

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



ЦЫГАНКОВА АННА ВИКТОРОВНА

**Совершенствование стабилизации температурного режима
регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения зданий**

Специальность

05.14.04 Промышленная теплоэнергетика

Диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:

д-р техн. наук, профессор Р. Т. Емельянов

Красноярск 2017

Содержание

Введение.....	4
Глава 1. Современное состояние вопроса и задачи исследования...	12
1.1. Анализ состояния технологического комплекса управления тепловыми режимами зданий.....	12
1.2. Анализ регулирующей арматуры системы теплоснабжения.....	21
1.3. Анализ процессов теплопередачи трубопроводной системы теплоснабжения.....	31
Выводы.....	35
Глава 2. Теоретические исследования регулируемых систем централизованного теплоснабжения.....	36
2.1. Аспекты тепловой и гидравлической устойчивости трубопроводных систем тепловых сетей.....	36
2.2. Термодинамический анализ теплопровода тепловой сети.....	42
2.3. Исследование переходных процессов регулируемых трубопро- водных систем.....	49
Выводы.....	60
Глава 3. Экспериментальные исследования регулируемых систем централизованного теплоснабжения.....	61
3.1. Задачи, методика проведения экспериментальных исследований	61
3.2. Распределение потоков тепловой энергии по абонентам.....	67
3.3. Влияние регулирования абонента на гидравлическую характери- стику трубопроводной системы.....	76
3.4. Распределение мощности теплового потока абонентов при усло- вии имитирования зарастания системы.....	78
3.5. Перепад температуры в теплопередающих приборах.....	85
Выводы.....	88

Глава 4. Реализация результатов диссертационной работы.....	89
4.1. Разработка метода снижения энергоемкости зданий.....	89
4.2. Оптимизация настроечных параметров системы теплоснабжения.	91
4.3. Внедрение результатов исследований.....	107
Основные выводы и результаты работы	108
Список использованных источников.....	110
Приложение 1. Список условных обозначений.....	122
Приложение 2. Теплотехнический расчет системы теплоснабжения...	127
Приложение 3. Перечень документов, подтверждающих использование результатов научно-исследовательской работы.....	130

ВВЕДЕНИЕ

Проблемы энергосбережения и снижения коммунальных расходов на фоне роста стоимости энергоносителей являются актуальными. Существенную долю в общем балансе коммунальных расходов занимает статья, связанная с потреблением тепловой энергии, основу которой составляют расходы на отопление зданий и сооружений.

Учитывая эти особенности, актуальными являются не только задачи по реконструкции существующих систем теплоснабжения, обладающих низкой эффективностью и высокой изношенностью, нестабильностью протекающего процесса теплоснабжения, но и мероприятия по повышению энергоэффективности систем и комфорта в помещениях.

Снижение удельных затрат топлива при производстве и потреблении тепловой энергии обеспечивается путем совершенствования режимов работы регулируемых систем теплоснабжения и поиска оптимальной комбинации настроечных параметров различных контуров регулирования.

Современные задачи управления системой теплоснабжения широко связаны с проблемой коррекции динамических свойств. В этих условиях наибольшую эффективность регулирования и управления можно получить при использовании параметрической процедуры оптимизации, т.е. одновременном поиске оптимальной комбинации настроечных параметров различных контуров регулирования. Существующие методы исследований базируются на традиционных математических моделях, построенных с использованием дифференциальных уравнений. Однако коэффициенты в этих уравнениях не всегда отражают текущее динамическое состояние системы. Поэтому требуется выполнение задач по параметрическому синтезу настроечных параметров с выбором рационального соотношения параметров регулирующей аппаратуры и технологических параметров системы теплоснабжения.

Состояние инженерных систем как внутри, так и снаружи зданий претерпевает значительное изменение. Все больше применяют автоматиче-

ское оборудование, которое призвано обеспечить тепловой комфорт в помещениях при минимальных эксплуатационных затратах. В то же время, отсутствие в полной мере научно-технической литературы, поясняющей специфику работы нового оборудования во всех режимах эксплуатации, в том числе в условиях переходных процессов снижает качество проектирования. Особого внимания при проектировании автоматизированных систем теплоснабжения требует выполнение синтеза настроечных параметров регуляторов.

Актуальность темы. Важнейшим фактором повышения энергетической эффективности теплоснабжения, является качество работы всех систем энергетического комплекса. Работа систем теплоснабжения сопровождается различного рода переходными процессами, которые характеризуются значительными изменениями давления, расхода, гидравлической мощности, скорости движения жидкости и т.д. Энергетический комплекс представляет собой сложную энергоемкую систему, включающую насосные агрегаты с различными схемами соединения, гидродинамическую сеть, характеризующуюся наличием противодействия, нелинейностей, обусловленных местными сопротивлениями (задвижками, вентилями, обратными клапанами, разветвлениями трубопровода и т.п.), различными свойствами перемещаемой среды.

При изменении режима работы, температуры или степени аэрации потока жидкости в гидросистеме возникают ударные волны, которые приводят к значительным перепадам давления, что неблагоприятно сказывается на работе технологического оборудования, приводит к разрывам сплошности потока, вибрациям, шуму, эрозийному разрушению материала, увеличению потерь напора, и, соответственно, росту затрачиваемой на транспортирование жидкости мощности. В связи с этим заслуживает внимания вопрос анализа переходных процессов гидравлических систем теплоснабжения и поиск путей снижения влияния динамических процессов на параметры гидравлической системы с целью стабилизации температурного режима трубопроводной системы теплоснабжения.

Усовершенствование инженерных систем, повышение требований к микроклимату зданий и сооружений, которые оснащаются более сложными и разносторонними системами автоматизированного инженерного оборудования, необходимость экономии топливно-энергетических ресурсов и охраны окружающей среды предопределяют повышенное внимание к системам автоматизации.

Для повышения энергоэффективности теплоснабжения зданий необходимо совершенствование системы управления современным технологиче-

ским комплексом путем выбора наиболее рациональных режимов, обеспечивающих требуемый тепловой баланс и стабилизацию температурного режима трубопроводной системы теплоснабжения.

Настоящая работа посвящена решению проблемы повышения энергетической эффективности системы теплоснабжения при комплексном управлении тепловыми режимами зданий.

Степень разработанности. Проблемам совершенствования систем теплоснабжения зданий посвящены работы авторов В.М. Лебедева, Ю.Л. Липовки, С.В. Побот, А.В. Либенко, А.В. Тихонова, М.Ю. Толстого, В.В. Пыркова, А.Н. Потапенко, С.В. Кострикова, В.П. Кожевникова, М.И. Кулешова, А.В. Губарева, Р.Н. Хафизова, Н.А. Автушенко, Г.С. Ленецкого, А.И. Телегина, В.И. Панферова и др. Их работы в значительной мере способствовали повышению энергетической эффективности системы теплоснабжения зданий. Однако проведенный анализ существующих исследований выявил недостаточность теоретического описания и экспериментальных исследований рабочего процесса трубопроводной системы теплоснабжения зданий в переходных режимах работы.

Целью работы является повышение энергетической эффективности системы теплоснабжения зданий.

Для выполнения указанной цели сформулированы следующие задачи исследования:

- 1) разработать структурную схему стабилизации температурного режима регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения зданий;
- 2) разработать математическую модель и выполнить моделирование процесса стабилизации температурного режима регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения зданий с учетом переходных процессов;
- 3) получить, по результатам экспериментальных исследований на примере теплового пункта, регрессионные зависимости: скорости потока жидкости, амплитуды колебаний золотника балансировочного клапана,

температуры теплоносителя при переходном режиме, перепада давления от скорости потока, теплового потока, электрической мощности насосов от скорости потока, позволяющие определять основные параметры регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения;

4) определить эффективные режимы стабилизации температурного состояния гидравлической системы теплоснабжения на основе теоретических и экспериментальных исследований, обеспечивающие экономию тепловой энергии;

5) обосновать методику проектирования регулируемой трубопроводной системы с учетом переходных процессов.

Научная новизна работы:

1) разработана новая структурная схема регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения зданий, обеспечивающая стабилизацию температурного режима при переходных процессах, отличающаяся нелинейностью процесса и обеспечивающая рациональное соотношение настроечных параметров;

2) определены эффективные режимы стабилизации температурного состояния гидравлической системы теплоснабжения на основе теоретических и экспериментальных исследований;

3) получены зависимости температурного режима зданий от конструктивных и режимных параметров регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения, примененные в методике проектирования регулируемой трубопроводной системы, с учетом переходных процессов.

Методология и методы исследований. В работе использованы методы теории термодинамики, теории управления, математической статистики, планирования эксперимента, компьютерного моделирования переходных процессов в регулируемых трубопроводных системах теплоснабжения с применением программного обеспечения MATLAB&Simulink.

Достоверность результатов диссертационной работы и выводов, полученных диссертантом, обоснована корректностью математической постанов-

ки задачи, корректным применением фундаментальных законов термодинамики, современной методологией технико-экономического анализа и современных численных методов, обеспечивающих заданную точность решения.

Основные положения, выносимые на защиту:

1. Снижение уровня амплитуды колебаний золотника балансировочного клапана, при циркуляции жидкости, обеспечивается за счет рационального соотношения конструктивных параметров регулируемой трубопроводной системы и свойств теплоносителя при номинальных значениях перепада давления и скорости течения жидкости.

2. Стабилизация температурного режима регулируемой трубопроводной системы, при переходных процессах, достигается регулированием размера щели балансировочного клапана и положения золотника.

3. Равномерность распределения теплового потока нагревательного прибора, позволяющая улучшить качественно и количественно теплоснабжение зданий, определяется закономерностями изменения гидравлических характеристик теплоносителя в условиях переходных процессов и зависит от скорости потока жидкости, температуры теплоносителя, концентрации загрязнений в нагревательном приборе.

4. Развитие методики проектирования регулируемой трубопроводной системы с использованием рациональных соотношений геометрических размеров щели и положения золотника балансировочного клапана при переходных процессах позволяет обеспечить стабилизацию температурного режима.

Теоретическая и практическая значимость работы заключается в том, что на базе проведенных теоретических и экспериментальных исследований получены результаты стабилизации температурного режима трубопроводной системы. Созданы экспериментальные образцы регулируемой трубопроводной системы. Разработана методика расчета параметров регулируемой трубопроводной системы с учетом переходных процессов. Действующие образцы регулируемой трубопроводной системы

используются в учебном процессе как наглядное пособие по разделу курсов «Теплоснабжение» в Красноярском инженерно-строительном институте СФУ. Образцы успешно прошли испытания в ООО ФГПУ «ЖКХ» КНЦ СО РАН, что подтверждено актом внедрения.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на VIII Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной 155-летию со дня рождения К.Э. Циолковского (2012 г.); Всероссийской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых 12-16 марта (2012 г. Братск); Всероссийской научно-технической конференции молодых ученых. Инновации и актуальные проблемы техники и технологий (2013 г. Саратов); X Юбилейной Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием, посвященной 80-летию образования Красноярского края (2014 г. Красноярск), Международной научной конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Молодёжь и наука: Перспектив Свободный» ФГОУ ВПО «Сибирский федеральный университет» (2015г., Красноярск); на научно-технических семинарах кафедры «Инженерные системы зданий и сооружений» ФГОУ ВО «Сибирский федеральный университет» (2010-2016г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 9 печатных работ, в том числе: 4 статьи в журналах, рекомендованных ВАК РФ и 5 статей в сборниках научных трудов и материалах конференций.

Личный вклад автора состоит в анализе источников литературы с целью получения сведений о существующих методах прогнозирования и регулирования температурного состояния трубопроводной системы теплоснабжения; в разработке математической модели теплопровода трубопроводной системы; в проведении математического моделирования по определению влияния параметров системы теплоснабжения на изменение гидравлических характеристик теплоносителя в условиях переходных процессов; в анализе

экспериментальных данных и сопоставлении их с результатами моделирования; в разработке и проведении натуральных экспериментов.

Структура и объем работы. Диссертация изложена на 132 страницах и состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений на 11 страницах. Работа содержит: 88 рисунков, 1 таблицу. Список использованной литературы включает 127 наименований.

Глава 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Анализ состояния технологического комплекса управления тепловыми режимами зданий

Технологический комплекс теплоснабжения зданий содержит функциональные объекты:

- 1) ресурсосберегающие производства тепловой энергии;
- 2) гидротранспортные системы (тепловые сети);
- 3) тепловые пункты;
- 4) инженерные системы зданий;

Распределение и регулирование тепловой энергии в системах теплоснабжения является одним из основных факторов энергосбережения. Присоединение внутренних систем зданий к тепловым сетям осуществляется через тепловые пункты с центральным подключением или индивидуального типа подключения при зависимом и независимом присоединении. На рисунке 1.1 приведена схема присоединения автоматизированного теплового пункта с зависимым присоединением к тепловой сети.

Зависимое присоединение теплового пункта применяют когда температура теплоносителя в системах отопления и теплоснабжения отличаются незначительно и составляют 95...105 °С. Такое присоединение наиболее простое и удобное в эксплуатации. Недостатком его является неэффективность применения в высотных домах, более сложное для осуществления автоматизации процессов и наличием большего количества элементов, работающих в условиях переходных процессов.

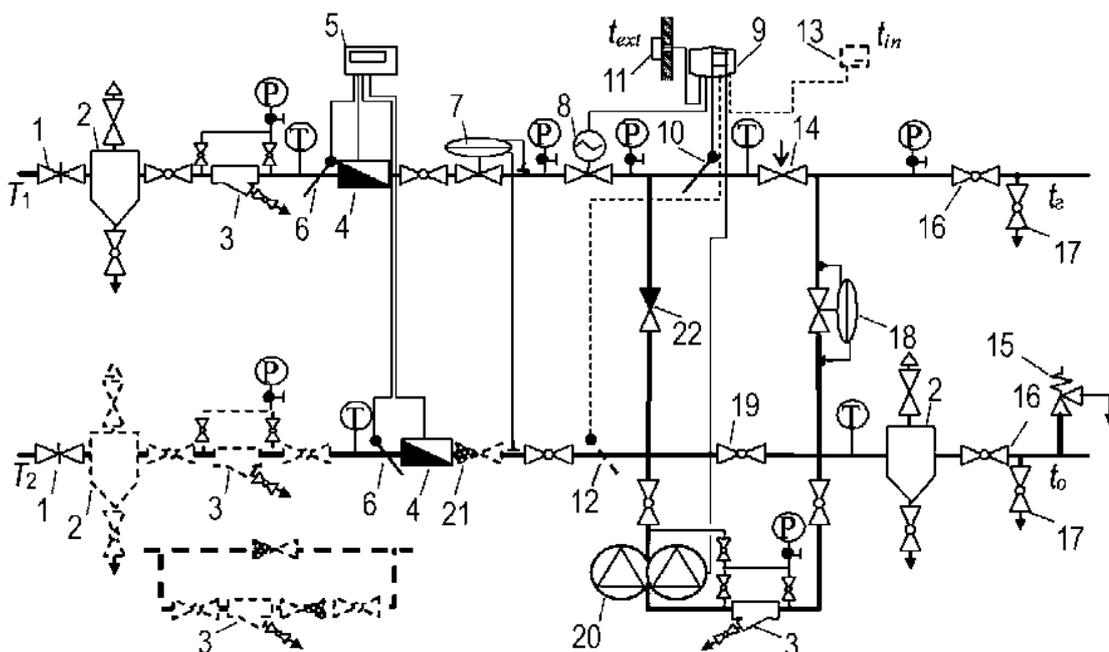


Рисунок 1.1 – Схема автоматизированного теплового пункта с зависимым присоединением к тепловой сети: 1 – отключающая арматура; 2 – грязевик; 3 – фильтр; 4 – расходомер; 5 – тепловычислитель; 6 – датчик температуры теплоносителя; 7 – регулятор перепада давления; 8 – клапан регулятора теплового потока; 9 – электронный регулятор; 10, 12 – температурный датчик теплоносителя; 11 – температурный датчик наружного воздуха; 13 – температурный датчик внутреннего воздуха; 14 – вентиль для регулирования системы отопления; 15 – клапан предохранительный; 16 – арматура отключающая систему отопления; 17 – дренажные краны; 18 – перепускной клапан; 19 – пусковой байпас с запорным краном; 20 – насосная группа; 22 – обратный клапан

Такое присоединение обладает высоким гидравлическим сопротивлением. В результате, присоединения старых трубопроводных систем возможно их разрушение. Поэтому эту систему целесообразно использовать одинаковым давлением в магистральном трубопроводе и внутренним.

Схема с независимым присоединением автоматизированного теплового пункта к тепловой сети приведена на рисунке 1.2.

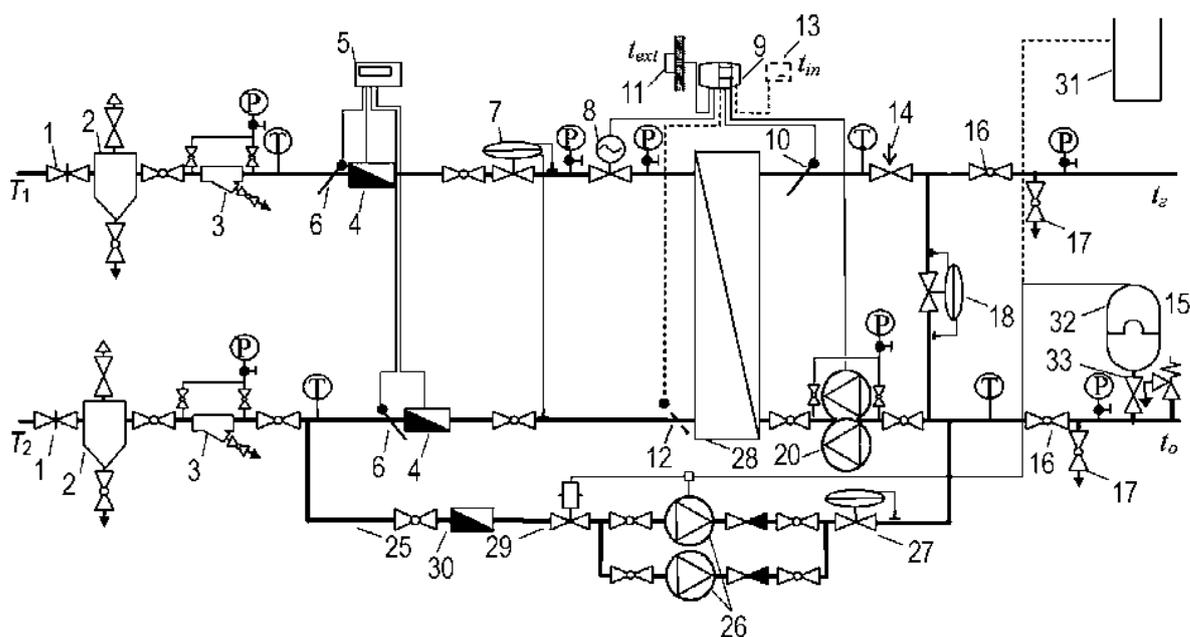


Рисунок 1.2 – Схема с независимым присоединением автоматизированного теплового пункта к тепловой сети: 1 – отключающая арматура; 2 – грязевик; 3 – фильтр; 4 – расходомер; 5 – тепловычислитель; 6 – датчик температуры теплоносителя; 7 – регулятор перепада давления; 8 – клапан регулятора теплового потока; 9 – электронный регулятор; 10, 12 – температурный датчик теплоносителя; 11 – температурный датчик наружного воздуха; 13 – температурный датчик внутреннего воздуха; 14 – вентиль трубопроводной системы отопления; 15 – предохранительный клапан; 16 – арматура для отключения системы отопления; 17 – дренажные краны; 18 – перепускной клапан; 19 – байпас (перемычка) с запорным краном; 20 – насосы; 22 – обратный клапан; 23 – регулятора подпора; 25 – подпиточная линия; 26 – подпиточный насос; 27 – регулятор давления "после себя"; 28 – теплообменник; 29 – соленоидный клапан; 30 – водомер подпитки; 31 – расширительный бак (открытый); 32 – тоже, закрытый бак; 33 – запорный клапан расширительного бака

Независимое присоединение системы отопления осуществляется поверхностным теплообменником. В результате независимого подключения система отопления меньше подвергается изменениям гидравлического режима гидротранспортной системы и особенно в условиях переходных процессов. При этом уменьшается расход теплоносителя в системе, и уменьшаются затраты на подготовку теплоносителя. Также снижается инерционность тепловой сети, что позволяет автоматизировать процесс регулирования температурного режима при различных погодных условиях.

Для присоединения к тепловой сети систем жизнеобеспечения зданий применяются тепловые пункты блочного типа (рисунок 1.3).

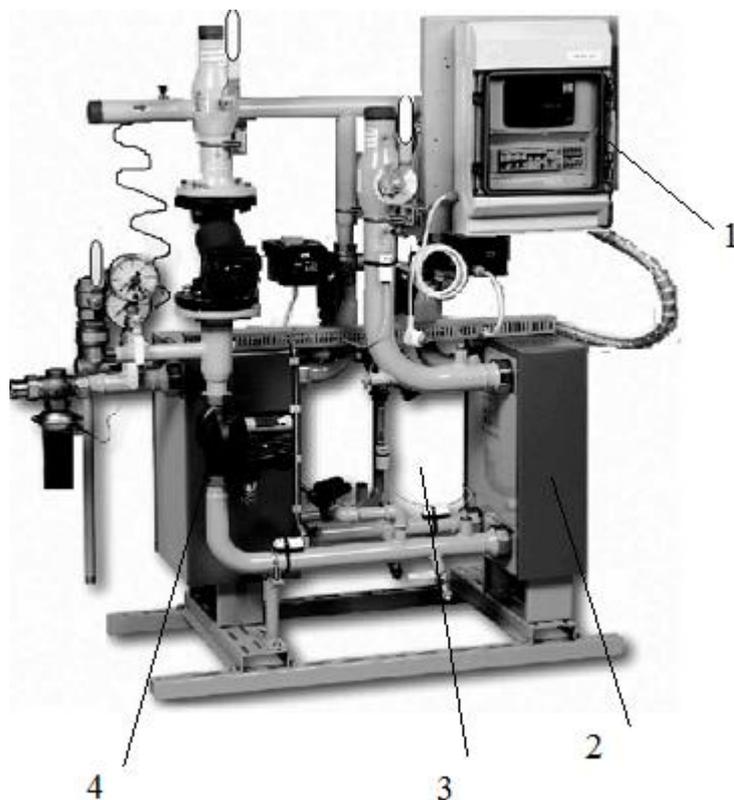


Рисунок 1.3 – Общий вид блочного теплового пункта:

1 – тепловычислитель; 2 – теплообменник; 3 – система горячего водоснабжения; 4 – система вентиляции

Блочный тепловой пункт (БТП) состоит из следующих конструктивных составляющих:

- узла учета и регулирования тепловой энергии.
- узла отопления который обеспечивает требуемый расход тепловой энергии в различных погодных условий, в разное время года и других факторов;
- узла горячего водоснабжения с целью поддержания требуемой нормативами температуры воды (55...60 °С) и термической дезинфекции системы;
- узла вентиляции для регулирования расхода тепловой энергии в соответствии с погодными условиями и временем суток.

В большинстве домов старой постройки (и в новых тоже) блочный тепловой пункт из-за размеров и веса не возможно установить. Разбирать и заново монтировать ни кто не будет, в расценке на монтаж учитывается только вес и подключение. Вот и делается «пародия» на блочный ИТП прямо на месте, из совершенно другого оборудования (кстати, это разрешено правилами торгов и более того предписано для альтернативы). В результате получается только дискредитацию идеи создания теплового пункта в промышленных условиях.

Для обеспечения надежной эксплуатации тепловых пунктов они формируются технологическим оборудованием: два пластинчатых теплообменника для системы отопления и системы ГВС; насосная станция для перекачки теплоносителя к потребителю, а именно - к отопительным приборам здания или сооружения; система автоматического регулирования количества и температуры теплоносителя (датчики, контроллеры, расходомеры) для контроля параметров теплоносителя, учета тепловых нагрузок и регулирования расхода; система водоподготовки; технологическое оборудование - запорная арматура, обратные клапаны, контрольно-измерительные приборы, регуляторы.

Техническая характеристика теплового пункта приведена в таблице 1.1

Таблица 1.1 – Техническая характеристика теплового пункта

Наименование показателя	Значение показателя
Номинальная тепловая мощность теплового пункта, МВт	0,1 -20
Температура воды на выходе из теплового пункта, максимальная, С	115
Давление воды на выходе из теплового пункта, МПа, не более	0,6
Эквивалентный уровень шума, дБ	80
Габаритные размеры одного блока, мм, (длина, ширина, высота)	11000*3500*3500
Масса одного блока теплового пункта, кг	15000

Подача горячего водоснабжения зависит от вида присоединения: открытая или закрытая. Соответственно через смесители или поверхностные подогреватели: с последовательным, параллельным, двухступенчатым смешанным или двухступенчатым последовательным присоединением приборов нагревания. Количество ступеней и схема их присоединения к трубопроводной системе теплоснабжения определяются нормами [3].

Теплоснабжение системы вентиляции осуществляют по закрытой схеме через калорифер [40]. с постоянным гидравлическим режимом, постоянным потоком теплоносителя с целью уменьшения опасности замораживания и улучшения микроклимата [41]. При этом требуется обеспечить линейность регулирования теплового потока в калорифере. Тепловой поток должен изменяться пропорционально величине перемещения штока клапана регулятора. Для этого устанавливается дополнительный циркуляционный насос а также регулятор перепада давления.

Схемы установки тепловычислителей приведены на рисунке 1.4.

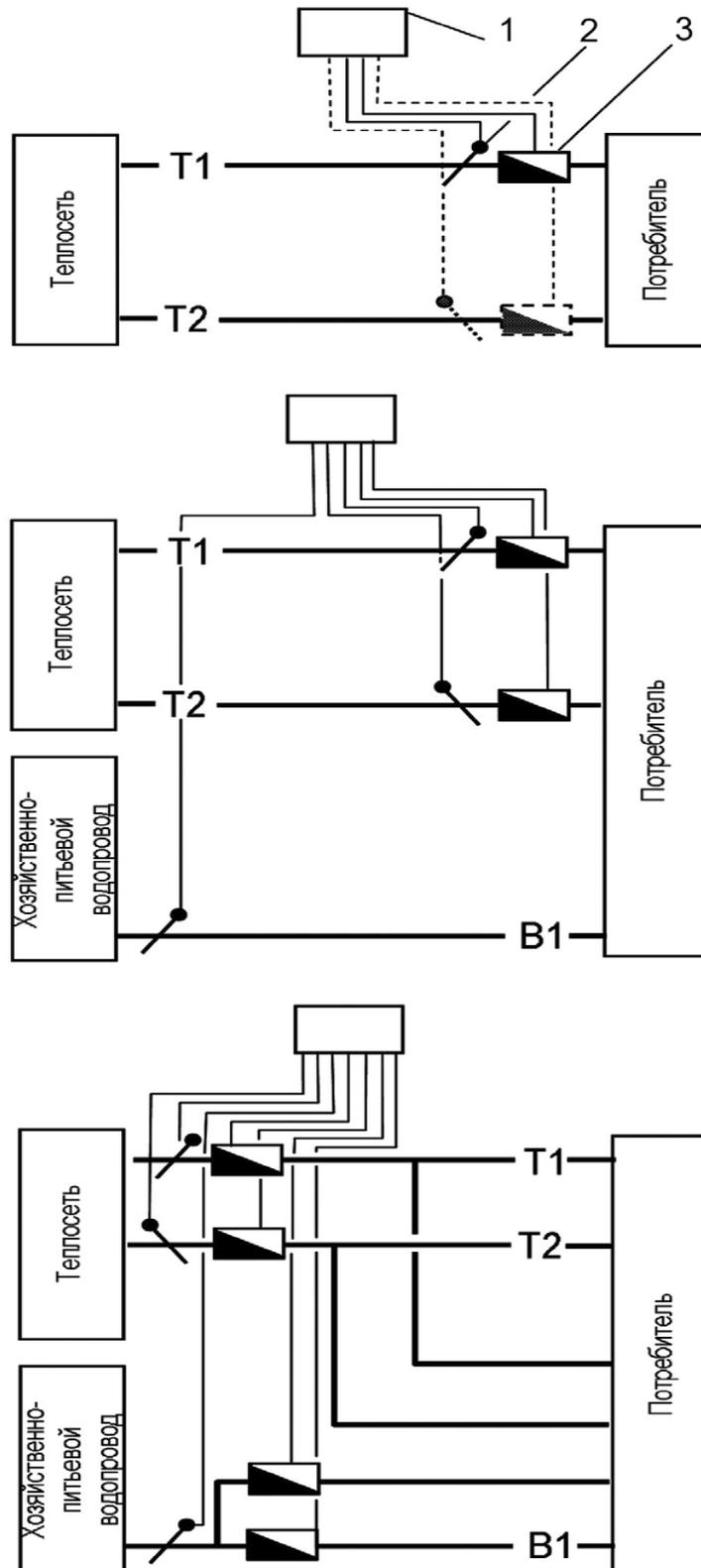


Рисунок 1.4 – Узлы учета теплоснабжения абонентов с потребляемой тепловой мощностью: а – до 2,5 МВт; б и в – 2,5 МВт и более; 1 – тепловычислитель; 2 – датчик температуры; 3 – расходомер

Состояние технологического комплекса системы теплоснабжения зданий зависит от рационального соотношения технологических параметров трубопроводной системы и параметров системы управления.

В тепловых пунктах с централизованным теплоснабжением устанавливаются устройства коммерческого учета потребления тепловой энергии на абонентских вводах [24]. Установка расходомеров в тепловых пунктах с расчетной тепловой нагрузкой менее 2,5 МВт на обратной магистрали не обязательна [81].

На характер технологических параметров трубопроводной системы теплоснабжения существенное влияние оказывают характеристики регулирующей арматуры. Регулирование теплоснабжения осуществляется терморегуляторами отопительных приборов, в диапазоне от нулевого до максимального значения расхода теплоносителя. В таблице 1.2 приведены характеристики теплосчетчиков

Таблица 1.2 – Характеристики теплосчетчиков

Тип преобразователя расхода	Наименование теплосчетчика	Диаметр трубопровода, мм	Динамический диапазон, $Q_{max} \setminus Q_{min}$	Число каналов по расходу
Диафрагма с дифманометрами	СПТ-961	50-1200	50	1
Тахометрические	СТ-3	15-250	50	4
Электромагнитные	ТРЭМ-ТС	10-200	80	2
Вихревые	Метран 400	25-200	80	2
Ультразвуковые	Взлет ТСП	10-4200	150	4

1.2. Анализ регулирующей арматуры системы теплоснабжения

Ведущей фирмой выпускающей энергосберегающую автоматическую запорно-регулирующую арматуру является «Данфосс» [35]. В отечественной практике широко используется запорно-регулирующая арматура этой фирмы: балансировочные клапаны, терморегуляторы, узлы регулирования, регуляторы перепада давления и расхода различных конструкций. В настоящее время появилась необходимость импорто- замещения оборудования, в том числе, и в системах теплоснабжения, а также в разработке новых технологий на основе оптимизации нагрузочных параметров.

Характеристикой современной регулирующей арматуры (терморегуляторы, регуляторы расхода теплоносителя, балансировочные клапана и др.) принята пропускная способность в зависимости от объемного расхода воды при перепаде давления 10^5 Па. Так изменение коэффициента перепускного клапана ведет к изменению таких параметров как перепад давления и расход теплоносителя через клапан. Все это существенно снижает стабильность температурного режима трубопроводной системы теплоснабжения и может привести к разрегулировке [7]. Зависимость параметров термклапанов у теплообменного оборудования нелинейная. Зависимость хода штока клапана от пропускной способности клапана имеет свои особенности.

При балансировке в системах теплоснабжения зданий и сооружений применяются современные устройства – ручные и автоматические балансировочные клапаны (рисунок 1.5) [58].

Балансировочные клапаны, служат для точной регулировки, параметров трубопроводной системы теплоснабжения и распределения тепловой мощности. Также они предназначены для поддержания средней температуры в здании с применением автоматических систем управления с помощью электронных регуляторов.



Рисунок 1. 5 – Автоматический балансировочный клапан: 1 – регулятор; 2 – регулировочный винт; 3 – патрубок; 4 – датчик температуры

Для синтеза настроечных параметров гидротранспортной системы применяются регуляторы с ПИ-управлением. Однако в этом случае процесс протекает как колебательной с погрешностью до 20%. Для устранения этого недостатка применяется регулятор с ПИД управлением. ПИД-регулятор обеспечивает заданную температуру путем сравнения с заданной величиной уставкой. ПИД –регулирование обеспечивает снижение амплитуды колебаний потока теплоносителя и устойчивое затухание колебательного процесса.

При транспортировании теплоносителя в системе теплоснабжения возникает разбалансировка. В подающей и обратной магистралях нарушается постоянство перепада давлений. Для исключения этого недостатка и улучшения стабильности температурного режима в системах устанавливаются регуляторы постоянства перепада давлений (рисунок 1. 6).

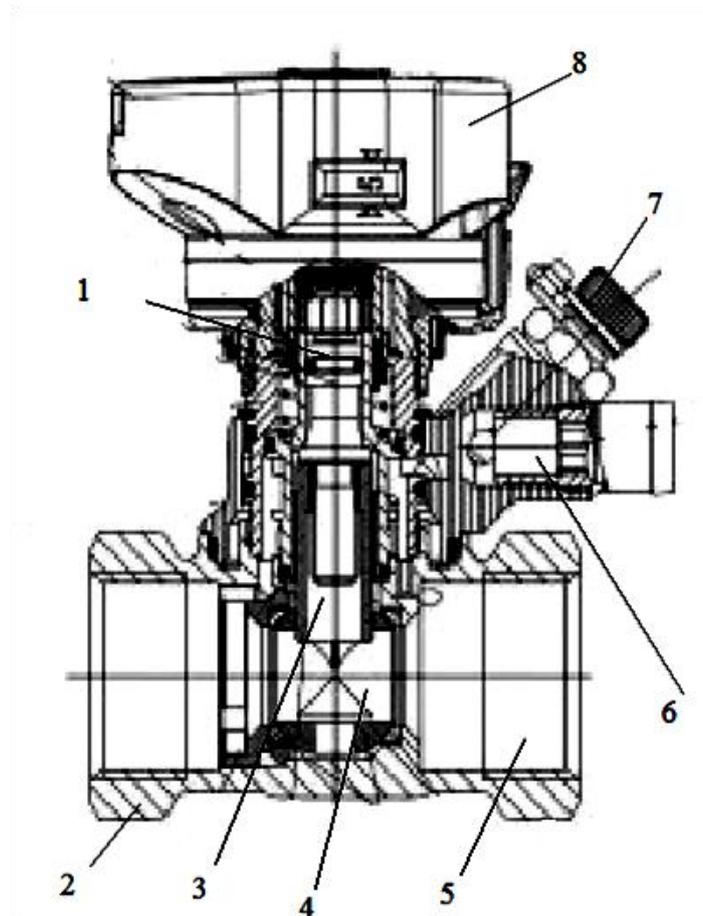


Рисунок 1.6 – Схема регулятора постоянства перепада давлений:

1 – толкатель; 2 – входной патрубок; 3 – запорный клапан; 4, 5 – выходной патрубок; 6 – регулятор; 7– рукоятка; 8 – ручка

Общее устройство регулятора перепада давления приведено на рисунке 1.7. Измерительным элементом регулятора перепада давления служит мембрана. Она сопоставляет разницу давлений в системе с заданной величиной "уставки". Для регулировки давления применяется пружина усилие которой изменяется рукояткой 7. При рассогласования давлений в подающей и обратной магистралях системы теплоснабжения, давление диафрагмы передается на шток 5, который перемещает затвор клапана 2.

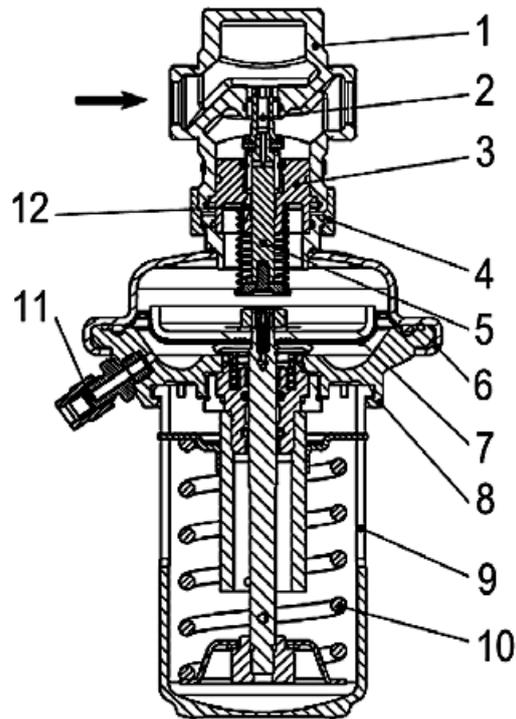


Рисунок 1.7 – Общее устройство регулятора перепада давления:

1 – корпус; 2 – затвор; 3 – вкладыш; 4 – соединительная гайка; 5 – шток;
 6 – нижняя крышка мембранной коробки; 7 – мембрана; 8 – верхняя крышка
 мембранной коробки; 9 – рукоятка настройки; 10 – пружина настройки;
 11 – штуцер для подключения импульсной трубки; 12 – перепускное отвер-
 стие

Регулятор перепада давления состоит из регулирующего фланцевого клапана, регулирующего блока с диафрагмой и пружиной для настройки перепада давления. Он используется в системах централизованного тепло-снабжения.

Для стабилизации расхода теплоносителя применяется регулятор расхода (рисунок 1.8). Расход теплоносителя регулируется при изменении температуры измеряемой среды регулятором температуры. При изменении температуры теплоносителя дроссель изменяет проходную площадь щели, тем самым осуществляется регулировка расхода теплоносителя.

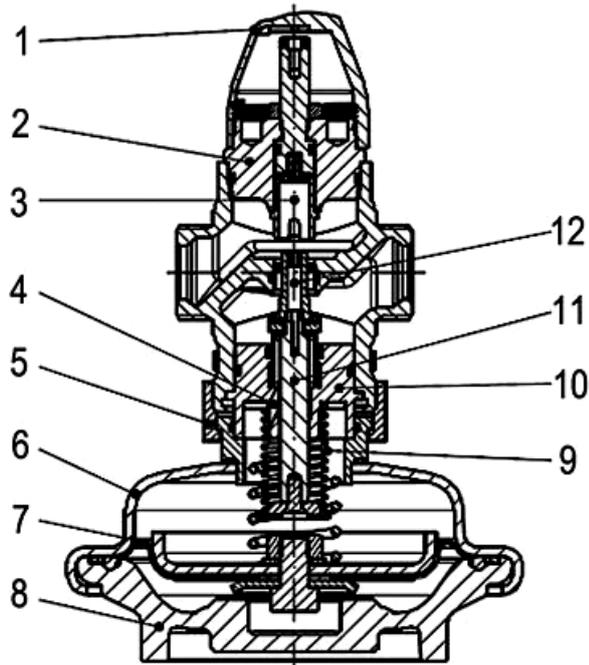


Рисунок 1.8 – Общее устройство регулятора расхода теплоносителя:

- 1 – колпачок; 2 – крышка; 3 – дроссель ограничителя расхода;
 4 – перепускное отверстие; 5 – соединительная гайка; 6 – нижняя крышка мембранной коробки; 7 – мембрана; 8 – верхняя крышка мембранной коробки; 9 – встроенная пружина контроля расхода; 10 – втулка; 11 – шток; 12 – разгруженный затвор

Для обеспечения заданной величины температуры теплоносителя в системах теплоснабжения применяются управляемые регуляторы температуры. На рисунке 1.9 приведена схема регулятора температуры теплоносителя. Срабатывание датчика 12 происходит при изменении давления газа в трубке. Под действием давления газа перемещается затвор клапана 8 через шток 5. Разность давления пружины и давления газа в регуляторе создает требуемую температуру.

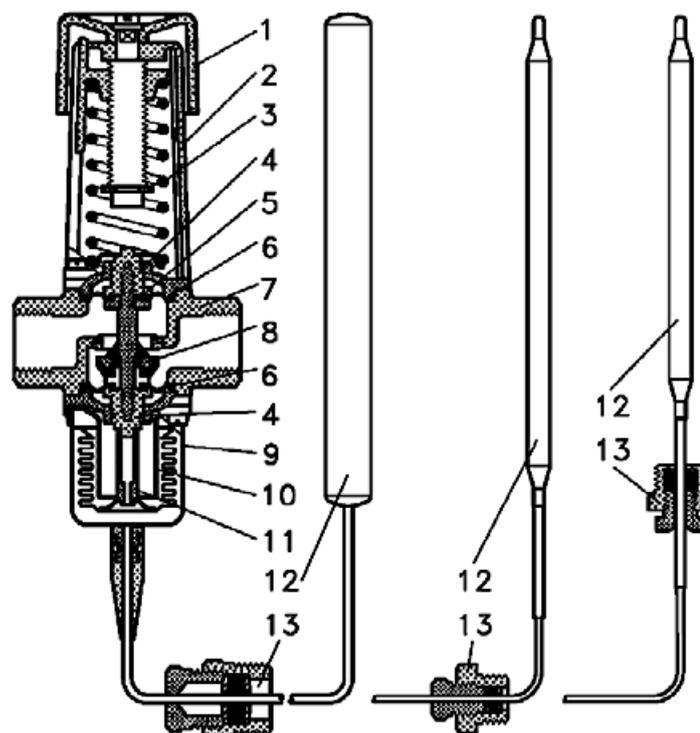


Рисунок 1.9 – Схема регулятора температуры теплоносителя:

1 – маховик; 2 – кожух; 3 – регулирующая пружина; 4 – кольцевое уплотнение; 5 – шток; 6 – диафрагма; 7 – корпус; 8 – затвор; 9 – сифонный узел; 10 – сифонный стопор; 11 – шток сифонного узла; 12 – датчик; 13 – сальник капиллярной трубки

Регуляторы температуры теплоносителя обеспечивают регулировку температуры путем вращения маховика на термоголовке с градуированной шкалы.

При изменении напора в системе применяются перепускные клапаны (рисунок 1.10). Регулировка давления в системе осуществляется изменением усилия пружины, путем вращения рукоятки 1. Это обеспечивает требуемую величину давления в системе и корректирует параметры при переходных процессах протекающих в системе, а также в пусковых режимах.

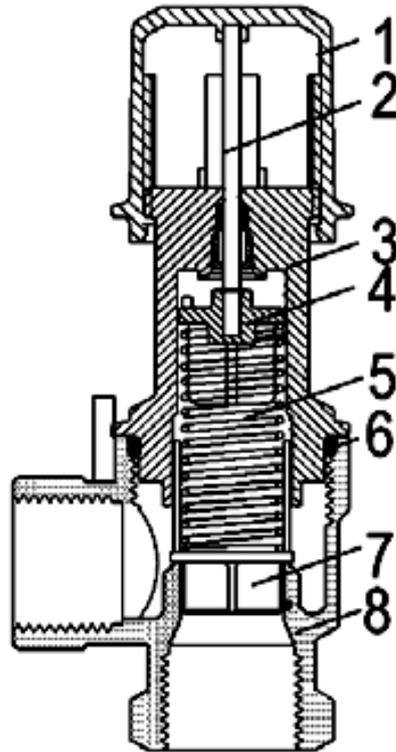


Рисунок 1.10 – Автоматический перепускной клапан:

- 1 – регулировочная рукоятка; 2 – шток настройки клапана; 3 – крышка;
 4 – направляющая пружины; 5 – пружина; 6 – уплотнительное кольцо;
 7 – затвор клапана; 8 – корпус

В корпусе перепускного клапана установлена упругая запирающая мембрана, которая соединена со штоком. В результате упругости пружины мембрану удерживается в запертом положении. Настройка силы сжатия пружины осуществляется регулировочной рукояткой. При повышении давления на мембрану выше требуемого значения, пружина сжимается и происходит сброс давления через боковое отверстие. Когда давление в системе стабилизируется мембрана возвращается в исходное положение.

В системах теплоснабжения устанавливаются циркуляционные насосы, которые учитывают изменяющиеся характеристики при регулировке системы. Современные насосы обеспечивают подачу теплоносителя в систему

теплоснабжения требуемого напора [59]. На рисунке 1.11 приведена установка циркуляционного насоса.



Рисунок 1.11 – Установка циркуляционного насоса:

- 1 – воздухоотводчик; 2 – преобразователь частоты тока; 3 – фильтр;
4 – блок управления; 5 – насос

Управление температурным режимом в помещениях осуществляется контроллерами с программным управлением. Электронный регулятор воспринимает сигналы датчиков температуры наружного воздуха, внутреннего воздуха, теплоносителя, горячей воды и формирует сигнал, передаваемый исполнительному механизму (рисунок 1.12) [57]. Однако применяемая запорная арматура в системе теплоснабжения зданий не обеспечивает требуемых характеристик из-за различного вида сбоев происходящих в процессе эксплуатации, что требует проведения работ по отработке настроечных коэффициентов регуляторов контроллеров.

Для ограничения максимального расхода воды из тепловой сети осуществляется автоматизация теплового пункта, путем прикрытия клапана регулятора расхода теплоты на отопление.



Рисунок 1.12 – Общий вид электронного регулятора: 1 – чип-карта ECL; 2 – индикатор контура; 3 – селектор контура; 4 – смена дисплея; 5 – настройка; 6 – режим контроллера

Для обеспечения регулировки системы отопления применяются автоматизированные системы отопления с независимым присоединением (рисунок 1.13).

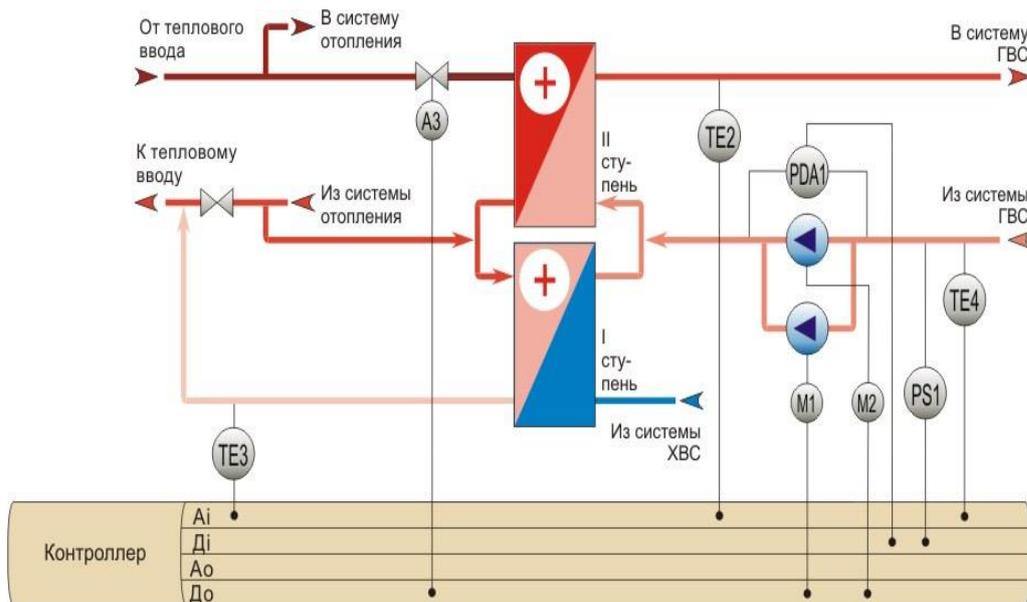


Рисунок 1.13 – Функциональная схема автоматизации системы теплоснабжения

Электронные регуляторы осуществляют следующие функции:

- оптимизацию энергопотребления;
- регулирование температуры в подающем и обратном трубопроводах;
- регулирование максимальной и минимальной температуры теплоносителя;
- защиту системы отопления и автоматическое отключение.

На рисунке 1.14 приведена функциональная схема автоматической системы регулирования температурного режима в помещении [54].

Основным способом эффективного обеспечения заданных режимов теплоснабжения является автоматическое регулирование по температуре теплоносителя в подающем трубопроводе системы отопления здания в зависимости от температуры наружного воздуха. Однако в этой схеме не указана динамика переходных процессов.

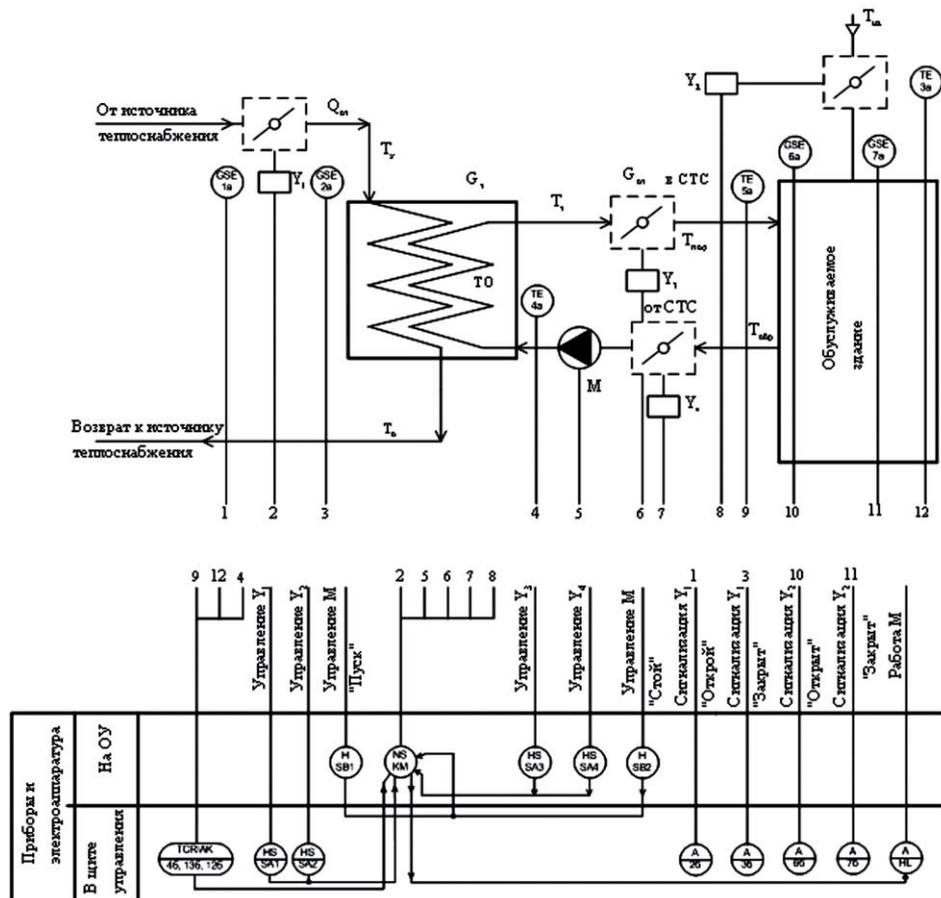


Рисунок 1.14 – Функциональная схема автоматической системы регулирования температурного режима в помещении

Автоматизация регулирования температурного режима в помещении осуществляется на принципе отклонения параметров а также по возмущению, отклонению и комбинированном способе и с программным управлением с использованием регуляторов: пропорционального (П), пропорционально-интегрального (ПИ) и пропорционально – дифференциального, применяемых в системах теплоснабжения.

Для автоматизации местных тепловых пунктов применяются электронные регуляторы, «Ретэл 801» [6]. Схема регулятора приведена на рисунке 1.15.

При этом циркуляция теплоносителя осуществляется циркуляционным насосом в системах отопления.

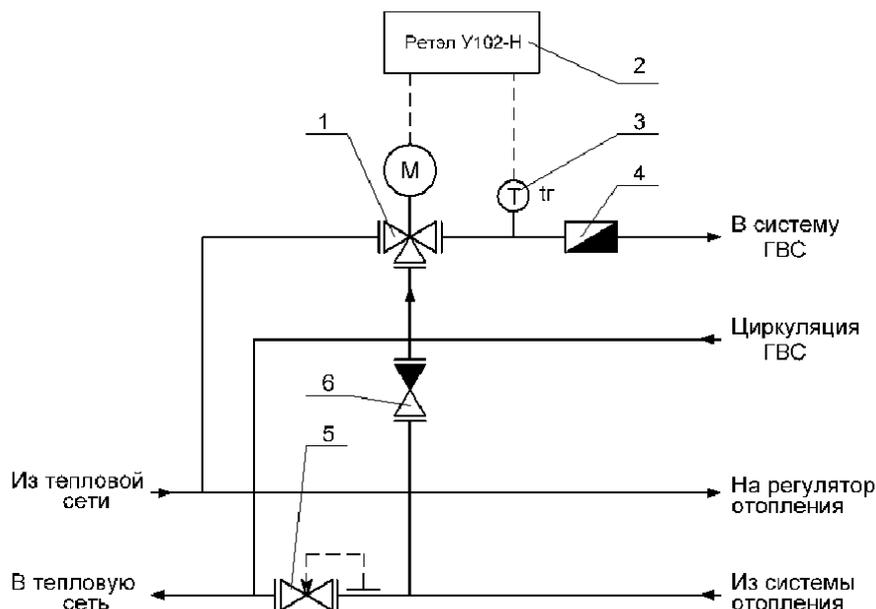


Рисунок 1.15 – Схема установки электронного регулятора температуры Ретэл 801: 1 – клапан смесительный; 2 – устройство управления; 3 – датчик температуры холодной воды; 4 – водомер холодной воды; 5 – регулятор давления; 6 – обратный клапан

Электронные регуляторы температуры теплоносителя обеспечивают стабилизацию температурного режима путем применения датчика температуры, рабочее значение которого сравнивается с заданным значением уставки

регулятора. Применение регулирующей аппаратуры в трубопроводной системе теплоснабжения обеспечивает возможность регулирования параметров системы и автоматического регулирования. Однако при работе регулирующей аппаратуры возникают отклонения параметров системы от нормативных, в связи с переходными процессами протекающими в системе.

1.3 Анализ процессов теплопередачи трубопроводной системы теплоснабжения

Возможности повышения эффективности процессов теплоснабжения приведены в работах авторов Богуславский Л.Д. [7]; Исаченко В.П., Осипов В.А., Сукомел А.С. [13]; Пырков В.П. [57; 58]; Гершкович В.Ф. [15]; Гилюс А. Исявичус Э. [18]; Грановский В.Л. [25]; Еремкин А.И., Королев Т.И. [28]; Зверьков Б.В. [31]; Липовка Ю.Л., Панфилов В.И. [42]; Подгорный В.Ю. [55]; Селезнев В.Е., Алешин В.В., Побат С.В. [54]; Прялов С.Н. [69].

В современных системах теплоснабжения предъявляют высокие требования к качеству воды [69]. Качество воды, влияет на гидравлические и теплотехнические характеристики оборудования системы и надежность их эксплуатации. Применение котрольно-регулирующей аппаратуры в системах теплоснабжения, характеризующимися каналами с малыми проходными сечениями. От их состояния зависит стабильность температурного режима. Требования к воде зарубежных систем представлены в правилах VDI 2035 [1; 2].

В работе авторов Автушенко Н. А., Леневский Г.С. "Анализ частотных свойств динамической составляющей поведения теплоносителя в магистральном трубопроводе" рассмотрены вопросы колебательных процессов. Логарифмические амплитудно-частотные характеристики передаточной функции давления ЛАЧХ магистрального трубопровода по давлению приведены на рисуне 1.16. В результате в диапазоне 0–10 Гц система имеет наиболее негативные колебательные процессы. В других диапазонах колебания,

гаются самой системой, в частности электромеханической частью системы «электродвигатель – насос – магистральный трубопровод».

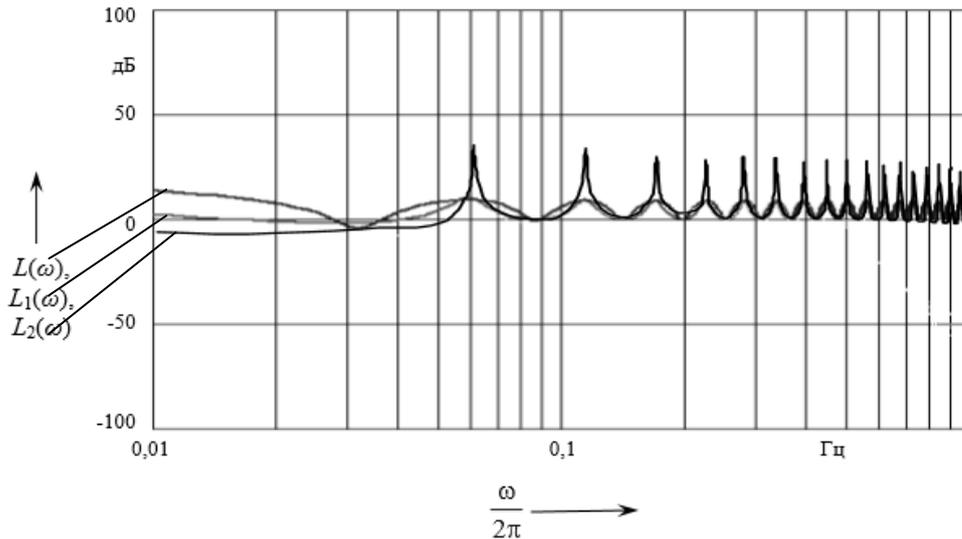


Рисунок 1.16 – Логарифмические амплитудно-частотные характеристики передаточной функции давления ЛАЧХ магистрального трубопровода по давлению

В работе [57] приведены исследования по вопросу теплоотдачи теплообменного прибора при минимальном открытии регулятора. Определено, что максимально возрастает теплоотдача теплообменного прибора. Это приводит к скачкообразному изменению параметров системы теплоснабжения, увеличению вероятности шумообразования и снижению стабильности температурного режима

Для расчета нестационарной теплопроводности теплопровода в работе [31] предлагается допускать распределение теплотехнических характеристик тела как непрерывное, симметричное и монотонное. Так как процесс нестационарный, необходима линеаризация дифференциального уравнения теплопроводности.

В работе [25] автор предлагает использовать метод стационаризации с переменными во времени коэффициентами. Однако этот метод применим

когда неизвестные параметры определяются с недостаточной степенью точности.

В работе [16] приводится тепловой расчет трубопроводов при нестационарных условиях теплообмена. Авторами установлено, что теплотери воды резко уменьшаются по экспоненциальной зависимости. Это вызвано влиянием переходных процессов, протекающих в условиях наличия контрольно-предохранительной аппаратуры.

В работе [9] приведено аналитическое решение процесса изменения температуры теплоносителя в зависимости от координат начальной точки, температуры теплоносителя. Однако влияние режимов переходных процессов не оценивалось.

Метод вычисления температурного поля трубопровода приведен в работе [18]. Процесс теплообмена трубопровода описывается системой дифференциальных уравнения в условиях стационарности теплообмена. Этот метод рекомендуется применять при определении средне - интегральной температуры. При этом погрешность температурного поля колеблется в интервале от от 0,3 до 7 % и определяется устойчивостью применяемого метода. При большой протяженности трубопроводных систем стационарность теплообмена трубопроводной системы неустойчива. Это усложняет разработку алгоритмов решения и требует решения нестационарных тепловых потоков.

При автоматизированной системе теплоснабжения, требуется обеспечить условие стабилизации температурного режима гидротранспортной системы в зависимости от соотношения гидравлических сопротивлений элементов, а не от тепловой нагрузки [13].

В работе [86] приведена методика определения рационального соотношения термического сопротивления стенок теплопровода. Авторы определили зависимости полного термического сопротивления теплопровода от температурного состояния теплоносителя. Получена линейная плотность теплового потока. Однако в работе не рассмотрены вопросы нестационар-

ности процесса течения теплоносителя, что вызывает погрешность результатов исследований.

В работе Ю.Л. Липовки [43] рассматриваются положения тепловой и гидравлической устойчивости системы. Гидравлическая устойчивость системы теплоснабжения определяется как отношение фактического расхода теплоносителя в системе к расчетной величине. Чем ближе коэффициент устойчивости к единице, тем более устойчива система. Однако автор не рассматривает состояние системы по критериям теории устойчивости.

Для стабилизации давления в системе теплоснабжения применяются циркуляционные насосы, обладающие рядом конструктивных достоинств и надежностью. Это существенно повышает энергоэффективность транспортирования теплоносителя. При этом стабилизация температурного режима системы теплоснабжения значительно повысится [26].

Для определения коэффициентов теплообмена используются результаты физического или математического моделирования. В основу математического моделирования заложена задача идентификации модели объекта по входным и выходным параметрам объекта управления [1]. Также решение задачи идентификации обеспечивает выбор критерия идентификации, т.е. различие между выходными величинами объекта и настраиваемой модели и разработку алгоритма идентификации.

Приведенные затраты для I – го варианта развития системы теплоснабжения определяются по формуле

$$Z = \min(Z_i); i = \overline{1, J};$$

где Z_i – приведенные затраты для I – го варианта развития системы теплоснабжения; J – число рассматриваемых вариантов.

Нарушение средней температуры в помещения здания приводит к дополнительным затратам и существенно снижает эффективность трубопро-

водной системы теплоснабжения. Поэтому для получения рационального соотношения настроечных параметров системы теплоснабжения необходимо измерить все возмущения а также знать закономерность отклонение температуры в помещениях и стабилизировать процесс транспортирования теплоносителя.

ВЫВОДЫ

Современные трубопроводные системы теплоснабжения зданий и сооружений не обеспечивают требований постоянства расхода жидкости в стояках и ветках системы, а скорость потока, температура и давление в системе, изменяющиеся по времени, существенно снижают эффект энергосбережения.

Для снижения энергоемкости трубопроводных систем теплоснабжения требуется стабилизация температурного режима теплоснабжения зданий за счет рационального соотношения настроечных параметров различных контуров регулирования и исследования их на устойчивость работы.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕГУЛИРУЕМЫХ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

2.1. Аспекты тепловой и гидравлической устойчивости трубопроводных систем теплоснабжения

Гидравлическая устойчивость гидротранспортных систем зависит от характеристик теплоносителя, режима течения теплоносителя, свойств материала трубопровода и режимов работы. С повышением температуры изменяются характеристики гидравлической системы. Свойство системы, пропорционально изменять расход жидкости в системе при изменении общего объема жидкости циркулирующей в системе, определяет гидравлическую устойчивость.

Осборн Рейнольдс экспериментально обосновал наличие двух режимов течения жидкости: ламинарного и турбулентного. Он установил, что критерием режима движения жидкости является безразмерная величина «число Рейнольдса Re ». Число Рейнольдса Re определяется

$$V = vD_{\Gamma}R_e \quad (2.1)$$

где v – средняя скорость потока жидкости; D_{Γ} – гидравлический диаметр сечения потока, ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Число Re для потоков в трубах круглого сечения

$$V = vdR_e \quad (2.2)$$

где d – внутренний диаметр трубы.

При переходе из ламинарного режима течения жидкости в турбулентный характеризуется критическим числом Рейнольдса $R_{\text{кр}}$.

Если $Re > R_{\text{кр}}$ – режим турбулентный.

Если $Re < R_{\text{кр}}$ – режим ламинарный.

Значения $R_{\text{кр}}$ различны для определенных элементов гидросистемы.

Для жесткой трубы круглого сечения $R_{\text{кр}} = 2320$. В таблице 2.1 приведены значения $R_{\text{кр}}$ для различных трубопроводов

Таблица 2.1– Значения $R_{\text{кр}}$ для различных трубопроводов

Элемент гидросистемы	$R_{\text{кр}}$
Труба круглого сечения	2320
Гибкий рукав	1600
Концентрическая гладкая щель	1100
Краны	550-750
Расходные окна золотников	260
Плоские и конусные клапаны	20-100
Фильтр сетчатый	460

В ламинарном потоке жидкости эпюра скоростей имеет вид параболы

$$u = \frac{ig}{4\nu}(r^2 - y^2), \quad (2.3)$$

где u – скорость поверхностного слоя теплоносителя; i – гидравлический уклон; r – радиус трубопровода; y – радиус потока теплоносителя

Максимальное значение скорости будет при $y = 0$ и определяется выражением

$$u_{\text{max}} = \frac{ig}{4\nu} r^2, \quad (2.4)$$

Элементарный расход жидкости dQ через кольцевое сечение будет равен

$$dQ = u dS \quad , \quad (2.5)$$

где dS – площадь кольцевого сечения,

При турбулентном режиме движения жидкости основная часть потока состоит из турбулентного ядра, а около стенок трубы образуется пограничный слой, состоящий из тонкого ламинарного слоя

Толщина ламинарного слоя определяется по формуле

$$\delta = \frac{30\nu}{V\sqrt{\lambda}} = \frac{30D}{Re\sqrt{\lambda}} \quad , \quad (2.6)$$

где δ – толщина ламинарного слоя; ν – кинематический коэффициент вязкости; V – средняя скорость потока; λ – коэффициент путевых потерь; Re – число Рейнольдса; d – диаметр трубопровода.

Тепловую устойчивость системы теплоснабжения определяют параметры теплового потока в зависимости от теплоносителя, тепловой мощности теплопередающих аппаратов. Теплоотдача теплоиспользующего оборудования должна быть пропорциональна площади нагревательной поверхности:

$$Q_{то} = q_{то} A_n \quad , \quad (2.7)$$

Где $q_{то}$ – коэффициент пропорциональности; A_n – площадь нагревательной поверхности.

Отклонение тепловой нагрузки от оптимального режима означает регулировку гидротранспортной системы. Для определения гидравлической и тепловой устойчивости системы служит выражение [17]:

$$\frac{Q_m}{Q_2} = \frac{c_m (t_1 - t_2)^m}{c_2 (t_1 - t_2)^2} = \frac{K_m F \Delta t}{K_2 F \Delta t}, \quad (2.8)$$

где Q_m – расход теплоносителя на участке системы при переменном режиме; Q_2 – расчетный расход теплоносителя; C – теплоемкость; t – температура подающего и обратного теплоносителя в системе; K – коэффициент теплопередачи нагревательных приборов; F – площадь теплотребляющей установки.

Уравнения для расчета необходимых температур теплоносителя водяного отопления для систем с естественной циркуляцией воды [17]:

$$t_{2o} + t_o = 2 \left[t_b + \left(\frac{t_{2o} + t_o}{2} - t_b \right) \left(\frac{t_{2o} - t_n}{t_{2o} - t_n} \right)^{0,8} \right]. \quad (2.9)$$

Действительная теплоотдача нагревательных приборов определяется по формуле [26]:

$$Q_n = G_m c (t_{вх} - t_{вых}), \quad (2.10)$$

где G_m – расход теплоносителя, кг/с; c – удельная теплоемкость воды, равная 4,183 кДж/кг·°С; $t_{вх}$ – температура теплоносителя на входе в прибор, °С; $t_{вых}$ – температура теплоносителя на выходе из прибора, °С.

В трубопроводной системе теплоснабжения металлическая цилиндрическая стенка разделяет жидкость находящуюся с внутренней стороны и воздух – с наружной. Величина теплоотдачи зависит от условий теплопередачи с внутренней и наружной сторон.

Действительная теплопередача нагревательного прибора $Q_{np.д.}$, Вт, пропорциональна тепловому потоку, приведенному к расчетным условиям, которая определяется по формуле

$$Q_{д} = \frac{Q_n}{\varphi_k}, \quad (2.11)$$

где φ_k – комплексный коэффициент приведения Q_n к расчетным условиям, определяемый при водяном теплоносителе по формуле

$$\varphi_{в} = \left(\frac{\Delta t_{cp}}{70}\right)^{1+n} \left(\frac{G_{np}}{360}\right)^p b \psi c, \quad (2.12)$$

где G_{np} – расход теплоносителя, кг/ч; b – коэффициент учета атмосферного давления; ψ – коэффициент учета направления движения теплоносителя в приборе; n, p, c – экспериментальные коэффициенты; Δt_{cp} – разность средней температуры воды t_{cp} в теплообменнике и температуры окружающего воздуха $t_{в}$:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2} - t_{в}, \quad (2.13)$$

где $t_{вх}$ – температура теплоносителя на входе в теплообменник, °С; $t_{вых}$ – температура теплоносителя на выходе из теплообменника, °С; $t_{в}$ – температура окружающего воздуха, °С.

Устойчивость регулируемых гидравлических систем теплоснабжения зависит от управления тепловым режимом с учетом переходных процессов и рационального сочетания параметрических характеристик. Ступени управления систем теплоснабжения приведены на рисунке 2.1. Уровень комфортности при этом повышается в зависимости от вида рассматриваемого объекта (ТЭЦ, ЦТП, МТП, ЗОН и ИНД) и зависит от исходных сигналов управления.

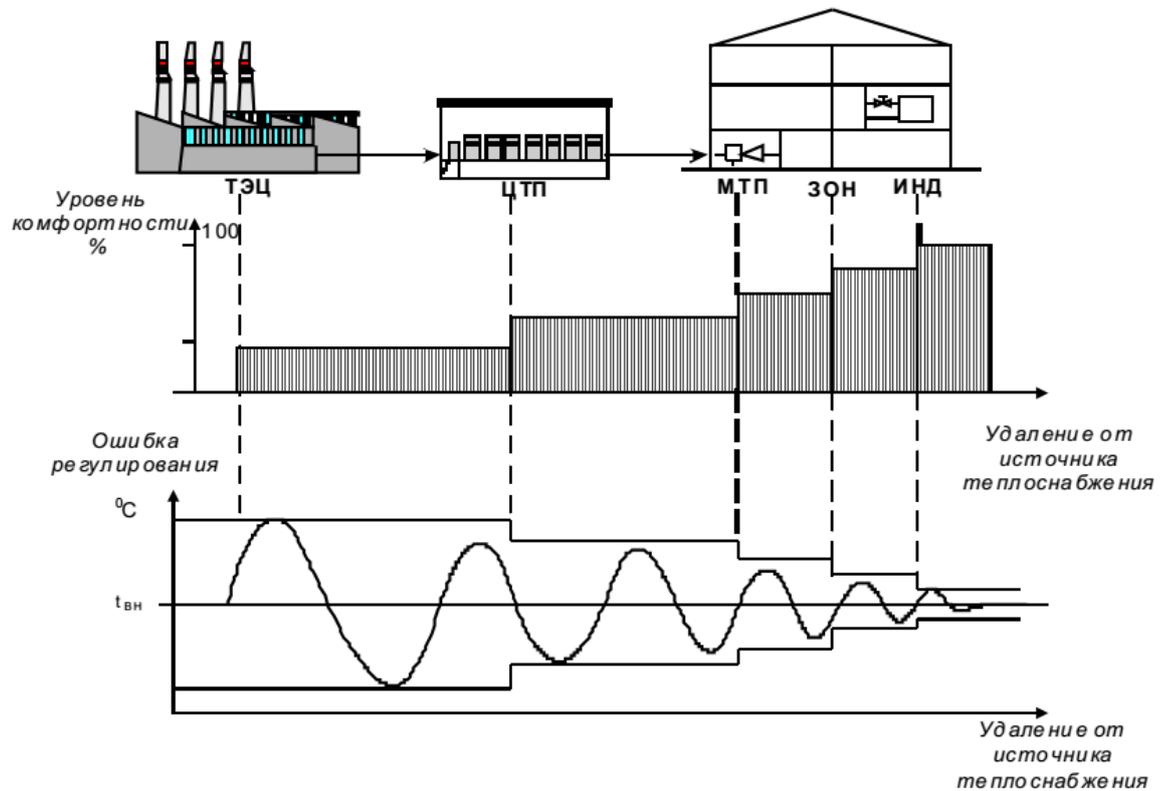


Рисунок 2.1 – Ступени управления систем теплоснабжения

Транспортирование теплоносителя по регулируемому трубопроводу связано с потерями тепла в процессе теплопередачи через стенки трубопровода. Это также накладывает требования к устойчивости гидравлических систем теплосети. Таким образом для достижения температурного комфорта в помещениях с одновременным устранением перетоков и перерасхода тепла требуется выполнить термодинамический анализ теплопровода трубопроводной системы.

2.2. Термодинамический анализ теплопровода тепловой сети

Теплопровод тепловой сети относится к классу многопараметрических динамических моделей, в котором входными параметрами являются температура наружного воздуха, температура и давление теплоносителя, а выходными будут температура теплоносителя и давление в трубопроводе системы.

На рисунке 2.2 приведена расчетная схема теплового баланса теплопровода.

Для исследования теплопровода тепловой сети приняты следующие допущения:

1. Свойства теплового потока постоянны во времени и по длине теплообменника.
2. Температура стенки теплопровода принимается как среднеинтегральная по величине.
3. Коэффициенты теплоотдачи переменные по длине теплопровода.

При движении теплоносителя по трубопроводу происходят потери тепловой энергии через стенки трубы. При этом наблюдается ламинарный режим течения теплоносителя. Для оценки эффективности работы системы тепловой сети используется коэффициент полезного действия. Для установления фактических значений коэффициента полезного действия тепловой сети с учетом переходных процессов необходимо провести исследования процесса теплопередачи в теплопроводе. Для моделирования теплового состояния трубопровода в режиме перехода течения жидкости из ламинарного в турбулентный выполнен дифференциальный тепловой баланс для элементарного кольца стенки трубы.

Расчетная схема тепловой трубы приведена на рисунке 2.1.

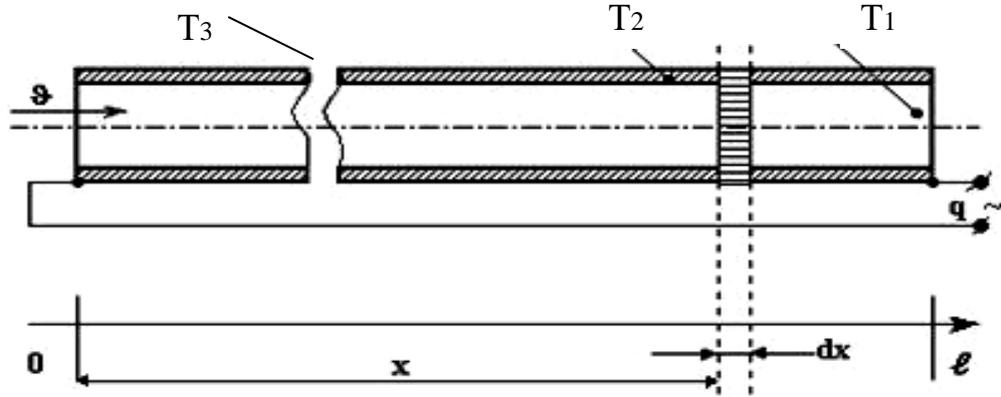


Рисунок 2.2 – Расчетная схема тепловой трубы: x – текущая координата теплопровода; l – длина теплопровода; D, d – диаметры теплопровода; G – скорость движения теплоносителя; G_0 – постоянная начальная скорость теплоносителя; δ_g – возмущение скорости теплоносителя; T_1 – температура теплоносителя; T_2 – температура внутренней стенки трубопровода; T_3 – температура окружающей среды

Дифференциальный тепловой баланс для элементарного кольца стенки теплопровода за время dt определяется уравнением

$$c_2 \lambda_2 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} dx \cdot dT_2 = a_{12}(T_1 - T_2) \cdot \pi d \cdot dx \cdot dt + a_{32} \pi D \cdot dx \cdot (T_3 - T_2) \cdot dt, \quad (2.14)$$

где t – текущее время; c – теплоемкость материала; γ_2 – плотность теплоносителя; α – коэффициент теплоотдачи; где x – текущая координата трубопровода, м; t – текущее время; c_2 – теплоемкость стенки трубопровода, α_{12} – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя стенке трубопровода; α_{32} – коэффициент теплоотдачи от стенки трубопровода к окружающей среде; T_1 –

температура внутренней стенки трубопровода; T_2 – температура теплоносителя; T_3 – температура окружающей среды; γ_2 – плотность теплоносителя.

Полная производная $\frac{dT_1}{dt}$ будет равна:

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{\partial T_1}{\partial t} + \vartheta \frac{\partial T_1}{\partial x}. \quad (2.15)$$

Система дифференциальных уравнений в частных производных при начальных условиях для теплопровода:

$$\begin{aligned} \frac{dT_1}{dt} + \vartheta \frac{\partial T_1}{\partial x} &= \frac{1}{T_{12}}(T_2 - T_1); \\ \frac{dT_2}{dt} &= \frac{1}{T_{21}}(T_1 - T_2) + k \cdot q; \\ T_1(x, 0) = T_2(x, 0) &= 0; T_1(0, t) = f_1(t); T_{21} \cdot k \cdot q(t) = \psi_3(t) \end{aligned} \quad (2.16)$$

где $f_1(t), f_3(t)$ и $\psi_3(t)$ – произвольные функции времени; q – удельный тепловой поток; f, ψ – возмущающие функции.

На температуру T_1 тепловой трубы влияет изменение скорости потока в условиях переходных процессов. При скорости потока ϑ_0 начальная температура будет T_{10} и T_{20} . При изменении скорости $\vartheta_0 + \delta\vartheta(t)$ уравнение (2.10) имеет вид:

$$\begin{aligned} (\vartheta_0 + \delta\vartheta) \frac{\partial(T_{10} + \Delta T_1)}{\partial x} + \frac{\partial(T_{10} + \Delta T_1)}{\partial t} &= \frac{1}{T_{12}}(T_{20} + \Delta T_2 - T_{10} - \Delta T_1) \\ \frac{\partial(T_{20} + \Delta T_2)}{\partial t} &= \frac{1}{T_{23}}(T_3 - T_{20} - \Delta T_2) + \frac{1}{T_{21}}(T_{10} + \Delta T_1 - T_{20} - \Delta T_2). \end{aligned} \quad (2.17)$$

Так как члены второго порядка малы, система дифференциальных уравнений примет вид:

1) Исходной системой будет

$$\begin{aligned} g_0 \frac{\partial T_{10}}{\partial x} + \frac{\partial T_{10}}{\partial t} &= \frac{1}{T_{12}} (T_{20} - T_{10}); \\ \frac{\partial T_{20}}{\partial t} &= \frac{1}{T_{23}} (T_3 - T_{20}) + \frac{1}{T_{21}} (T_{10} - T_{20}); \\ T_{10}(x,0) = T_{20}(x,0) &= 0; T_{10}(0,t) = f_1(t); T_3 = f_3(t) \end{aligned} \quad (2.18)$$

2) Система в отклонениях имеет вид

$$\begin{aligned} g_0 \frac{\partial \Delta T_1}{\partial x} + \frac{\partial \Delta T_1}{\partial t} &= \frac{1}{T_{12}} (\Delta T_2 - \Delta T_1) - \delta g \cdot \frac{\partial T_{10}}{\partial x}; \\ \frac{\partial \Delta T_2}{\partial t} &= -\frac{\partial \Delta T_2}{T_{23}} + \frac{1}{T_{21}} (\Delta T_1 - \Delta T_2); \\ \Delta T_1(x,0) = \Delta T_2(x,0) &= 0; \Delta T_1(0,t) = \Delta T_2(0,t) = 0. \end{aligned} \quad (2.19)$$

3) Приращение температуры ΔT_1 запишется в виде уравнения

$$\left. \frac{\partial \bar{T}_{10}(p,x)}{\partial x} \right|_{p \rightarrow 0} = \frac{-\exp\left(-\frac{x}{g_0} \cdot \frac{1}{t}\right)}{g_0 \cdot T} (f_{10} - f_{30}). \quad (2.20)$$

4) Операторное уравнение температуры ΔT_1 запишется

$$\Delta \bar{T}_1(p,x) = \frac{\delta g(p)}{g_0} (f_{10} - f_{30}) \frac{1}{p} \cdot \frac{N(p)}{Q(p)} \left[\exp\left(-\frac{x}{g_0} \cdot \frac{1}{T}\right) - \exp\left(-\frac{x}{g_0} \cdot \frac{M(p)}{N(p)}\right) \right]. \quad (2.21)$$

5) Многочлены от p :

$$M(p) = T_{12} T_{23} p^2 + (T + T_{23}) p + 1; \quad N(p) = T_{12} T_{23} p + T.$$

На рисунке 2.3 представлена блок схема по изменению скорости потока, разработанная в среде Matlab&Simulink. С учетом изменения коэффициента теплоотдачи при изменении скорости течения теплоносителя операторное уравнение температуры ΔT_1 имеет вид:

$$\Delta T_1(p, x) = \frac{\delta \mathcal{G}(p)}{\mathcal{G}_0} (f_{10} - f_{30}) \frac{0,2 \cdot N_1(p)}{p \cdot Q(p)} \left[\exp\left(-\frac{x}{\mathcal{G}_0} \cdot \frac{1}{T}\right) - \exp\left(-\frac{x}{\mathcal{G}_0} \cdot \frac{M(p)}{N(p)}\right) \right]. \quad (2.22)$$

Постоянные времени:

$$T_{12} = \frac{c_1 \gamma_1 \cdot d}{4 \cdot a_{21}}; T_{21} = \frac{c_2 \gamma_{12} \cdot (D^2 - d^2)}{4 \cdot a_{21} \cdot a}; T_{23} = \frac{c_2 \gamma_2 (D^2 - d^2)}{4 \cdot a_{32} \cdot d}; T = T_{12} \left(\frac{T_{23}}{T_{21}} + 1 \right). \quad (2.24)$$

$$N_1(p) = N(p) + 4 \frac{T_{12} \cdot T_{23}}{T_{21}}; Q(p) = T_{12} \cdot T_{23} \cdot T \left(p + \frac{1}{T_{12}} + \frac{1}{T_{21}} + \frac{1}{T_{23}} - \frac{1}{T} \right). \quad (2.25)$$

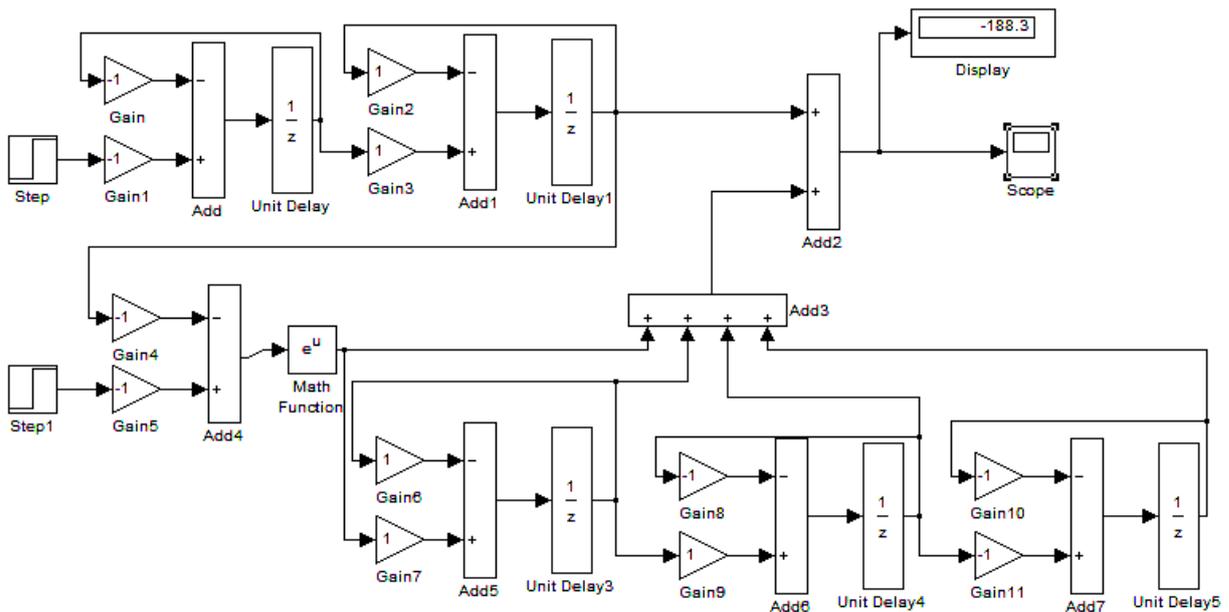


Рисунок 2.3 – Блок схема по изменению скорости потока

На рисунках 2.4 – 2.6 приведены результаты реализации моделирования дифференциальных уравнений по изменению скорости потока при подаче ступенчатого сигнала.

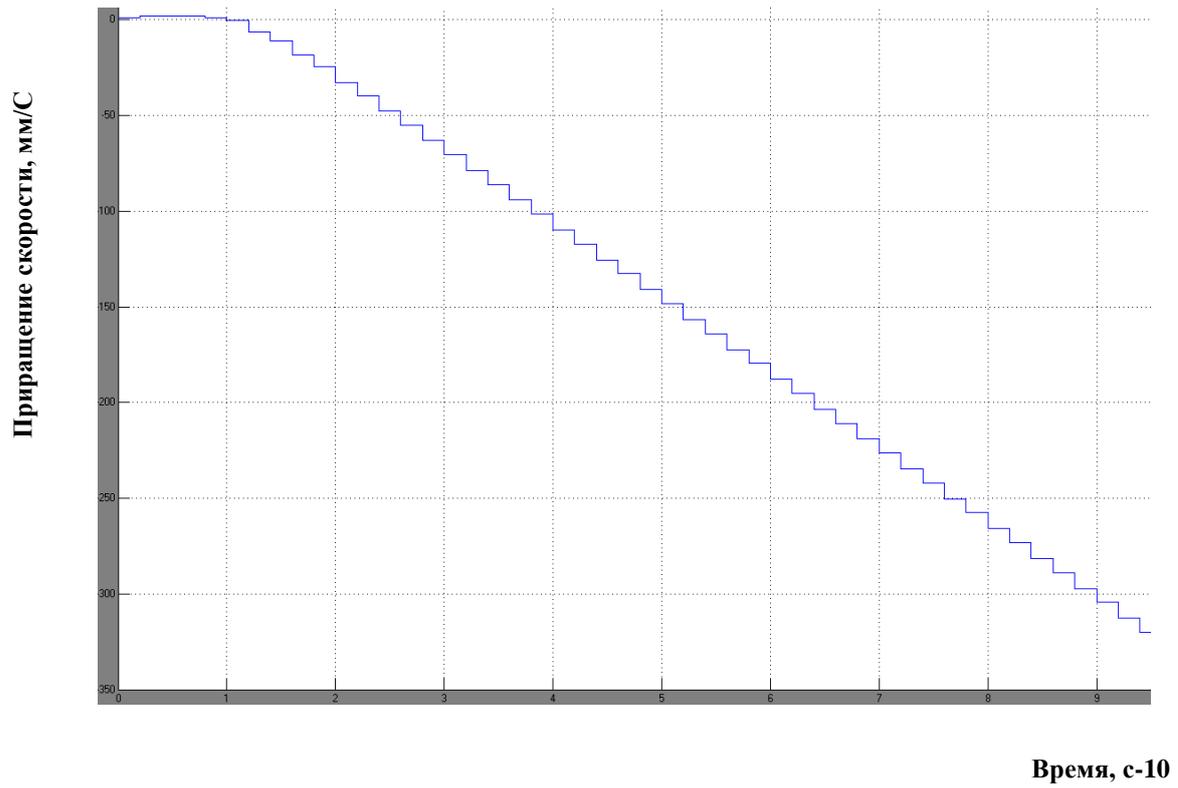


Рисунок 2.4 – Изменение скорости потока на 0,1 м/с

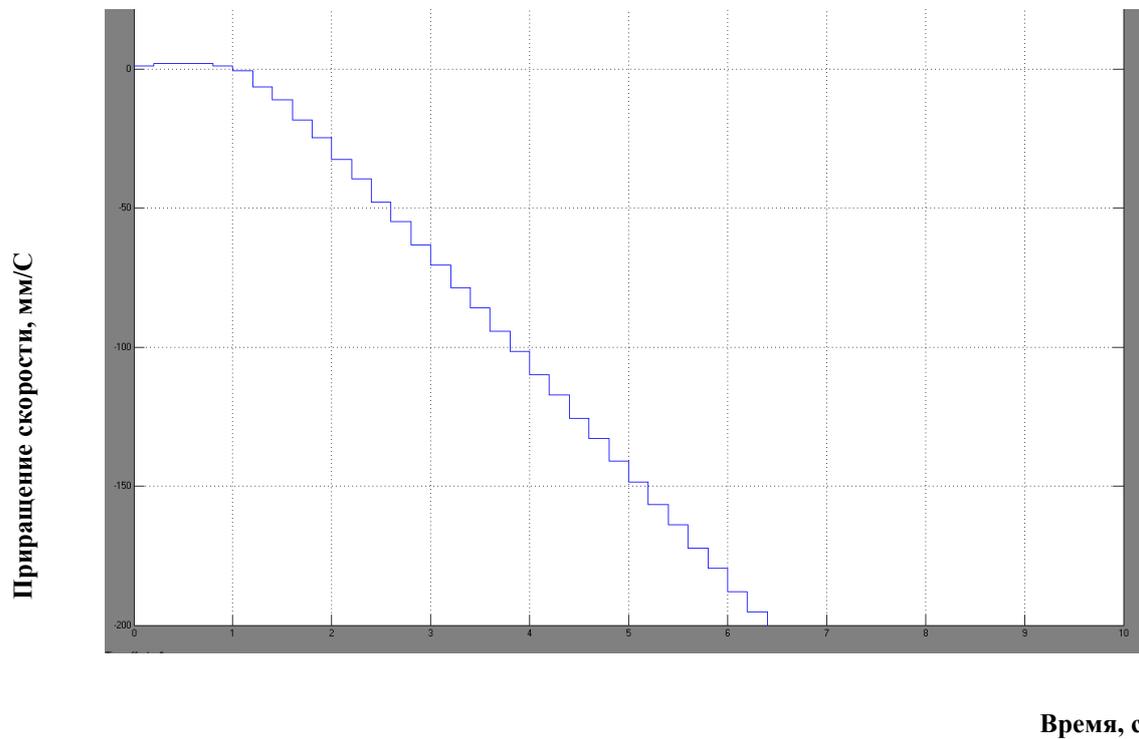


Рисунок 2.5 – Изменение скорости потока на 0,5 м/с

На рисунке 2.6 приведены зависимости изменения температуры при скачкообразном возмущении f_3 и f_1 .

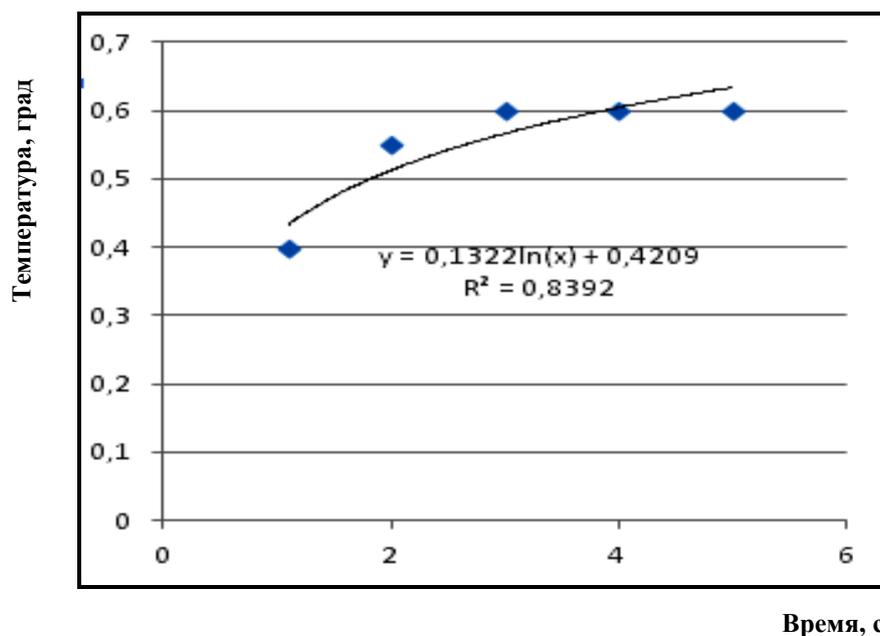


Рисунок 2.6 – Зависимость температуры жидкости по времени при скачкообразном возмущении потока

На рисунке 2.7 приведена зависимость температуры жидкости по времени при ступенчатом возмущении f_3 и f_1 .

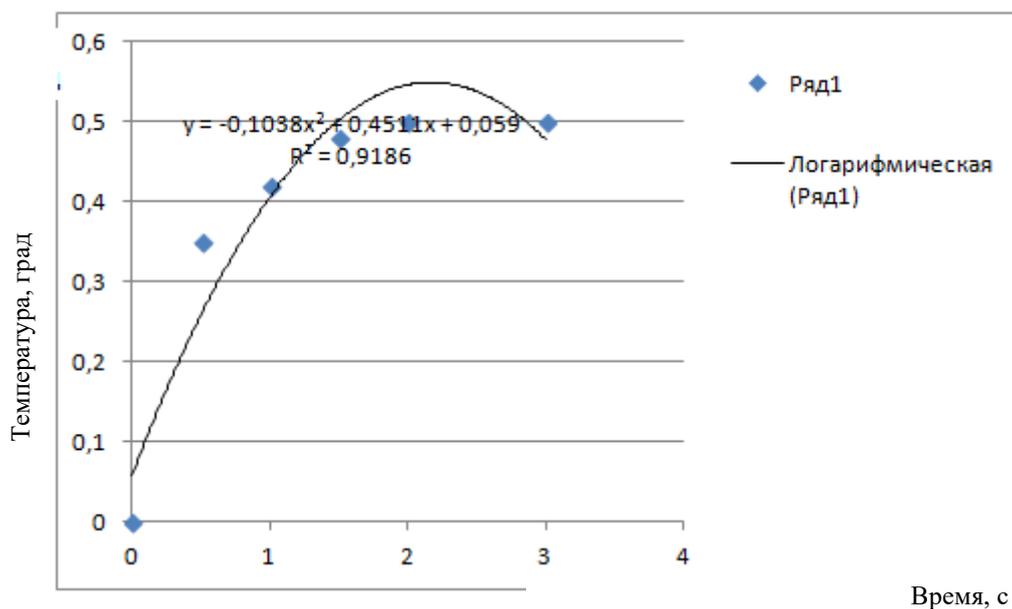


Рисунок 2.7 – Изменение температуры при ступенчатом изменении скорости потока

Статическая ошибка составила:

$\exp(0,5) - (1 + 0,5 + 0,125 + 0,02) = 0,003$, что допустимо.

Разработанная математическая модель теплового состояния трубопровода тепловой сети использована для моделирования процессов системы теплоснабжения в условиях переходных процессов. Результаты моделирования динамических процессов трубопроводной системы теплоснабжения приведены в параграфе 2.3.

2.3 Исследование переходных процессов регулируемых трубопроводных систем

Нормальная работа гидротранспортной системы теплоснабжения характеризуется стационарным режимом работы. При движении теплоносителя по трубопроводным системам с клапанной аппаратурой и циркуляционными насосами процесс из стационарного переходит в динамический и в переходных процессах имеет колебательный вид. Это влияет на стабильность температурного режима системы теплоснабжения, что следует учитывать в переходных процессах и особенно характерно при аварийных отключениях. Все это ведет к недоотпуску теплоты, снижению надежности системы теплоснабжения и повышению энергетических затрат.

Относительный аварийный недоотпуск теплоты может быть определен по формуле

$$g = \frac{\sum Q_{ав}}{\sum Q}, \quad (2.27)$$

где $\sum Q_{ав}$ – аварийный недоотпуск теплоты за год; $\sum Q$ – расчетный отпуск теплоты всей системой теплоснабжения за год.

На гидравлическую устойчивость гидротранспортной системы теплоснабжения также влияет высокая плотность теплоносителя [29]. Вследствие

низкой гидравлической устойчивости гидротранспортной системы теплоснабжения происходит разрегулировка клапанной аппаратуры, возникают потери давления в системе.

Для повышения гидравлической устойчивости сетей теплоснабжения следует учитывать параметры, возникающие в переходных процессах клапанной аппаратуры и условия возникновения кавитации жидкости. Поэтому для выполнения работ по параметрическому синтезу проведено моделирование гидравлической трубопроводной системы отопления с использованием пакета MATLAB с приложением SIMULINK.

Гидравлическая схема трубопроводной системы отопления приведена на рисунке 2.9.

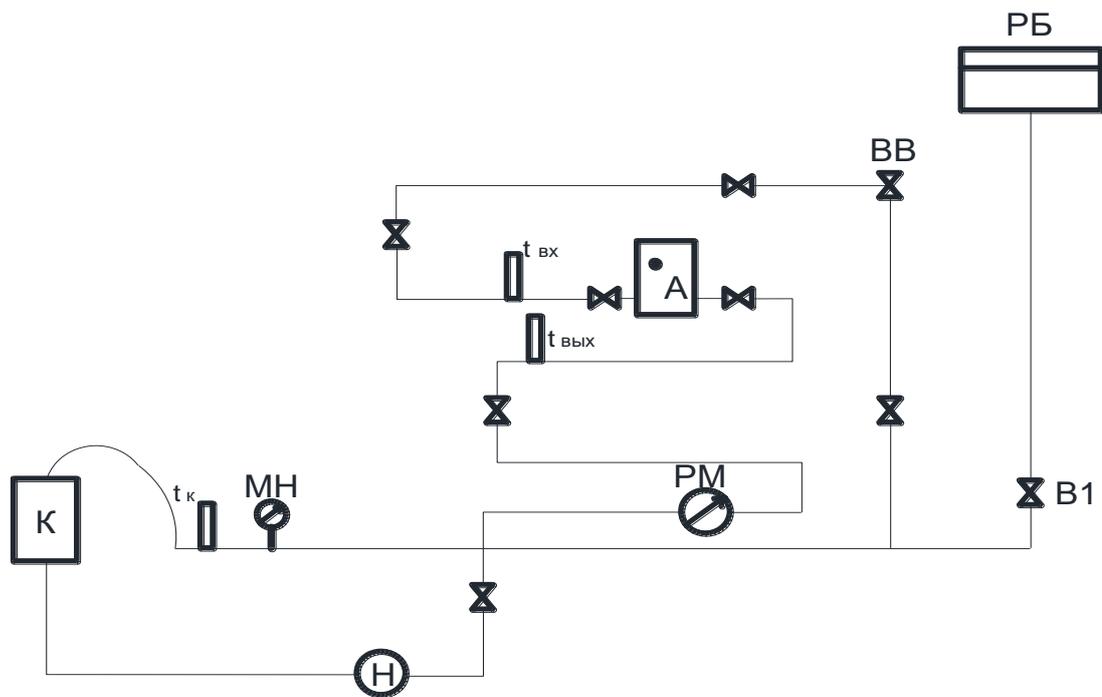


Рисунок 2.9 – Гидравлическая схема трубопроводной системы отопления

В теплопередающих системах теплоносителем является вода, которая нагревается в котле (К) до заданной температуры и подается по напорной магистрали в нагревательный прибор (А). На входе и выходе их нагревательного прибора (А) установлены термометры ($t_{вх}$) и ($t_{вых}$). Для подачи теплоносителя установлен циркуляционный насос (Н). Контроль давления в системе

осуществляется манометром РМ. Для удаления воздуха из системы применяется воздуховыпускной клапан ВВ. Испытательный стенд оборудован водомером, запорной арматурой и термометрами, вставленными в металлические стаканы, заполненные машинным маслом. Подача теплоносителя в испытуемом отопительном приборе организована снизу в вверх.

Надежность рабочего процесса гидравлической системы отопления обеспечивается устойчивостью передачи свойств входных параметров к выходным:

$$F_{вх}(V, p, w, T) = F_{вых}(V, p, w, T) \quad (2.28)$$

где V – скорость теплоносителя; p – давление в системе; T – температура теплоносителя; w – расход рабочей жидкости.

Для моделирования гидравлической системы "Котел, насос, балансировочный клапан, отопительный прибор", с учетом основных нелинейностей, разработана математическая модель:

$$Q = (\pi D_2 - z \delta_2) b_2 c_2 \quad (2.29)$$

где D_2 – наружный диаметр колеса; z – количество лопаток; δ_2 – толщина лопатки по окружности диаметром D_2 ; b_2 – ширина колеса на внешнем диаметре; c_2 – скорость выхода жидкости из колеса в меридиональном направлении.

$$Q_3 = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \kappa_n \cdot x_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{|p_n - p_{uc}|} \cdot \text{sign}(p_n - p_{uc}) \quad , \quad (2.30)$$

$$\mu_{вк} f_{бк} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} (P_{вх} - P_{вых}) - Q_{ум} = \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} \cdot \frac{dx_T}{dt} \quad , \quad (2.31)$$

где $f_{\text{ок}}$ – площадь проходных сечений балансировочный клапана; $\mu_{\text{ок}}$ – коэффициенты расхода жидкости через балансировочный клапан; γ – удельный вес жидкости; g – ускорение свободного падения; p_{ex} – давление жидкости на входе балансировочного клапана; $p_{\text{вых}}$ – давление жидкости на выходе из балансировочного клапана; d – диаметр трубопровода; x – длина трубопровода; e – эксцентриситет насоса; z – количество поршней; n – частота вращения вала насоса.

Уравнение 2.29 описывает подачу насоса; уравнение 2.30 – расход теплоносителя через балансировочный клапан; уравнение 2.31 – процесс циркуляции теплоносителя «балансировочный клапан – отопительный прибор».

Математическая модель, описывающая процессы циркуляции теплоносителя, получена исходя из равенства расходов жидкости через балансировочный клапан и теплообменный прибор.

Для исследования переходных процессов гидросистемы теплоснабжения дифференциальные уравнения (2.16), (2.17) и 2.18 приведены к виду Коши.

$$\frac{dx_T}{dt} = \frac{1}{F_T} (\mu \cdot b \cdot Z(t) \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p - p) - Q_{ym}) \quad (2.32)$$

На рисунке 2.10 приведен макроблок “теплообменный прибор”, который реализует математическую модель 2.13.

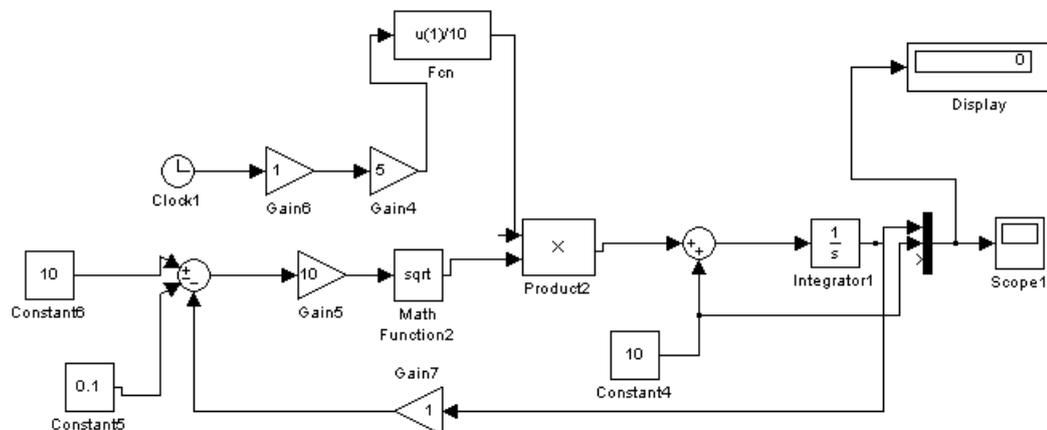


Рисунок 2.10 – Структурная схема макроблока “теплообменный прибор”

В результате моделирования процесса циркуляции теплоносителя, получена зависимость скорости течения жидкости через балансировочный клапан, приведенная на рисунке 2.11.

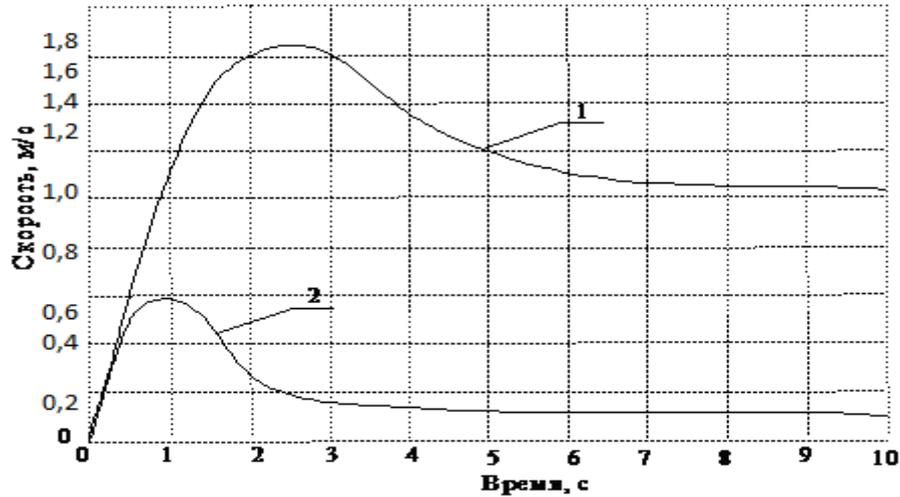


Рисунок 2.11 – Зависимость скорости течения жидкости через балансировочный клапан: 1 – скорость потока жидкости при давлении 0,5 МПа; 2 – скорость потока жидкости при давлении жидкости 0,1 МПа

Скорость истечения жидкости через балансировочный клапан характеризуется колебательным процессом. Давление теплоносителя в начальный период возрастает до 0,6 МПа (кривая 1). Через 6 с колебательный процесс переходит в астатический. На рисунке 2.12 приведена блок схема динамического равновесия балансировочного клапана.

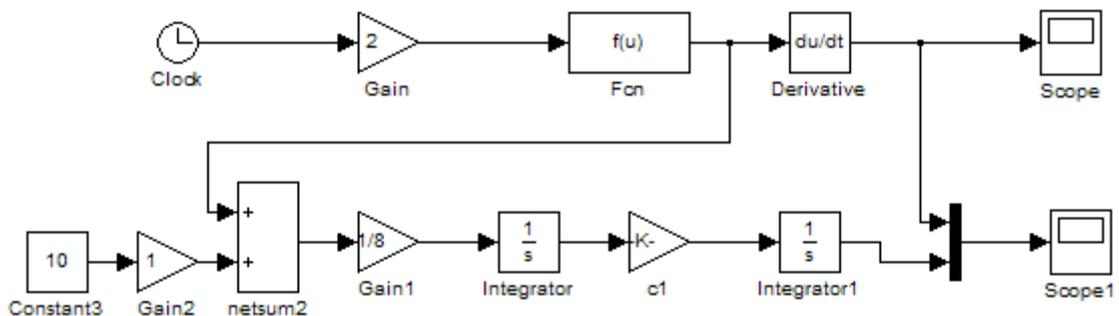


Рисунок 2.12 – Блок схема динамического равновесия балансировочного клапана

Результаты математического моделирования динамического равновесия балансировочного клапана приведены на рисунке 2.13.

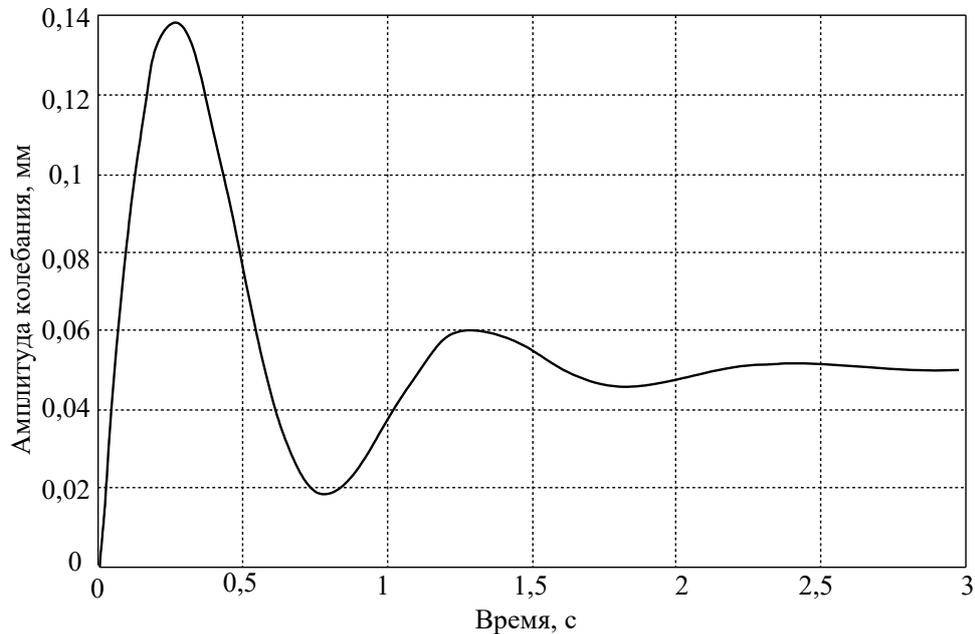


Рисунок 2.13 – Зависимость динамического равновесия балансировочного клапана

В начальный период наблюдается динамический процесс балансировочного клапана, который характеризуется величиной амплитуды 0,14 мм. Время протекания колебаний составляет 2 с. При этом частота колебаний золотника составляет 2 Гц. Далее характер коивой становится апериодическим.

Колебания давления в магистральных трубопроводах по причине возникновения гидравлических ударов а также при регулировании частоты вращения магистральных насосов. Длинные трубопроводы являются объектами с распределенными параметрами поэтому возникают колебания из за изменение давления в системе а также из за наличия замкнутых контуров, отражающих волну давления.

Поэтому для определения устойчивости длинных трубопроводов выполнено моделирование на основе передаточных функций насосного агрегата и трубопровода.

Передаточная функция насоса по данным [1]:

$$W_{HA}(p) = \frac{p(p)}{\omega(p)} = k_n \frac{1 + k_0 \cdot e^{-2\tau p}}{1 + \lambda k_0 \cdot e^{-2\tau p}}; \quad (2.33)$$

$$e^{-2\tau p} = 1 - 2\tau p + 2\lambda^2 p^2 - \frac{4\lambda^3 p^3}{3}. \quad (2.34)$$

где τ – время распространения волны в один конец трубопровода:

$$\tau = \frac{l}{c}, \quad (2.35)$$

k_n – коэффициент линеаризации кривой напора насоса от скорости:

$$k_n = - \frac{P_{н.а.ном} - P_{н.а.нач}}{\omega_{н.а.ном} - \omega_{н.а.нач}}. \quad (2.36)$$

Коэффициент степени колебательности трубопроводной системы описывается уравнением

$$\lambda = 1 - \frac{2k_{hx} \cdot S}{\rho c}, \quad (2.37)$$

где S – площадь сечения трубопровода, $2 \cdot 4S \cdot \pi d =$; k_{hx} – коэффициент жесткости характеристики в области рабочей точки.

Коэффициент жесткости характеристики трубопроводной системы:

$$k_{хн} = \frac{(1 - \lambda) \rho c}{2 \cdot S}. \quad (2.38)$$

Коэффициент степени закрытия задвижки в трубопроводе:

$$k = \frac{P_{x=1}}{Q_{x=1}}. \quad (2.39)$$

Передаточная функция насосного агрегата имеет вид:

$$W_H = \frac{7750,16}{0,13p + 1}. \quad (2.40)$$

Передаточные функции магистрального трубопровода получены на основе уравнений Навье-Стокса и определены в виде

$$W(s, l) = \frac{1}{\frac{Z_{BJ}(s)}{Z_2(s)} \cdot sh[\theta(s), l] + ch[\theta(s), l]};$$

$$W_1(s, l) = \frac{K}{ch[\theta(s)l] + \frac{Z_{BJ}(s)}{Z_1(s)} sh[\theta(s)l]};$$

$$W_{p2p1}(s) = \frac{T_1^2 \cdot T_2^2 \cdot T_3^2 \cdot \dots \cdot T_n^2}{(s^2 + T_1^2)(s^2 + T_2^2)(s^2 + T_3^2) \cdot \dots \cdot (s^2 + T_n^2)}. \quad (2.41)$$

На рисунке 2.14 приведена математическая модель блока регулятора системы управления давлением теплоносителя в магистральных трубопроводах в среде Matlab.

На рисунке 2.15 приведены зависимости давления в переходных процессах трубопровода.

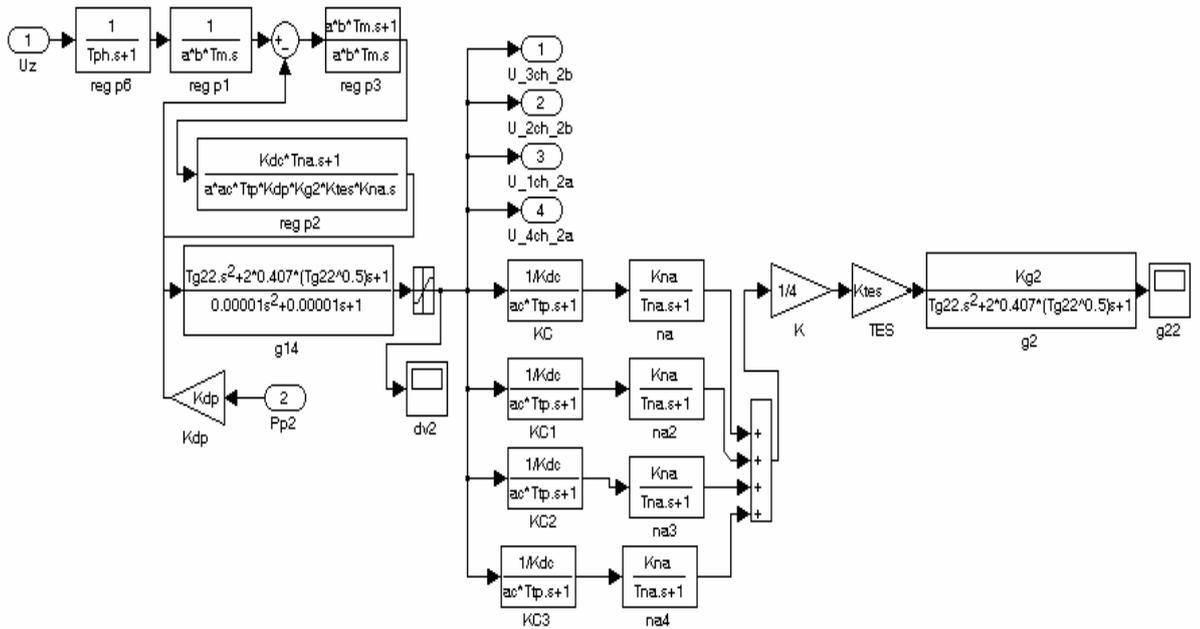


Рисунок 2.14 – Математическая модель блока регулятора давления электропривода и системы управления поведением теплоносителя в магистральных трубопроводах тепловых сетей в средеMatlab

Давление, МПа

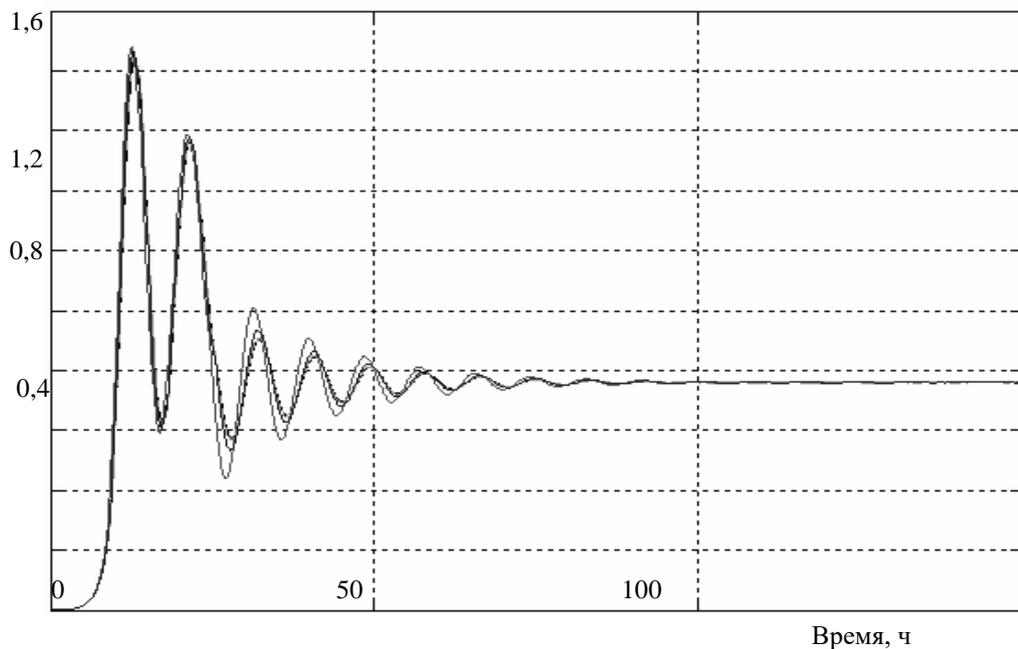


Рисунок 2.15 – Зависимости давления в переходных процессах трубопровода

На рисунке 2.16 приведены графики переходного процесса давления для нерегулируемой и регулируемой схем.

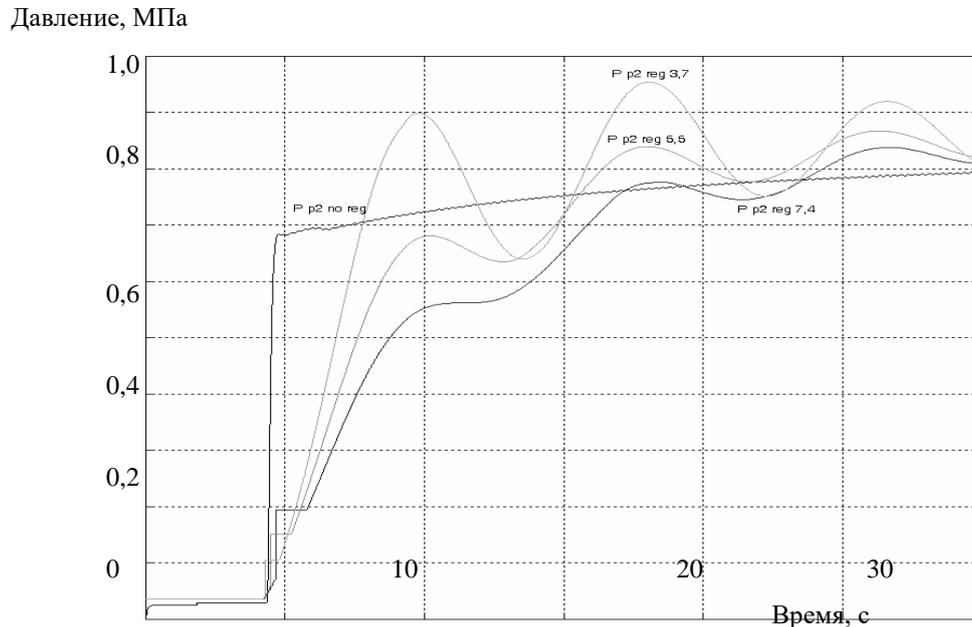


Рисунок 2.16 – Графики переходного процесса давления для нерегулируемой и регулируемой схем с $T\phi = 2xT_{TP} = 3,7$ с, $T\phi = 3xT_{TP} = 5,5$ с,
 $T\phi = 4xT_{TP} = 7,4$ с

Как видно из зависимости давления в переходных процессах трубопровода исследуемая система обладает колебательностью.

Графики переходного процесса показывают (рисунок 2.16) оптимальное значение характеризуется параметрами $T\phi = 4xT_{TP}$. Точность результатов моделирования составляет 95 % при времени переходного процесса 30 с.

Адекватность системы регулирования при моделировании оценивается изменением сигнала задания с 9 по 9,37В. При этом давление увеличилось с 0,76 до 0,8 МПа. Время моделирования процесса заданно 10 с. Запаздывание составляет 4,2 с из за большой протяженности трубопровода.

Давление, МПа

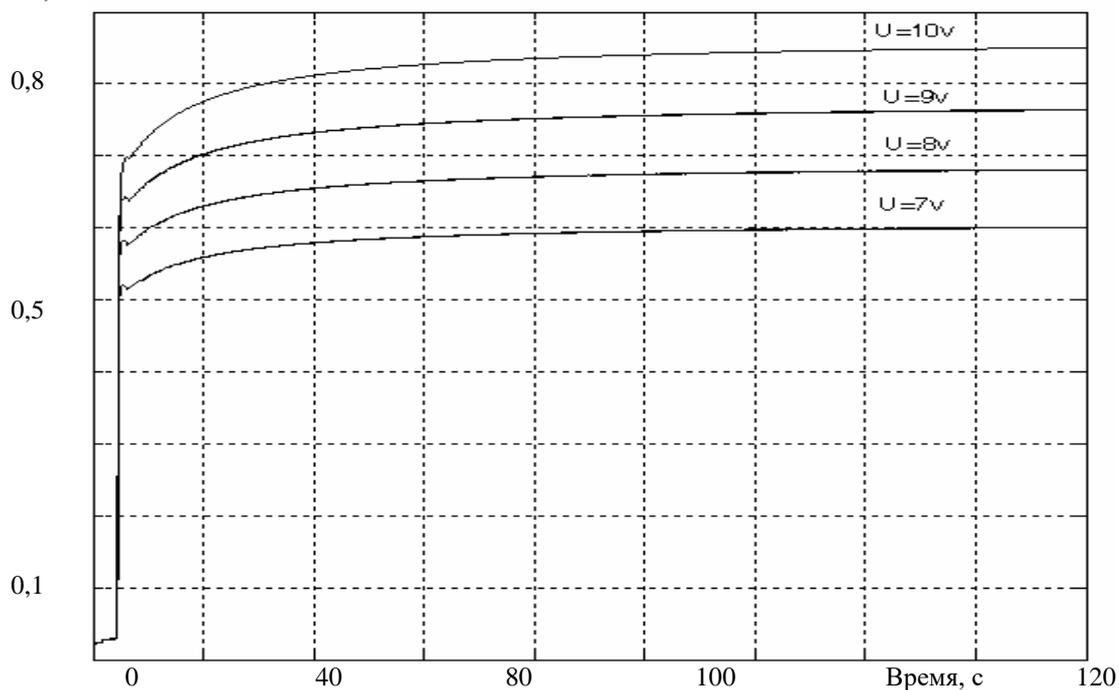


Рисунок 2.17 – Графики кривых давления при использовании системы регулирования

Данные соответствия сигналов САУ и требуемых давлений системы представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Данные соответствия сигналов САУ и требуемых давлений

Сигнал задания напряжения САУ, В	Давление, Па
10	845590
9	762712
8	677966
7	593220

Выводы

- Разработанная математическая модель, учитывающая переходные процессы, позволила получить количественные характеристики параметров, влияющих на гидравлическую устойчивость трубопроводной системы теплоснабжения.

- Получены зависимости скорости движения потока теплоносителя, амплитуды колебаний золотника балансировочного клапана, температуры теплоносителя в условиях переходных процессов, перепад давления от скорости потока а также теплового потока и электрической мощности циркуляционных насосов от скорости движения потока, что позволило определить основные параметры регулируемой трубопроводной системы в переходных режимах работы.

- Применение регулятора по параметру давления позволило снизить колебательность. Зависимости переходного процесса показывают что переходной процесс становится оптимальным с применением фильтра.

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ РЕГУЛИРУЕМЫХ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ

3.1 Задачи и методика проведения экспериментальных исследований

Задачами исследований явилось проведение лабораторных опытов и натурных испытаний системы отопления объекта социального значения.

Лабораторное оборудование содержит насосное оборудование, приборы управления, а также регуливающую арматуру, трубопроводы и отопительные приборы, применяемые в современном инженерном обеспечении зданий и сооружений. Общий вид стенда «Отопление» показан на рисунке 3.1.



Рисунок 3.1 – Общий вид стенда «Отопление»: 1 – стендовое оборудование; 2 – компьютерная система измерений

Экспериментальные исследования регулируемых трубопроводных систем теплоснабжения в условиях эксплуатации проводились на стенде. Измеряемые параметры определялись при варьировании величин входных и выходных параметров.

Стенд имеет в своем составе пять модулей, соответствующих по своему устройству различным схемам теплораспределения:

- 1) двухтрубная система отопления;
- 2) однотрубная система отопления;
- 3) разделитель систем Wilo-Safe;
- 4) циркуляционный контур.

Блок циркуляционных насосов показан на рисунке 3.2.

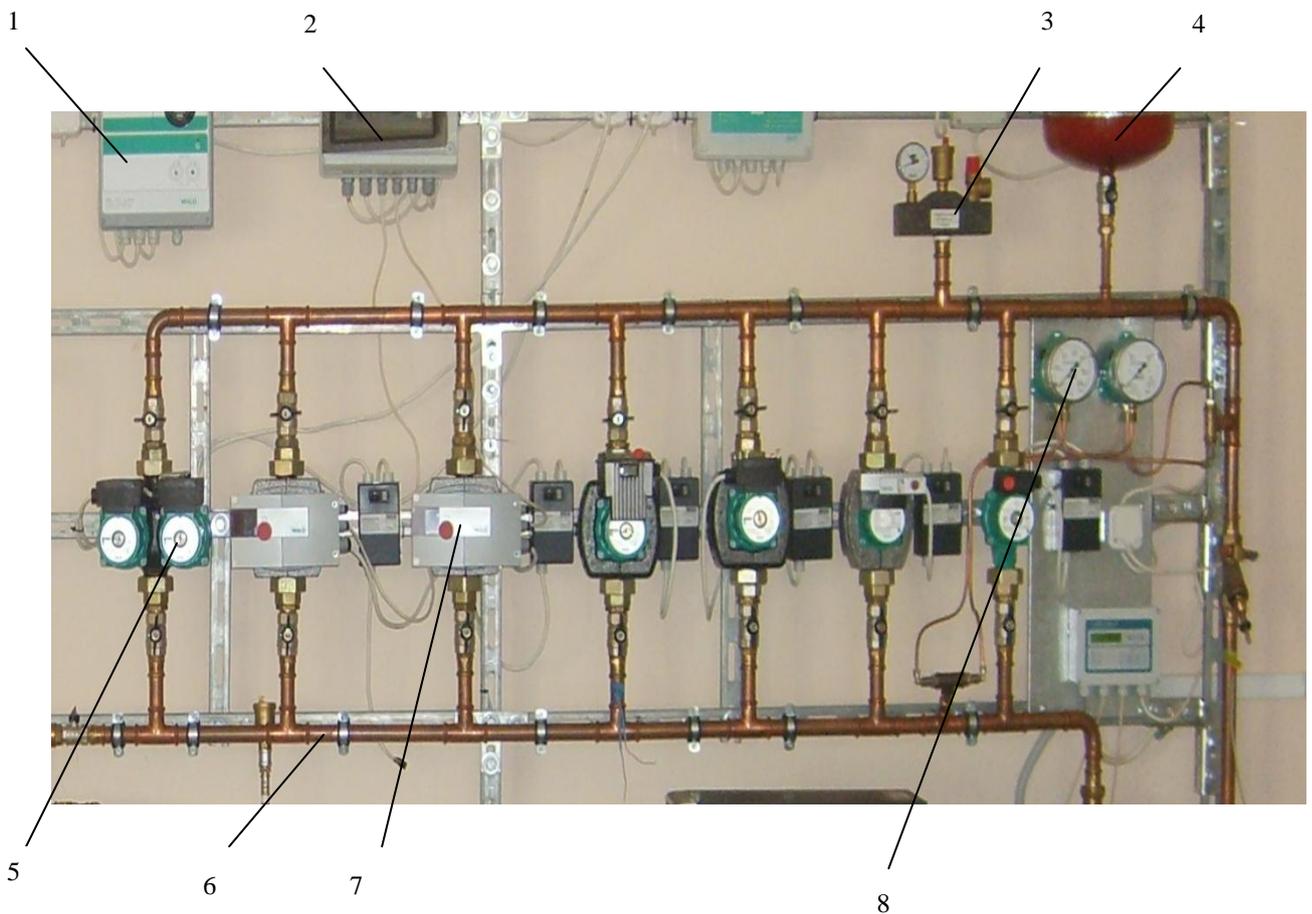


Рисунок 3.2 – Блок циркуляционных насосов: 1 – клемная коробка;

2 – блок защиты; 3, 4 – расширительный бачок; 5 – насос;

6 – трубопровод; 7 – блок управления, 8 – манометр

Блочный тепловой пункт приведен на рисунке 3.3.



Рисунок 3.3 – Тепловой пункт (экспериментальное оборудование):

1 – трубопровод; 2 – аппаратура теплового пункта

Модуль "Разделитель систем Wilo-Safe" проверяет независимое подключение источников потребления тепла (рисунок 3.4).



Рисунок 3.4 – Модуль разделитель систем Wilo-Safe:

1 – трубопровод; 2 – блок управления; 3 – теплообменник; 4 – насос

Измерение перепада давления осуществлялось с помощью группы дифференциальных манометров «DDA 6 – 0,01-0,6 bar» и «DDA16 – 0,05-1,6 bar». Установка дифференциальных манометров приведена на рисунке 3.5.

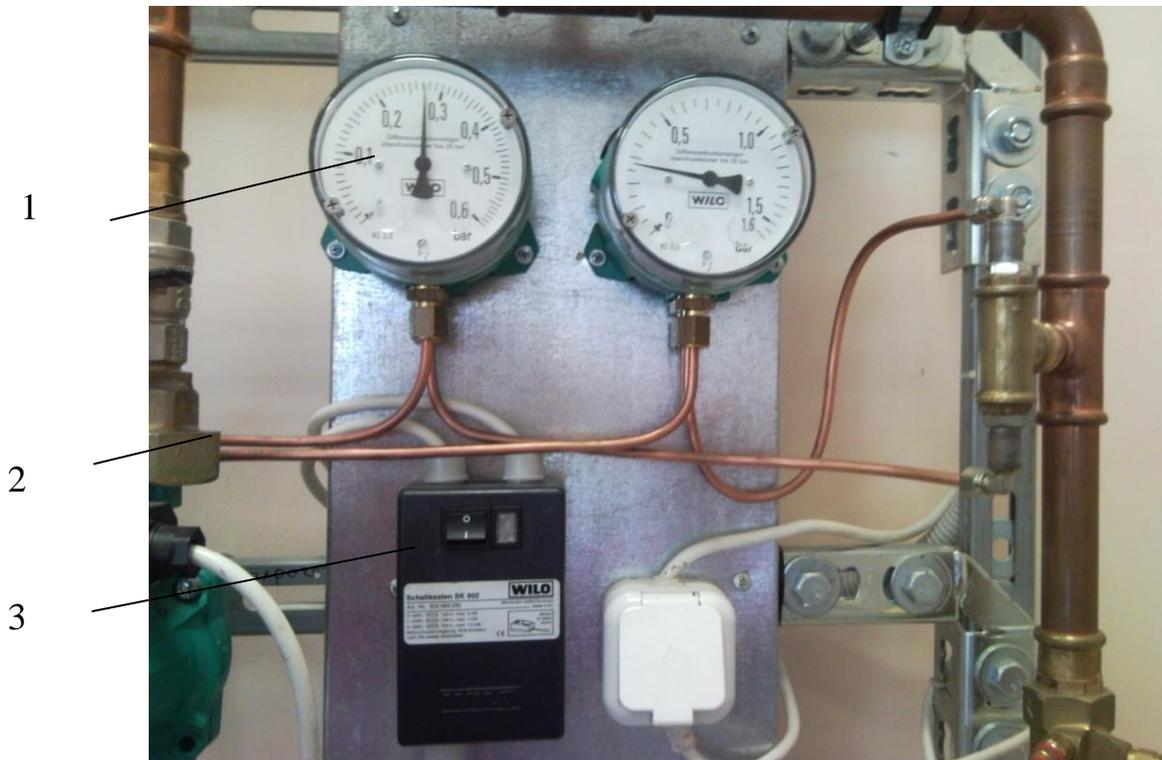


Рисунок 3.5 – Группа дифференциальных манометров:

1 – манометр; 2 – трубопроводная система; 3 – пульт управления

Расход воды измерялся при помощи встроенного расходомера ТЭМ-104-К (рисунок 3.6).

Так же использовался портативный ультразвуковой расходомер PORTAFLOW 330 (рисунок 3.7).

Расходомер осуществляет свое действие с использованием накладных датчиков УЗ-преобразователей (рисунок 3.8), обеспечивающих беспрепятственное течение жидкости в закрытой трубе.



Рисунок 3.6 – Расходомер ТЭМ-104-К



Рисунок 3.7 – Расходомер PORTAFLOW 330



Рисунок 3.8 – Накладные ультразвуковые датчики

Для измерений применялся расходомер ELSTER (водосчетчик), показанный на рисунке 3.9.



Рисунок 3.9 – Расходомер ELSTER (водосчетчик)

Для измерения температуры жидкости были установлены температурные датчики (рисунок 3.10), данные с которых сводились в компьютерную программу.



Рисунок 3.10 – Температурный датчик

3.2. Распределение потоков тепловой энергии по абонентам

Объектом исследований принята трубопроводная система теплоснабжения приведенная на рисунке 3.11.

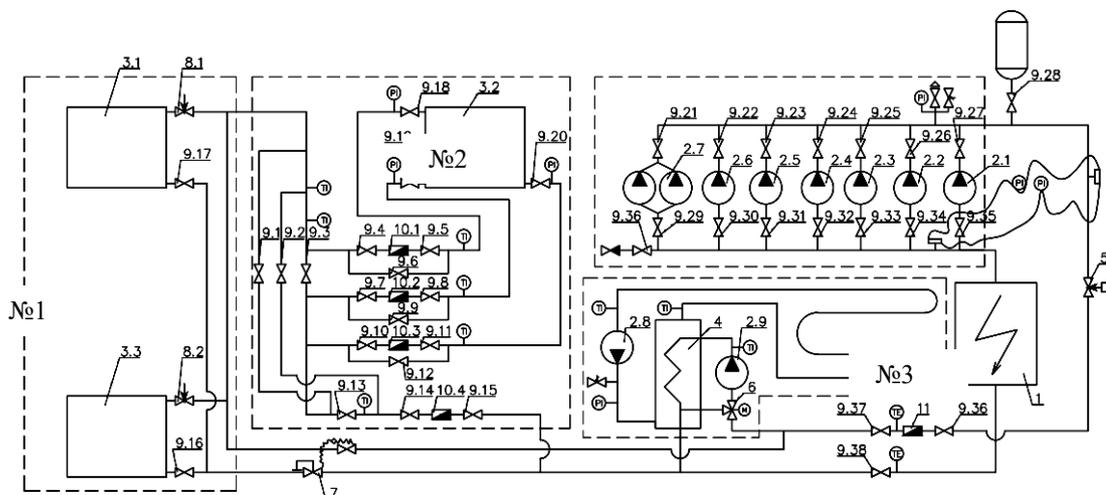


Рисунок 3.11 – Схема потокораспределения тепловой энергии

Исследуемая схема трубопроводной системы состоит из трех модулей: модуль №1 (двухтрубная схема), модуль №2 (однотрубная система), №3 (модуль теплого пола) и насосного узла. Модули 1; 2; 3 подключены по независимой и параллельной схеме. В насосном узле включен частотный циркуляционный насос stratos 30/1-12 с напором $H=3\text{м}$; $H=5\text{м}$; $H=6\text{м}$. Время эксперимента 5 мин., температура теплоносителя $T=60^\circ\text{C}$. Результаты измерений определялись измерительными средствами: расходомер ТЭМ-104-К, цифровые манометр. Температура теплоносителя в системе и поверхностей нагревательных приборов измерялась термодатчиками в автоматизированной системе измерений.

Схема измерения температуры приведена на рисунке 3.12.

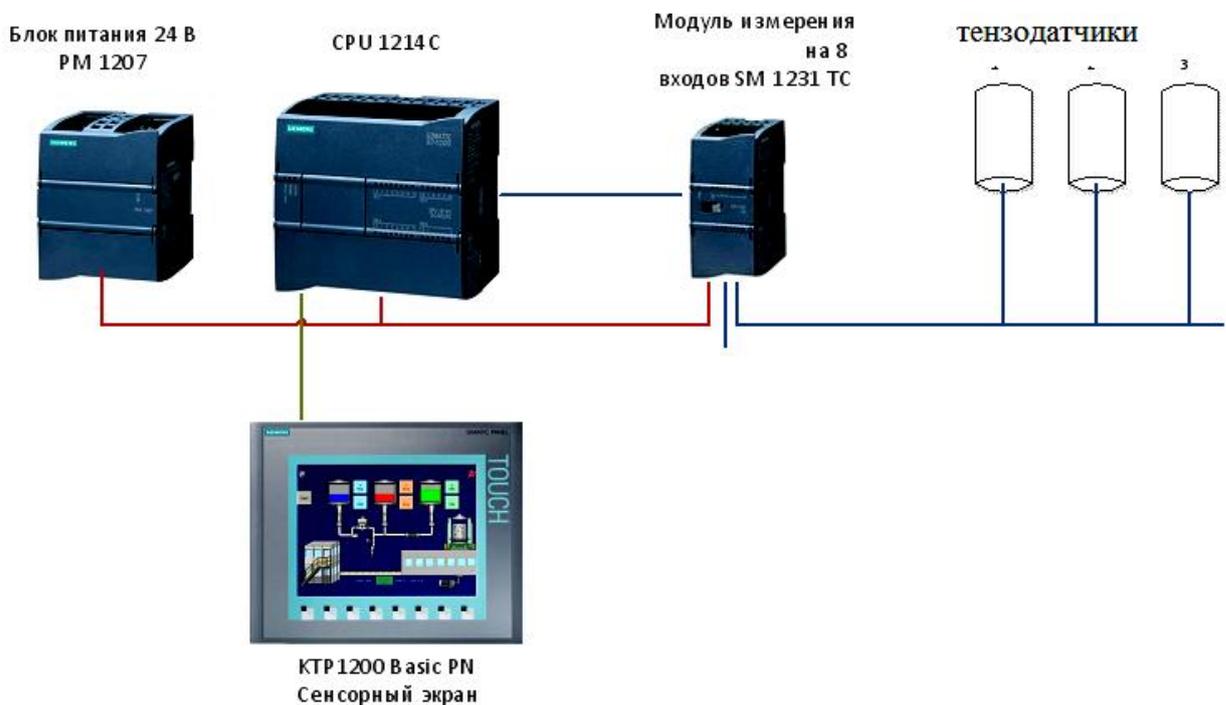


Рисунок 3.12 – Схема измерения температуры системы теплоснабжения

Температура рабочей жидкости в гидросистеме измерялась термопарой ЭПП-09 с использованием регулятора ОВЕН ТРМ 151 . Схема измерения температуры рабочей жидкости приведена на рисунке 3.13.

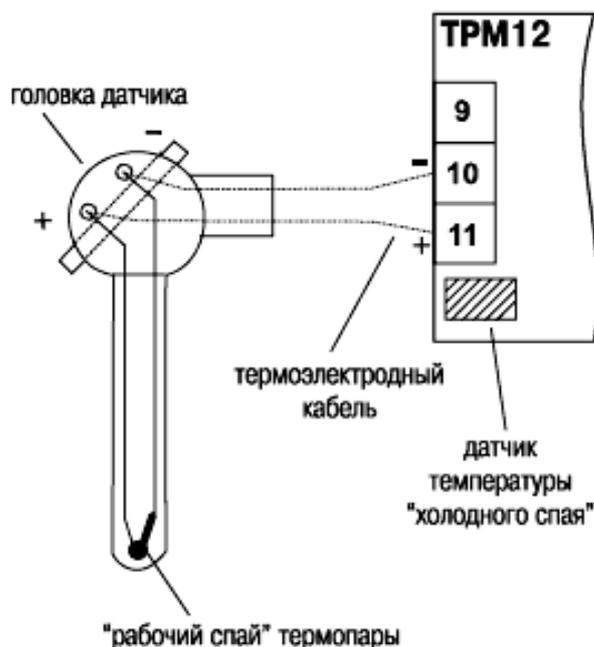


Рисунок 3.13 – Схема измерения температуры рабочей жидкости
Схемы подключения ТРМ 151 приведены на рисунке 3.14.

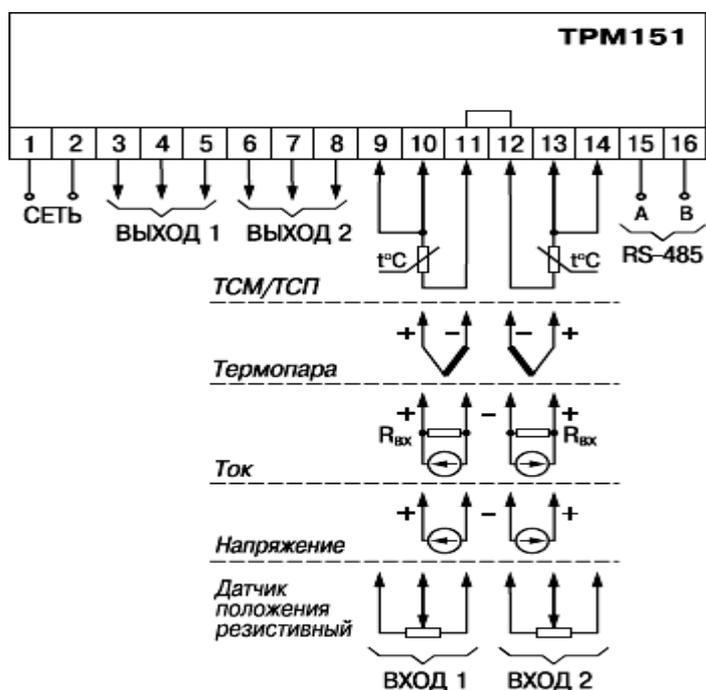


Рисунок 3.14 – Общая схема подключения регулятора ОВЕН ТРМ 151

Функциональные характеристики многоканального ПИД - регулятора ОВЕН ТРМ151:

- восемь входов и выходов для подключения датчиков измеряемых параметров;

- клемник из 8-ми выходных соединений для подключения исполнительных механизмов: электродвигатели, гидромоторы;
- производит вычисление функциональных зависимостей, сигнал с которых подается от датчиков измеренных величин;
- обеспечение коррекции уставки в зависимости от измерений исследуемого параметра по времени;
- осуществляется автоматическая настройка ПИД регуляторов;
- осуществляется ручное управление выходной мощностью объекта.

3.2 Распределение потоков тепловой энергии по абонентам

Тепловые потоки на основе полученных экспериментальных данных рассчитывались по формуле

$$Q = \frac{cG(T_1 - T_2)}{3600}. \quad (3.1)$$

где c – коэффициент теплопередачи; G – площадь поверхности излучателя; T_1 – температура излучателя; T_2 – температура окружающей среды.

Результаты исследований приведены на рисунке 3.15 – 3.19.

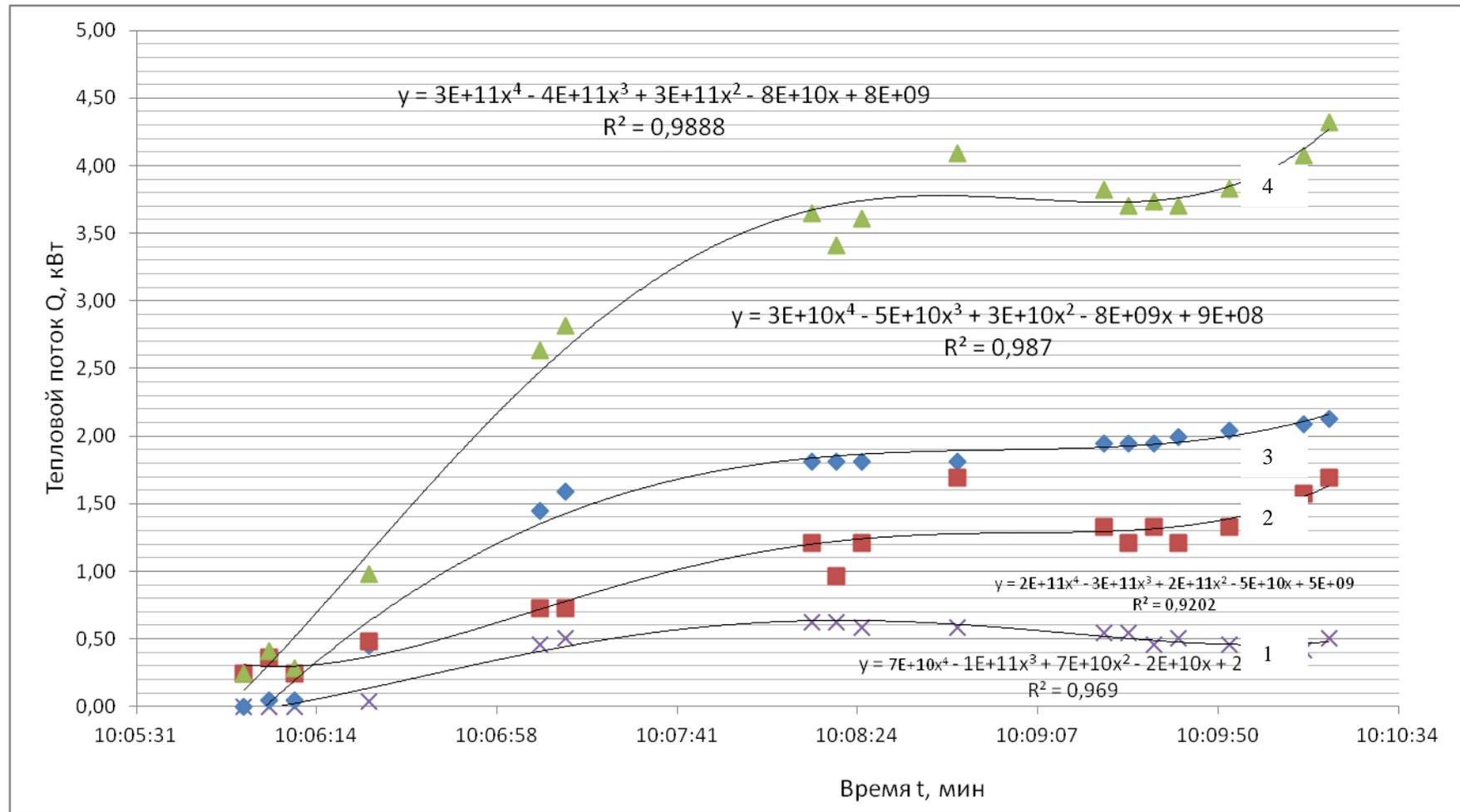


Рисунок 3.15 – Потокораспределения по абонентам: 1 – тепловой поток 1,0 кВт; 2 – тепловой поток 2,0 кВт; 3 – тепловой поток 3,0 кВт; 4 – тепловой поток истинный

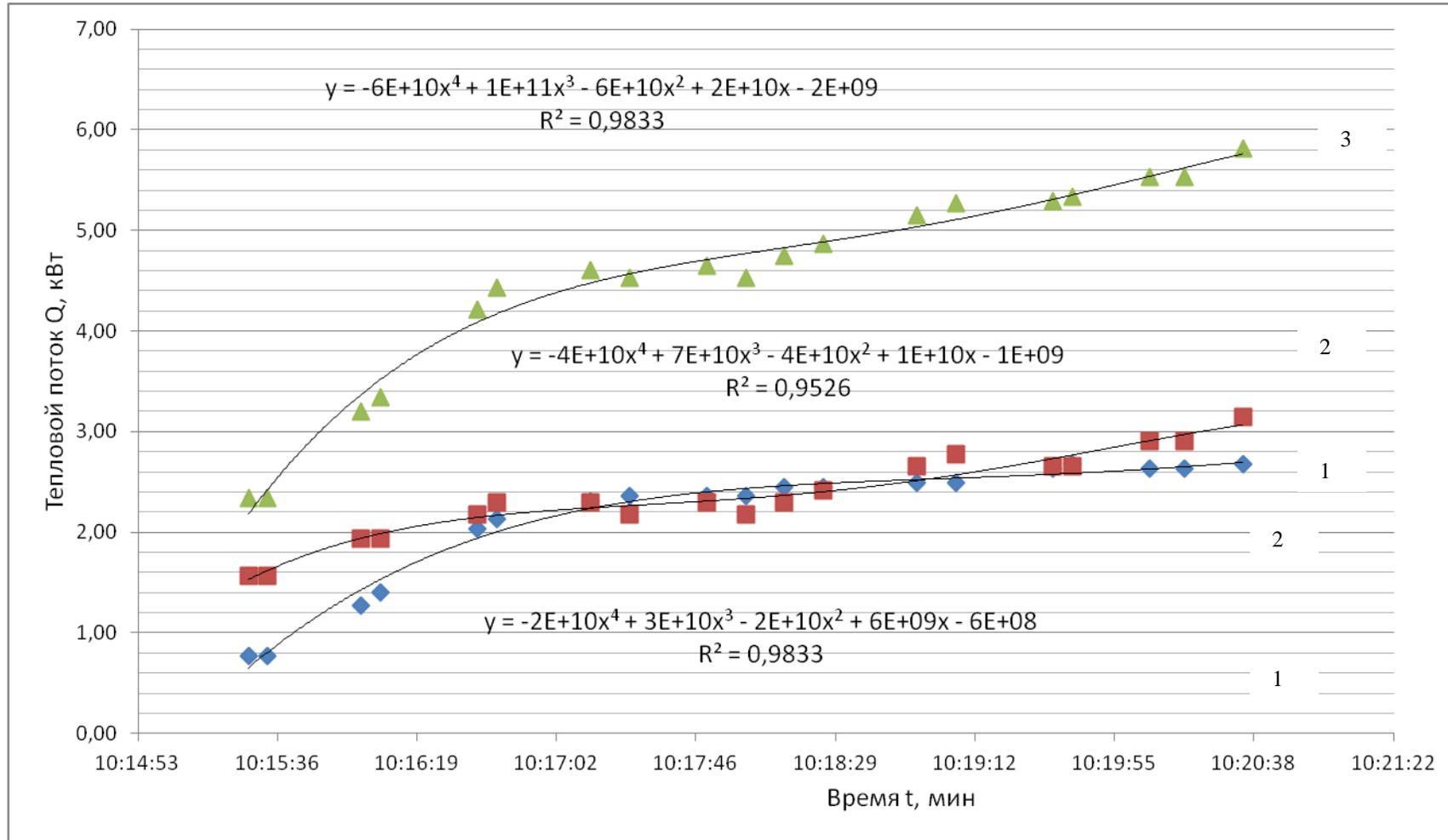


Рисунок 3.16 – Потокораспределения по абонентам: 1 – тепловой поток 2,0 кВт;
2 – тепловой поток 3,0 кВт; 3 – тепловой поток истинный

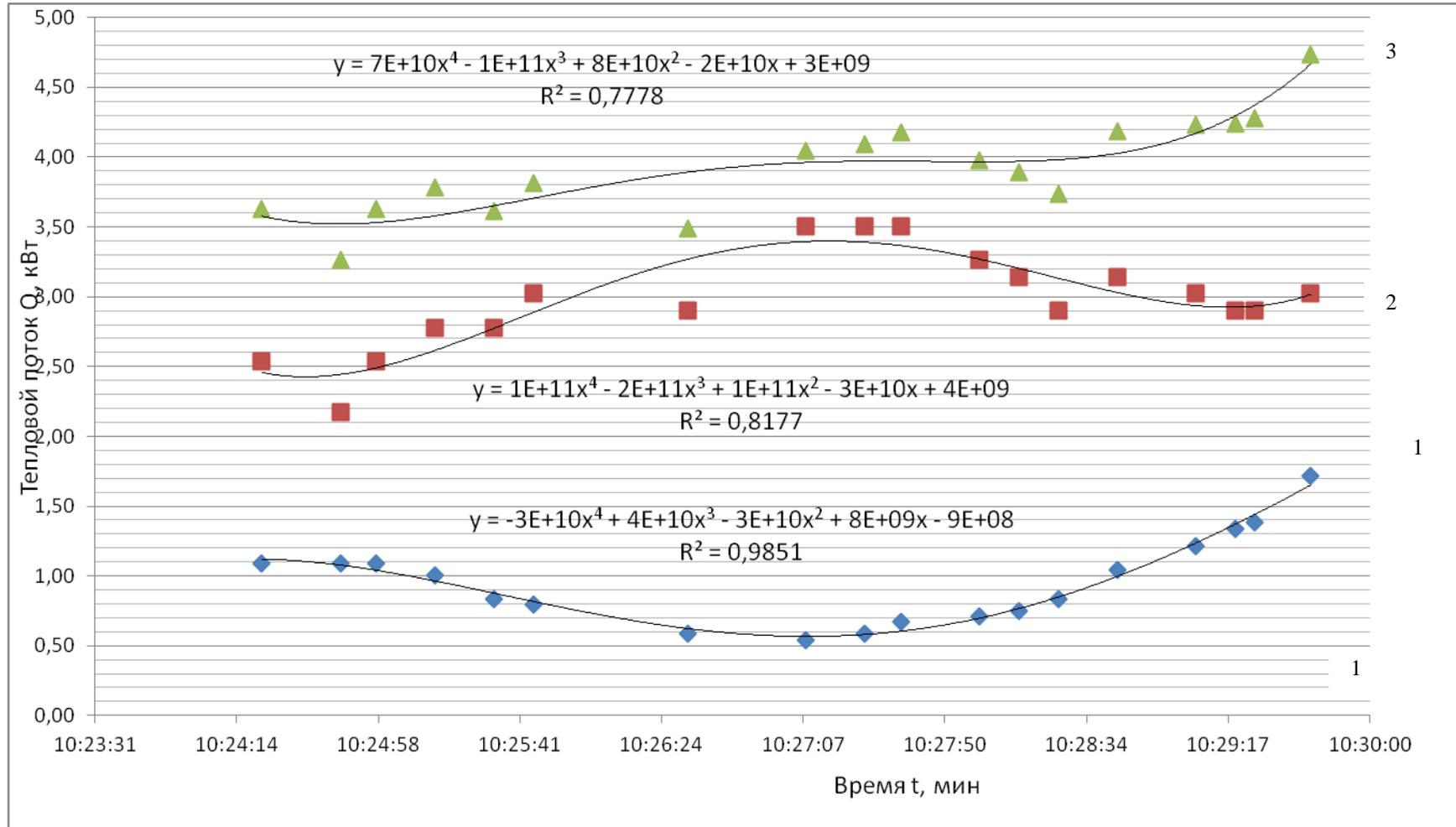


Рисунок 3.17 – Потокораспределения по абонентам: 1 – тепловой поток 2,0 кВт;
2–тепловой поток 3,0 кВт; 3 – тепловой поток истинный

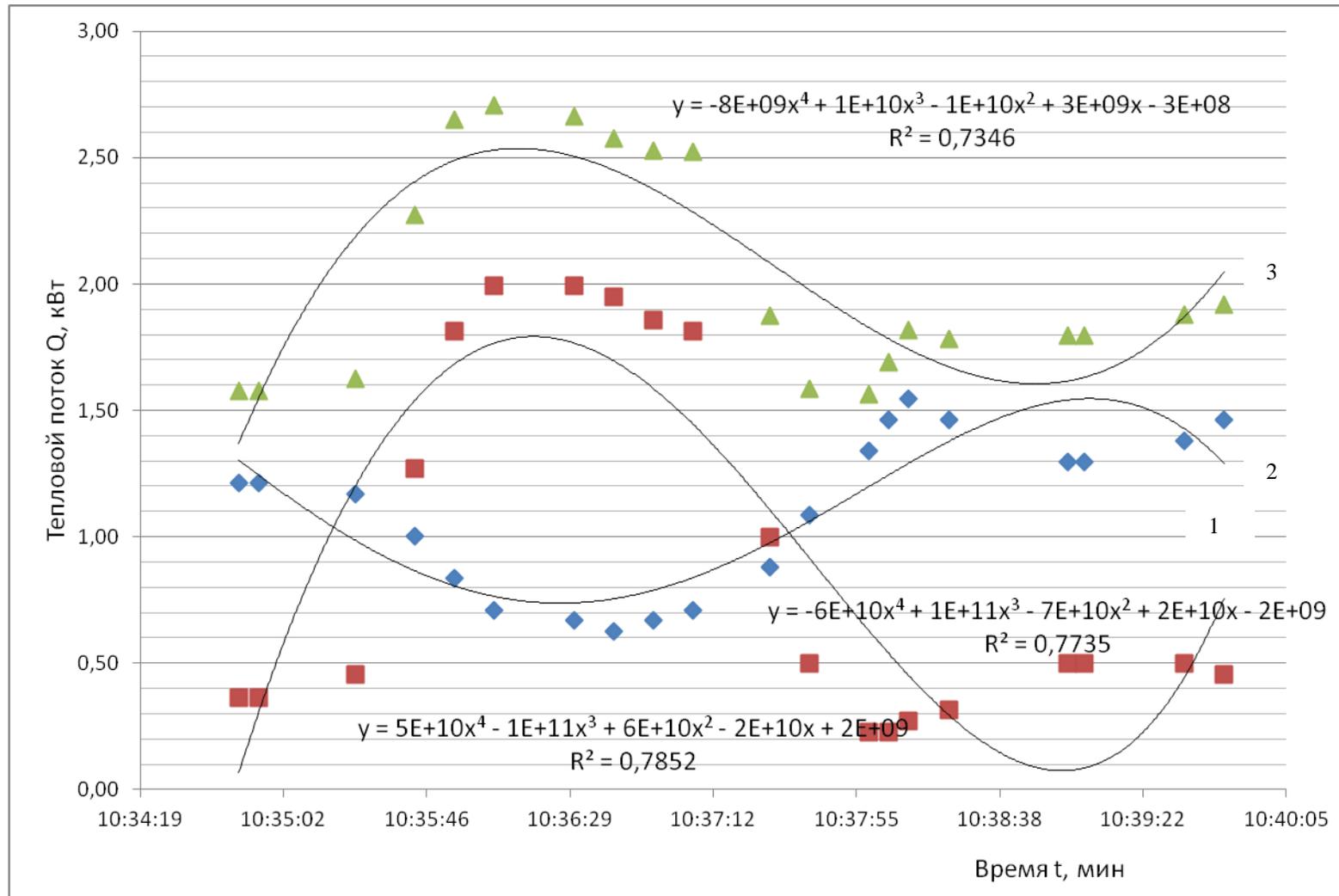


Рисунок 3.18 – Потокораспределения по абонентам: 1 – тепловой поток 1,0 кВт;
2 – тепловой поток 2,0 кВт; 3 – тепловой поток истинный

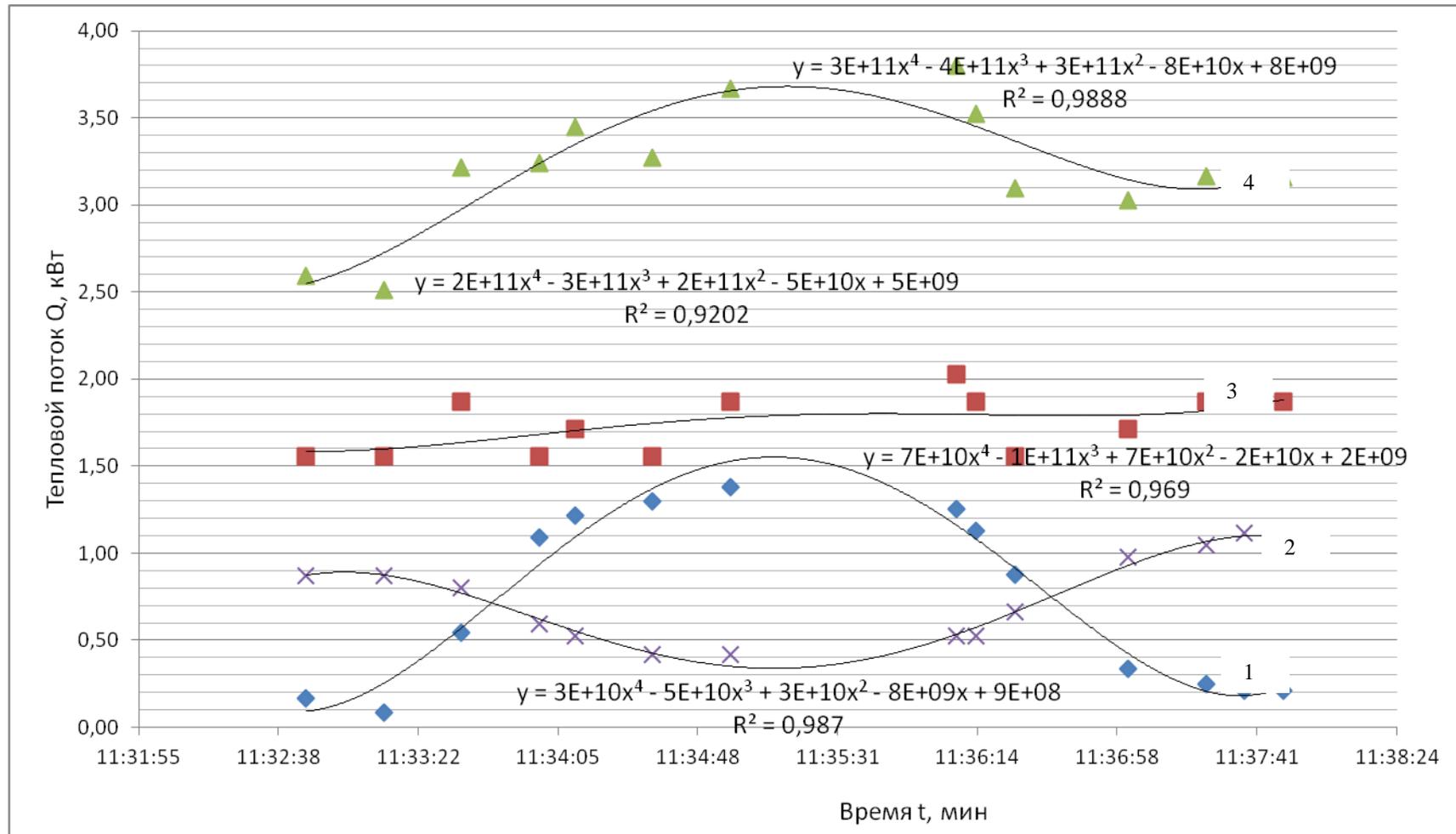


Рисунок 3.19 – Потокораспределения по абонентам: 1 – тепловой поток 1,0 кВт;
2 – тепловой поток 2,0 кВт; 3 – тепловой поток 3,0 кВт; 4 – тепловой поток истинный

3.3. Влияние регулирования абонента на гидравлическую характеристику трубопроводной системы

Для исследований трубопроводных систем отопления применялся циркуляционный насос stratos ECO 30/1-5 . Расход жидкости (G) измерялся при помощи встроенного расходомера ТЭМ-104-К, а перепад давлений (ΔH) измерялся дифференциальными манометрами. Исследования повторялись при включенном циркуляционном насосе на независимом подключении.

Полученные результаты исследований системы при напоре насоса $H=3\text{м}$ приведены на графике (рисунок 3.20).

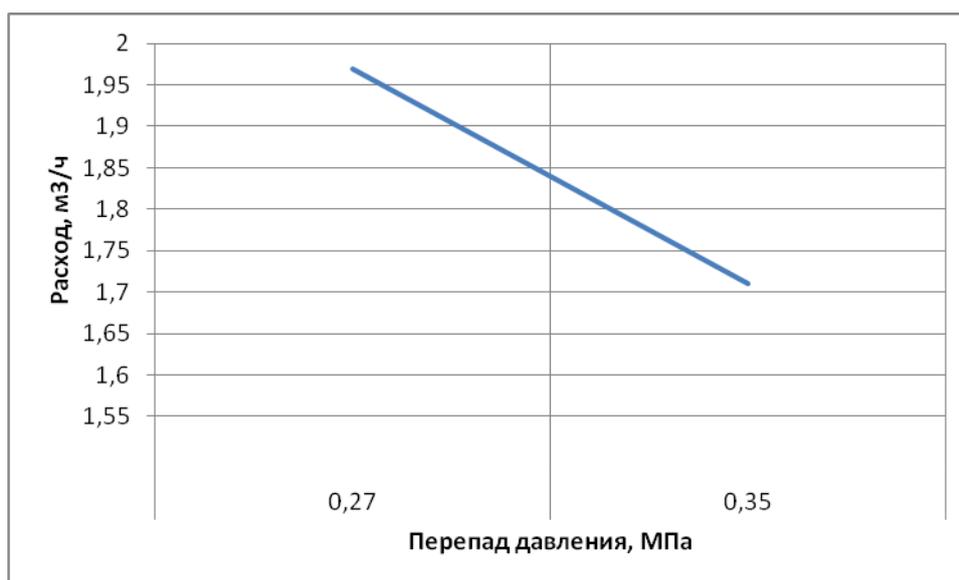


Рисунок 3.20 – График зависимости расхода жидкости от перепада давления

При включении циркуляционного насоса расход теплоносителя на независимом контуре увеличивается линейно и обратно пропорционально перепаду давления.

По результатам измерений по формуле (3.1) рассчитывается гидравлическая характеристика системы:

$$S = \frac{\Delta H}{G^2}. \quad (3.2)$$

На рисунке 3.21 приведен график перепада давления от расхода теплоносителя абонента №3 при регулировании трехходового клапана в четырех положениях и при отключенном абоненте №1.

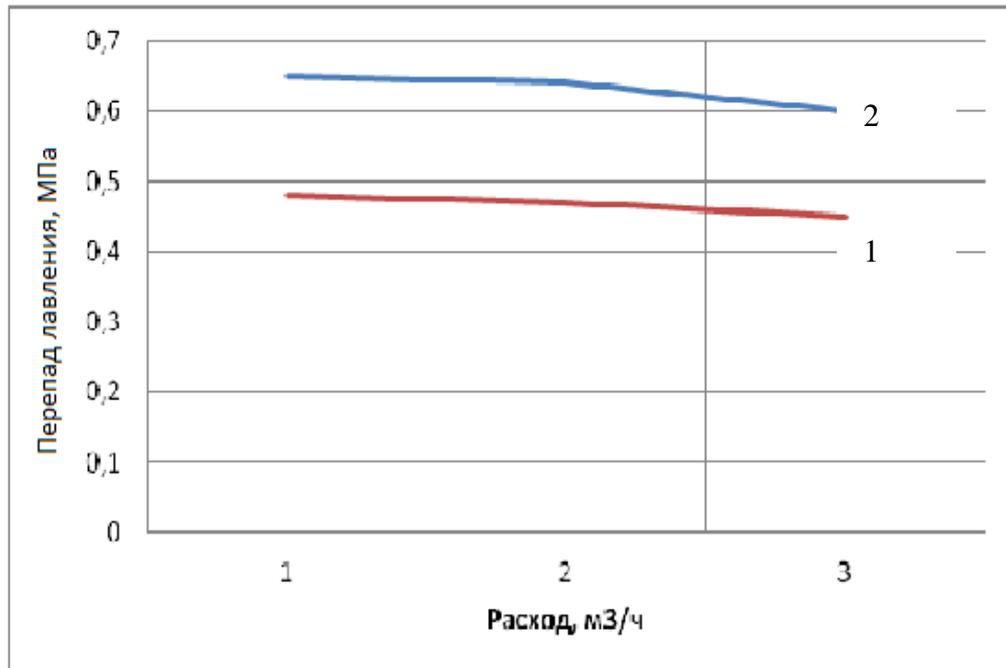


Рисунок 3.21 – Графики перепада давления в зависимости от расхода теплоносителя абонента №3 и отключенном абоненте №1:

1 – напор 5,0м; 2 – напор 6,0м

На рисунке 3.22 приведены зависимости перепада давления от расхода теплоносителя при регулировании абонента № 1 и изменении положения трехходового клапана для абонента № 3.

Расход теплоносителя снижается с уменьшением перепада давления. Уменьшение перепада на теплоисточнике приводит к уменьшению расхода и недотопу элеваторных узлов.

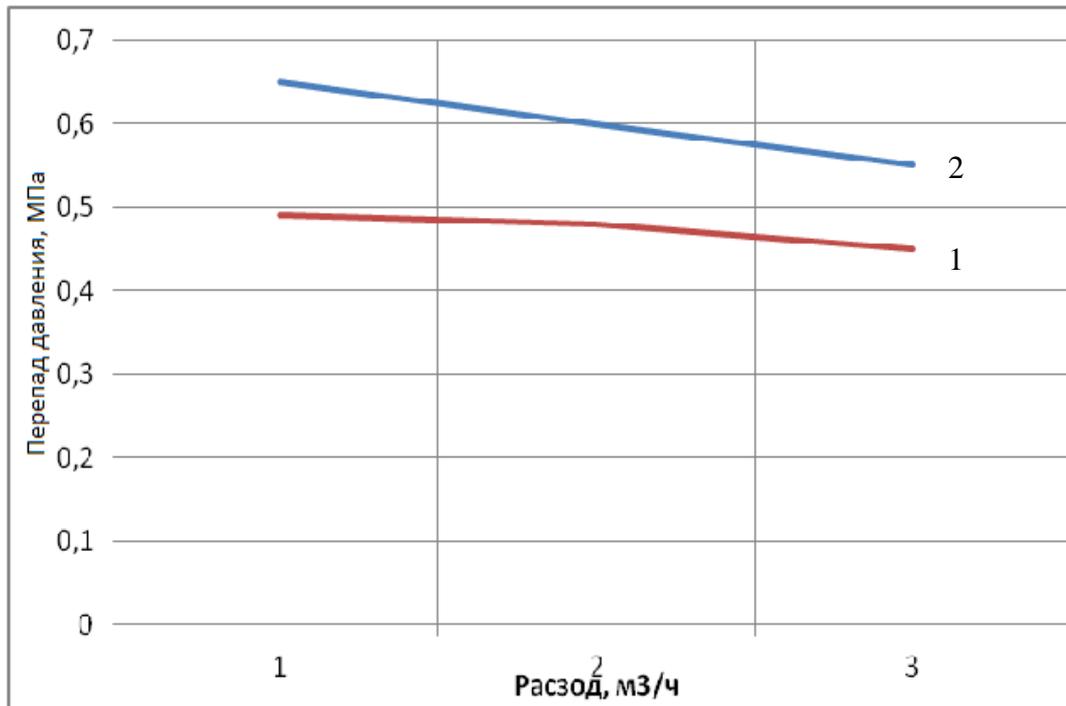


Рисунок 3.22 – Зависимости перепада давления от расхода теплоносителя при регулировании абонента № 1 и изменении положения трехходового клапана для абонента № 3: 1 – напор 5,0 м; 2 – напор 6,0 м

Как видно из рисунков 3.21 и 3.22 зависимости перепада давления от расхода теплоносителя при регулировании абонента снижается. Снижение перепада на теплоисточнике приводит к соответственному снижению перепадов у потребителей. Снижение расхода приводит к уменьшению потерь давления и увеличению перепадов у потребителей.

3.4 Распределение мощности теплового потока абонентов при условии имитирования зарастания системы

Основными факторами зарастания трубопроводной системы являются:

карбонат кальция; взвешенные вещества; увеличенные концентрации солей железа; биологические агенты, попавшие внутрь через дефекты труб.

В результате зарастания системы происходит уменьшение внутреннего сечения труб. Это приводит к уменьшению живого сечения трубы, уменьшению коэффициента теплоотдачи и ухудшению стабильности температурного режима системы теплоснабжения.

Нормативные сроки трубопроводных систем теплоснабжения приведены в таблице 3.1

Таблица 3.1 - Нормативные сроки трубопроводных систем теплоснабжения

Область применения	Материал труб	Срок службы, лет
В непроходном канале	Сталь	25
В коллекторе	Сталь	35
При бесканальной прокладке	Сталь	20

Исследование распределения мощности теплового потока в условиях зарастания сети проводилось для трех абонентов, подключенных по разной схеме: независимой и параллельной. Напор частотного насоса stratos 30/1-12 Н=3м. Время эксперимента 5мин., при заданной температуре на источнике Т=60°С. Параметры расхода (G) определялись при помощи встроенного расходомера ТЭМ-104-К, перепад давлений (ΔН) дифференциальным манометром.

На рисунке 3.23 – 3.27 приведены графики распределения мощности теплового потока с учетом зарастания сети.

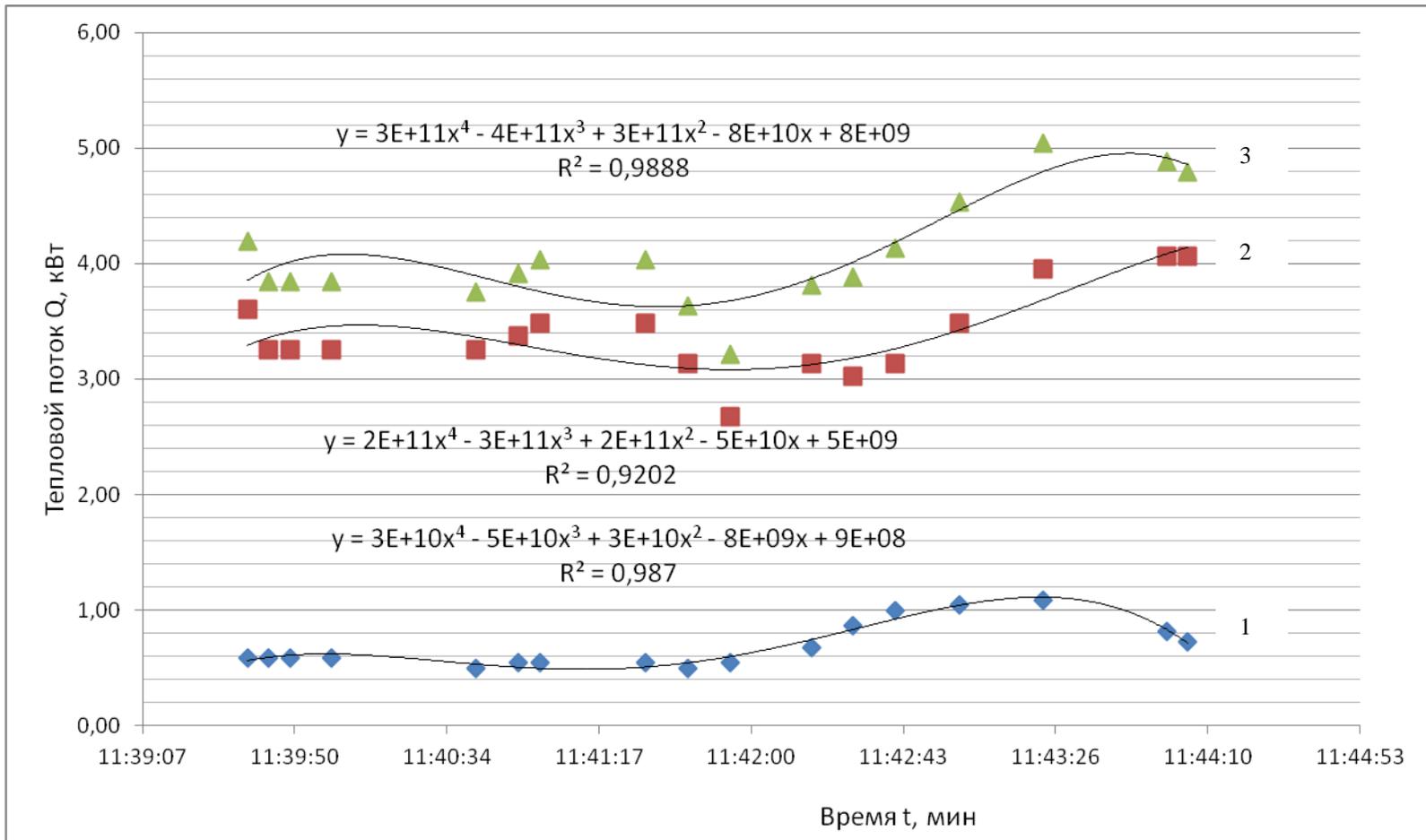


Рисунок 3.23 – Потокораспределения по абонентам с учетом зарастания сети: 1 – тепловой поток 2,0 кВт; 2 – тепловой поток 3,0 кВт; 3 – тепловой поток истинный

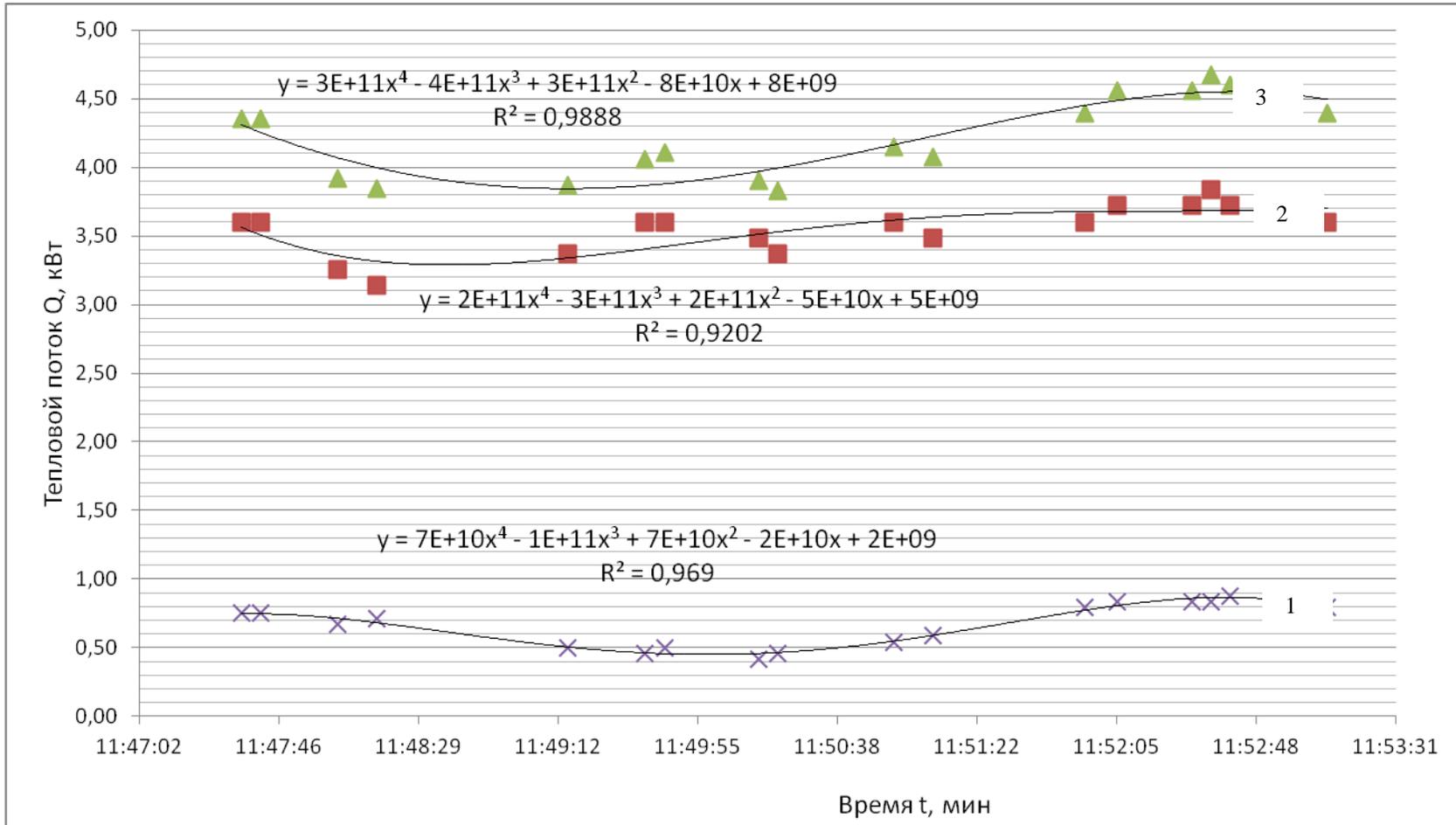


Рисунок 3.24 – Потокораспределения по абонентам с учетом зарастания сети: 1 – тепловой поток 1,0 кВт; 2 – тепловой поток 3,0 кВт; 3 – тепловой поток истинный

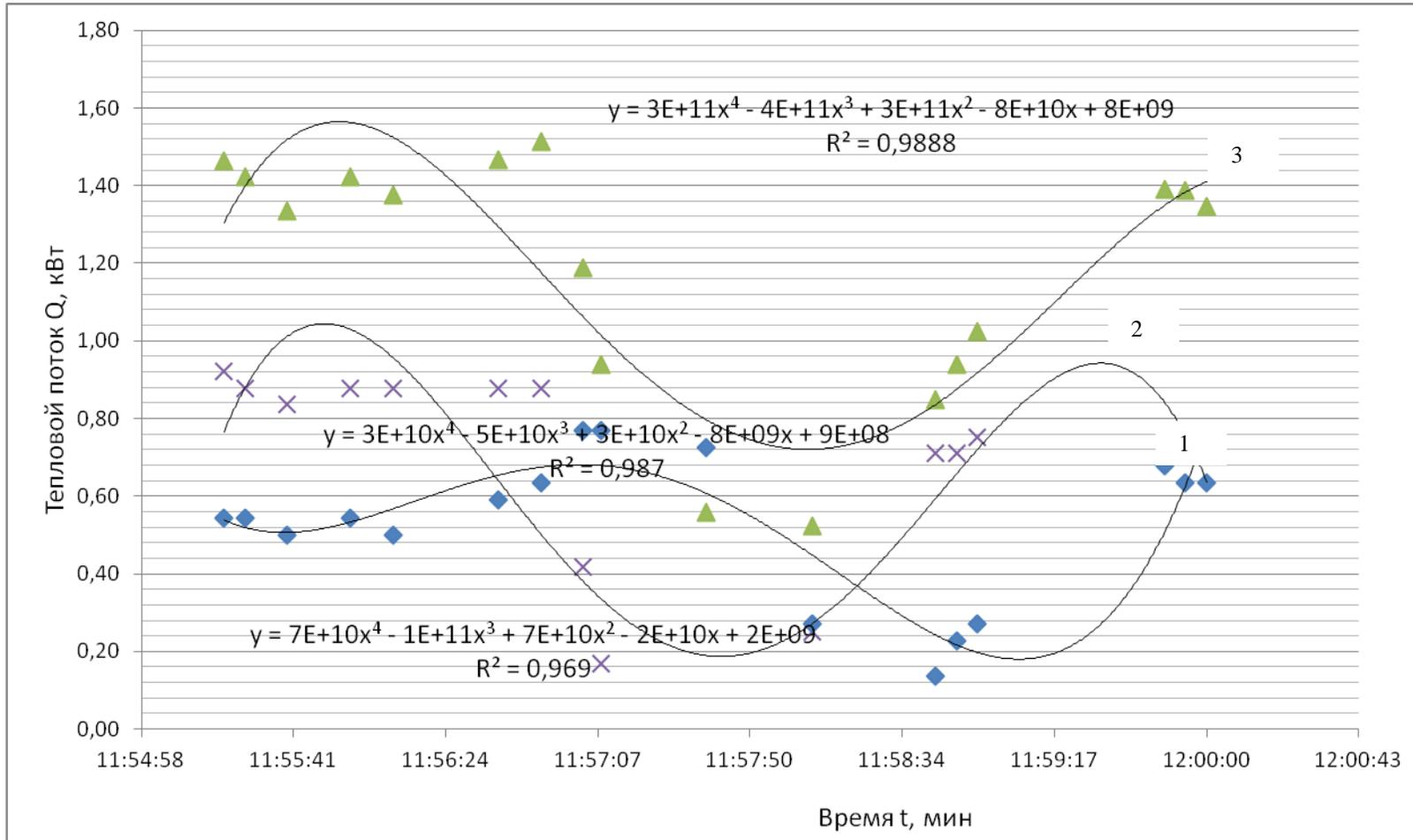


Рисунок 3.25 – Потокораспределения по абонентам с учетом зарастания сети: 1 – тепловой поток 1,0 кВт; 2 – тепловой поток 2,0 кВт; 3 – тепловой поток истинный

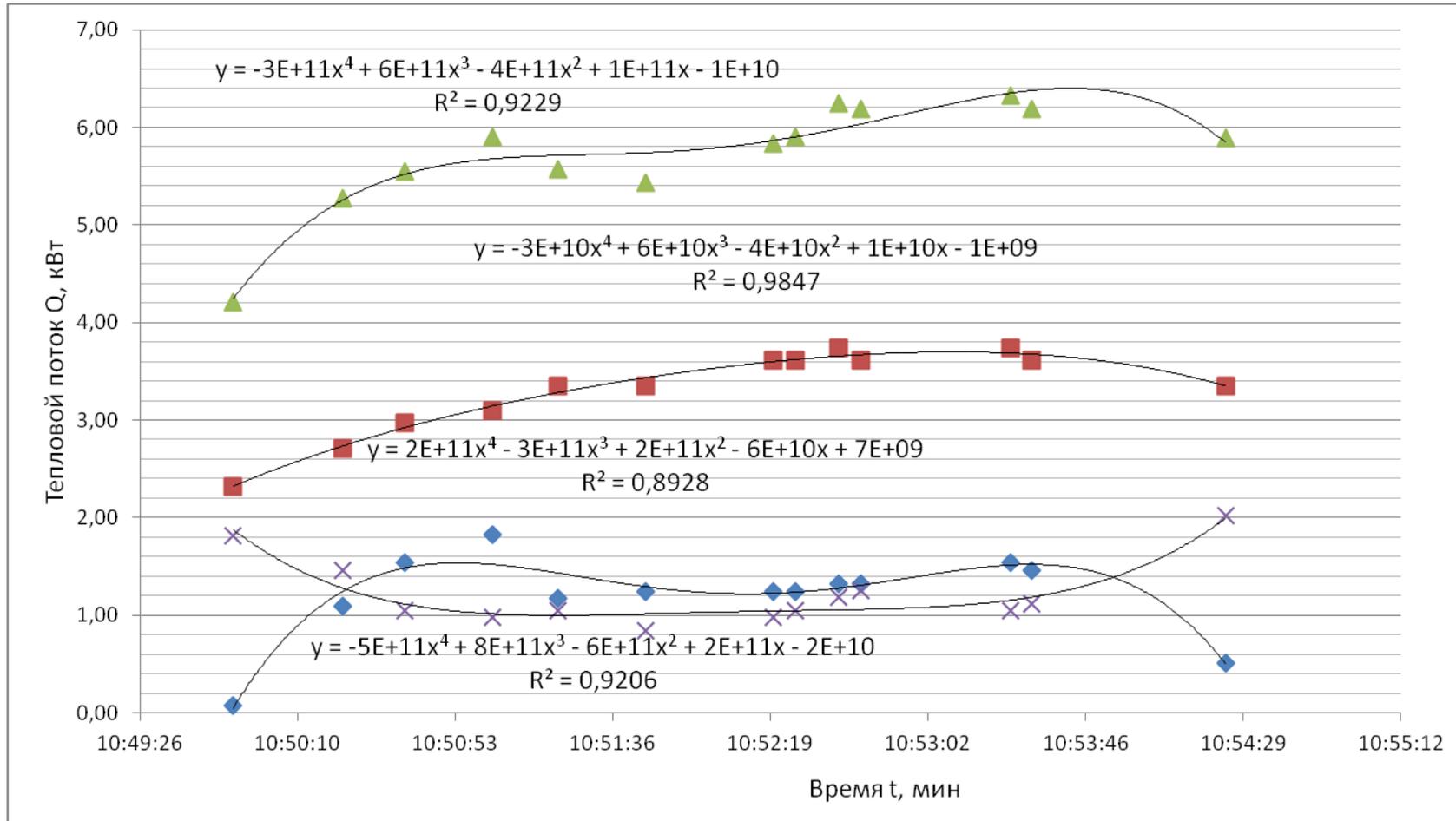


Рисунок 3.26 – Потокораспределения по абонентам с учетом зарастания сети: 1–тепловой поток 1,0 кВт; 2 – тепловой поток 2,0 кВт; 3 – тепловой поток 3,0 кВт; 4 – тепловой поток истинный

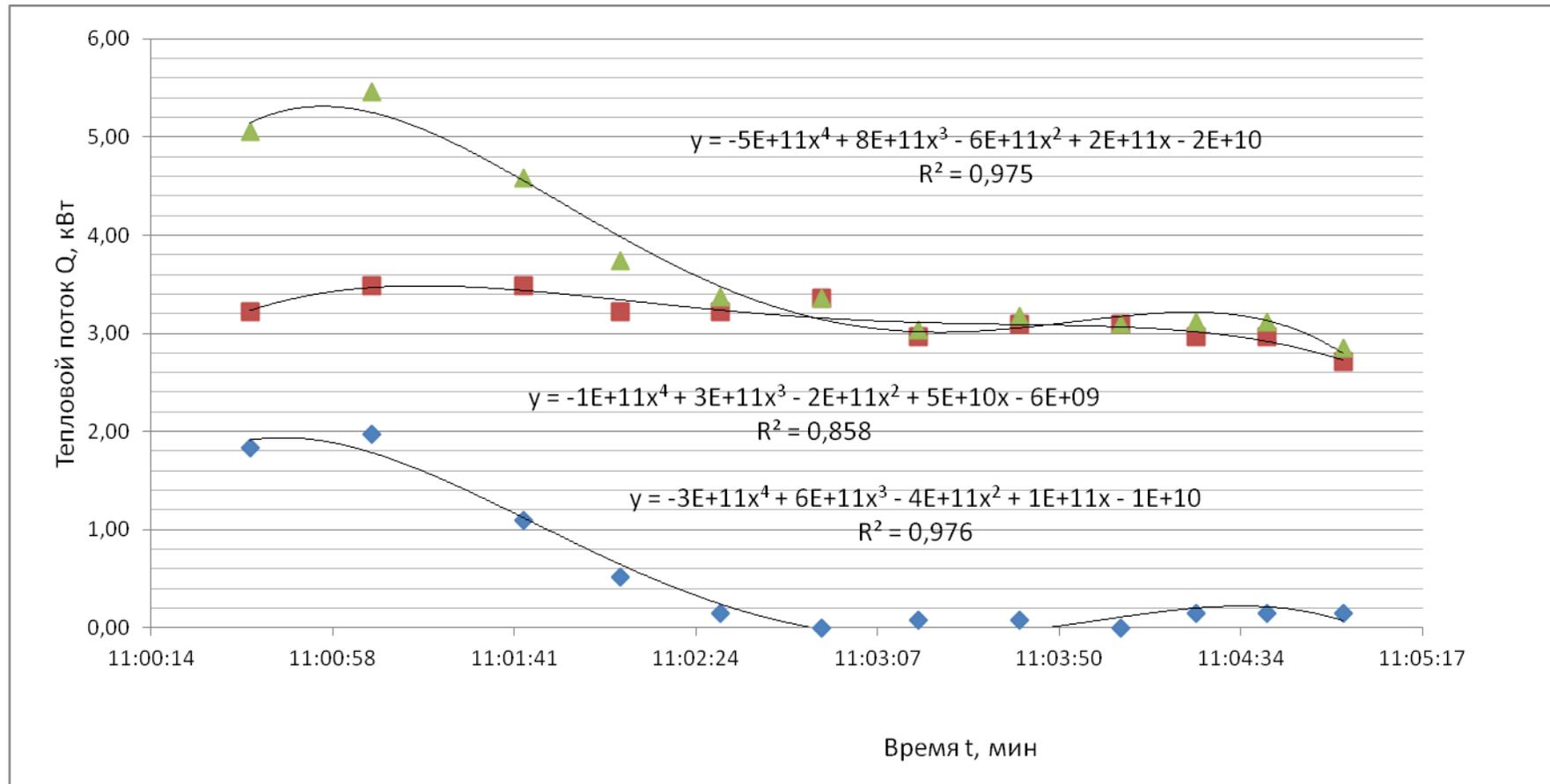


Рисунок 3.27 – Потокораспределения по абонентам с учетом зарастания сети: 1 – тепловой поток 2,0 кВт;
 2 –тепловой поток 3,0 кВт; 3 – тепловой поток истинны

3.5 Перепад температуры в теплопередающих приборах

Перепад температуры в теплопередающих приборах определялся в зависимости от напора системы $H=3$ м с частотным насосом stratos 30/1-12. Измерение температуры на входе и выходе к источнику потребления тепла проводилось с помощью компьютерной программы.

График изменения температур в теплопередающих приборах при $H=6$ м приведен на рисунке 3.28.

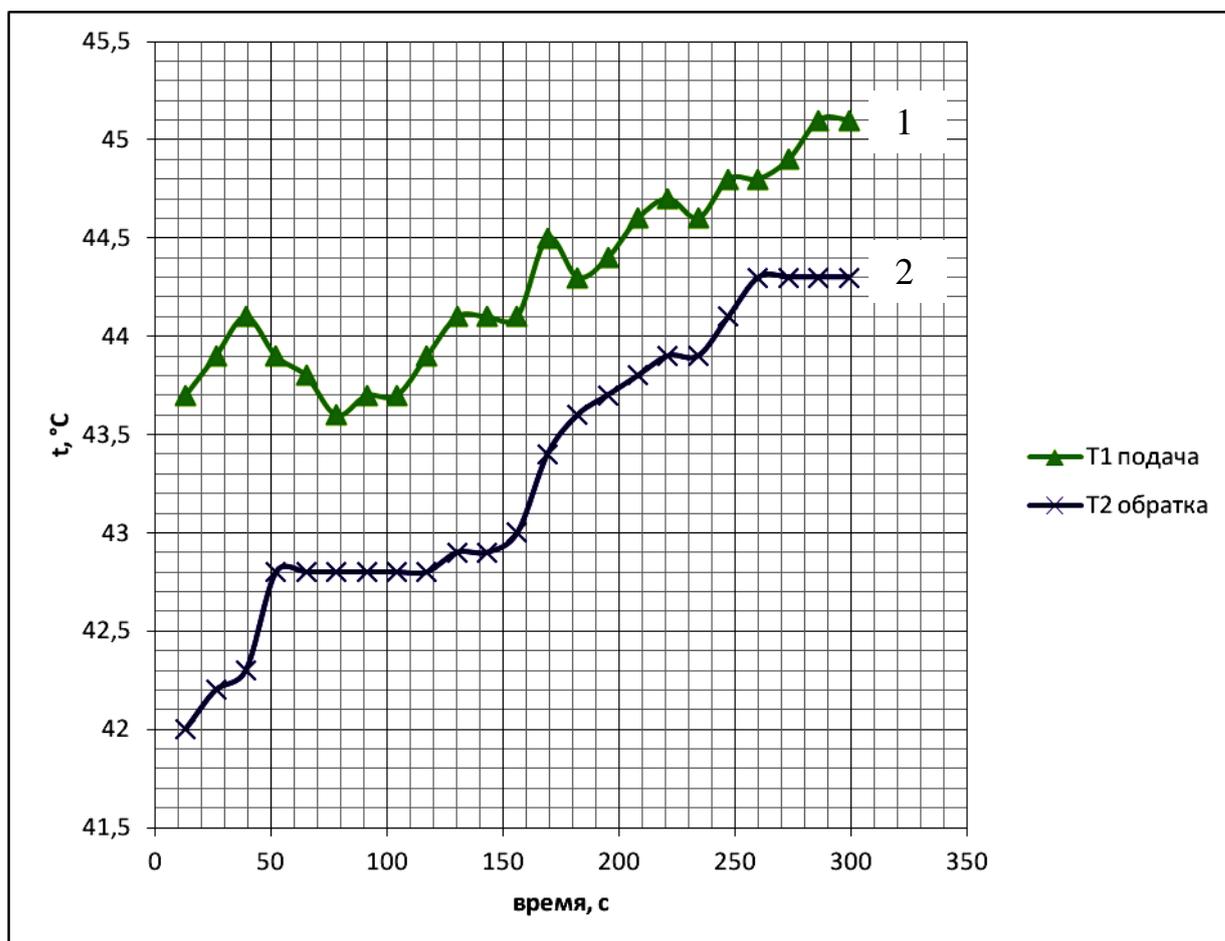


Рисунок 3.28 – Перепад температуры в теплопередающих приборах:
1 – прямая подача; 2 – обратная подача

На рисунке 3.29 и 3.30 приведены графики сравнения теплоотдачи в теплопередающих приборах при напоре насоса $H=3\text{ м}$ и $H=6\text{ м}$.

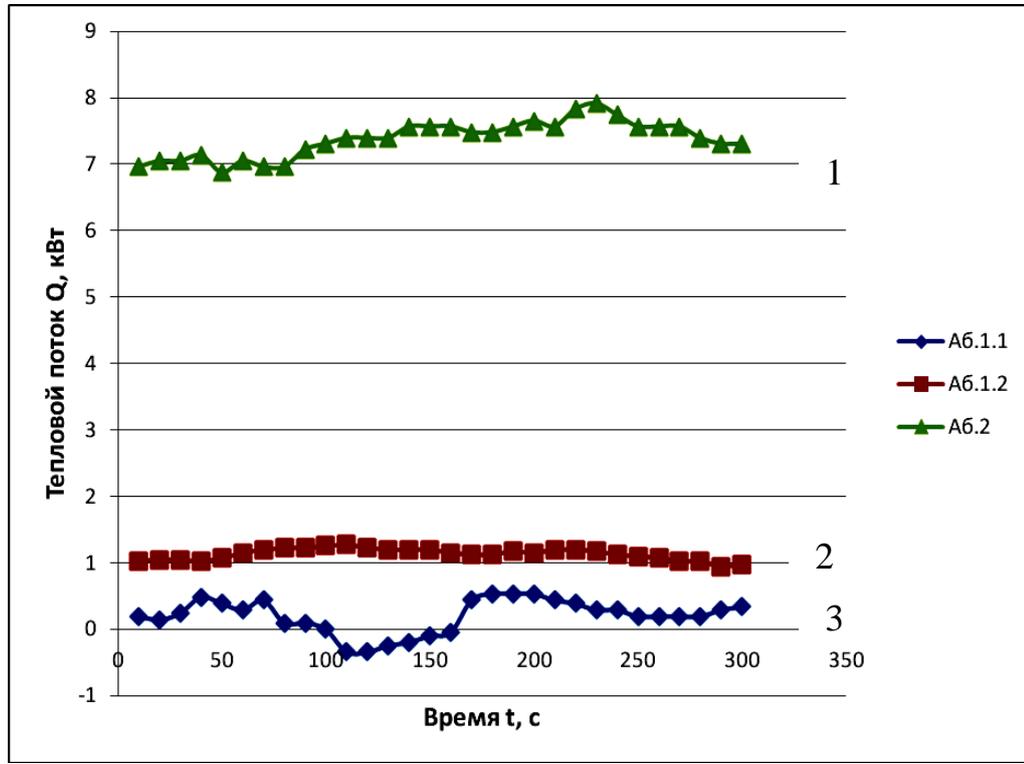


Рисунок 3.29 – Тепловые потоки абонентов при $H=3\text{ м}$:

1 – абонент 1.1; 2 – абонент 1.2; 3 – абонент 1.3

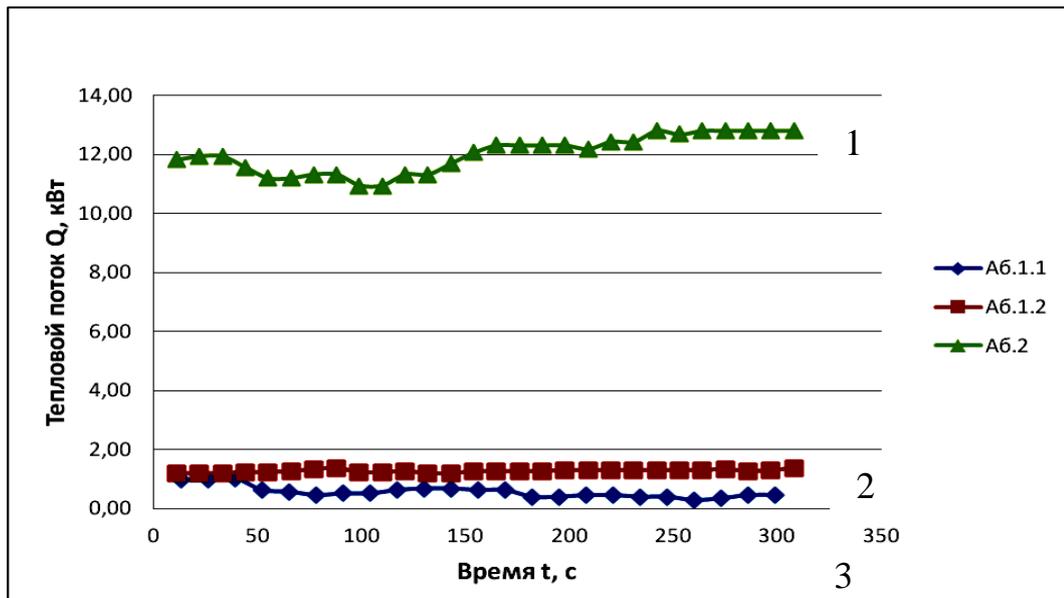


Рисунок 3.30 – Тепловые потоки абонентов при $H=6\text{ м}$:

1 – абонент 1.1; 2 – абонент 1.2; 3 – абонент 1.3

Исследования температурного градиента помещения с новой системой теплоснабжения показали разную температуру по высоте: на уровне пола $t = 20,6 \text{ }^\circ\text{C}$, а на высоте $h = 2.2 \text{ м}$ от пола – $t = 22,3 \text{ }^\circ\text{C}$. При каждом повышении высоты на 1 м от пола температура возрастает на $0,9 \text{ }^\circ\text{C}$.

Процесс нагрева теплоносителя, измеренный измерителем-регулятором ТРМ151 приведен на рисунке 3.31.



Рисунок 3.31 – Процесс нагрева теплоносителя, измеренный измерителем-регулятором ТРМ151

Зависимость температурного режима теплопровода с ПИД регулированием приведена на рисунке 3.32. Как видно из рисунка 3.31 температурная характеристика теплоносителя имеет колебательный характер с последующим затуханием. Затухание колебаний обусловлено уменьшением энергии протекающего процесса и имеет экспоненциальный характер, т. е. размахи колебаний убывают по закону геометрической прогрессии.

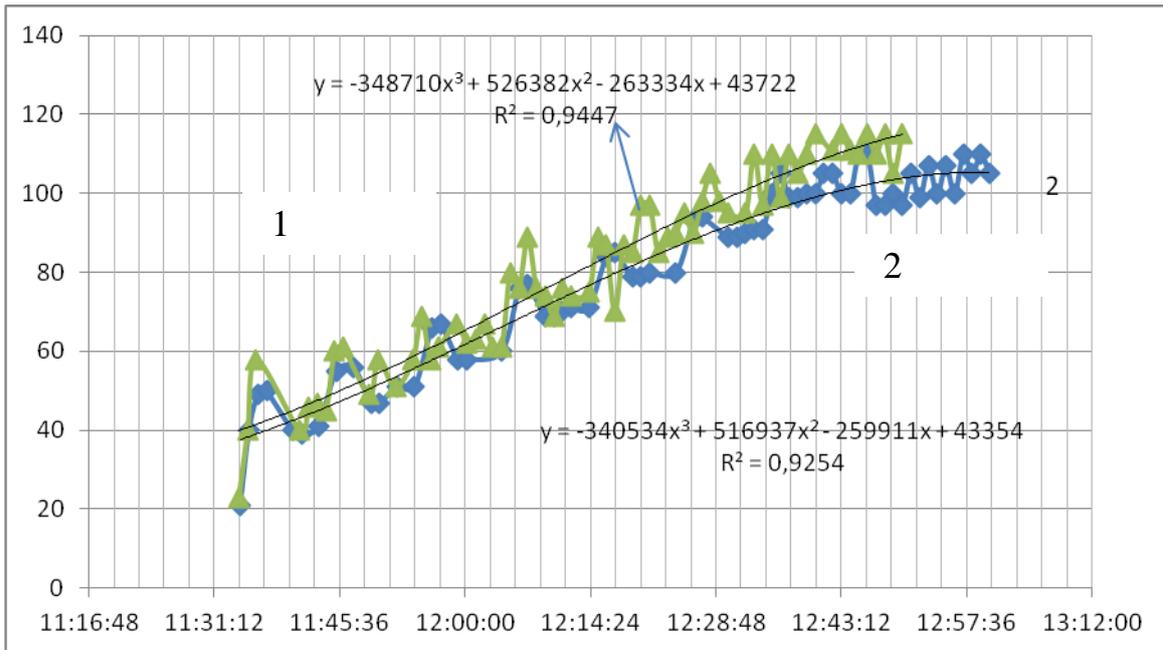


Рисунок 3.32 – Зависимости температурного режима с ПИД регулированием регулятором ТРМ151:

1 – уставка; 2 – экспериментальная зависимость

Процесс нагрева теплоносителя характеризуется колебательностью и описывается уравнением третьей степени с коэффициентом достоверности более 0,9.

Выводы

- получены регрессионные зависимости процесса теплопередачи трубопроводом, позволяющие определять основные параметры регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения;
- порог устойчивости работы потребителей тепловой энергии при различных режимах работы насосной установки с частотным регулированием не ниже 0,97;
- в пусковом режиме тепловой поток при модульном распределении теплосетей и изменении температуры теплоносителя в зависимости от параметров окружающей среды имеет колебательный характер с частотой колебаний 0,2 Гц.

4. РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

4.1. Разработка метода снижения энергоемкости зданий

Одним из важнейших условий нормальной работы системы теплоснабжения является создание гидравлического режима, обеспечивающего давления в тепловой сети достаточные для создания в теплопотребляющих установках расходов сетевой воды в соответствии с заданной тепловой нагрузкой. Нормальная работа системы теплоснабжения определяется выдерживанием параметров режима теплоснабжения в соответствии с правилами технической эксплуатации (ПТЭ) электростанций и сетей РФ, ПТЭ тепловых энергоустановок.. Энергоемкость зданий существенно зависит от характеристик циркуляционных насосов. С увеличением мощности насоса увеличивается энергоемкость зданий. Мощность насосов возрастает с увеличением скорости течения теплоносителя, что особенно характерно для переходных процессов гидротранспортной системы теплоснабжения.

При увеличении средней скорости движения теплоносителя базовая стоимость системы теплоснабжения уменьшается, в связи с изменением стоимости трубопроводов и стоимости насосов. Зависимость изменения затрат на электроэнергию, потребной для функционирования системы теплоснабжения от средней скорости течения теплоносителя приведена на рисунке 4. 1.

По данным [1] увеличение средней скорости движения теплоносителя в системе ведет к уменьшению базовой стоимости сети трубопроводов на 20 %.

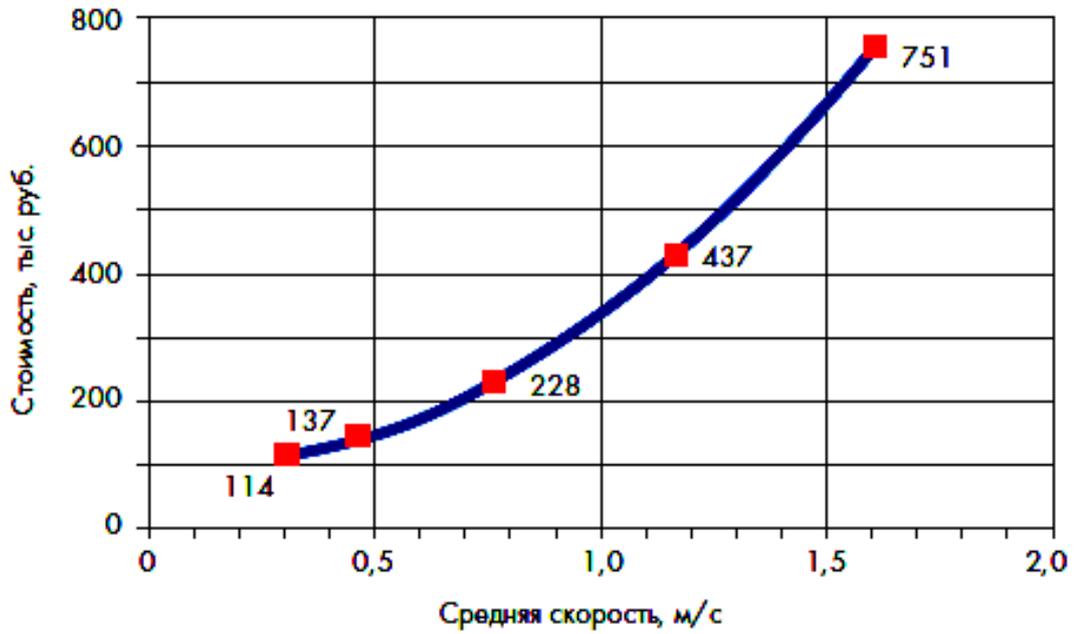


Рисунок 4.1 – Зависимость стоимости электроэнергии от средней скорости движения теплоносителя в течение 10 лет

На рисунке 4.2 приведен график сезонных отопительных нагрузок (левая шкала). На основании этой кривой определяется мощность циркуляционного насоса.

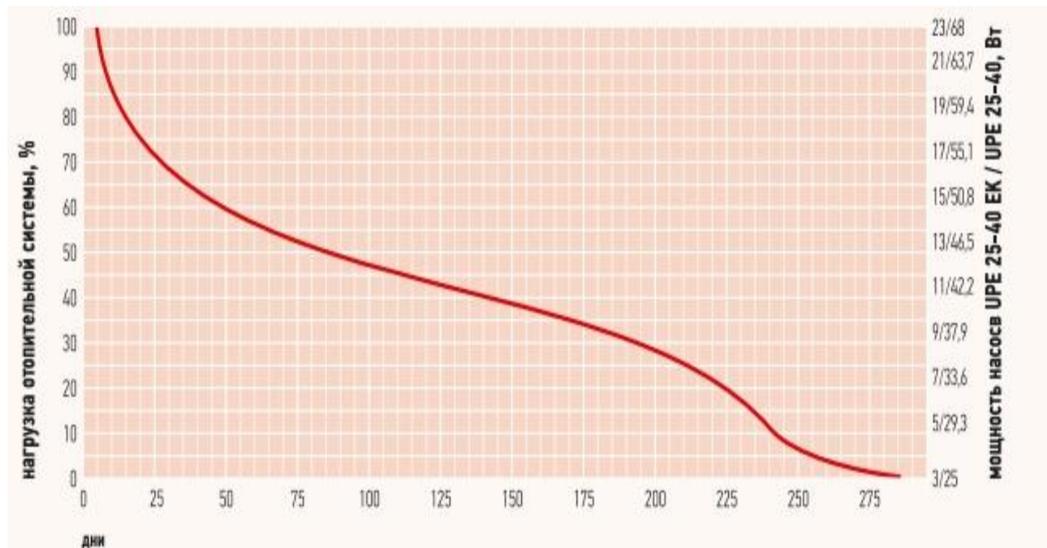


Рисунок 4.2 – График нагрузки отопительной системы в течение отопительного сезона

Результаты сравнения представлены на рисунке 4.3.

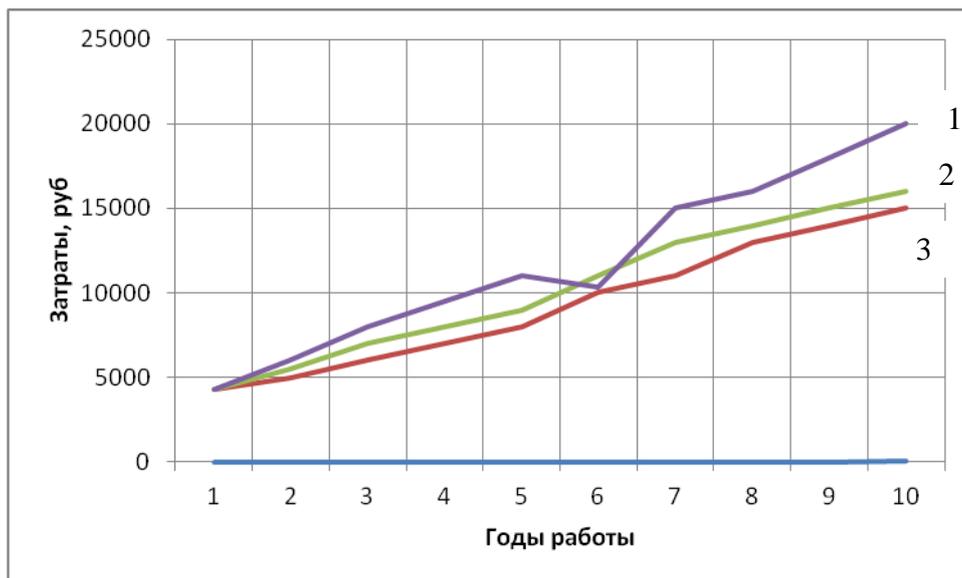


Рисунок 4.3 – Сравнение годовых затрат с учетом первоначальной стоимости различных циркуляционных насосов:

- 1 – UPC 25-40 (класс А), 2 – UPE 25-40 (класс D);
3 – UPC 25-40 (класс В)

В первые пять лет годовые затраты с учетом первоначальной стоимости циркуляционных насосов увеличиваются линейно. В дальнейшем насосы класса А и D показали себя более энергосберегающими.

4.2 Оптимизация настроечных параметров системы теплоснабжения

Трубопроводные системы теплоснабжения связаны с проблемой стабилизации динамических параметров, уменьшением потерь тепловой энергии и совершенствования энергосбережения. Для повышения энергосбережения в трубопроводной системе теплоснабжения выполнена оптимизация настроечных параметров. В работе решены задачи по поиску рациональных значений настроечных параметров регулируемой трубопроводной системы с использованием алгоритма многофакторной оптимизации.

Для оптимизации настроечных параметров в системе теплоснабжения использован метод узловых давлений, определяемых через перепад давления

расход в узлах системы Δp и ΔG .

Математическая модель давлений p_j ($j=1, \dots, m$), составляющих вместе с заданным давлением p'_m вектор в начале и конце участка $i = [j, j+1]$:

$$\Delta P_i = p_j - p_{j+1}. \quad (4.1)$$

Матрица соединений представлена в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Матрица соединений А

	1 - 3	3 - 4	3 - 5	3 - 9	...	12- 10	16- 10	10 - 2	n
1	+1	0	0	0	.	0	0	0	-1
2	0	0	0	0	.	0	0	-1	+1
3	-1	+1	+1	+1	.	0	0	0	0
...
m	0	0	0	0	.	0	0	0	0

Выражение перепада давления получают из матрицы (4.1) в соответствии с вектором \vec{p} :

$$\Delta \vec{P} = -A^T \vec{p} \quad (4.2)$$

Векторные обозначения характеристик сопротивлений S и модулей расходов теплоносителя G участков от $i = 1$ до $i = n$ представлены как диагональные матрицы.

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} s_i & & & 0 \\ & \cdot & & \\ & & \cdot & \\ & & & \cdot \\ 0 & & & s_n \end{bmatrix}; \quad \mathbf{G} = \begin{bmatrix} |G_i| & & & 0 \\ & \cdot & & \\ & & \cdot & \\ & & & \cdot \\ 0 & & & |G_n| \end{bmatrix}. \quad (4.3)$$

Квадратичный закон гидравлического сопротивления в компактном виде, описывается выражением:

$$\Delta \vec{P} + \Delta \vec{P}_{pm} = \sum G \cdot \vec{G}. \quad (4.4)$$

Матрица соединений \mathbf{A} , отображающая расход теплоносителя:

$$\mathbf{A} \cdot \vec{G} = \vec{G}_{nd}. \quad (4.5)$$

Математическая модель давлений в потоках запишется:

$$\mathbf{A} \cdot \vec{G} = \vec{G}_{nd}, \Delta \vec{P} = -\mathbf{A}^T \vec{p} + \Delta \vec{P}_n = -\sum G \cdot \vec{G}, \quad (4.6)$$

Исключая вектор $\Delta \vec{P}$, (4.6) получим:

$$\mathbf{A} \cdot \vec{G} = \vec{G}_{nd}, \mathbf{A}^T \vec{p} + \sum G \cdot \vec{G} = \Delta \vec{P}_n. \quad (4.7)$$

Линеаризация уравнений (4.6), запишется в виде:

$$\mathbf{A} \Delta G = \Delta G_{nd}; \quad \mathbf{A} \Delta G = \Delta G_{nd}; \quad (4.8)$$

$$\mathbf{A}^T \Delta \vec{p} + 2\mathbf{S}\mathbf{G} \Delta G = \Delta(\Delta \vec{P}_{pm}). \quad (4.9)$$

Рассматривая только такие Δp и ΔG , при которых $\Delta p'_m = 0$ ($\Delta p'_m$ задано) и $\Delta(\Delta \vec{P}_{pm}) = 0$, разрешают (4.8) относительно ΔG :

$$\Delta G = -0,5(\sum G)^{-1} A^T \Delta p. \quad (4.10)$$

Подставляя эту зависимость в описанный выше процесс последовательных приближений, получают искомую линейную систему относительно $(m-1)$ неизвестных $(\Delta p_1, \dots, \Delta p_{m-1})^T = \Delta p$:

$$\Delta G = -0,5(\sum G)^{-1} A^T \Delta p, \quad (4.11)$$

$$\Gamma(G)\Delta p = -2\Delta G_{nd}. \quad (4.12)$$

В качестве критерия оптимизации настроечных параметров принято условие улучшения энергоемкости системы отопления за счет снижения теплотерьер, уменьшения перепада давления в системе, повышения гидравлического коэффициента на клапане.

Математически задачу оптимизации теплопередающих систем отопления можно представить в следующем виде:

$$\max E(\eta, \Delta P, \mu) \rightarrow \min, \quad (4.13)$$

где E – энергоемкость теплопередающих систем; η – теплотерьеры в системе; ΔP – перепад давления в системе; μ – гидравлический коэффициент.

При условии обеспечения нормативной температуры в помещении:

$$T_n \leq [T_{cm}]. \quad (4.14)$$

Дифференциальным показателем теплопередающих систем отопления служит энергоемкость системы. Критерием оптимизации принят минимум

разности между значениями температуры на входе и выходе в трубопроводе системы:

$$S = T_1 - T_2 \rightarrow \min . \quad (4.15)$$

Алгоритм обобщенного метода узловых давлений приведен на рисунке 4.4.



Рисунок 4.4 – Алгоритм обобщенного метода узловых давлений

С целью оптимизации настроечных параметров регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения выполнено исследование контура регулирования давления. Регулирование давления происходит балансировочными клапанами и циркуляционными насосами. Регулятором в системе принят контроллер с ПИД регулированием. В качестве уставки принято положение, что система регулирования должна поддерживать давление на уровне зада-

ния с нормативной точностью. Контур регулирования давления балансирующими клапанами в регулируемой трубопроводной системе приведен на рисунке 4.5.

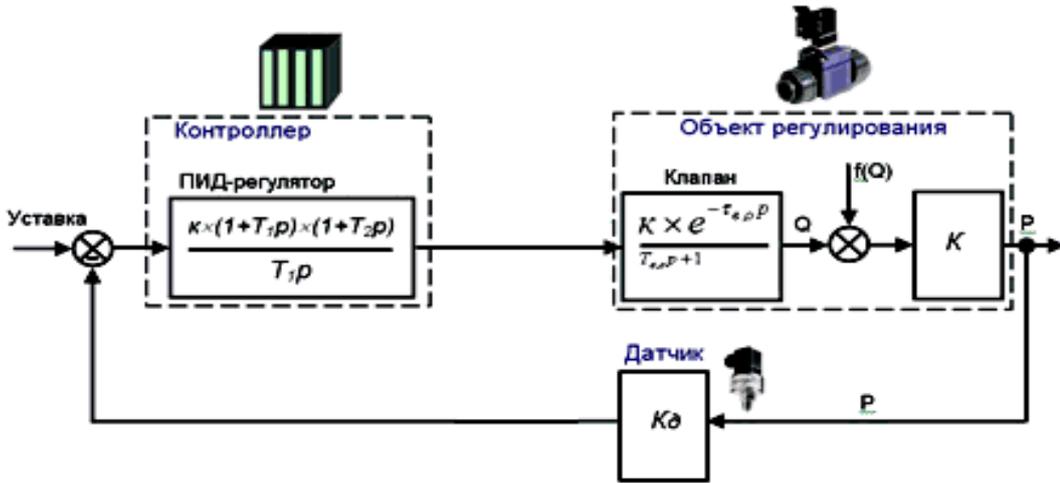


Рисунок 4.5 – Контур регулирования давления

Передаточная функция объекта регулирования запишется в виде:

$$W_{OP}(p) = \frac{K \cdot e^{-\tau_{в.о} \cdot p}}{T_{в.о} \cdot p + 1}, \tag{4.16}$$

где k – коэффициент усиления объекта; τ – запаздывание на включение/отключение устройства; $T_{в.о}$ – постоянная времени; p – оператор.

Структурная схема регулирования давления балансирующими клапанами в системе приведена на рисунке 4.6.

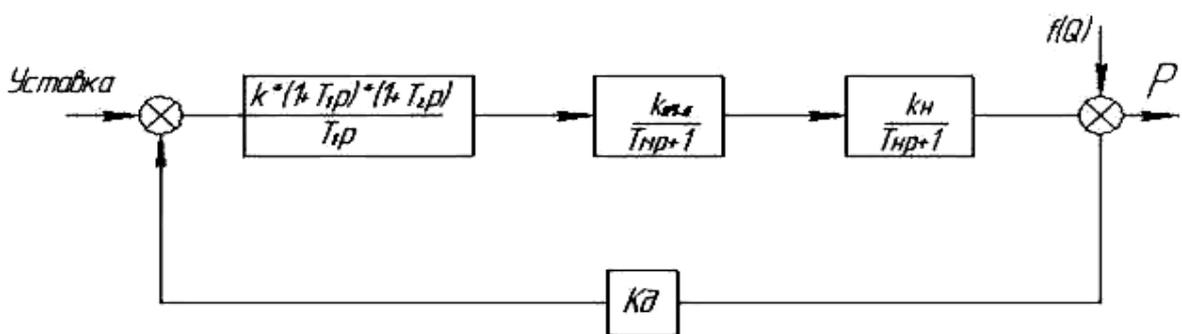


Рисунок 4.6 – Структурная схема регулирования давления

где P – давление в трубопроводе; $K_{пч-д}$ – коэффициент передачи преобразователя частоты-двигателя; T_M – постоянная времени преобразователя частоты-двигателя; K_H – коэффициент передачи насоса; T_H – постоянная времени насоса; K_D – коэффициент передачи датчика давления; $f(Q)$ – возмущающее воздействие.

Контур регулирования скорости двигателя насоса в зависимости от выходного давления приведен на рисунке 4.7.

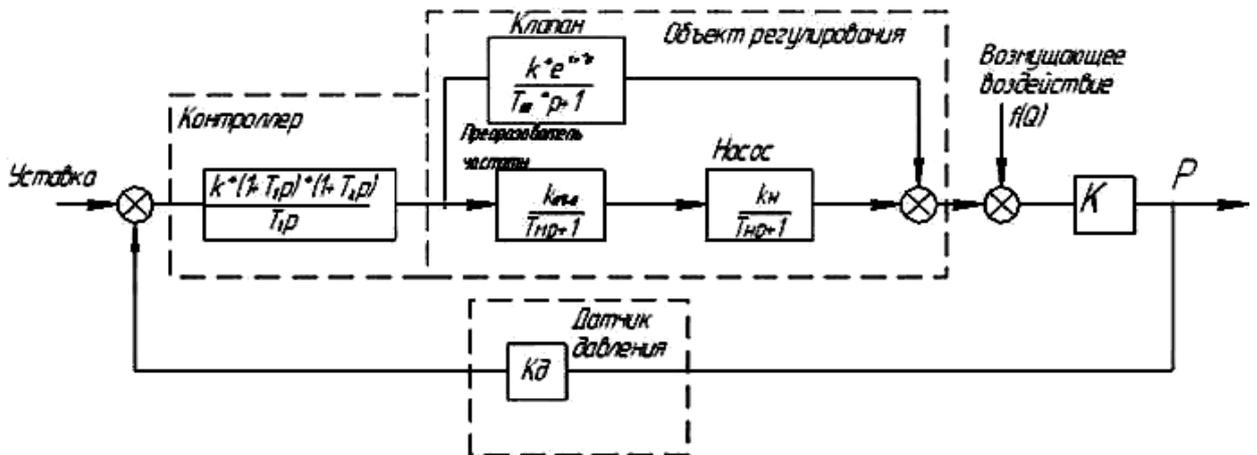


Рисунок 4.7 – Структурная схема регулирования скорости двигателя насоса

В результате синтеза двух систем получаем комплексное решение с передаточной функцией объекта регулирования :

$$W_{op} = \frac{k \cdot e^{\tau_{во} \cdot p}}{T_{во} \cdot p + 1} + \frac{k_{пч-д}}{T_m p + 1} \cdot \frac{k_H}{T_H p + 1} = \frac{k_{пч-д} \cdot k_H \cdot T_{во} \cdot p + k_{пч-д} \cdot k_H + k \cdot e^{\tau_{во} \cdot p} \cdot T_m \cdot p^2 \cdot T_H p + k \cdot e^{\tau_{во} \cdot p} \cdot T_m \cdot p + k \cdot e^{\tau_{во} \cdot p} \cdot p \cdot T_H p + k \cdot e^{\tau_{во} \cdot p}}{(T_{во} \cdot p + 1) \cdot (T_m p + 1) \cdot (T_H p + 1)}$$

В результате синтеза определили передаточную функцию регулятора:

$$W_{рег}(p) = \frac{1}{2T_m \cdot p(T_{пч-д} k_H T_{во} \cdot p + k_{пч-д} k_H + k \cdot e^{\tau_{во} \cdot p} T_m p^2 T_H p + k \cdot e^{\tau_{во} \cdot p} T_m p + k \cdot e^{\tau_{во} \cdot p} p T_H p + k \cdot e^{\tau_{во} \cdot p}) \cdot (T_H p + 1) \cdot \frac{T_{во} p + 1}{K_D} \cdot K, \quad (4.20)$$

Для синтеза настроечных коэффициентов теплопередающих систем разработана структурная схема системы автоматического управления температурным режимом приведенная на рисунке 4.8. Здесь сигнал от датчика температуры подается через суммирующее устройство на регулятор, далее на балансировочный клапан и затем на исполнительный электромагнит.

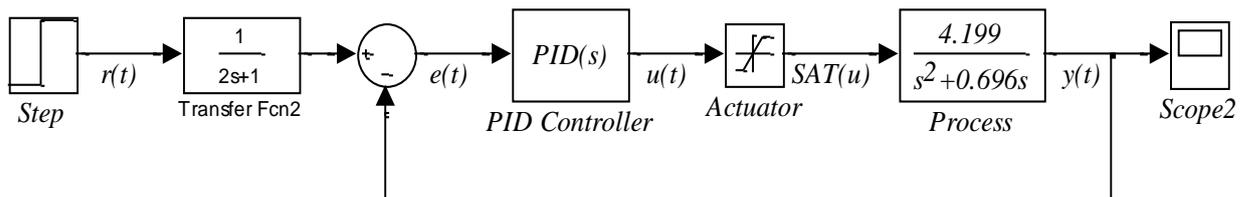


Рисунок 4.8 – Структурная схема управления температурным режимом

Передаточная функция $W(p)$ линейной части разомкнутой системы:

$$W(p) = \frac{k_{\varepsilon}}{p \cdot (T \cdot p + 1)}, \quad (4.21)$$

где $k_{\varepsilon} = \frac{F \cdot m}{b \cdot \Delta l}$, $T = \frac{m}{b}$.

Передаточная функция разомкнутой системы с ПИД-регулятором имеет вид:

$$W(p) = \frac{k_{\varepsilon} \cdot (T_p \cdot p + 1)}{p^2 \cdot (T \cdot p + 1)}. \quad (4.22)$$

В системе автоматического управления заданное значение регулируемого параметра обеспечивается ПИД регулятором. Для эффективной работы ПИД регулятора требуется установить коэффициенты составляющих X_p , τ_d , τ_u .

На выходе регулятора вырабатывается выходной (управляющий) сигнал $u(t)$, действие которого направлено на уменьшение рассогласования текущего значения контролируемой величины от заданного.

Передаточная функция идеального ПИД-регулятора:

$$C(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s = \frac{K_d s^2 + K_p s + K_i}{s}, \quad (4.23)$$

где s – преобразователь Лапласа; K_p, K_i и K_d – коэффициенты, соответственно, пропорциональности, интегрирования и дифференцирования.

Для синтеза настроечных параметров требуется настроить коэффициенты составляющих регулятора k_{II} , $k_{И}$ и $k_{Д}$. Благодаря наличию интегральной и дифференциальной составляющей ПИД-регулятора, при определённом соотношении коэффициентов k_{II} , $k_{И}$ и $k_{Д}$, динамика в переходных процессах сглаживается [3].

Передаточная функция объекта регулирования запишется в виде:

$$W_{OP}(p) = \frac{K \cdot e^{-\tau_{в.о} \cdot p}}{T_{в.о} \cdot p + 1}, \quad (4.24)$$

где k – коэффициент усиления объекта; τ – запаздывание на включение/отключение устройства; $T_{в.о}$ – постоянная времени; p – оператор.

Насос – инерционный механизм, постоянная времени которого T_N обусловлена временем прохождения жидкости из всасывающего патрубка в напорный [4; 5], представляющий собой элементарный участок трубопровода. В связи с этим, физические процессы в насосе и прилегающем трубопроводе можно описать RLC-контуром с передаточными функциями вида:

$$W_{N1}(p) = \frac{Q(p)}{H_N(p) - \Delta H_\Sigma(p)} = \frac{1}{T_{\Sigma p} + 1}, \quad (4.25)$$

$$W_{N2}(p) = \frac{\Delta H_N(p)}{Q^2(p)} = R_{vn}(p),$$

$$W_{N3}(p) = \frac{\Delta H(p)}{Q(p) - Q_{oc}(p)} = \frac{1}{T_{op}}, \quad (4.26)$$

$$W_{N4}(p) = \frac{Q_{oc}^2(p)}{\Delta H(p)} = R_{c\Sigma}(p).$$

где $T_\Sigma = T_N + T_u$ – время прохождения жидкости через насос и прилегающий трубопровод, с; $T_N = \frac{4(d_2 - d_1)}{\Omega z_p \ln(d_2 - d_1)}$ – постоянная времени насоса, с; $d_2; d_1$ – входной и выходной диаметры круговой решетки центробежного насоса, м; Ω – относительная скорость жидкости в межлопаточном пространстве; z_p – число лопаток круговой решетки; T_u – инерционная постоянная времени трубопровода, с; T_e – емкостная постоянная времени трубопровода, с; $H_N(p) = H_0(p)V^2(p) - \Delta H_N(p) = H_0(p) - R_{vN}Q^2(p)$ – напор, развиваемый насосом, м; $V(p) = \frac{\omega_i(p)}{\omega_H(p)}$ – относительная частота вращения рабочего колеса насоса; $\omega_i(p), \omega_H(p)$ – текущая и номинальная частоты вращения рабочего колеса насоса, с⁻¹; $H_0(p)$ – напор насоса при нулевой производительности, м; $\Delta H_N(p)$ – потери напора в насосе, м; $Q(p)$ – производительность насосного комплекса (НК), м³/с; R_{vN} – внутреннее сопротивление насоса, с²/м⁵; $\Delta H_\Sigma(p)$ – потери напора в гидросистеме, м; $\Delta H(p)$ – потери напора в прилегающем участке трубопровода, м; $R_{c\Sigma}(p) = R_c(p) + R_{kav}(p)$ – гидродинамическое со-

противление прилегающего участка трубопровода, $\text{с}^2/\text{м}^5$; $R_c(p)$ – собственное гидродинамическое сопротивление участка трубопровода, $\text{с}^2/\text{м}^5$;

$R_{kav}(p) = \frac{\xi_{kav}(p)}{2qs^2} = K_{kav} * V_{kav}(p)$ – гидродинамическое сопротивление, соответствующее наличию кавитации в потоке жидкости, $\text{с}^2/\text{м}^5$; $V_{kav}(p)$ – объем кавитационной каверны, м^3 .

Для моделирования переходных процессов использовалась среда программы MATLAB&Simulink. Графики переходных процессов для модели с ПИД-регулятором приведены на рисунке 4.9.

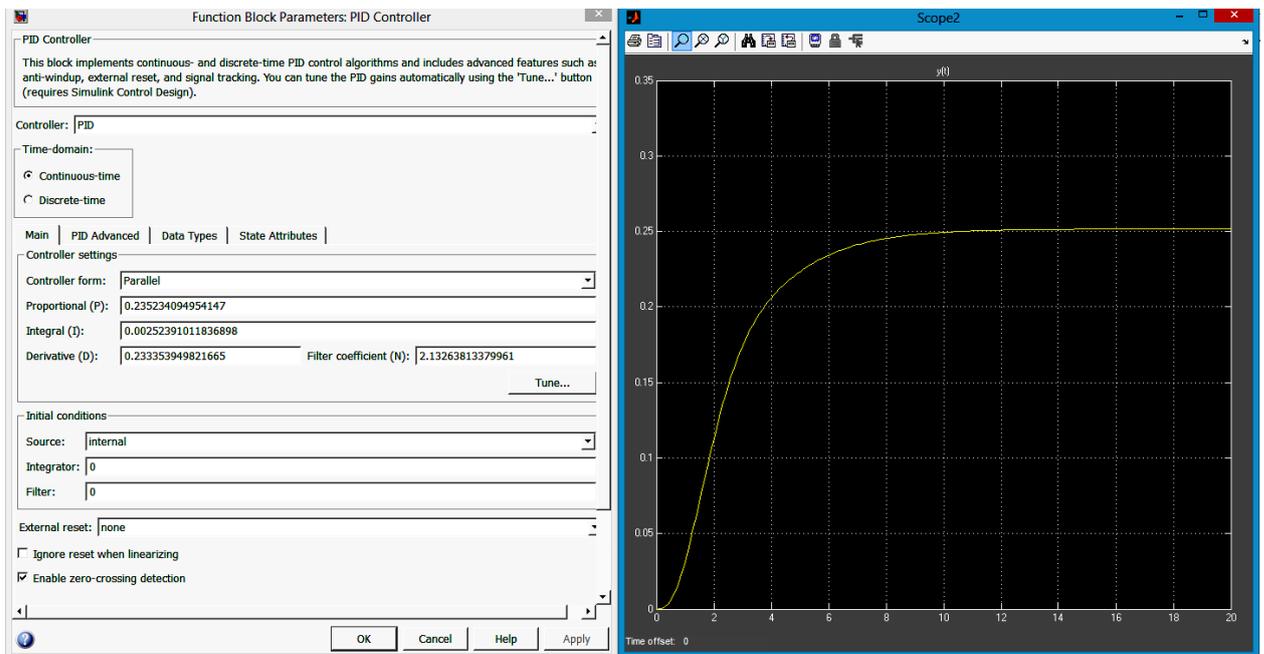


Рисунок 4.9 – График переходного процесса системы управления с ПИД-регулятором

По разным оценкам [9] ПИД-регуляторы [10-12] составляют 90–95 % всех регуляторов, используемых в промышленности.

На рисунке 4.10 приведен график переходного процесса системы теплоснабжения при регулировании П - регулятором. Характер кривой показывает,

что с П - регулятором процесс носит колебательный характер с амплитудой колебаний 0,5 мм и частотой 20Гц.

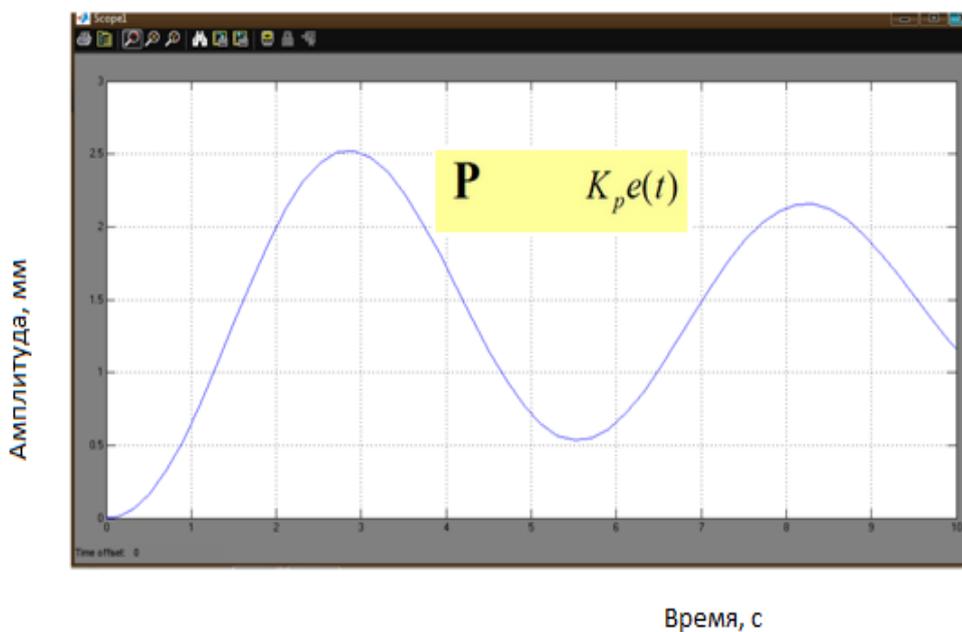


Рисунок 4.10 – График переходного процесса системы теплоснабжения при регулировании П – регулятором

Отклонение регулируемой величины X от ее заданного значения X_0 вызывает перемещение регулирующего органа на величину, пропорциональную этому отклонению $x=X_0-X$. При регулировании с П-регулятором изменение регулируемой величины при различных нагрузках регулируемого объекта вызывает перемещение регулирующего органа в новое положение, соответствующее новой нагрузке. На рисунке 4.11 приведен график переходного процесса системы теплоснабжения при регулировании ПИ – регулятором. Характер кривой изменился, амплитуда колебаний уменьшилась до 0,4 мм и частотой 10Гц.

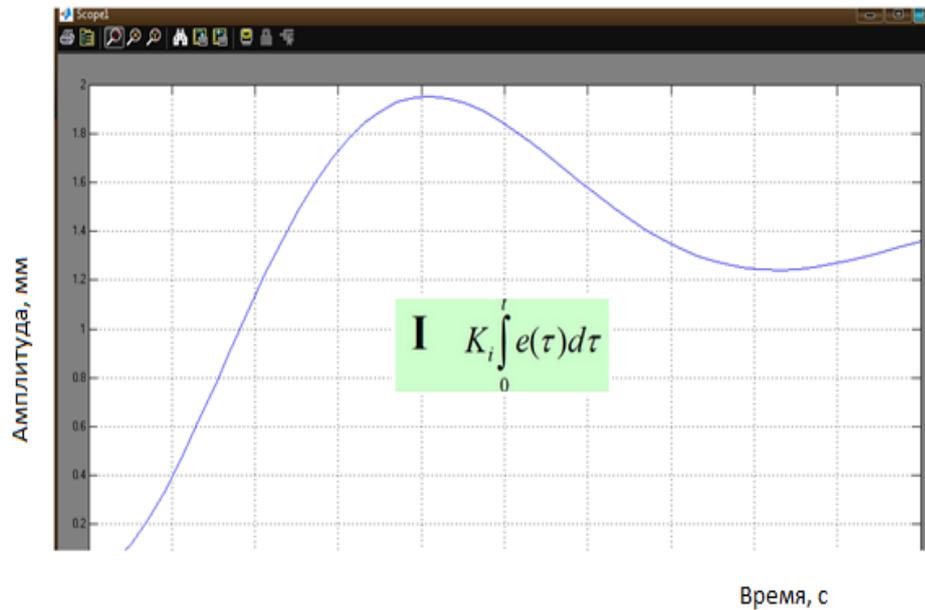


Рисунок 4.11 – График переходного процесса системы теплоснабжения при регулировании ПИ – регулятором

На рисунке 4.12 приведен график переходного процесса системы теплоснабжения при регулировании ПИД – регулятором. Характер кривой апериодический и приближается к виду, заложенной в контроллер уставки.

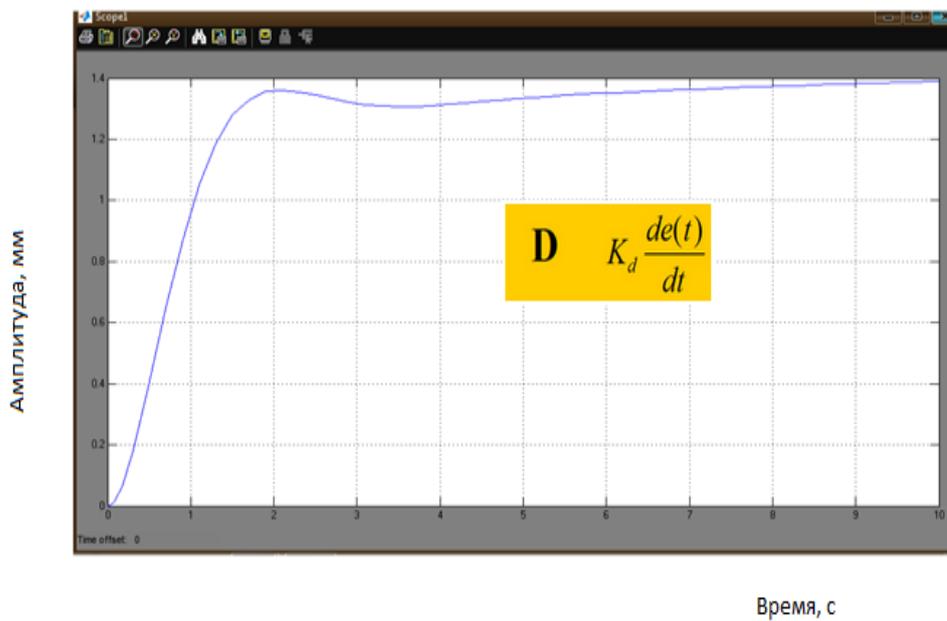


Рисунок 4.12 – График переходного процесса системы теплоснабжения при регулировании ПИД - регулятором

Переходный процесс синтезированной системы управления с ПИД-регулятором – аperiodический. Результаты моделирования динамических характеристик разомкнутой системы показали существенную нелинейность дифференциальных уравнений объекта управления. Переходная характеристика системы имеет статический характер. В линейном варианте она управляема и с лучшим качеством переходного процесса, величина перерегулирования меньше 5%. Замкнутая система остается устойчивой с новым положением равновесия.

На рисунке 4.13 приведены зависимости изменения во времени напора для разных значений постоянной времени ($T_{k1} = 0,5$ с, $T_{k2} = 5$ с).

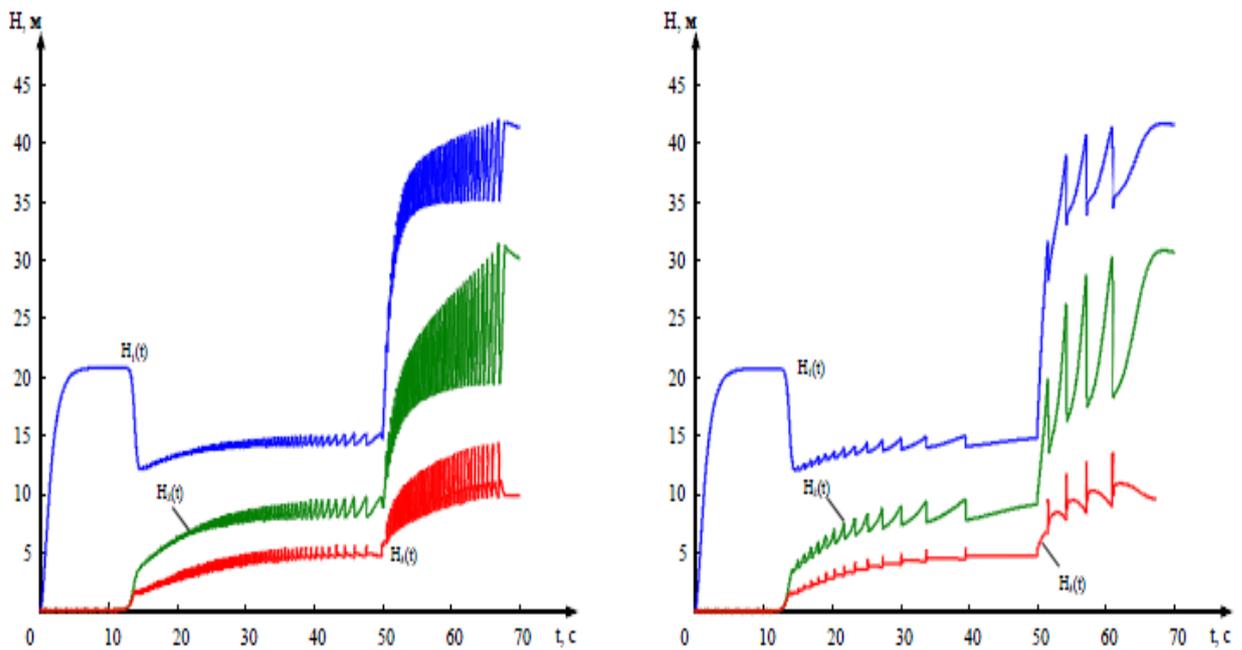


Рисунок 4.13 – Зависимости изменения во времени напора при
($T_{k1} = 0,5$ с, $T_{k2} = 5$ с).

Анализ кривых (рисунок 4.13) показал, что в интервале 0 –10 с происходит запуск насоса на закрытую задвижку, при этом напор на выходе соответ-

стствует значению напора при нулевой подаче и относительной частоте вращения рабочего колеса насоса $\nu = 0,5$. Момент времени $t = 10$ с характеризуется открытием задвижки на прилегающем к насосу участке трубопровода. При этом наблюдается снижение значения напора на выходе насоса $H_1(t)$. Нарастание давления происходит на участках трубопровода с одновременным увеличением расхода жидкости. Данный процесс повторяется, обуславливая резкое изменение гидравлического сопротивления трубопровода и сопровождается пульсационным характером изменения технологических и энергетических параметров НК. Амплитуда пульсаций напора на участке прилегающем к насосному агрегату больше, чем на участке находящемся непосредственно за напорным участком трубопровода.

Колебательный процесс системы затухающий. Результаты моделирования динамических характеристик показали существенную нелинейность дифференциальных уравнений, описывающих их динамику. Переходная характеристика системы имеет статический характер. В линейном варианте она управляема и с лучшим качеством переходного процесса, величина перерегулирования меньше 5%. Замкнутая система остается устойчивой с новым положением равновесия.

Настройка коэффициентов «Pid Controllera» осуществляется путем изменения коэффициентов в передаточной функции «Prosesssa». Нелинейность типа «ограничение» при синтезированных параметрах ПИД-регулятора не оказывает существенного влияния на вид переходной характеристики.

Замкнутая система остается устойчивой с новым положением равновесия. Адекватность имитационной модели проверяли на реальном технологическом объекте – автоматизированном тепловом пункте. Проверка показала, что имитационная модель обладает удовлетворительной сходимостью результатов с лабораторными исследованиями.

Получены регрессионные модели, позволяющие определять основные параметры регулируемых трубопроводных систем теплоснабжения:

- Скорость потока жидкости описывается зависимостью от времени t :

$$V = 0,029t^3 + 1,527t - 0,198 .$$

- Амплитуда колебаний золотника балансировочного клапана описывается зависимостью:

$$A = 12,9t^{-0,74} .$$

- Температура теплоносителя при переходном режиме:

$$T = 0,023t^2 + 0,147t + 0,364 .$$

- Перепад давления от расхода потока:

$$\Delta P = 0,20Q + 0,486 .$$

- Тепловой поток:

$$Q = 3E + 08t^3 - 4E + 08t^2 + 2E + 08t - 2E + 07 .$$

- Электрическая мощность насосов от скорости потока:

$$N = 4,272v - 0,119 .$$

Разработана структурная схема и предложен математический аппарат описания гидродинамических процессов трубопроводной системы, что позволяет исследовать переходные процессы, задавать различные режимы работы насосных агрегатов с учетом изменения условий протекания и свойств теплоносителя.

Постоянные времени в математической модели учитывают конструктивные и технологических параметры насосного комплекса. При этом инерционная постоянная времени существенно влияет на время переходного процесса и в большей степени определяют устойчивость гидравлической системы к развитию колебательных процессов в сети.

4.3 Внедрение результатов исследований

При участии автора усовершенствована система регулируемых трубопроводных систем отопления. Адекватность имитационной модели проверяли на реальном технологическом объекте – регулируемой трубопроводной системе отопления. Проверка показала, что имитационная модель обладает удовлетворительной сходимостью результатов с лабораторными исследованиями.

Внедрение системы регулируемых трубопроводных систем отопления, по результатам имитационного моделирования, позволило повысить эффективность энергосбережения на величину порядка 6–7% .

По результатам испытаний новые системы регулируемых трубопроводных систем отопления внедрены в ООО ФГПУ "ЖКХ КНЦ СО РАН" и учебном процессе кафедры «Инженерные системы зданий и сооружений». Комиссией ООО ФГПУ "ЖКХ КНЦ СО РАН" составлен акт приемки регулируемых трубопроводных систем отопления.

По теме научной работы автором разработаны методические указания для студентов по дисциплинам теплоснабжения зданий и сооружений.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1) Разработана структурная схема стабилизации температурного режима регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения зданий;

2) разработана математическая модель процесса стабилизации температурного режима регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения зданий с учетом переходных процессов;

3) получены регрессионные зависимости: скорости потока жидкости, амплитуды колебаний золотника балансировочного клапана, температуры теплоносителя при переходном режиме, перепада давления от скорости потока, теплового потока, электрической мощности насосов от скорости потока, позволяющие определять основные параметры регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения;

3) определены эффективные режимы стабилизации температурного состояния гидравлической системы теплоснабжения на основе теоретических и экспериментальных исследований, обеспечивающие экономию тепловой энергии;

4) разработана методика проектирования регулируемой трубопроводной системы, с учетом переходных процессов, позволяющая обосновать эффективные режимы стабилизации температурного состояния гидравлической системы теплоснабжения зданий;

5) подтверждена адекватность теоретических результатов экспериментальными исследованиями, погрешность данных составляет до 10%;

6) результаты научной работы внедрены в ООО ФГПУ «ЖКХ КНЦ» СО РАН, что подтверждено актом внедрения. Использование регулируемых теплопередающих систем, по результатам имитационного моделирования, обеспечивает эффективность энергосбережения при теплоснабжении зданий на 6 % - 7 %;

7) дальнейшая разработка темы планируется в части совершенствования технологического комплекса управления режимами тепловой системы зданий.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Автушенко, Н. А. Анализ частотных свойств динамической составляющей поведения теплоносителя в магистральном трубопроводе / Н. А. Автушенко, Г. С. Леневский. Изв. вузов и энергетических объединений СНГ, 2008. № 6. – 31 с. : ил.
- 2 Авдиенко, А. П. Об опыте проектирования и строительства высотных зданий выше 25 этажей в странах СНГ. Пути совершенствования нормативной базы / А. П. Авдиенко, А. А. Нечепорчук. Нові технології, 2004. – С. 6 - 12.
- 3 Автоматические и ручные балансировочные клапаны / Каталог, – К.: Данфосс ТОВ, 2007. – 80 с.
- 4 Альбом принципиальных схем узлов обвязки воздухонагревателей и воздухоохладителей систем обеспечения микроклимата / Каталог, – К.: Данфосс ТОВ, 2005. – 32 с.
- 5 Балабан Ю. В. О необходимости изменения норм воднохимического режима для систем централизованного теплоснабжения / Ю. В. Балабан. Электрические станции, 1999. – № 10. – С. 41 - 44.
- 6 Богданов, С. Н. Холодильная техника. Свойства веществ / С. Н. Богданов, О. П. Иванов, А. В. Куприянова. Справочное пособие. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.
- 7 Богуславский, Л. Д. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Справ. пособие / Л. Д. Богуславский, В. И. Ливчак, В. П. Титов. и др. Под ред. Л. Д. Богуславского, В. И. Ливчака. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.
- 8 Бутузов, В. А. Анализ опыта установки приборов учета тепловой энергии в Краснодарском крае / В. А. Бутузов. Промышленная энергетика, 1997. – № 1. – С.14 - 15.
9. Вишневский, К. П. Переходные процессы в напорных системах водоподдачи / К. П. Вишневский. – М.:Агропромиздат, 1986. – 135 с.

10. Громова, Н. К. Водяные тепловые сети. Справочное пособие по проектированию./ Под ред. Н.К. Громова, Е.П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.
11. Волков, С. В. Заражение легионеллами: основные причины данного явления и способы предупреждения заражений / Волков С. В., Якименко А. В., Зайцева С. Г. Отопление, водоснабжение, вентиляция + кондиционирование, 2004. – № 1. – С. 56 - 59.
12. Внутренние санитарно – технические устройства / – Ч. 3. – Кн. 2. Кондиционирование [Справочник проектировщика].– М.: Стройиздат, 1992. – 415 с.
13. Исаченко, В. П. Теплопередача. Исследование систем теплоснабжения / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел, Л. С. Попырин [и др]. – М.: Наука, 1985. – 215 с.
14. Гершкович, В. Ф. Термостатические клапаны... Взгляд на них пристальный и придирчивый, изложенный в виде вопросов и ответов / В. Ф. Гершкович. Энергосбережение в зданиях. – Киев: КиевЗНИИЭП, 1999. – № 8 (– №1. 99). – С. 4–22.
15. Гершкович, В. Ф. Рекомендации по применению регуляторов КИАРМ в абонентских вводах тепло и водоснабжения / В. Ф. Гершкович. – Киев: КиевЗНИИЭП, 2005. – 50 с.
16. Гершкович, В.Ф. Расчеты систем отопления на Excel / В. Ф. Гершкович. Изд. «Энергоминимум», 2002.
17. Гребенщиков, В. О регулировании в системах тепло- и холодоснабжения / В. Гребенщиков. Аква-терм, 2004. – № 4(7). – С. 52 - 53.
18. Гиллюс, А. Экспериментальные исследования тепловых вводов многоквартирных зданий / А. Гиллюс, Э. Исявичюс. АВОК, 2003. – № 3. – С. 58 - 61.
19. Глухов, А. П. Опыт внедрения приборов учета тепла на объектах муниципальной собственности Хабаровска / А. П. Глухов, С. Н. Канев. Промышленная энергетика, 1997. – № 2. – С. 10 - 13.

20. ГОСТ 30494-2011 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях / – Введ. взамен ГОСТ 3049-96 ; дата введ. 01.07.2013. – М.: Стандартиформ, 2013. – 12 с.
21. ГОСТ 10704-91 Трубы стальные электросварные прямошовные / – Взамен ГОСТ 10704-76 ; – Введ. 01.01.1993. – Москва : Стандартиформ, 2007. – 7 с
22. ГОСТ 356-80 Арматура и детали трубопроводов. Давления условные пробные и рабочие ряды / – Введ. 01.01.1981. – Москва : Государственный комитет СССР по стандартам, 1990. – 36 с.
23. ГОСТ 21-605-82 СПДС. Сети тепловые (Тепломеханическая часть) / – Введ. 01.07.1983. – М : ИПК Издательство стандартов, 1997. –14 с.
24. ГОСТ 14770_69. Устройства исполнительные ГСП. Технические требования. Методы испытаний / – М.: Госстандарт. 1988.
25. Грановский, В. Л. Основные принципы конструирования и испытаний отопительных приборов со встроенными терморегуляторами / В. Л. Грановский. АВОК, 2005. – № 4. – С. 48 - 52.
26. Гуревич, Д. Ф. Справочник конструктора трубопроводной арматуры / Д. Ф. Гуревич, О. Н. Шпаков. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-е, 1987. – 518 с.
27. Дзелтис, Э. Э. Управление системами кондиционирования микроклимата / Э. Э. Дзелтис. Справочное пособие. – М.: Стройиздат,1990. – 176 с.
28. Еремкин, А. И. Тепловой режим зданий / А. И. Еремкин, Т. И. Королева. – М.: Изд-во АСВ, 2000. – 368 с.
29. Жук, А. З. Оптимизация систем отопления и водоснабжения / А. З. Жук, Б. М. Козлов. Проблемы энергосбережения, 2002. – № 1[9-10]. – 13 с.
30. Зайцев, А. П./ А. П. Зайцев, В. М. Симохин, Н. М. Рыжков, Н. В. Филиновская. Сб. III семинара "Организация коммерческого учета теплоносителей". – Ч. I. – С. – Петербург, 1995.
31. Зверьков, Б. В. Расчет и конструирование трубопроводов : справ. Пособие / под ред. Б. В. Зверькова [и др.]. – Л.: Машиностроение,1979. –246с.

32. Карелин, В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах / В. Я. Карелин. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.
33. Каталог теплотехнического оборудования – информационный портал [Сайт]. – Режим доступа : <http://www.ktto.com.ua/calculation/bkr>
34. Каталог автоматических регуляторов для систем теплоснабжения зданий. Электронные регуляторы. Клапаны с электроприводами / – К.: Данфосс ТОВ, 2006. – 134 с.
35. Каталог автоматических регуляторов для систем теплоснабжения зданий. Регуляторы температуры прямого действия. Регуляторы давления прямого действия / – К.: Данфосс ТОВ, 2004. – 134 с.
36. Каталог трубопроводной арматуры / – К.: Данфосс ТОВ, 2004. – 148 с.
37. Козелков, В. П. Экспериментальное исследование кавитационных автоколебаний в гидротранспортной системе / В. П. Козелков, А. Ф. Ефимочкин. Материалы совещания АКАДЕМИИ НАУК УКРАИНСКОЙ ССР «Кавитационные автоколебания в насосных системах». – Киев: Днепропетровский филиал Института механики АН УССР, 1976. – Том 1. – С. 71-80.
38. Куликов, Ю. А. Механика трубопроводов из армированных пластиков / Ю. А. Куликов, Ю. В. Лоскутов. моногр. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2004. – 156 с.
39. Коган, Г.Б. Рекомендации по расчету и выбору регулирующих клапанов для систем вентиляции и кондиционирования воздуха / Г. Б. Коган. – Рига, 1969. – 23 с.
40. Лебедев, Н. Клапаны и приводы для фэнкойлов / Лебедев Н. Акватерм, 2004. – № 5(8). – С. 38-39.
41. Ливчак, В. И. За оптимальное сочетание автоматизации регулирования подачи и учета тепла / В. И. Ливчак. Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика (АВОК), 1998. – №4. – С. 44-52.
42. Липовка, Ю. Л. О системном подходе к проблеме энергосбережения города // Ю. Л. Липовка, В. И. Панфилов. Сб. статей по материалам VII Все-

- российской научно-практической конференции «Энергоэффективность систем жизнеобеспечения города». – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – С. 98-101.
43. Липовка, Ю. Л. Математическое моделирование потокораспределения на тепловых пунктах / Ю. Л. Липовка, В. И. Панфилов, А. Ю. Липовка, А. В. Тучин. Энергосбережение и водоподготовка, 2008. – № 3. – С. 65-67.
44. Липовка, Ю. Л. О экономической целесообразности внедрения современных энергосберегающих технологий в системах теплоснабжения города Красноярск / Ю. Л. Липовка, О. П. Якубович, В. К. Витер, В. И. Панфилов. Материалы городской научно-практической конференции «Развитие инновационной деятельности в промышленности г.Красноярска». – Красноярск: ИПЦ Политехнического института ФГОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», 2007. – С. 143-145.
45. Лямаев, Б. Ф. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ. / Б. Ф. Лямаев, Г. П. Небольсин, В. А. Нелюбов. – Л.: Машиностроение, 1978. – 192 с. – Под ред. Б.Ф. Лямаева.
46. Манюк, В. И. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей. / В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж. Справочник – 3-е издание. – М. : Стройиздат, 1988. – 430 с.
47. Марков, А. Р. Повышение эффективности систем централизованного теплоснабжения / А. Р. Марков. Электронный журнал энергосервисной компании «Экологические системы». – №11, 2008 г. <http://www.politerm.com.ru/>
48. Меренков, А. П. Теория гидравлических цепей / А. П. Меренков, В. Я. Хасилев. – М.: Наука, 1985. –278 с.
49. Научная библиотека диссертаций и авторефератов disserCat http://www.dissercat.com/content/modelirovanie-i-identifikatsiya-teplovykh-rezhimov-truboprovodov-sistem-teplosnabzheniya#ixzz30SzX3mOL2.VDI2035_2:1998.
50. Невзоров, А. Горячее водоснабжение: от общего к частному / А. Невзоров. Аква- Терм, 2004. – № 2. – С. 8-10.

51. Никандров, М. В. Автоматизированная система учета тепловой энергии и теплоносителя на основе ультразвуковой расходомерии / М. В. Никандров, М. В. Александров, Л. А. Славутский, Ф. Ф. Школьник. Труды академии электротехнических наук Чувашской Республики. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. ун-та, 2005. – С. 59-62.
52. Онищенко, Г. Б. Электропривод турбомеханизмов / Г. Б. Онищенко, М. Г. Юньков. – М.: «Энергия», 1972. – 240с.
53. Панько М.А., Харахорин Д.А. Расчет оптимальных настроек регулятора в автоматической системе регулирования с сигналом по производной // Сб. научных трудов “Теория и практика построения и функционирования АСУТП”. МЭИ. 1998. С. 61-69.
54. Побат С.В. Автоматизация инженерных систем теплоснабжения жилых и промышленных зданий / С.В. Побат, А.Ф. Тихонов - М. Механизация строительства, № 11, 2009. – С. 18 – 21
55. Подгорный, В. Ю. Рекомендации по проектированию автоматизированных узлов присоединения многоэтажных зданий к тепловым сетям г. Киева / В. Ю. Подгорный. 2-я редакция. – К.: АО Киевпроект, 2000. – 23 с.
56. Прандтль, Л. Гидроаэромеханика / Л. Прандтль. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000. – 576 с.
57. Пырков, В. В. Современные тепловые пункты / В. В. Пырков Автоматика и регулирование – 3-е изд.– К. П ДП «Такі справи», 2008. – 252 с.
58. Пырков, В. В. Особенности современных систем водяного отопления / В. В. Пырков. – К.: П ДП "Такі справи", 2003. – 176 с.
59. Программа по подбору насосов [Сайт]. – Режим доступа: <http://www.wilo-select.com>
60. Пырков, В. В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения. Теория и практика / В. В. Пырков. – К.: П ДП "Такі справи". 2005. 304 с.

61. Рабинович Е. З. Гидравлика // – 4-е изд. – М.: Физ.-мат. лит-ра. 1963. – 408 с.
62. Рабинович, Е. З. Гидравлика / Е. З. Рабинович – М.: Недра, 1978. – 304 с.
63. Расчет и проектирование систем трубопроводов : справочная книга фирмы «Келлог» / – М.: Гостоптехиздат, 1961. – 474 с.
64. Радіаторні терморегулятори RTD / – К.: Данфосс ТОВ, 2002. – 47 с.
65. Регулирование системы подпольного отопления / – К.: Данфосс ТОВ, 2002. – 28 с.
66. Рождественский, В. В. Кавитация / В. В. Рождественский – Л.: Судостроение, 1977. – 247 с.
67. Ротач В.Я. Метод многомерного сканирования в расчетах автоматических систем управления // Теплоэнергетика. №10.2001. С. 33-38.
68. Ротач В.Я. К расчету систем автоматического регулирования со вспомогательными информационными каналами методом многомерного сканирования // Теплоэнергетика. №11.2001. С. 61-65.
69. Селезнев, В. Е. Основы численного моделирования магистральных трубопроводов / В. Е. Селезнев, В. В. Алешин, С. Н. Прялов. Под ред. В. Е. Селезнева. – М.: Ком-Книга, 2005. – 496 с.
70. Сканава, А. Н. Отопление / А.Н. Сканава, Л.М. Махов. – М.: Издательство АСВ, 2002. – 576 с.
71. Саргин, Ю. Н. Внутренние санитарно-технические устройства / Ю. Н. Саргин, Л. И. Друскин, И. Б. Покровская и др. – В 3 ч. – Ч. 2. Водопровод и канализация. Под ред. И. Г. Староверова и Ю. И. Шиллера. – М.: Стройиздат, 1990. – 247 с. (Справочник проектировщика).
72. Сканава, А. Н. Отопление / А. Н. Сканава. – М.: Стройиздат, 1988. – 416 с.
73. СНиП 2.04.01_85. Внутренний водопровод и канализация зданий / – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. – 56 с.
74. СНиП II_12_77. Защита от шума / – М.: Стройиздат, 1977.

75. СНиП 2.04.05_91. Отопление, вентиляция, кондиционирование / – М.: АПП ЦИТП, 1992.
76. СП 41_101_95 Проектирование тепловых пунктов / – М.: Минстрой России, 1996. – 165 с.
77. СНиП 2.04.07_89 Тепловые сети / – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. – 48 с.
78. СП 124.13330.2012 Тепловые сети / Актуализированная редакция СНиП 41-02-2003. – Введ. 01.01.2013. – М. : ФАУ ФЦС, 2012. – 74 с.
79. СП 50.13330.2012 Тепловая защита зданий / Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003. – Введ. 01.07.2013. – М.: ФАУ ФЦС, 2012. – 96 с.
80. СП 61.13330.2012 Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов / Актуализированная редакция СНиП 41-03-2003. – Введ. 01.01.2013. – М.: ФАУ ФЦС, 2012. – 52 с.
81. СП 36.13330.2012 Магистральные трубопроводы / Актуализированная редакция СНиП 2.05.06-85*. – Введ. 01.01.2013. – М. : Минрегионразвитие, 2012. – 87 с.
82. СП 41-101-95 Проектирование тепловых пунктов / Актуализированная редакция СНиП 2.04.07-89*. – Введ. 01.07.1996. – М. : АВОК, 1997. – 71 с.
83. СП 23_101_2000. "Проектирование тепловой защиты зданий" / – М.: Госстрой России, 2001. – 96 с.
84. Селезнев, В. Е. Основы численного моделирования магистральных трубопроводов / В. Е. Селезнев, В. В. Алешин, С. Н. Прялов, под ред. В. Е. Селезнева. – М.: Ком-Книга, 2005. – 496 с.
85. Сосков, В. И. Технология монтажа и заготовительные работы : учеб. пособие для студентов спец. «Теплогазоснабжение и вентиляция» / В. И. Сосков. – М.: Высш. шк., 1989. – 344 с.
86. Соколов, Е. Я. Теплофикация и тепловые сети : учеб. пособие для вузов – 7-е изд., стереот / Е. Я. Соколов. – М. : Изд-во МЭИ, 2001. – 472 с.
87. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей. / под ред. инж. А. А. Николаева. – М. : Стройиздат, 1965. – 359 с.

84. Техническое описание. Шаровые краны JIP / – К.: Данфосс ТОВ, 2006. – 12 с.
88. Смирнов Н.И., Сабанин В.Р., Репин А.И. Оптимизация настроек автоматических систем регулирования с дифференциатором // Труды международной научной конференции Control 2003. МЭИ. 2003. С. 159-165.
89. Сабанин В.Р., Смирнов Н.И., Репин А.И. Оптимальный синтез АСР методом имитационного моделирования с использованием генетических алгоритмов оптимизации // Труды всероссийской научной конференции ИММОД 2003. Санкт-Петербург.: ФГУП ЦНИИ технологии судостроения. 2003. С. 87-91.
90. Тихомиров, А. К. Теплоснабжение района города : учеб. пособие / А. К. Тихомиров. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2006. – 135 с.
91. Тимошенко, Г. М. Научные основы проектирования и эксплуатации насосных установок в переходных режимах / Г. М. Тимошенко. – Киев-Донецк: «Вища школа», 1986. – 127с.
92. Хрусталева, Б. М. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование – 3-е изд. / Б. М. Хрусталева, Ю. Я. Кувшинов, В.М. Копко под ред. проф. Б. М. Хрусталева. – М. : Изд-во АСВ, 2008. – 784 с.
93. Черный, А. П. Моделирование электромеханических систем / А. П. Черный, Д. И. Родькин. – Кременчуг, 2001. – 376 с.
94. Чистович, С. А. Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления / С. А. Чистович. – Л.: Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1987. – 248 с.
95. Чупрынин В.А. Повышение надежности и экономичности системы теплоснабжения г. Питкяранта / В. А. Чупрынин, Л. С. Лангуев. Новости теплоснабжения. – № 11, 2005. – С. 16-20.
96. Электронный каталог шаровых кранов стальных Jip [Сайт]. – Режим доступа : <http://www.krasnoyarsk.pulscen.ru>
97. Хаванов, П. А. Децентрализованное теплоснабжение – альтернатива или шаг назад. / П. А. Хаванов. В сб.: Материалы Международной научно-

технической конференции "Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции 23–25 ноября 2005 г." – М.: МГСУ, 2005. – С. 222–226.

98. ECL Comfort Принципиальные схемы установок / – К.: Данфосс ТОВ, 2004. – 38 с.

99. DINV 4701_10:2002. Belblatt, I. Energetische Bewertung heiz_undraum_lufttechnischer. Anlagen. Heizung, Trinkwassererewarmung, Luftung.

100. Roos, H. Zagadnienia hydrauliczne w instalacjach ogrzewania wodnego / H. Roos. – Warszawa: CIBET, 1997. – 240 p.

101. Frotscher, H. Fehlzirkulationen in heizungs und lufttechnischen / H. Frotscher. Anlagen. TAB. nr 2, 1977.

102. Petitjean, R. Total hydronic balancing: A handbook for design and troubleshooting of hydronic HVAC systems // R. Petitjean. – Gothenburg: TA AB, 1994. – 530 p.

103. Jablonowski, H. Termostatyczne zawory grzejnikowe: Poradnik [Pomiar. Regulacja. Montaz. Hydraulika] / H. Jablonowski. – Warszawa: Polski instalator, 1992. – 267 p.

104. Teekaram, A. Variableflow water systems. Design, installation and commissioning guidance / A. Teekaram, A. Palmer. – BSRIA, 16/2002. – 81 p.

105. DINV 4701_10:2003_08. Energetische Bewertung heiz_undraumluft_technischer. Anlagen. Heizung, Trinkwassererewarmung, Luftung.

106. ASHRAE. Fundamentals of heating systems / – Atlanta, 1988.

107. VDI 3808: 1993. Energiewirtschaftliche Beurteilungskriterien fur heiztechnische Anlagen.

108. VDI 2067_2:1982. Berechnung der Kosten von Wärme_ versorgungsanlagen. Raumheizung.

109. [<http://www.c-o-k.ru/articles/problemy-teplovoy-ustoychivosti-dvuhtrubnyh-vertikal-nyh-sistem-otopleniya>].

110. Бобух, А.А. Компьютерно-интегрированная система автоматизации технологических объектов управления централизованным теплоснабжением:

- монография / А.А. Бобух, Д.А. Ковалёв; Харьк. нац. ун-т гор. хоз-а им. А. Н. Бекетова. – Харьков: ХНУГХ, 2013. – 226 с. ISBN 978-966-695-305-9.
111. Мухин, О.А. Автоматизация систем теплогазоснабжения и вентиляции / О.А. Мухин. – Минск.: Выш. шк., 1986. – 304 с.;
112. Калмыков, А.А. Автоматика и автоматизация систем теплогазоснабжения и вентиляции / А.А. Калмыков, Ю.Я. Кувшинов, С.С. Романова, С.А. Щелкунов; под ред. В.Н. Богословского. – Москва: Стройиздат, 1986. – 479 с.;
113. Автоматизация систем отопления [Электронный ресурс] // ЗАО "Взлет". – Режим доступа: <http://vzljot.nt-rt.ru/images/showcase/atp.pdf>.
114. Нубарян, С.М. Автоматизация систем теплогазоснабжения и вентиляции: Краткий курс лекций / С.М. Нубарян. – Харьков: ХНАГХ, 2007 – 147 с.
115. Электронный ресурс ООО "НТЦ АСУ". Режим доступа: www.ntcasu.ru.
116. Электронный ресурс ПО "ОВЕН". Режим доступа: www.owen.ru.
117. Дядик, В.Ф. Теория автоматического управления: учебное пособие / В.Ф. Дядик, С.А. Байдали, Н.С. Криницын. – Томск: Изд-во Томского политех. ун-та, 2011. – 196 с.
118. Александров, А.Г. Повышение точности систем с ПИД-регуляторами при внешнем возмущении / А.Г. Александров, Д.А. Хомутов // Проблемы управления. – № 1. – 2010.
119. Денисенко, В.В. Разновидности ПИД-регуляторов // Автоматизация в промышленности. – 2007. – № 6. – С. 45–50.
120. Ротач, В.Я. Расчет промышленных автоматических систем регулирования. – М.: Энергия, 1973.
121. Astrom, K.J., and Hagglund T. Advanced PID control. – ISA, 2006.
122. Федюн, Р.В. Автоматическое управление теплоснабжением спортивного комплекса / Р.В. Федюн, А.Ю. Абакумов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Обчислювальна техніка та автоматизація. – 2013. – № 1 (24). – С. 64-71.

123. Автоматизация систем отопления [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://erectiondesign.com/automatization.html>. – Дата доступа: 15.03.2013.
124. Якубовская, Е.С. Проектирование и САПР систем автоматизации: учебно-методический комплекс. В 2 ч. Ч. 2 / Е. С. Якубовская. – Минск: БГАТУ, 2012. – 280 с. ISBN 978-985-519-450-8.
125. Андреев, С.А. Автоматика. Задания и методические указания к выполнению контрольной работы для студентов факультета заочного образования / С.А. Андреев, Ю.А. Судник. – М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2008. – 48 с.
126. Секушин, Н.А. Автоматизированные системы управления в лесной промышленности [Электронный ресурс] : учебное пособие: самоуст. учеб. электрон. изд. / Н.А. Секушин; Сыкт. лесн. ин-т. – Электрон. дан. – Сыктывкар: СЛИ, 2013. – Режим доступа: <http://lib.sfi.komi.com>.
127. Тепловопортал.рф. Режим доступа: <http://ru.heating.danfoss.com>.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Список условных обозначений

x – текущая координата аппарата, м;

l – длина аппарата, м;

t – текущее время, с;

D, d – диаметр, м;

c – теплоемкость,

γ – плотность,

α – коэффициент теплоотдачи,

ϑ – скорость движения,

ϑ_0 – постоянная начальная скорость,

$\delta\vartheta$ – возмущение скорости,

T – температура,

q – удельный тепловой поток,

k – коэффициент,

f, ψ – возмущающие функции $\theta, f, \delta\vartheta$;

s – преобразование Лапласа по переменной t соответственно для $\theta, f, \delta\vartheta$;

$\delta\theta$ – отклонение температуры от номинального значения вследствие изменения скорости $\delta\vartheta$;

v – скорость теплоносителя;

p – давление в системе;

T – температура теплоносителя;

w – расход рабочей жидкости.

$G_{\text{пр}}$ – расход теплоносителя, кг/с;

C – удельная теплоемкость воды, равная 4,183 кДж/кг·°С;

$t_{\text{вх}}$ – температура теплоносителя на входе в прибор, °С;

$t_{\text{вых}}$ – температура теплоносителя на выходе из прибора, °С.

φ_k – комплексный коэффициент приведения $Q_{\text{н.у.}}$ к расчетным условиям,

$t_{\text{вх}}$ – температура воды на входе в прибор, °С;

$t_{\text{вых}}$ – температура воды на выходе из прибора, °С;

$t_{\text{в}}$ – температура окружающего воздуха, °С.

β – коэффициент учета атмосферного давления в данной местности, принимается равный 1;

ψ – коэффициент учета направления движения теплоносителя (воды) в приборе снизу-вверх, равный 1;

n, p, c – экспериментальные числовые показатели,

$\Delta t_{\text{ср}}$ – разность средней температуры воды $t_{\text{ср}}$ в приборе и температуры окружающего воздуха $t_{\text{в}}$, °С,

c – коэффициент теплопередачи;

S – площадь поверхности излучателя;

T_1 – температура излучателя;

T_2 – температура окружающей среды

E – энергоемкость теплопередающих систем отопления;

ΔP – перепад давления в системе;

μ – гидравлический коэффициент;

$f_{\text{др}}$ – площадь проходных сечений балансировочный клапана;

$\mu_{\text{др}}$ – коэффициенты расхода жидкости через балансировочный клапан;

γ – удельный вес жидкости; g – ускорение свободного падения;

$p_{\text{др}}$ – давление жидкости на входе балансировочного клапана;

$p_{\text{вых}}$ – давление жидкости на выходе из балансировочного клапана;

d_{T} – диаметр трубопровода;

ξ – коэффициент местного сопротивления;

$l_{\text{щ}}$ – длина наиболее узкого места щели;

b – ширина щели;

K – коэффициент усиления объекта;

$\tau_{\text{в,о}}$ – запаздывание на включение/отключение устройства;

$T_{\text{в,о}}$ – постоянная времени напора воды;

P – давление в трубопроводе;

$K_{пчд}$ – коэффициент передачи преобразователя частоты-двигателя;

T_m – постоянная времени преобразователя частоты-двигателя;

K_n – коэффициент передачи насоса;

T_n – постоянная времени насоса;

K_d – коэффициент передачи датчика давления;

$f(Q)$ – возмущающее воздействие.

X_p – полоса пропорциональности;

E_i – разность между заданным $T_{уст}$ и текущим T_i значением измеряемой величины, или рассогласование;

τ_d – постоянная времени дифференцирования;

Δt_{uzm} – время между двумя соседними измерениями T_i и T_{i-1} ; τ_u – постоянная времени интегрирования;

s – преобразователь Лапласа;

$T_\Sigma = T_N + T_u$ – время прохождения жидкости через насос и прилегающий трубопровод, с;

$T_N = \frac{4(d_2 - d_1)}{\Omega z_p \ln(d_2 - d_1)}$ – постоянная времени насоса, с;

d_1, d_2 – входной и выходной диаметры круговой решетки центробежного насоса, м;

Ω – относительная скорость жидкости в межлопаточном пространстве; z_p – число лопаток круговой решетки;

T_U – инерционная постоянная времени трубопровода, с;

T_e – емкостная постоянная времени трубопровода, с;

$H_N(p) = H_0(p)V^2(p) - \Delta H_N(p) = H_0(p) - R_{vN}Q^2(p)$ – напор, развиваемый насосом, м;

$V(p) = \frac{\omega_i(p)}{\omega_H(p)}$ – относительная частота вращения рабочего колеса насоса;

$\omega_i(p), \omega_H(p)$ – текущая и номинальная частоты вращения рабочего колеса насоса, c^{-1} ;

$H_0(p)$ – напор насоса при нулевой производительности, м; $\Delta H_N(p)$ – потери напора в насосе, м;

$Q(p)$ – производительность насосного комплекса (НК), м³/с; R_{vN} – внутреннее сопротивление насоса,

$\Delta H_{\Sigma}(p)$ – потери напора в гидросистеме, м;

$\Delta H(p)$ – потери напора в прилегающем участке трубопровода, м;

$R_{\Sigma}(p) = R_c(p) + R_{kav}(p)$ – гидродинамическое сопротивление прилегающего участка трубопровода;

$R_c(p)$ – собственное гидродинамическое сопротивление участка трубопровода;

$R_{kav}(p) = \frac{\xi_{kav}(p)}{2qs^2} = K_{kav} * V_{kav}(p)$ – гидродинамическое сопротивление, соответствующее наличию кавитации в потоке жидкости;

$V_{kav}(p)$ – объем кавитационной каверны;

K_p, K_i и K_d – коэффициенты, соответственно, пропорциональности, интегрирования и дифференцирования;

τ – время распространения волны в один конец трубопровода;

k_n – коэффициент линеаризации кривой напора насоса от скорости;

S – площадь сечения трубопровода;

$k_{нх}$ – коэффициент жесткости характеристики в области рабочей точки.

T_z и T_o – температура теплоносителя в системе отопления соответственно 95°С и 70°С;

q_n – нарастающая сумма тепловых нагрузок приборов по ходу движения теплоносителя,

$\sum_{i \rightarrow 1}^n q_i$ – тепловая нагрузка всего стояка;

φ_{np} – коэффициент, учитывающий конкретные условия эксплуатации прибора;

F_{np} – площадь нагревательных приборов ;

G_{cm} – расход воды в стояке;

$T_{вых}$ – температура воды на выходе из прибора;

T_{np} – температура воды в приборе;

$\sum_{i \rightarrow 1}^n q_{i,cm1}$ – тепловая нагрузка на первом стояке;

C_v – теплоемкость воды;

T_r – температура горячей воды;

T_o – температура охлажденной воды;

p — площадь прибора или группы приборов;

k_{np} — коэффициент теплопередачи прибора ;

t_{np} — средняя температура прибора;

t_v — температура воздуха в помещении;

Q_{np} — теплоотдача прибора или группы приборов.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Теплотехнический расчет системы теплоснабжения

Температура теплоносителя на входе и выходе из стояка по формуле:

$$T_{\text{вых}} = T_z - (T_z - T_o) \frac{q_n}{\sum_{i=1}^n q_i} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1)$$

где T_z и T_o – температура теплоносителя в системе отопления соответственно 95°C и 70°C ; q_n – нарастающая сумма тепловых нагрузок приборов по

ходу движения теплоносителя, Вт; $\sum_{i=1}^n q_i$ – тепловая нагрузка всего стояка, Вт.

Вт.

Расход воды во всем стояке:

$$G_{cm} = \frac{\sum_{i=1}^n q_i}{C_g \cdot (T_z - T_o)}, \text{ кг/ч.} \quad (2)$$

Температура воды на выходе из прибора по формуле

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вхо}}^{np} - \frac{q_{np}}{\alpha_{зам} G_{cm} C_g}, \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (3)$$

Температура воды в приборе определяется по формуле

$$\Delta T_{cp} = \frac{T_{\text{вхо}}^{np} + T_{\text{вых}}^{np}}{2} - T_g, \text{ } ^\circ\text{C,} \quad (4)$$

где $T_e = 20^\circ\text{C}$.

Коэффициент, учитывающий конкретные условия эксплуатации прибора:

$$\varphi_{np} = \left(\frac{\Delta T_{np}}{70} \right)^{1+n} \cdot \left(\frac{G_{np}}{360} \right)^m \quad (5)$$

Площадь нагревательных приборов F_{np}

$$F_{np} = \frac{Q_{np}}{K_{np} \cdot (t_{np} - t_e)}, \text{ м}^2, \quad (6)$$

где p — площадь прибора или группы приборов (устанавливаемых в одном помещении) в м^2 ; k_{np} — коэффициент теплопередачи прибора в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$, находящийся в прямой зависимости от величины $t_{np} - t_b$ и определяемый опытным путем. Значения этого коэффициента для радиаторов находятся в диапазоне 6 — 8 $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$; t_{np} — средняя температура прибора, равная полусумме температур горячей и охлажденной воды, если прибор (радиатор) получает горячую воду через отверстие в верхней пробке, в $^\circ\text{C}$; t_b — температура воздуха в помещении в $^\circ\text{C}$; Q_{np} — теплоотдача прибора или группы приборов, которая должна быть равна расчетной потере тепла помещением, в $\text{ккал}/\text{ч}$.

Тепловой поток Q обеспечивается регулированием температуры и расходом теплоносителя:

$$Q = C_e G_{cn} (T_2 - T_0) \quad (7)$$

Расход теплоносителя определяется по формуле

$$G_{cm1} = \frac{\sum_{i \rightarrow 1}^n q_{i,cm1}}{C_6(T_r - T_o)}, \text{ кг/ч}, \quad (8)$$

где $\sum_{i \rightarrow 1}^n q_{i,cm1}$ – тепловая нагрузка на первом стояке; C_6 – теплоемкость воды; T_r – температура горячей воды, равна 95°C ; T_o – температура охлажденной воды, равна 70°C .

Сопротивление в трубопроводной системе б

$$S_{1-2} = A(L(\frac{\lambda}{d}) + \sum \zeta), \quad (9)$$

где A – динамическое давление в трубопроводе при расходе воды G , кг/ч; λ/d – приведенный коэффициент трения на 1 м трубы данного диаметра; l – суммарная длина подающего и обратного трубопровода на участке 1-2, м; $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Подача циркуляционного насоса соответствует расчетному расходу в системе отопления $V_n = V_{co}$. Требуемый напор определяется суммой составляющих потерь давления в циркуляционном кольце – потерь давления участков основного циркуляционного кольца $\sum \Delta P_{уч}$, потерь в теплообменнике со стороны вторичного теплоносителя $\Delta P_{то}$, сопротивления фильтра $\Delta P_{ф}$ и сопротивления обратного клапана $\Delta P_{ок}$:

$$P_n = \sum \Delta P_{уч} + \Delta P_{то} + \Delta P_{ф} + \Delta P_{ок} \quad (10)$$

Рабочий расчетный объем открытого расширительного бака, определяется по формуле

$$V_{p\delta} = 0,045V_{co}, \quad (11)$$

где V_{co} – расчетный объем воды в системе отопления.

Требуемый минимальный объем $V_{з.б.}$, л, закрытого (мембранного) расширительного бака, работающего под давлением, определяется по формуле

$$V_{зб} = \frac{V_{p\delta}}{1 - \frac{P_z}{P_{пк}}} \quad (12)$$

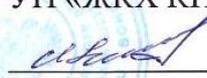
где $V_{p.б.}$ – рабочий расчетный объем открытого расширительного бака; P_z – расчетная величина гидростатического давления в точке подключения закрытого (мембранного) расширительного бака к системе отопления, бар; $P_{п.к.}$ – значение давления срабатывания предохранительного клапана, бар.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

**Перечень документов, подтверждающих использование результатов
научно-исследовательской работы**

Утверждаю:

Директор ФГУП «ЖКХ КНЦ СО РАН»


И.П.Лауман

«12» декабря 2014г

А К Т

о внедрении результатов кандидатской диссертационной работы

Цыганковой Анны Викторовны

Комиссия в составе: председатель – инженер Федерального Государственного унитарного предприятия «Жилищно-коммунального хозяйства Красноярского научного центра Сибирского отделения Российской академии наук» (далее ФГУП «ЖКХ КНЦ СО РАН») Лауман В.И., члены комиссии: мастер ФГУП «ЖКХ КНЦ СО РАН» - Степанов О.Н., зав. кафедрой "Инженерные системы зданий и сооружений" Сибирского федерального университета Емельянов Р.Т. составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы «Совершенствование регулируемых трубопроводных систем отопления» использованы в проектно-конструкторской деятельности ФГУП «ЖКХ КНЦ СО РАН» в следующем виде:

1. методике расчета трубопроводных систем отопления с независимым подключением;
2. способе минимизации тепловых потерь трубопроводной системы отопления и оптимизации настроечных коэффициентов теплопередающих систем

Использование указанных результатов позволяет: снизить энергоемкость систем отопления с независимым подключением, уменьшить удельные затраты топлива при производстве и потреблении тепловой энергии путем совершенствования режимов работы регулируемых трубопроводных систем отопления.

Председатель комиссии:

Инженер ФГУП «ЖКХ КНЦ СО РАН»


В.И. Лауман

Члены комиссии:

Мастер ФГУП «ЖКХ КНЦ СО РАН»


О.Н. СтепановЗаведующий кафедрой "Инженерные
системы зданий и сооружений"

Сибирского федерального университета


Р.Т.Емельянов

АКТ

о внедрении результатов НИР в учебный процесс СФУ

Цыганковой Анны Викторовны

**«Совершенствование стабилизации температурного режима
регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения зданий»**

Результаты научно-исследовательской работы

Разработана система стабилизации температурного режима регулируемой трубопроводной системы теплоснабжения зданий, выполненная по направлению «Управление гидротранспортными системами зданий и сооружений» в 2011 – 2015 гг.

Результаты внедрены в учебный процесс на основании решения кафедры "Инженерные системы зданий и сооружений" Сибирского федерального университета, протокол № 5 от 15 января 2015 г.

Указанные результаты включены в дисциплину «Теплоснабжение и вентиляция» для проведения лекционных и лабораторных работ

Зав. кафедрой ИСЗиС



/Р.Т. Емельянов

"15" 01 2015 г.

Нач. отдела организации
и планирования учебного
процесса



/Е.В. Соколова/

"15" 01 2015 г.

Зав. отделением СИИД



/Е.Ю. Янаев/

"15" 01 2015 г.