1,221	1,437	0,061	0,056	0,467	0,411	1,779	1,977	131,65	103,42	74,125	58,232
2	2617,1	2243,5	1,221	1,424	0,061	0,056	0,467	0,409	1,779	1,983	129,87	103,99	73,124	58,551
3	2617,1	2263,4	1,221	1,412	0,061	0,057	0,467	0,408	1,779	1,99	128,09	104,56	72,122	58,871
4	2617,1	2283,2	1,221	1,4	0,061	0,057	0,467	0,406	1,779	1,997	126,31	105,13	71,12	59,191
5	2617,1	2303,1	1,221	1,388	0,061	0,057	0,467	0,404	1,779	2,003	124,54	105,7	70,119	59,512
6	2617,1	2323,1	1,221	1,376	0,061	0,057	0,467	0,403	1,779	2,01	122,76	106,27	72,343	62,626
7	2617,1	2343	1,221	1,364	0,061	0,058	0,467	0,401	1,779	2,017	120,98	106,84	71,294	62,962
8	2617,1	2363,1	1,221	1,352	0,061	0,058	0,467	0,4	1,779	2,023	119,2	107,41	70,246	63,3

III. Качественно-количественный способ регулирования 114/70°C														
$t_{ext}$ , °C	$\alpha_1$ , Вт/(м²·К)	$\alpha_2$ , Вт/(м²·К)	$R_1 \cdot 10^4$ , м·К/Вт	$R_2 \cdot 10^4$ , м·К/Вт	$\lambda_{ins1}$ , Вт/(м·К)	$\lambda_{ins2}$ , Вт/(м·К)	$R_{ins1}$ , мК/Вт	$R_{ins2}$ , м·К/Вт	$k_1$ , Вт/(м·К)	$k_2$ , Вт/(м·К)	$q_1$ , Вт/м	$q_2$ , Вт/м	$q_{z1}$ , МДж/м	$q_{z2}$ , МДж/м
-37	2869,2	1899,2	1,114	1,683	0,069	0,056	0,412	0,41	1,974	1,98	298,14	179,83	25,759	15,537
-36	2847,4	1893,5	1,122	1,688	0,069	0,056	0,414	0,411	1,968	1,977	292,46	176,7	25,269	15,267
-35	2826,5	1888,7	1,131	1,692	0,068	0,056	0,415	0,412	1,961	1,974	286,8	173,62	24,779	15,001
-34	2805,5	1884,2	1,139	1,696	0,068	0,056	0,417	0,412	1,954	1,972	281,15	170,59	22,672	13,756
-33	2784,5	1879,9	1,148	1,7	0,068	0,056	0,419	0,413	1,947	1,969	275,52	167,61	22,218	13,516
-32	2763,5	1876	1,156	1,704	0,067	0,056	0,421	0,414	1,94	1,967	269,91	164,68	21,765	13,28
-31	2743,3	1872,9	1,165	1,706	0,067	0,056	0,423	0,414	1,934	1,965	264,31	161,81	21,314	13,048
-30	2722,1	1869,5	1,174	1,709	0,067	0,056	0,424	0,415	1,927	1,963	258,72	159	20,863	12,821
-29	2702,6	1867,7	1,183	1,711	0,067	0,056	0,426	0,415	1,92	1,961	253,15	156,24	50,124	30,936
-28	2682,2	1865,6	1,192	1,713	0,066	0,056	0,428	0,416	1,913	1,959	247,6	153,55	49,025	30,403
-27	2662,5	1864,5	1,2	1,714	0,066	0,056	0,43	0,416	1,906	1,957	242,06	150,92	47,929	29,883
-26	2642,8	1863,8	1,209	1,715	0,066	0,055	0,432	0,417	1,898	1,956	236,54	148,37	46,835	29,377
-25	2622,9	1863,5	1,218	1,715	0,065	0,055	0,434	0,417	1,891	1,955	231,04	145,88	45,745	28,885
-24	2603,8	1864,3	1,227	1,714	0,065	0,055	0,436	0,417	1,884	1,953	225,55	143,48	67,231	42,768
-23	2585,4	1866,3	1,236	1,712	0,065	0,055	0,438	0,417	1,877	1,952	220,07	141,15	65,599	42,075
-22	2566	1868,1	1,245	1,711	0,064	0,055	0,44	0,418	1,869	1,952	214,61	138,92	63,972	41,408
-21	2548,1	1871,8	1,254	1,707	0,064	0,055	0,442	0,418	1,862	1,951	209,17	136,77	62,349	40,769
-20	2529,2	1875,5	1,264	1,704	0,064	0,055	0,445	0,418	1,855	1,951	203,74	134,73	60,731	40,16
-19	2511,8	1881,1	1,272	1,699	0,064	0,055	0,447	0,418	1,847	1,951	198,33	132,79	89,962	60,234
-18	2494,2	1887,4	1,281	1,693	0,063	0,055	0,449	0,418	1,84	1,951	192,93	130,97	87,513	59,408
-17	2476,4	1894,6	1,291	1,687	0,063	0,055	0,451	0,418	1,832	1,952	187,55	129,27	85,072	58,639
-16	2459,9	1904	1,299	1,679	0,063	0,055	0,454	0,417	1,824	1,953	182,18	127,71	82,637	57,931
-15	2443,2	1914,4	1,308	1,669	0,062	0,055	0,456	0,417	1,817	1,954	176,83	126,3	80,209	57,291
-14	2427	1926,5	1,317	1,659	0,062	0,055	0,458	0,416	1,809	1,956	171,49	125,05	104,088	75,902
-13	2410,4	1939,9	1,326	1,647	0,062	0,056	0,461	0,416	1,801	1,959	166,17	123,98	100,857	75,253
-12	2395,1	1954	1,334	1,636	0,061	0,056	0,463	0,415	1,793	1,961	160,86	122,83	97,635	74,551
-11	2372,1	1949	1,347	1,64	0,061	0,056	0,466	0,416	1,785	1,958	155,56	119,78	94,421	72,7
-10	2344,4	1936,3	1,363	1,65	0,061	0,055	0,467	0,417	1,779	1,956	151,24	117,01	91,795	71,018
-9	2335,8	1929,4	1,368	1,656	0,061	0,055	0,467	0,417	1,779	1,956	149,46	115,08	91,146	70,178
-8	2327,2	1922,4	1,373	1,662	0,061	0,055	0,467	0,417	1,779	1,956	147,68	113,14	90,06	69
-7	2318,5	1915,5	1,378	1,668	0,061	0,055	0,467	0,417	1,779	1,956	145,9	111,21	88,975	67,821
-6	2309,9	1908,5	1,384	1,675	0,061	0,055	0,467	0,417	1,779	1,956	144,12	109,28	87,89	66,642
-5	2301,3	1901,5	1,389	1,681	0,061	0,055	0,467	0,417	1,779	1,956	142,34	107,34	86,805	65,462
-4	2292,6	1894,4	1,394	1,687	0,061	0,055	0,467	0,417	1,779	1,956	140,56	105,41	85,619	64,205
-3	2283,9	1887,4	1,399	1,693	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,956	138,78	103,47	84,535	63,025
-2	2275,3	1880,4	1,405	1,7	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,956	137	101,53	83,451	61,844
-1	2275,3	1880,5	1,405	1,699	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,956	135,22	99,59	82,367	60,663
0	2275,3	1880,6	1,405	1,699	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,956	133,44	97,65	81,283	59,481
1	2275,3	1880,7	1,405	1,699	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,956	131,66	95,71	74,133	53,89
2	2275,3	1880,8	1,405	1,699	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,956	129,89	93,77	73,131	52,797
3	2275,3	1880,9	1,405	1,699	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,956	128,11	91,83	72,129	51,704
4	2275,3	1881	1,405	1,699	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,956	126,33	89,89	71,127	50,61
5	2275,3	1881,1	1,405	1,699	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,956	124,55	87,94	70,125	49,515
6	2275,3	1881,2	1,405	1,699	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,956	122,77	86	72,35	50,68
7	2275,3	1881,3	1,405	1,699	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,956	120,99	84,05	71,301	49,533
8	2275,3	1881,3	1,405	1,699	0,061	0,055	0,467	0,416	1,779	1,956	119,21	82,1	70,253	48,385

IV. Повышенный температурный график 114/70°C														
$t_{ext}$ , °C	$\alpha_1$ , Вт/(м²·К)	$\alpha_2$ , Вт/(м²·К)	$R_1 \cdot 10^4$ , м·К/Вт	$R_2 \cdot 10^4$ , м·К/Вт	$\lambda_{ins1}$ , Вт/(м·К)	$\lambda_{ins2}$ , Вт/(м·К)	$R_{ins1}$ , мК/Вт	$R_{ins2}$ , м·К/Вт	$k_1$ , Вт/(м·К)	$k_2$ , Вт/(м·К)	$q_1$ , Вт/м	$q_2$ , Вт/м	$q_{z1}$ , МДж/м	$q_{z2}$ , МДж/м
-37	2555,2	1586,7	1,251	2,014	0,069	0,054	0,413	0,424	1,968	1,927	294,73	158,37	25,464	13,683
-36	2536,6	1580,4	1,26	2,022	0,068	0,054	0,415	0,425	1,962	1,925	289,53	155,32	25,015	13,419
-35	2518	1574,2	1,269	2,03	0,068	0,054	0,416	0,426	1,956	1,922	284,35	152,27	24,568	13,156
-34	2499,5	1567,9	1,279	2,038	0,068	0,054	0,418	0,426	1,95	1,919	279,19	149,23	22,514	12,034
-33	2481	1561,5	1,288	2,047	0,068	0,054	0,42	0,427	1,944	1,916	274,05	146,19	22,099	11,789
-32	2462,5	1555,2	1,298	2,055	0,067	0,054	0,421	0,428	1,938	1,913	268,92	143,15	21,686	11,544
-31	2444	1548,8	1,308	2,063	0,067	0,054	0,423	0,429	1,932	1,91	263,82	140,12	21,275	11,299
-30	2425,6	1542,3	1,318	2,072	0,067	0,054	0,424	0,43	1,926	1,907	258,74	137,08	20,865	11,054
-29	2407,2	1535,9	1,328	2,081	0,067	0,054	0,426	0,43	1,92	1,904	253,68	134,05	20,449	10,809
-28	2388,9	1529,3	1,338	2,09	0,066	0,054	0,428	0,431	1,914	1,901	248,63	131,01	19,999	10,564
-27	2370,5	1522,7	1,348	2,099	0,066	0,053	0,429	0,432	1,908	1,898	243,61	127,97	19,589	10,319
-26	2352,2	1516,1	1,359	2,108	0,066	0,053	0,431	0,433	1,902	1,895	238,61	124,93	19,179	10,074
-25	2333,9	1509,3	1,369	2,117	0,066	0,053	0,433	0,434	1,896	1,892	233,62	121,89	18,769	9,829
-24	2315,6	1502,5	1,38	2,127	0,065	0,053	0,434	0,435	1,89	1,889	228,66	118,84	18,359	9,584
-23	2297,3	1495,6	1,391	2,137	0,065	0,053	0,436	0,435	1,884	1,886	223,71	115,78	17,949	9,339
-22	2279,1	1488,6	1,402	2,147	0,065	0,053	0,438	0,436	1,878	1,883	218,79	112,72	17,539	9,094
-21	2260,9	1481,6	1,414	2,157	0,065	0,053	0,44	0,437	1,872	1,879	213,88	109,65	17,129	8,849
-20	2242,7	1474,4	1,425	2,168	0,064	0,053	0,441	0,438	1,865	1,876	209	106,58	16,719	8,604
-19	2224,5	1467,1	1,437	2,178	0,064	0,053	0,443	0,439	1,859	1,873	204,13	103,49	16,309	8,359
-18	2206,3	1459,6	1,449	2,19	0,064	0,052	0,445	0,44	1,853	1,869	199,28	100,4	15,899	8,114
-17	2188,1	1452,1	1,461	2,201	0,064	0,052	0,447	0,441	1,847	1,866	194,45	97,3	15,489	7,869
-16	2169,9	1444,5	1,473	2,212	0,063	0,052	0,449	0,442	1,84	1,862	189,65	94,19	15,079	7,624
-15	2151,7	1436,8	1,485	2,224	0,063	0,052	0,451	0,443	1,834	1,859	184,86	91,09	14,669	7,379
-14	2133,5	1429,2	1,498	2,236	0,063	0,052	0,452	0,444	1,828	1,855	180,09	87,99	14,259	7,134
-13	2115,4	1421,7	1,511	2,248	0,062	0,052	0,454	0,445	1,821	1,852	175,34	84,94	13,849	6,889
-12	2097,2	1414,6	1,524	2,259	0,062	0,052	0,456	0,446	1,815	1,849	170,61	81,97	13,439	6,644
-11	2079	1408,7	1,537	2,269	0,062	0,052	0,458	0,447	1,808	1,846	165,9	79,19	13,029	6,399
-10	2060,8	1406,5	1,551	2,272	0,062	0,052	0,46	0,447	1,802	1,845	161,21	76,98	12,619	6,154
-9	2042,9	1409,6	1,564	2,267	0,061	0,052	0,462	0,447	1,795	1,846	156,59	75,63	12,209	5,909
-8	2042,9	1406,8	1,564	2,272	0,061	0,052	0,462	0,447	1,795	1,845	154,79	73,35	11,809	5,664
-7	2042,9	1404,8	1,564	2,275	0,061	0,052	0,462	0,447	1,795	1,844	153	71,18	11,409	5,419
-6	2042,9	1403,4	1,564	2,277	0,061	0,052	0,462	0,448	1,795	1,843	151,2	69,12	11,009	5,174
-5	2042,9	1402,7	1,564	2,278	0,061	0,052	0,462	0,448	1,795	1,843	149,41	67,17	10,609	4,929
-4	2042,9	1402,6	1,564	2,279	0,061	0,052	0,462	0,448	1,795	1,843	147,61	65,31	10,209	4,684
-3	2042,9	1403	1,564	2,278	0,061	0,052	0,462	0,448	1,795	1,843	145,82	63,54	9,809	4,439
-2	2042,9	1404,1	1,564	2,276	0,061	0,052	0,462	0,448	1,795	1,844	144,02	61,85	9,409	4,194
-1	2042,9	1405,5	1,564	2,274	0,061	0,052	0,462	0,447	1,795	1,844	142,23	60,23	9,009	3,949
0	2042,9	1407,1	1,564	2,271	0,061	0,052	0,462	0,447	1,795	1,845	140,43	58,63	8,609	3,704
1	2042,9	1409,2	1,564	2,268	0,061	0,052	0,462	0,447	1,795	1,846	138,63	57,1	8,209	3,459
2	2042,9	1411,8	1,564	2,264	0,061	0,052	0,462	0,447	1,795	1,847	136,84	55,65	7,809	3,214
3	2042,9	1414,8	1,564	2,259	0,061	0,052	0,462	0,446	1,795	1,849	135,04	54,26	7,409	2,969
4	2042,9	1418,2	1,564	2,253	0,061	0,052	0,462	0,446	1,795	1,85	133,25	52,93	7,009	2,724
5	2042,9	1422	1,564	2,247	0,061	0,052	0,462	0,445	1,795	1,852	131,45	51,66	6,609	2,479
6	2042,9	1426,3	1,564	2,241	0,061	0,052	0,462	0,445	1,795	1,854	129,66	50,45	6,209	2,234
7	2042,9	1430,9	1,564	2,233	0,061	0,052	0,462	0,444	1,795	1,856	127,86	49,29	5,809	1,989
8	2042,9	1435,9	1,564	2,226	0,061	0,052	0,462	0,443	1,795	1,858	126,07	48,19	5,409	1,744

V. Количественный способ регулирования 114/70°C														
$t_{ext}$ , °C	$\alpha_1$ , Вт/(м²K)	$\alpha_2$ , Вт/(м²K)	$R_1 \cdot 10^4$ , м·K/Вт	$R_2 \cdot 10^4$ , м·K/Вт	$\lambda_{ins1}$ , Вт/(м·K)	$\lambda_{ins2}$ , Вт/(м·K)	$R_{ins1}$ , мK/Вт	$R_{ins2}$ , м·K/Вт	$k_1$ , Вт/(м·K)	$k_2$ , Вт/(м·K)	$q_1$ , Вт/м	$q_2$ , Вт/м	$q_{z1}$ , МДж/м	$q_{z2}$ , МДж/м
-37	2869,8	1855,4	1,114	1,722	0,069	0,056	0,412	0,415	1,974	1,962	298,09	172,52	25,755	14,906
-36	2789,5	1780,7	1,146	1,795	0,069	0,055	0,412	0,417	1,974	1,953	296,12	166,71	25,585	14,404
-35	2712,9	1709,8	1,178	1,869	0,069	0,055	0,412	0,42	1,974	1,944	294,14	160,98	25,414	13,909
-34	2639,7	1642,6	1,211	1,946	0,069	0,055	0,412	0,422	1,974	1,934	292,17	155,33	23,56	12,526
-33	2569,7	1578,7	1,244	2,024	0,069	0,054	0,412	0,425	1,974	1,925	290,19	149,75	23,401	12,076
-32	2502,7	1517,9	1,277	2,105	0,069	0,054	0,412	0,427	1,974	1,916	288,21	144,26	23,242	11,633
-31	2438,5	1460,1	1,311	2,189	0,069	0,054	0,412	0,43	1,974	1,907	286,24	138,85	23,082	11,197
-30	2376,8	1405,1	1,345	2,275	0,069	0,053	0,412	0,432	1,974	1,898	284,26	133,52	22,923	10,767
-29	2317,6	1352,6	1,379	2,363	0,069	0,053	0,412	0,435	1,974	1,889	282,29	128,28	55,893	25,399
-28	2260,7	1302,6	1,414	2,453	0,069	0,053	0,412	0,437	1,974	1,88	280,31	123,12	55,502	24,377
-27	2206	1254,9	1,449	2,547	0,069	0,053	0,412	0,439	1,974	1,872	278,33	118,04	55,11	23,371
-26	2153,3	1209,4	1,484	2,643	0,069	0,052	0,412	0,442	1,974	1,863	276,36	113,04	54,719	22,382
-25	2102,6	1165,9	1,52	2,741	0,069	0,052	0,412	0,444	1,974	1,854	274,38	108,13	54,328	21,41
-24	2053,6	1124,4	1,556	2,842	0,069	0,052	0,412	0,447	1,974	1,846	272,41	103,3	81,199	30,792
-23	2006,4	1084,7	1,593	2,946	0,069	0,051	0,412	0,449	1,974	1,838	270,43	98,56	80,61	29,379
-22	1960,8	1046,7	1,63	3,053	0,069	0,051	0,412	0,452	1,974	1,83	268,46	93,9	80,021	27,991
-21	1916,7	1010,4	1,667	3,163	0,069	0,051	0,412	0,454	1,974	1,822	266,48	89,33	79,432	26,628
-20	1874,1	975,7	1,705	3,275	0,069	0,051	0,412	0,456	1,974	1,814	264,5	84,84	78,843	25,29
-19	1832,9	942,5	1,744	3,391	0,069	0,05	0,412	0,459	1,974	1,806	262,53	80,44	119,082	36,489
-18	1793,2	911	1,782	3,508	0,069	0,05	0,412	0,461	1,974	1,799	260,55	76,16	118,186	34,546
-17	1755,1	881,2	1,821	3,627	0,069	0,05	0,412	0,463	1,974	1,791	258,58	72,01	117,29	32,666
-16	1718,2	852,7	1,86	3,748	0,069	0,05	0,412	0,466	1,974	1,784	256,6	67,95	116,394	30,821
-15	1682,3	825,3	1,9	3,872	0,069	0,049	0,412	0,468	1,974	1,777	254,62	63,96	115,497	29,011
-14	1647,4	799	1,94	4	0,069	0,049	0,412	0,47	1,974	1,771	252,65	60,05	153,347	36,445
-13	1613,5	773,8	1,981	4,13	0,069	0,049	0,412	0,472	1,974	1,764	250,67	56,21	152,148	34,119
-12	1580,4	749,5	2,022	4,264	0,069	0,049	0,412	0,474	1,974	1,758	248,7	52,46	150,949	31,841
-11	1548,3	726,3	2,064	4,4	0,069	0,049	0,412	0,476	1,974	1,751	246,72	48,79	149,75	29,611
-10	1517	704	2,107	4,539	0,069	0,048	0,412	0,478	1,974	1,745	244,74	45,19	148,55	27,429
-9	1486,5	682,6	2,15	4,682	0,069	0,048	0,412	0,48	1,974	1,739	242,77	41,68	148,05	25,416
-8	1456,8	662,1	2,194	4,827	0,069	0,048	0,412	0,482	1,974	1,733	240,79	38,24	146,845	23,321
-7	1427,8	642,5	2,238	4,974	0,069	0,048	0,412	0,484	1,974	1,728	238,82	34,89	145,64	21,276
-6	1399,6	623,6	2,283	5,125	0,069	0,048	0,412	0,485	1,974	1,722	236,84	31,62	144,436	19,28
-5	1372	605,5	2,329	5,278	0,069	0,047	0,412	0,487	1,974	1,717	234,87	28,42	143,231	17,334
-4	1345,1	588,2	2,376	5,433	0,069	0,047	0,412	0,489	1,974	1,712	232,89	25,31	141,858	15,419
-3	1318,8	571,7	2,423	5,591	0,069	0,047	0,412	0,49	1,974	1,708	230,91	22,29	140,654	13,575
-2	1293,1	555,8	2,472	5,75	0,069	0,047	0,412	0,492	1,974	1,703	228,94	19,34	139,451	11,78
-1	1268	540,6	2,52	5,912	0,069	0,047	0,412	0,493	1,974	1,699	226,96	16,48	138,247	10,036
0	1246,8	529,8	2,563	6,032	0,069	0,047	0,412	0,494	1,974	1,697	224,99	14,32	137,044	8,72
1	1226,7	520,3	2,605	6,142	0,069	0,047	0,412	0,494	1,974	1,696	223,01	12,36	125,565	6,961
2	1206,5	510,8	2,649	6,256	0,069	0,047	0,412	0,495	1,974	1,695	221,04	10,41	124,452	5,859
3	1186,3	501,3	2,694	6,375	0,069	0,047	0,412	0,495	1,974	1,694	219,06	8,44	123,34	4,753
4	1165,9	491,7	2,741	6,5	0,069	0,047	0,412	0,495	1,974	1,693	217,09	6,47	122,228	3,643
5	1145,5	482,1	2,79	6,629	0,069	0,047	0,412	0,496	1,973	1,692	215,11	4,49	121,115	2,529
6	1125,1	472,5	2,841	6,764	0,069	0,047	0,412	0,496	1,934	1,691	213,13	2,51	125,604	1,478
7	1104,5	462,8	2,893	6,906	0,069	0,047	0,412	0,497	1,973	1,69	211,16	0,52	124,44	0,304
8	1083,9	453,1	2,948	7,053	0,069	0,046	0,412	0,497	1,973	1,689	209,18	0	123,276	0

## **ПРИЛОЖЕНИЕ В**

Акты и справки о внедрении результатов работы

УТВЕРЖДАЮ



Технический директор – главный инженер  
ООО «НТСК»

Филатов М.В.

(подпись, инициалы и фамилия)

« 25 » 08 2021 г.

## СПРАВКА

### об использовании результатов докторской диссертации «Разработка и совершенствование методов расчета переменных режимов работы систем теплоснабжения» Рафальской Татьяны Анатольевны

Основным достоинством теплофикации является совместная выработка тепловой и электрической энергии, что является наиболее совершенным технологическим способом производства и одним из основных путей снижения расхода топлива на выработку этих видов энергии. Однако в современных условиях при комбинированном способе выработки тепловой и электрической энергии отмечается неэффективное использование тепловой мощности. Данные проблемы приводят к использованию графиков со срезкой, вызывают необходимость перехода на низкотемпературное теплоснабжение и другие способы регулирования. В то же время применение существующих методов расчета режимов работы систем теплоснабжения, основанных на теории Е.Я. Соколова, в новых условиях может привести к ряду ошибок, что требует их доработки и уточнения. Данные проблемы особенно актуальны для Новосибирских ТЭЦ, снабжающих тепловой энергией один из крупнейших городов страны в суровом резкоконтинентальном климате.


Решению этих проблем посвящена докторская диссертация Рафальской Т.А. в которой были разработаны: методика расчета переменных режимов работы тепловых пунктов со связанной подачей теплоты; уравнения расчета температурных графиков регулирования для двухступенчатых схем тепловых пунктов; комплексная методика расчета температуры внутреннего воздуха помещений, учитывающая соотношение нагрузок на горячее водоснабжение и отопление, и тепловую аккумуляцию помещений.

Разработанные в диссертационной работе Рафальской Т.А. методики тестировались на основе эксплуатационных данных о работе Новосибирских ТЭЦ-4, ТЭЦ-5. Результаты опубликованы в виде ряда научных статей.

Все разработанные Рафальской Т.А. расчетные методики реализованы в виде пакетов компьютерных программ: Программа для ЭВМ HeatSupply\_R3 (Свидетельство о государственной регистрации в Роспатенте программы для ЭВМ № 2020611438 от 30.01.2020); Программа для ЭВМ HeatingPoint (Свидетельство о государственной регистрации в Роспатенте программы для ЭВМ № 2020666554 от 11.12.2020).

С использованием разработанных Рафальской Т.А. в докторской диссертации методик и программного обеспечения проводилось обучение сотрудников ООО «НТСК» на базе НГАСУ «Сибстрин», кафедры «Теплогасоснабжения и вентиляции», на протяжении ряда лет.

Зам. гл. инженера  
ООО «НТСК»

 / Корниенко Р.Л.



Общество с ограниченной ответственностью  
проектно-экспертная компания «РЕКОН»  
(ООО ПЭК «РЕКОН»)

комплексное проектирование, экспертиза зданий и сооружений.

630048, ул.Немировича - Данченко 120/2

(8-383) т./ф.325-12-55  
E-mail: rekon-l@mail.ru;  
www.rekon-nsk.ru

«УТВЕРЖДАЮ»  
Директор ООО ПЭК «РЕКОН»  
канд. техн. наук, доцент, Васюта Б.Н.

«03» 11 2020 г.



#### АКТ

внедрения в производственный процесс результатов докторской диссертации «Разработка и совершенствование методов расчета переменных режимов работы систем теплоснабжения»  
канд. техн. наук, доцента НГАСУ (Сибстрин)  
Рафальской Татьяны Анатольевны

Настоящий акт составлен в том, что в производственном процессе ООО ПЭК «РЕКОН» применяются разработанные Т.А. Рафальской в ходе работы над докторской диссертацией, расчетные методики и программное обеспечение.

Результатом проведенных в диссертационной работе исследований явились: методика численного расчета переменных режимов работы тепловых пунктов со связанной подачей теплоты; инженерная методика аналитического расчета переменных режимов работы систем теплоснабжения на основе предложенных в докторской диссертации Рафальской Т.А. переменных параметров теплообменников; уравнения расчета температурных графиков регулирования, позволяющие определять температуру сетевой воды после каждого теплообменника для двухступенчатых схем тепловых пунктов; результаты исследований режимов работы систем теплоснабжения с качественным и качественно-количественным регулированием тепловой нагрузки; комплексная методика расчета температуры внутреннего воздуха помещений, учитывающая соотношение нагрузок на горячее водоснабжение и отопление, и тепловую аккумуляцию отапливаемых зданий.

Особый интерес представляют разработанные Рафальской Т.А. программные комплексы HeatSupply\_R3 (Свидетельство о государственной регистрации в Роспатенте программы для ЭВМ № 2020611438 от 30.01.2020) и HeatingPoint, реализующие все предложенные в диссертационной работе расчетные методики, а также расчеты, необходимые для проектирования тепловых сетей.

Применение разработанных Рафальской Т.А. методик и программного обеспечения позволяет уже на стадии проектирования выявить и скорректировать неэффективные режимы работы тепловых пунктов системы теплоснабжения, а также повысить эффективность проектных работ за счет сравнения различных вариантов и выбора оптимальных решений, что приводит к сокращению сроков и повышению качества проектов.

Начальник отдела  
инженерных сетей и технологий

Танкелевич Э.Ю.

Исх. от «21» июля 2020 г. № 92 ЭП/ч**УТВЕРЖДАЮ**Директор  
ООО «Эксперт-Проект»Суховерхов С.И.  
(подпись, инициалы и фамилия)«21» июля 2020 г.**СПРАВКА**

об использовании результатов докторской диссертации «Разработка и совершенствование методов расчета переменных режимов работы систем теплоснабжения» канд. техн. наук Рафальской Т.А.

При экспертной оценке проектов тепловых пунктов и систем теплоснабжения в работе ООО «Эксперт-Проект» в качестве консультационно-методической информации применялись разработанные Рафальской Т.А., в ходе работы над докторской диссертацией, расчетные методики, позволяющие оценить надёжность работы проектируемых систем не только в проектных условиях, но и в любых переменных режимах работы, включая аварийные:

- методика расчета переменных режимов работы тепловых пунктов систем теплоснабжения для различных схем присоединения теплообменников систем отопления и горячего водоснабжения, в том числе со связанной подачей теплоты;

- методика прогнозирования температуры обратной воды, возвращаемой потребителями в тепловую сеть при любом режиме работы системы теплоснабжения;

- методика определения температуры внутреннего воздуха помещений с учетом тепловой аккумуляции ограждений в зависимости от водопотребления в системе горячего водоснабжения при связанной подаче теплоты, как в течение суток, так и в течение отопительного периода;

- методика прогнозирования длительности работы системы теплоснабжения при аварийном графике отпуска теплоты в зависимости от соотношения расчетной тепловой мощности систем отопления и горячего водоснабжения и наружной температуры;

- разработанные методики входят в программное обеспечение HeatSupply\_R3, (Свидетельство об официальной регистрации в Роспатенте программы для ЭВМ № 2020611438 от 30.01.2020, автор Рафальская Т.А.), переданное ООО «Эксперт-Проект»

Применение разработанных расчетных методик позволило повысить скорость и качество экспертных работ, проводимых ООО «Эксперт-Проект».

канд. техн. наук, доцент, ведущий специалист  
по направлению теплоснабжение, вентиляция  
и кондиционирование ООО «Эксперт-Проект»

В.В. Бурцев





«УТВЕРЖДАЮ»

Директор по инвестициям  
и передаче электрической  
энергии

 М.Ф. Силинская

« 06 »  2021 г.

## СПРАВКА

об использовании результатов докторской диссертации  
«Разработка и совершенствование методов расчета переменных режимов работы  
систем теплоснабжения» канд. техн. наук, доц. НГАСУ (Сибстрин)  
Рафальской Татьяны Анатольевны

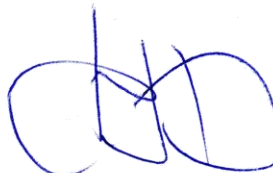
Настоящая справка дана в том, что при проектировании систем теплогазоснабжения и вентиляции, а также для обучения сотрудников в АО «Электромостовская магистраль» используются методики расчета и компьютерные программы, разработанные Т.А. Рафальской при работе над докторской диссертацией.

Программа для ЭВМ HeatingPoint (Свидетельство о государственной регистрации в Роспатенте программы для ЭВМ № 2020666554 от 11.12.2020) позволяет произвести конструктивный расчет и подобрать оптимальную схему теплообменников горячего водоснабжения и отопления в тепловом пункте для различных режимов работы, с учетом эксплуатационных данных о температуре воды в теплосети. Программа позволяет учесть влияние системы горячего водоснабжения на отопление и тепловую аккумуляцию помещений при сниженных параметрах теплоносителя в тепловой сети; произвести расчет температуры внутреннего воздуха при текущей наружной температуре; расчет допустимой длительности работы системы теплоснабжения при аварийном графике отпуска теплоты.

Программа для ЭВМ HeatSupply\_R3 (Свидетельство о государственной регистрации в Роспатенте программы для ЭВМ № 2020611438 от 30.01.2020) позволяет произвести расчет тепловых потоков и расходов сетевой воды по всем видам тепловой нагрузки в каждом районе; расчет и построение графиков регулирования и расходов сетевой воды при различных методах отпуска тепла; гидравлический расчет тепловых сетей; расчет компенсации температурных удлинений трубопроводов; расчет толщины тепловой изоляции, соответствующей минимуму приведенных затрат на тепловую энергию; расчет нагрузок на неподвижные опоры трубопроводов.

Применение разработанных Рафальской Т.А. программных продуктов позволяет дать рекомендации о способах местного регулирования тепловой нагрузки всех теплопотребляющих систем и повысить качество проектных работ.

Менеджер проектов



Р.Ю. Черенков



«УТВЕРЖДАЮ»

Директор

*Тихуров А. А.*

« 23 » *апреля* 2021 г.

### СПРАВКА

об использовании в производственном процессе результатов диссертационной работы  
«Разработка и совершенствование методов расчета переменных режимов работы  
систем теплоснабжения» канд. техн. наук, Рафальской Татьяны Анатольевны

В производственном процессе ООО СК "ЭлСтрой" и обучении сотрудников применяются расчетные методики, разработанные в докторской диссертации Т.А. Рафальской и реализованные в виде компьютерных программ:

- Программа для ЭВМ HeatSupply\_R3 (Свидетельство о государственной регистрации в Роспатенте программы для ЭВМ № 2020611438 от 30.01.2020)
- Программа для ЭВМ HeatingPoint (Свидетельство о государственной регистрации в Роспатенте программы для ЭВМ № 2020666554 от 11.12.2020)

Разработанное Рафальской Т.А. программное обеспечение позволяет провести весь комплекс расчетов тепловых пунктов и системы теплоснабжения в целом, спрогнозировать температуру внутреннего воздуха помещений с учетом тепловой аккумуляции наружных ограждений в различных режимах работы системы теплоснабжения, в том числе, в аварийных.

Применение разработанных Рафальской Т.А. компьютерных программ позволяет проанализировать режимы работы и подобрать оптимальный вариант теплового пункта, а также ускорить процесс проектирования системы теплоснабжения.

Гл. инженер

*Брильков С. П.*

УТВЕРЖДАЮ

Директор  
Казакова Л.Г.



5-5  
\_\_\_\_\_ (подпись, инициалы и фамилия)

10

2019 г.

### АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Настоящий акт составлен о том, что в процессе выполнения заказов нами использовался "Программный комплекс «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply)", что позволило существенно облегчить проектирование. Кроме того, реализованы технологии энергосбережения и рационального использования тепловой мощности в системах теплоснабжения, разработанные кандидатом технических наук Рафальской Татьяной Анатольевной в ходе работы над диссертацией на соискание ученой степени доктора технических наук:

- методика расчета переменных режимов тепловых пунктов систем теплоснабжения для различных схем присоединения теплообменников систем отопления и горячего водоснабжения, в том числе со связанной подачей теплоты;

-методика прогнозирования температуры обратной воды, возвращаемой потребителями в тепловую сеть при любом режиме работы системы теплоснабжения;

-методика определения температуры внутреннего воздуха помещений с учетом тепловой аккумуляции ограждений в зависимости от водопотребления в системе горячего водоснабжения при связанной подаче теплоты, как в течение суток, так и в течение отопительного периода;

-методика прогнозирования длительности работы системы теплоснабжения при аварийном графике отпуска теплоты в зависимости от соотношения расчетной тепловой мощности систем отопления и горячего водоснабжения и наружной температуры;

- Программный комплекс «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply), (Свидетельство об официальной регистрации в Роспатенте программы для ЭВМ № 2001611276), включающий разработанную Рафальской Т.А. в диссертационной работе методику расчета переменных режимов работы тепловых пунктов, а также все необходимые расчеты для проектирования системы теплоснабжения: расчет тепловых потоков и расходов сетевой воды по всем видам тепловой нагрузки в каждом районе; расчет и построение графиков центрального регулирования и расходов сетевой воды при различных методах отпуска теплоты; выбор и расчет схемы присоединения кожухотрубных и пластинчатых водоподогревателей горячего водоснабжения и отопления; гидравлический расчет тепловых сетей; выбор вида гибких компенсаторов и расчет самокомпенсации температурных удлинений; определение толщины тепловой изоляции, соответствующей минимуму приведенных затрат на тепловую энергию; расчет нагрузок на неподвижные опоры трубопроводов.

Применение разработанных расчетных методик и ПК «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply) позволило повысить качество теплоснабжения, в том числе в аварийных режимах.

Начальник ПТО

Востриков В.Г.



МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

**НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ (СИБСТРИН)**

ОКПО 02068976 ОГРН 1025401905484  
ИНН/КПП 5405115866/540501001  
Ленинградская ул., д. 113, Новосибирск 630008  
Тел. (383) 266-41-25, факс (383) 266-40-83  
E-mail: rector@sibstrin.ru

**УТВЕРЖДАЮ**

Ректор

СИБСТРИН/ВО «НГАСУ (Сибстрин)»

Ю.Л. Сколубович



06 2022 г.

**АКТ**

**внедрения в учебный процесс результатов диссертационной работы  
канд. техн. наук, доцента Рафальской Татьяны Анатольевны**

Настоящий акт составлен о том, что в учебном процессе при чтении лекций, проведении практических занятий, научно-исследовательской работы студентов, выпускных квалификационных работ кафедры теплогазоснабжения и вентиляции применяются пакеты программ для ЭВМ разработанные Рафальской Т.А., и реализующие предложенные в её докторской диссертации методы расчёта систем теплоснабжения.

Программный комплекс «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply), (Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2001611276) включён в рабочие программы дисциплин направления подготовки 08.03.01 «Строительство», 08.04.01 «Строительство», 08.06.01 «Техника и технологии строительства» с 2003 г., дополненная версия этого программного обеспечения HeatSupply\_R3 (Свидетельство о государственной регистрации в Роспатенте программы для ЭВМ № 2020611438), а также программный комплекс HeatingPoint (Свидетельство о государственной регистрации в Роспатенте программы для ЭВМ № 2020666554) включены в программы дисциплин с 2020 г.

На основе предложенных Рафальской Т.А. методов расчета и программного обеспечения написаны учебные пособия и методические рекомендации для выполнения курсовых и выпускных квалификационных работ бакалавров и магистрантов.

С применением разработанного Рафальской Т.А. программного обеспечения выполнялись научные работы студентов, результаты которых докладывались на всероссийских и международных конференциях и неоднократно получали призовые места на студенческой научно-технической конференции НГАСУ (Сибстрин) и Региональной научной студенческой конференции «Интеллектуальный потенциал Сибири».

Проректор по научной  
работе и цифровизации

[Signature] / А.А. Даниленко

Декан инженерно-экологического  
факультета

[Signature] / И.А. Косолапова

Зав. кафедрой ТГВ

[Signature] / Р.Ш. Мансуров

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования



КГЭУ

«КАЗАНСКИЙ  
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ»

(ФГБОУ ВО «КГЭУ»)

ПРОРЕКТОР  
ПО НАУЧНОЙ РАБОТЕ

Красносельская ул., д. 51, Казань, 420066  
тел./факс (8-843) 519-43-55, 527-92-54  
E-mail: kgeu@kgeu.ru

«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по НР

Шамсутдинов Э.В.

« 05 »

06

2019 г.



05.06.2019 № 1003/195

На № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

### СПРАВКА

об использовании в учебном процессе результатов диссертационной работы  
кандидата технических наук, доцента Рафальской Татьяны Анатольевны

В учебном процессе на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» используется программный комплекс «Расчет системы теплоснабжения», (Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2001611276), включающий результаты исследований, входящие в состав докторской диссертации Рафальской Т.А. В программный комплекс «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply) входит комплекс расчетов: расчет тепловых потоков и расходов сетевой воды по всем видам тепловой нагрузки в каждом теплоснабжаемом районе и определение оптимального потокораспределения в тепловых сетях при эксплуатации; расчет и построение графиков регулирования и расходов сетевой воды при различных методах отпуска тепла; выбор и расчет схемы присоединения трубчатых и пластинчатых водоподогревателей горячего водоснабжения при проектировании и реконструкции тепловых пунктов; гидравлический расчет тепловых сетей с учетом резервирования; выбор вида гибких компенсаторов и расчет компенсации температурных удлинений; оценка прочностного состояния подземных трубопроводов по результатам ежегодных гидравлических опрессовок; определение толщины тепловой изоляции, соответствующей минимуму приведенных затрат на тепловую энергию; расчет нагрузок на неподвижные опоры трубопроводов; расчет переменных режимов работы системы теплоснабжения по разработанной автором в диссертационной работе, методике.

Программный комплекс «Расчет системы теплоснабжения» применяется при чтении лекций, проведении практических занятий по дисциплинам «Автономные системы теплоснабжения», программа бакалавриата «Промышленная теплоэнергетика»; «Источники и системы теплоснабжения», «Проектирование установок и систем теплоснабжения», «Методы и средства автоматизированного расчета и проектирования установок и систем теплоснабжения», направление подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», программа бакалавриата «Проектирование теплоэнергетических систем»; «Исследование режимов работы источников и систем теплоснабжения», «Специальные вопросы надежности систем теплоснабжения», «Энергетически эффективные технологии и оборудование систем теплоснабжения», «Проектирование систем теплоснабжения предприятий и ЖКХ», «Анализ и синтез систем теплоснабжения», направление подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», программа магистратуры «Эксплуатация и оптимизация теплоэнергетических систем».

Зав. кафедрой  
Промышленная теплоэнергетика и системы  
теплоснабжения, д-р тех. наук., проф.

Ю.В. Ваньков

**УТВЕРЖДАЮ**

**Проректор по научной работе и инновациям  
ФГБОУ ВО СибГИУ**



**М.В. Темлянецв**

(подпись, инициалы и фамилия)

2019 г.

**АКТ**

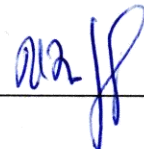
внедрения в учебный процесс результатов докторской диссертации  
канд. техн. наук, доцента Новосибирского государственного архитектурно-строительного  
университета (Сибстрин) Рафальской Татьяны Анатольевны

В учебном процессе на кафедре Теплогазоводоснабжения, водоотведения и вентиляции используется разработанный Рафальской Т.А. программный комплекс «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply), (Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2001611276).


Программный комплекс включает результаты исследований, входящие в состав докторской диссертации Рафальской Т.А. – расчет переменных режимов работы тепловых пунктов со связанной подачей теплоты, построение графиков температур сетевой воды для каждой ступени водоподогревателей и расходов сетевой воды по разработанной автором в диссертационной работе методике. Для выполнения расчетов переменных режимов работы тепловых пунктов в ПК «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply) входят также все необходимы расчеты, позволяющие определить проектные характеристики системы теплоснабжения: расчет тепловых потоков и расходов сетевой воды по всем видам тепловой нагрузки в каждом районе; расчет и построение графиков центрального регулирования и расходов сетевой воды при различных способах отпуска теплоты; выбор схемы присоединения и расчет трубчатых и пластинчатых водоподогревателей горячего водоснабжения и отопления в тепловых пунктах; гидравлический расчет тепловых сетей. Также ПК «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply) позволяет произвести выбор вида гибких компенсаторов и расчет компенсации температурных удлинений; определение толщины тепловой изоляции, соответствующей минимуму приведенных затрат на тепловую энергию; расчет нагрузок на неподвижные опоры трубопроводов, что позволяет использовать разработанное программное обеспечение при проектировании системы теплоснабжения в целом.

Программный комплекс «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply) применяется при чтении лекций, проведении практических занятий, выполнении курсовых проектов и ВКР при подготовке бакалавров по направлению 08.03.01 «Строительство», профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция» по дисциплинам «Теплоснабжение», «Энергетическая эффективность систем ТГСВ». Применение программного комплекса «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply) позволило повысить качество учебного процесса и научных исследований.

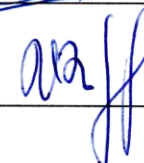
Проректор по учебной работе  
канд. техн. наук, доцент

 / И.В. Зоря

Директор  
Архитектурно-строительного института  
канд. техн. наук, доцент

 / Е.А. Алешина

Зав. кафедрой ТВВ  
канд. техн. наук, доцент

 / И.В. Зоря



УТВЕРЖДАЮ

Ректор

НаО «КазНТУ им. К.И. Сатпаева»  
(Satbayev University)

И.К. Бейсембетов

2019 г.

АКТ

внедрения в учебный процесс результатов докторской диссертации  
канд. техн. наук, доцента НГАСУ (Сибстрин) Рафальской Татьяны Анатольевны

Настоящий акт составлен о том, что в учебном процессе НаО «Казахский национальный исследовательский технический университет имени К. И. Сатпаева» (Satbayev University), Институт архитектуры, строительства им. Т.К. Басенова, кафедра «Инженерные системы и сети» используется программный комплекс «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply), (Свидетельство об официальной регистрации в РосПатенте программы для ЭВМ № 2001611276), включающий результаты исследований, входящие в состав докторской диссертации Рафальской Т.А.: расчет переменных режимов работы тепловых пунктов системы теплоснабжения по разработанной автором в диссертационном исследовании методике. В программный комплекс «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply) также входят все необходимые расчеты для проектирования системы теплоснабжения: расчет тепловых потоков и расходов сетевой воды по всем видам тепловой нагрузки в каждом районе теплоснабжения; расчет и построение графиков центрального регулирования и расходов сетевой воды при различных методах отпуска теплоты для открытых и закрытых систем теплоснабжения; выбор и расчет схемы присоединения кожухотрубных и пластинчатых водоподогревателей горячего водоснабжения и отопления; гидравлический расчет тепловых сетей; выбор вида гибких компенсаторов и расчет самокомпенсации температурных удлинений; определение толщины тепловой изоляции, соответствующей минимуму приведенных затрат на тепловую энергию; расчет нагрузок на неподвижные опоры трубопроводов.

Программный комплекс «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply) применяется при чтении лекций, выполнении курсовых проектов и ВКР, проведении практических занятий по программам бакалавриата 5В075200 «Инженерные системы и сети», магистратуры 6М075200 «Инженерные системы и сети».

Применение ПК «Расчет системы теплоснабжения» (HeatSupply) позволило значительно повысить качество учебного процесса и научных исследований.


Директор Института архитектуры,  
строительства и энергетики им. Т.К. Басенова  
д-р архитектуры, профессор

 / Б.У. Куспангалиев

Зав.кафедрой «Инженерные системы и сети»  
к.т.н., ассоциированный профессор

 / К.К. Алимова

Профессор кафедры «Инженерные системы и сети»  
д-р техн. наук

 / Б.А. Унаспеков